

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет



Арсеньєв В. М., Шарапов С. О.

**МЕТОДИ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ
ТЕРМОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ:
ОСНОВИ ТЕОРІЇ, ПРИКЛАДИ ТА ЗАВДАННЯ**

Підручник

Рекомендовано вченою радою Сумського державного університету



Суми
Сумський державний університет
2022

УДК 621.57:536(075.8)

А 85

Рецензенти:

Л. І. Морозюк – доктор технічних наук, професор, професор кафедри кріогенної техніки Одеської національної академії харчових технологій;

О. О. Ляпощенко – доктор технічних наук, професор, провідний науковий співробітник кафедри хімічної інженерії Сумського державного університету

*Рекомендовано до друку
вченою радою Сумського державного університету
як підручник
(протокол № 6 від 16.12.2021 р.)*

Арсеньєв В. М.

А 85 **Методи термодинамічного аналізу термомеханічних систем: основи теорії, приклади та завдання : навчальний посібник / В. М. Арсеньєв, С. О. Шарапов. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – 322 с.
ISBN 978-966-657-890-0**

У підручнику наведено основні теоретичні відомості, необхідні для розв'язування задач, порядок розрахунку типових завдань і в кінці кожного розділу пропонуються задачі для самостійного розв'язання. Необхідні додаткові дані (значення коефіцієнтів, таблиці властивостей газів та рідин, діаграми стану холодильних агентів) подані в основному тексті підручника і в додатках, що полегшує роботу й не потребує використання допоміжної літератури.

Для здобувачів вищої освіти закладів вищої освіти III–IV рівнів акредитації спеціальностей «Енергетичне машинобудування» та «Теплоенергетика».

УДК 621.57:536(075.8)

© Сумський державний університет, 2022

ISBN 978-966-657-890-0

© Арсеньєв В. М., Шарапов С. О., 2022

ЗМІСТ

	С.
Передмова	5
Вступ	7
1 Енергетичний аналіз термомеханічних систем	10
1.1 Енергія. Її зміст та основні термодинамічні поняття	10
1.2 Термодинамічні основи енергетичного методу аналізу	16
1.3 Послідовність енергетичного методу аналізу	16
1.4 Розрахунок режимних та енергетичних параметрів парокомпресійного теплового насоса	17
1.5 Порівняльний розрахунок питомої вартості енерго- споживання для систем гарячого водопостачання	24
1.6 Розрахунок режимних параметрів когенераційної газотурбінної установки	30
1.7 Оцінювання енергетичного потенціалу продуктів згоряння котельної установки	39
Задачі для самостійного розв'язування	44
2 Ексергія як основа формування термодинамічного аналізу	49
2.1 Поняття ексергії, її види	49
2.2 Розрахункове вираження ексергії	51
2.3 Показники ефективності енергоперетворень	58
2.4 Розрахунок ексергії потоків у ідеально-газовому стані	60
2.5 Розрахунок ексергії потоків реальних газів	63
2.6 Розрахунок ексергії потоків води і водяної пари	67
2.7 Розрахунок ексергії потоків газоподібного палива	73
Задачі для самостійного розв'язування	76
3 Ексергетичний метод термодинамічного аналізу	81
3.1 Загальні положення ексергетичного методу термодинамічного аналізу термомеханічних систем	81
3.2 Послідовність виконання ексергетичного методу термодинамічного аналізу термомеханічних систем	82
3.3 Визначення критеріїв ексергетичних перетворень систем та їх компонентів	82
3.4 Формалізація ексергетичних перетворень у системах та компонентах низькотемпературної техніки	99

3.5 Розрахунок ексергетичної ефективності поверхневого теплообмінника	110
3.6 Розрахунок ексергетичної ефективності компонентів системи повітряного теплопостачання	112
3.7 Розрахунок ексергетичної ефективності когенераційної газотурбінної установки	118
3.8 Ексергетична ефективність котельної установки	121
3.9 Ексергетичний аналіз двоступінчастого поршневого компресора	123
3.10 Ексергетичний аналіз чилера холодильної установки ...	134
Задачі для самостійного розв'язування	146
4 Термoeкономiчний аналіз термомеханiчних систем	152
4.1 Основні поняття термoeкономiчного методу аналізу	152
4.2 Баланс ексергетичної вартості	154
4.3 Економiчна модель енергоперетворювальної системи ...	159
4.4 Критерії термoeкономiчного аналізу	166
4.5 Методи розрахунку питомої ексергетичної вартості	173
4.6 Розрахунок термoeкономiчних параметрів когенераційної газотурбінної установки	185
4.7 Розрахунок термoeкономiчних параметрів бiвалентної теплонасосної установки	201
Задачі для самостійного розв'язування	229
Бiографiчні дані науковцiв та їх внесок у розвиток термодинаміки	233
Список рекомендованої лiтератури	246
Додатки	249

ПЕРЕДМОВА

Беззаперечним фактом можна вважати, що дійсний технічний прогрес людства почався з моменту створення першої парової машини, яка перетворювала хімічну енергію викопного палива на механічну роботу (що примножила ручну силу людини).

Джеймс Ватт та його послідовники конструювали свої парові машини на підставі звичайних дослідів, спостережень за природою і деяких технічних досягнень, відомих із часів Стародавнього Єгипту і Китаю. Основним завданням для створення перших теплових двигунів було забезпечення працездатності машини, а фізичний опис процесу перетворення теплоти на механічну роботу ґрунтувався на передумовах і здогадках.

У той початковий період важливим було отримати рух механічної системи, а не оцінити витрати паливного ресурсу. Але якщо на початку ХІХ ст. парові машини стали двигунами транспортних засобів (паротяги, пароплави), то питання енерговитратності набули економічного характеру. Дійсно, не володіючи розрахунком питомої витрати палива, наприклад, на 1 км рейсу, важко правильно оцінити можливості транспортного засобу, для досягнення ним кінцевого пункту призначення.

Необхідність оцінювання енергетичної ефективності двигунів внутрішнього і зовнішнього згоряння стало основою зародження і розвитку нової науки – термодинаміки. На базі дослідів із конструювання парових машин С. Карно вперше пояснив, що будь-яка тепла машина повинна взаємодіяти з двома джерелами теплоти – у нагрівнику та охолоджувачі. Важливим моментом у розвитку термодинаміки і теорії теплових двигунів стало доведення за допомогою дослідів енергетичної еквівалентності теплоти і роботи, подане у працях Ю. Р. фон Маєра (1842 р.) і, особливо, Дж. Джоуля (1843 р.). Завдяки цьому Ю. Р. фон Маєр та Г. Гельмгольц сформулювали перший закон термодинаміки, до розрахунків були введені функції стану і, нарешті, основний показник термодинамічної

досконалості перетворення енергії – коефіцієнт корисної дії.

Завдяки цьому показнику з'явилася можливість на етапі проектування машин виконувати так званий енергетичний аналіз будь-якої термомеханічної системи та знаходити для неї більш термодинамічно досконалі схемні рішення, а також виконувати оптимальний вибір термічних і режимних параметрів потоків та ін. Однак під час розрахунку ніякого зв'язку з економічними показниками інвестиційного й експлуатаційного характеру енергетичний метод термодинамічного аналізу не мав та не передбачав.

Другий закон термодинаміки був узагальненням висновку С. Карно на довільні термодинамічні процеси, що відбуваються в природі. У 1850 р. Р. Клаузіус сформулював цей принцип – про неможливість самовільного переходу теплоти від системи з меншою температурою до системи з більшою температурою. На базі цього закону термодинаміки в працях В. Томсона (лорда Кельвіна) було доведено можливість реалізації оборотного термодинамічного циклу в різних конструкціях холодильних машин і теплових насосів.

Введена Р. Клаузіусом функція стану – ентропія, дозволила якісно покращити розрахунки дисипації енергії під час її перетворення у необоротних процесах. Еквівалентність приросту ентропії системи загалом і ступеня необоротності процесів дозволила сформулювати основи ентропійного методу термодинамічного аналізу для реальних процесів у реальних газах. На базі рівняння Гюї – Стодоли стало можливим оцінити зменшення роботи, яку виконує система, в прямих циклах та збільшення – в оборотних циклах.

Будь-які перетворення енергії у формі теплоти і роботи пов'язані з обмеженням під час переходу параметрів системи до стану рівноваги з довкіллям (Згадаємо шкільні запитання: за яких умов в паровій машини вищий ККД? Влітку чи взимку?). Роль цього обмеження через існування оточуючого середовища нашої планети і його вплив описані і набули значущості після введення З. Рантом нових термодинамічних понять: «ексергія» і «анергія» (1954 р.).

Ексергетичний метод термодинамічного аналізу є універсальним способом термодинамічного дослідження процесів перетворення енергії в будь-якій термомеханічній системі. Усі реальні процеси є необоротними, і необортність є причиною зменшення досконалості процесу. Це відбувається не через втрати енергії, а через зниження її якості, оскільки в необортних процесах енергія не зникає, а знецінюється. Так, наприклад, дроселювання робочої речовини не змінює його енергії (ентальпія в процесі не змінюється $H1 = H2$), а зменшує її придатність до виконання роботи чи використання у нагрівальних потребах.

В ексергетичному методі термодинамічного аналізу термомеханічної системи кожний її елемент розглядають як самостійну термомеханічну систему. Ефективність перетворення енергії кожного елемента системи оцінюють порівнянням ексергії на вході та виході для цього елемента. Затрати ексергії в межах елемента системи враховують вплив як внутрішньої, так і зовнішньої необортності. Таким чином, визначаючи деструкцію і втрати ексергії в кожному елементі досліджуваної системи, виявляють і якісно оцінюють причини недосконалості процесів, що проходять у ній. Це дає додаткову інформацію про можливість підвищення досконалості як елементів, так і системи загалом.

Необхідно зазначити, що в разі створення чи оптимізації термомеханічної системи на базі ексергетичного методу одержані результати принципово не відрізняються від інших класичних методів аналізу. Головне, що застосування ексергетичного методу є більш простим та універсальним шляхом вирішення проблеми.

Незважаючи на зазначені переваги ексергетичного методу, він також пов'язаний із деякими обмеженнями:

– в умовах низькотемпературної техніки процеси супроводжуються зміною не ексергії, а енергії, і в реальних умовах відбувається умовне «накачування» енергетичних потоків ексергією. У результаті цього такий аналіз супроводжується допущеннями й довільністю вибору;

– ексергетичний метод, як і всі інші класичні методи, не враховує суспільно необхідних витрат, і передусім інвестиційних і тих, що пов'язані з експлуатацією елементів і системи загалом.

Вихід із другого обмеження відображений у працях американських учених: Р. Гаджіоллі, М. Трайбуса, Р. Еванса, Е. Ель-Саєда та ін. У цих працях подано новий напряму розвитку прикладної термодинаміки під терміном «термоекономіка» як науки про раціональне використання енергетичних ресурсів у контексті поєднання термодинаміки і економічного аналізу.

У 1986 р. професор Берлінського технічного університету Дж. Тсатсароніс запропонував новий термоекономічний аналіз енергоперетворювальних систем як поєднання сучасної форми ексергетичного аналізу й економічної моделі інвестиційних та експлуатаційних витрат.

Автори висловлюють глибоку вдячність професорці Берлінського технічного університету Т. В. Морозюк за праці з термоекономіки для низькотемпературних систем і популяризацію методології ексергоекономічного аналізу, запропонованого та розвиненого Дж. Тсатсаронісом та послідовниками й учнями його наукової школи.

Термоекономічний аналіз у цій праці поданий в обмеженому обсязі, у вигляді одного з варіантів аналізу СПЕСО-методу. Термоекономіку можна розглядати як нову галузь технічних наук, вона вже є основою для виникнення й розвитку нових напрямів і методів теорії ексергетичної вартості, термоекономічного діагностування та ін.

У будь-якому разі, матеріал цього підручника може бути використаний для розрахунків термоекономічних систем, особливо когенераційного чи тригенераційного типів, систем опалення та кондиціонування і більшості низькопотенційних сучасних енергетичних систем на базі утилізації вторинних чи природних поновлюваних енергоресурсів.

ВСТУП

Дисципліна «Методи термодинамічного аналізу установок та систем» є базовою для вивчення спеціальних дисциплін, пов'язаних із розрахунком, аналізом і визначенням енергетичних систем.

Цей підручник є доповненням до навчального посібника В. М. Арсенєва «Теплонасосна технологія енергозбереження», і його зміст найбільшою мірою відповідає навчальній програмі з дисципліни «Методи термодинамічного аналізу установок та систем» для здобувачів вищої освіти, які навчаються за освітніми програмами «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка» й «Опалення, вентиляція, кондиціонування повітря та штучний холод» спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування», та студентів, які навчаються за освітньою програмою «Енергетичний менеджмент» спеціальності 144 «Теплоенергетика».

Для покращання розуміння навчального матеріалу зміст підручника повністю відповідає змісту навчальних програм із відповідних дисциплін. Посібник складається з таких розділів:

- 1 Енергетичний аналіз термомеханічних систем.
- 2 Ексергія як основа формування термодинамічного аналізу.
- 3 Ексергетичний метод термодинамічного аналізу.
- 4 Термoeкономічний метод термодинамічного аналізу.

У підручнику прийнята така послідовність викладення матеріалу: на початку кожного розділу стисло викладені основні теоретичні відомості, необхідні для розв'язування задач, потім подані алгоритми проведення розрахунку типових апаратів та систем, а в кінці кожного розділу пропонуються задачі для самостійного розв'язування за стоваріантною схемою.

Використання цього підручника не потребує додаткової літератури. Усі необхідні для розв'язування задач дані наведені в тексті задач або додатках.

Цей підручник можна використовувати на практичних заняттях із дисциплін «Методи термодинамічного аналізу установок та систем» і «Методи термодинамічного аналізу в енергетиці» й для самопідготовки здобувачів вищої освіти до складання заліків та іспитів.

Основним завданням термодинамічного аналізу термомеханічних систем є створення інформаційної бази показників енергоперетворень у розглядуваній системі (установці або її окремому елементі).

Термодинамічний аналіз термомеханічних систем використовують для розв'язування задач і для практичних цілей. Застосування цього аналізу для розв'язування задач має на меті термодинамічну або термoeкономічну оптимізацію об'єкта аналізу та синтез нових схемних рішень. Застосування термодинамічного аналізу для практичних цілей відбувається для мінімізації рівня експлуатаційних витрат, раціональності використання енергетичних та інвестиційних ресурсів і для забезпечення стійкого розвитку об'єкта.

Зміст інформаційної бази термодинамічного аналізу термомеханічних систем містить:

- формалізовані схеми енергетичних та матеріальних потоків;
- термічні, калоричні й режимні параметри у вузлових точках контрольного простору, частина яких може бути задана або виміряна;
- балансові матеріальні та енергетичні рівняння;
- показники енергоефективності системи загалом й окремих її частин та елементів;
- розподіл, характер та відносну вагу деструкції і втрат ексергії.

Класифікація методів термодинамічного аналізу така:

- енергетичний метод базується на теплотехнічних

розрахунках;

- ентропійний метод базується на розрахунку різниці ентропій, що являє собою еквівалент втрат;

- ексергетичний метод базується на розрахунку ексергетичної ефективності установки загалом або її окремого елемента. У наш час об'єднаний з ентропійним;

- ексергоекономічний аналіз базується на ексергетичному аналізі з залученням економічних моделей оцінювання фінансових витрат.

У різних галузях промисловості об'єктами проведення термодинамічного аналізу термомеханічних систем є:

- паротурбінні, газотурбінні установки та мініТЕЦ – у теплоенергетиці;

- парові системи, системи гарячого водопостачання та опалювальні системи – в промислових і комунальних системах теплопостачання;

- холодильні машини та установки, теплонасосні установки і системи кондиціонування повітря – в кліматичній техніці;

- системи компресії, скраплення та розділення газів та газових сумішей – у компресорній та вакуумній техніці.

Практичне значення термодинамічного аналізу термомеханічних систем полягає в тому, щоб на ранній стадії дослідження нових розробок виявити їх практичну доцільність (чи навпаки їх безперспективність) ще до створення технічного проекту, який потребує значних витрат робочого часу.

Автори висловлюють щире вдячність рецензентам за зауваження та поради, які вони висловили під час підготовки матеріалу, а також співробітникам кафедри технічної теплофізики Сумського державного університету за допомогу в оформленні цього видання.

1 ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕРМОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

1.1 Енергія. Її зміст та основні термодинамічні поняття

Енергія – кількісна міра руху тіла в просторі.

Різним формам руху матерії відповідають різні види енергії – енергія спрямованого руху та енергія теплового хаотичного руху.

Енергію робочого тіла E можна подати у вигляді внутрішньої U та зовнішньої $E_{зовн}$ енергій:

$$E = U + E_{зовн} . \quad (1.1)$$

Внутрішня енергія виражається формулою

$$U = U_0 + U_T , \quad (1.2)$$

де U_0 – нульова енергія утворення речовини за $T = 0 \text{ K}$,

U_T – тепла енергія, що характеризує інтенсивність руху молекул.

Зовнішня енергія виражається формулою

$$E_{зовн} = E_{кін} + \sum_j E_{пот,j} + E_{пршит} , \quad (1.3)$$

де $E_{кін}$ – кінетична енергія, $E_{кін} = \frac{m \cdot w^2}{2}$;

$E_{пот}$ – енергія потенціальних полів, $E_{пот} = m \cdot g \cdot H$;

$E_{пршит}$ – енергія проштовхування, $E_{пршит} = p \cdot V$;

m – маса речовини;
 w – лінійна швидкість;
 g – прискорення сили тяжіння;
 H – висота розміщення контрольного перерізу;
 p – тиск;
 V – об'єм.

Форми обміну енергією існують у вигляді:

- теплоти $dQ = cdT$;
- різних видів роботи (рис. 1.1): $dL = (p - \Delta p)dV$ або $dL = pdV - dL_{мер}$ або $dL = pdV - d\psi$, де $d\psi = dq_{diss}$;
- масообміну $dM = k_{\mu} (\mu'_j - \mu''_j) dF$,

де c – питома теплоємність;

T – температура;

ψ – дисипація енергії під час виконання роботи (тертя, вихороутворення та ін.);

q_{diss} – теплота дисипації, еквівалентна роботі ψ ;

k_{μ} – коефіцієнт масовіддачі;

μ_j – хімічний потенціал j -го компонента системи;

F – поверхня розділення фаз (індекс «'» – для рідини, «''» – для пари).

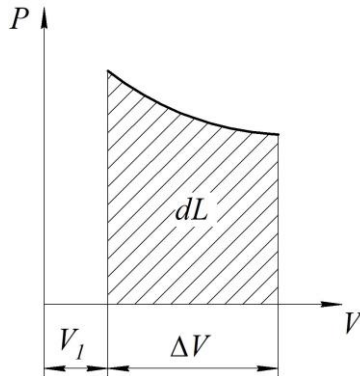


Рисунок 1.1 – Форма обміну енергією у вигляді роботи

Перший закон термодинаміки (рис. 1.2) може бути записаний для закритої та відкритої (поточної) систем.

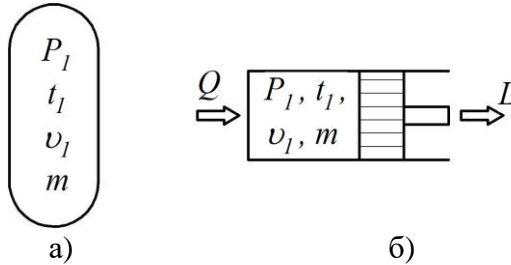


Рисунок 1.2 – Приклад закритої (а) та відкритої (б) систем

Якщо до цієї системи підвести кількість теплоти Q , то відбувається зміна внутрішньої енергії ΔU , і система передає роботу L , тобто

$$Q = \Delta U + L. \quad (1.4)$$

Поділивши обидві частини рівняння (1.4) на величину маси газу, одержимо

$$q_{1-2} = (u_2 - u_1) + \int_{v_1}^{v_2} p dv + \psi_{1-2}, \quad (1.5)$$

або для елементарної зміни (диференціальний вигляд)

$$dq = du + p dv + d\psi. \quad (1.6)$$

Щоб виключити з розрахунків величину зміни внутрішньої енергії ΔU , вводиться поняття ентальпії, що визначається з формули

$$h = u + p v, \quad (1.7)$$

або в диференціальному вигляді

$$dh = du + p dv + v dp. \quad (1.8)$$

Після підстановки формули (1.8) у формулу (1.6), одержимо рівняння першого закону термодинаміки для будь-яких систем:

$$dh = dq + vdp + d\psi . \quad (1.8)$$

У термомеханічних системах переважно маємо справу з відкритими системами. У таких системах ентальпія враховує не лише енергію проштовхування pV , а й кінетичну $E_{кин}$ та потенціальну $E_{ном}$ енергії. Таку ентальпію позначають H^0 , $кВт$, та визначають за формулою

$$H^0 = \dot{m} \cdot h^0 , \quad (1.9)$$

або для одиниці маси

$$h^0 = u + pV + \frac{w^2}{2} + gz \quad \text{або} \quad h^0 = h + \frac{w^2}{2} + gz . \quad (1.10)$$

Схема поточної системи наведена на рисунку 1.3.

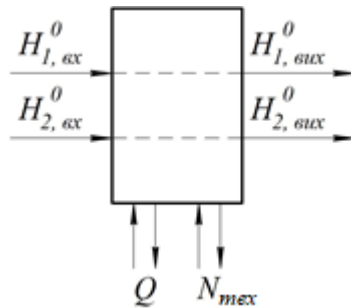


Рисунок 1.3 – Схема поточної системи

Енергетичний баланс поточної системи має вигляд

$$\pm Q \pm N_{mex} = \sum_{вих} H_j^0 - \sum_{вх} H_j^0 . \quad (1.11)$$

У цій формулі знак «+» застосовуємо при підведенні теплоти чи потужності, знак «-» – при відведенні.

Усі природні процеси є незворотними:

$$\delta l_{mex} = \nu dp + d \frac{w^2}{2} + g dz + \delta \psi_{dis}. \quad (1.12)$$

$$\delta \psi_{dis} = \delta q_{dis}. \quad (1.13)$$

Технічна потужність N_{mex} ураховує дисипацію енергії під час виконання роботи і визначається з формули

$$N_{mex} = \dot{m} \left(\int_{p_1}^{p_2} \nu dp + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + \psi_{1-2} \right). \quad (1.14)$$

Це рівняння використовується для опису процесів перетворення енергії в різних елементах системи або для системи загалом. Технічну потужність розглядають часто для повільних течій, коли $w_1 \approx w_2$ і для газів нехтують доданком gz , тобто $gz = 0$. У цьому разі

$$h^0 = h, \quad H^0 = H, \quad (1.15)$$

$$h^0 = h, \quad H^0 = \dot{m} \cdot h. \quad (1.16)$$

Для оцінювання дисипації енергії вводять поняття «ентропія».

Ентропія – функція стану, зміна якої характеризує наявність тепла дисипації q_{dis} :

$$ds = \frac{\delta q}{T} + \frac{\delta \psi_{dis}}{T} \Rightarrow T ds = \pm \delta q + \delta \psi, \quad (1.17)$$

$$ds = \pm \delta s_q + \delta s_\psi. \quad (1.18)$$

Рівняння другого закону термодинаміки для зворотного процесу записується у вигляді

$$s_2 - s_1 = \frac{Q_{1-2}}{T}. \quad (1.19)$$

Для незворотного процесу

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\partial Q}{T} + s_{gen}. \quad (1.19)$$

У рівнянні (1.19) перший доданок – транспорт ентропії, другий доданок – ураховує незворотність процесу.

Ентропія, що генерується (виробляється) в процесі (рис. 1.4), визначається за формулою

$$s_{gen} = \sum_{вих} \dot{m}_j \cdot s_j - \sum_{вх} \dot{m}_j \cdot s_j \mp \sum \left(\frac{Q}{T} \right)_{зовн. об}, \frac{Bm}{K}. \quad (1.20)$$

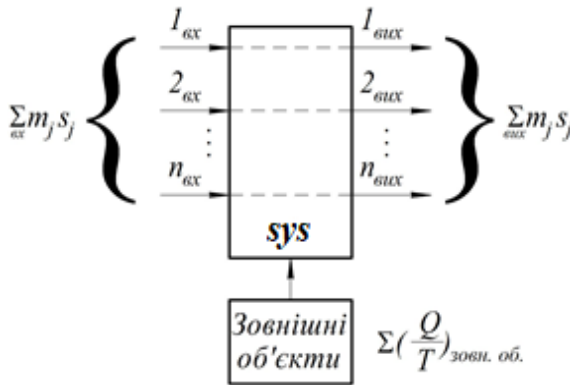


Рисунок 1.4 – Схема до розрахунку ентропії, що генерується (виробляється) в процесі

Для визначення дисипації енергії використовують формулу Гюї – Стодоли

$$\psi_{зовн} = T_{н.с} \cdot s_{ген} \cdot \quad (1.21)$$

1.2 Термодинамічні основи енергетичного методу аналізу

Енергетичний метод ґрунтується на першому законі термодинаміки для відкритих систем. Для аналізу записується рівняння енергетичного балансу системи чи компонента. Це рівняння дозволяє визначити зв'язок між зовнішніми енергетичними потоками (Q, N) і параметрами системи.

Сутність методу полягає в такому: на початку аналізують зворотний теоретичний цикл (процес), а потім – незворотний (реальний) цикл (процес) з урахуванням основних джерел незворотності.

Для оцінювання незворотності застосовують відповідні ККД, відносні величини втрат тиску.

Для систем, що функціонують за коловими чи розімкненими циклами, енергетичний метод термодинамічного аналізу являє собою «метод циклів» для термотрансформаторів.

Енергетичний метод термодинамічного аналізу застосовують для:

- 1) розроблення і створення розрахункових моделей та методик;
- 2) розв'язування оптимізаційних задач на стадії проектування чи реконструкції;
- 3) доповнення до регламентних даних під час проведення енергоаудиту та його аналізу;
- 4) формування цільової функції енергомоніторингу.

1.3 Послідовність енергетичного методу аналізу

Спочатку складають програми завдань, яких є не менше ніж дві (наприклад, базовий та альтернативний варіанти).

Потім аналізують можливості технічних рішень (наприклад, реконструкція системи теплопостачання об'єкта, розширення системи теплопостачання об'єкта або будівництво нового об'єкта із системою теплопостачання). Далі виконують розрахунки зв'язку енергетичних витрат та основних параметрів.

Вирішальним етапом проведення енергетичного аналізу є визначення критеріїв (показників) енергоефективності.

1.4 Розрахунок режимних та енергетичних параметрів парокомпресійного теплового насоса

Для парокомпресійного теплового насоса, схема якого зображена на рисунку 1.5, визначити:

- розрахункові температури циклу;
- термічні параметри холодоагенту у вузлових точках;
- питомі теплові навантаження на обладнання;
- повні навантаження на обладнання;
- показники енергоефективності.

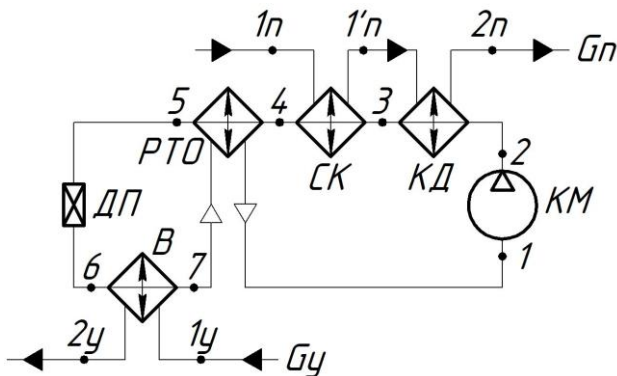


Рисунок 1.5 – Розрахункова схема парокомпресійного теплового насоса (ПКТН): КМ – компресор; КД – конденсатор; СК – субкулер; РТО – регенеративний теплообмінник; ДП – дросельний пристрій; В – випарник

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

- температура води на вході й на виході у гріючому контурі теплового насоса, t_{1n} , t_{2n} ;
- температура середовища, теплота якого утилізується, на вході до випарника, t_{1y} ;
- адіабатний ККД компресора, η_s ;
- масова витрата води, що нагрівається, G_n ;

- масова витрата середовища, теплота якого утилізується, G_y ;
- теплопродуктивність теплового насоса, \dot{Q}_m ;
- температура холодильного агента на вході до компресора, $t_1 = t_6 + 10 \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура кипіння холодоагенту у випарнику теплового насоса, t_6 ;
- температура холодильного агента на виході із субкулера, $t_4 = t_{1n} + (5-8) \text{ }^\circ\text{C}$;
- температура середовища, теплота якого утилізується, на виході з випарника, $t_{2y} = t_{1y} - (3-5) \text{ }^\circ\text{C}$.

Порядок проведення розрахунку такий:

1 Спочатку подаємо цикл парокompресійного теплового насоса у p, h -координатах (рис. 1.6).

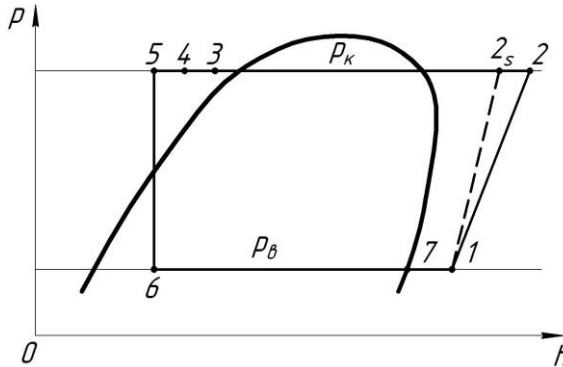


Рисунок 1.6 – Цикл парокompресійного теплового насоса у p, h -координатах

2 Визначаємо розрахункові температури циклу:

а) для випарника (рис. 1.7):

- охолодження середовища, теплота якого утилізується:

$$\Delta t_y = t_{1y} - t_{2y} = 3-5 \text{ }^\circ\text{C};$$

– недорекуперація теплообміну (недоохолодження)
 $\Delta t_{нр} = t_{2y} - t_6 = 2-5 \text{ }^\circ\text{C}$ (для рідких середовищ, що утилізуються),
 $8-10 \text{ }^\circ\text{C}$ (для газових середовищ);

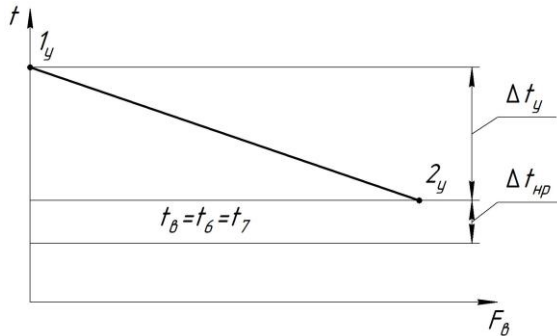


Рисунок 1.7 – Характер зміни температур середовищ t_y і t_6 уздовж поверхні теплообміну випарника, F_6

– розрахункова температура кипіння холодильного агента у випарнику

$$t_6 = t_{1y} - \Delta t_y - \Delta t_{нр}.$$

Для відповідного холодильного агента за температурою t_6 визначаємо тиск p_6 (додатки А–Г) або [21];

б) для конденсатора:

$$t_k = t_{2n} + 5 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (для рідких середовищ, що нагріваються).}$$

Тиск конденсації p_k для відповідного холодильного агента визначаємо з додатків А–Г або [21].

3 Визначаємо термічні параметри холодоагенту у вузлових точках циклу:

– температура в точці 1 (усмокування в компресор):

$$t_1 = t_6 + 10 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Інші параметри визначаємо з додатків А–Г або [21];

– для точки 2_s параметри знаходимо з додатків А–Г або [21] як параметри в кінці ідеального ізоентропного процесу стиснення в компресорі;

– ентальпію в точці 2 (нагнітання компресора) визначаємо з формули для індикаторної роботи компресора:

$$l_{oi} = l_s / \eta_s, \text{ кДж/кг},$$

де $l_s = h_{2s} - h_1$ кДж/кг.

Тоді

$$h_2 = h_1 + l_{oi}, \text{ кДж/кг}.$$

Тиск p_2 у точці 2 дорівнює тиску конденсації p_k . За цими параметрами температуру t_2 та інші параметри в точці 2 знаходимо з додатків А–Г або [21];

– температура t_3 у точці 3 (вихід із конденсатора) дорівнює температурі конденсації t_k . Інші параметри визначаємо для стану насиченої рідини ($x = 0$) з додатків А–Г або [21];

– температуру t_4 у точці 4 (вихід із субкулера) визначаємо за формулою

$$t_4 = t_{1n} + (5-8), \text{ }^\circ\text{C}.$$

Інші параметри визначаємо з додатків А–Г;

– температура t_7 у точці 7 (вихід із випарника) дорівнює температурі випаровування t_6 . Інші параметри для точки 7 визначаємо для стану сухої насиченої пари ($x = 1$) з додатків А–Г або [21];

– для визначення параметрів у точці 5 (вихід із регенеративного теплообмінника) складаємо рівняння теплового балансу

$$q_{7-1} = q_{4-5} \text{ або } h_1 - h_7 = h_4 - h_5.$$

Звідси знаходимо

$$h_5 = h_4 - (h_1 - h_7), \text{ кДж/кг.}$$

Інші параметри визначаємо з додатків А–Г або [21];

– температуру t_6 у точці 6 (вихід із дросельного пристрою) знаходимо за умови $h_5 = h_6$, інші параметри – з додатків А–Г або [21].

4 Розраховуємо питомі теплові навантаження на обладнання:

– для конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг;}$$

– для субкулера

$$q_{ск} = h_3 - h_4, \text{ кДж/кг;}$$

– для регенеративного теплообмінника

$$q_{pmo} = h_1 - h_7, \text{ кДж/кг;}$$

– для випарника

$$q_в = h_7 - h_6, \text{ кДж/кг;}$$

– питому теплопродуктивність

$$q_{TH} = q_k + q_{ск} = h_2 - h_4, \text{ кДж/кг;}$$

– перевірка правильності розрахунку:

$$q_{TH} = q_в + l_{oi}, \text{ кДж/кг.}$$

5 Розраховуємо повні теплові навантаження на обладнання:

– масову витрату холодоагенту (для заданої \dot{Q}_{TH})

$$\dot{m}_a = \dot{Q}_{TH} / q_{TH}, \text{ кг/с;}$$

– для конденсатора

$$\dot{Q}_K = \dot{m}_a \cdot q_k, \text{ кВт;}$$

– для субкулера

$$\dot{Q}_{СК} = \dot{m}_a \cdot q_{ск}, \text{ кВт;}$$

– для регенеративного теплообмінника

$$\dot{Q}_{PTO} = \dot{m}_a \cdot q_{pTo}, \text{ кВт};$$

– для випарника

$$\dot{Q}_B = \dot{m}_a \cdot q_e, \text{ кВт};$$

– індикаторну потужність компресора

$$N_{oi} = \dot{m}_a \cdot l_{oi}, \text{ кВт};$$

– ефективну потужність компресора

$$N_e = N_{oi} / \eta_{mex}, \text{ кВт};$$

– електричну потужність приводного електродвигуна

$$N_{ел} = N_e / \eta_{e\partial}, \text{ кВт};$$

– коефіцієнт перетворення теплового насоса:

$$COP_e = \dot{Q}_{TH} / N_e,$$

$$COP_{ел} = \dot{Q}_{TH} / N_{ел};$$

– об'ємну продуктивність компресора

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_a \cdot v_1, \text{ м}^3/\text{с},$$

де v_1 – питомий об'єм у точці 1;

– масову продуктивність середовища, теплота якого утилізується, через випарник (у первинному контурі ТНУ):

$$G_y = \dot{Q}_B / (c_y \cdot (t_{1y} - t_{2y})) \text{ кг/с},$$

де c_y – теплоємність середовища, теплота якого утилізується, за середньої температури $(t_{1y} + t_{2y})/2$ (табл. Д.1, табл. Е.2);

– об'ємну витрату середовища, теплота якого утилізується, через випарник:

$$\dot{V}_y = G_y / \rho_y, \text{ м}^3/\text{с},$$

де ρ_y – густина середовища, що утилізується, за середньої температури $(t_{1y} + t_{2y})/2$ (табл. Д.1, табл. Е.1);

– масову витрату води, що нагрівається, через субкулер та конденсатор (для споживача у вторинному контурі):

$$G_n = \dot{Q}_{ТН} / (c_n \cdot (t_{2n} - t_{1n})), \text{ кг}/\text{с},$$

де c_n – теплоємність води, що нагрівається за середньої температури $(t_{1n} + t_{2n})/2$ (табл. Е.2);

– об'ємну витрату води, що нагрівається:

$$\dot{V}_n = G_n / \rho_n, \text{ м}^3/\text{с},$$

де ρ_n – густина води, що нагрівається за середньої температури $(t_{1n} + t_{2n})/2$ (табл. Е.1);

– температуру води після субкулера (необхідна для ексергетичного аналізу):

$$\dot{Q}_{СК} = G_n \cdot c_n \cdot (t_{1'n} - t_{1n}).$$

Звідси

$$t_{1'n} = t_{1n} + \dot{Q}_{СК} / (c_n \cdot G_n), \text{ }^\circ\text{C}.$$

6 Розраховуємо показники енергоефективності:

– річне вироблення теплоти (для розрахункового періоду роботи теплового насоса за рік за умови $\dot{Q}_{ТН} = const$)

$$Q_{річ} = Q_m \cdot \tau_p, \text{ кВт} \cdot \text{год};$$

– річні фінансові витрати на електроенергію (для тарифу за 1 кВт · год електроенергії, $\varphi_{e/e}$)

$$C_{e/e} = \varphi_{e/e} \cdot N_{ел} \cdot \tau_p, \text{ грн};$$

– питому вартість теплоти

$$c_Q = C_{e/e} / Q_{річ}, \text{ грн}/(\text{кВт} \cdot \text{год}) \cdot 1164 = \text{грн}/\text{Гкал}.$$

1.5 Порівняльний розрахунок питомої вартості енергоспоживання для систем гарячого водопостачання

Визначити питомі вартості енергоспоживання для такого виду устаткування: бойлер із купованим теплоносієм, теплоелектронагрівач, теплонасосна установка, теплогенератори на газовому, твердому та рідкому паливі, і побудувати діаграму порівняння з розмірністю c_0 , $грн/Гкал$.

Для проведення розрахунків необхідно задатися такими даними:

- \dot{Q}_T – теплопродуктивність системи гарячого водопостачання (ГВП);
- t_{1c} , t_{2c} – температура на вході й виході нагрівальної санітарної води в системі ГВП;
- $COP_{ТНУ}$ – коефіцієнт перетворення теплонасосної установки для цілей ГВП;
- t_{1m} , t_{2m} – температура на вході й виході купованого теплоносія від районної котельні;
- $g_{газ}$, g_{mn} , g_{pn} – питомі витрати газоподібного, твердого та рідкого палива на одержання одиниці теплоти;
- τ_p – тривалість розрахункового періоду роботи системи ГВП.

Порядок проведення розрахунку такий:

1 Визначаємо питомі вартості енергоспоживання для бойлера з купованим теплоносієм (рис. 1.8):

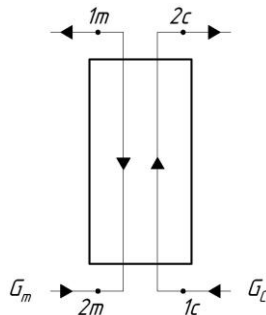


Рисунок 1.8 – Схема бойлера з купованим теплоносієм

- масову витрату нагрітої санітарної води, $кг/с$,

$$G_c = \dot{Q}_T / (c_c \cdot (t_{2c} - t_{1c})),$$

де c_c – питома теплоємність води за середньої температури $(t_{1c} + t_{2c})/2$ (табл. Е.2);

- масову витрату теплоносія, $т/год$,

$$G_{m/n} = 1,05 \cdot \dot{Q}_T / (c_m \cdot (t_{1m} - t_{2m}) \cdot 3,6),$$

де c_m – питома теплоємність води за середньої температури $(t_{1m} + t_{2m})/2$ (табл. Е.2);

коефіцієнт 1,05 враховує 5 % втрат теплоти у бойлері та комунікаціях до нього;

- вартість теплоносія за розрахунковий період роботи системи ГВП, $грн$ (з урахуванням ціни 1 тонни теплоносія, $ц_{m/n}$)

$$C_{m/n} = ц_{m/n} \cdot G_{m/n} \cdot \tau_p;$$

- питому вартість одиниці продукту, $грн/т$,

$$c_G = C_{m/n} / (G_c \cdot \tau_p) \cdot 3,6;$$

- питому вартість одиниці теплоти під час нагрівання санітарної води в бойлері з купованим теплоносієм, $грн/Гкал$,

$$c_Q = C_{m/n} \cdot 1164 / (\dot{Q}_T \cdot \tau_p).$$

2 Визначаємо питомі вартості енергоспоживання для теплоелектронагрівача (електрокотла) (рис. 1.9):

- масову витрату нагрітої санітарної води, $кг/с$,

$$G_c = \dot{Q}_T / (c_c \cdot (t_{2c} - t_{1c})),$$

де c_c – питома теплоємність води за середньої температури $(t_{1c} + t_{2c})/2$ (табл. Е.2);

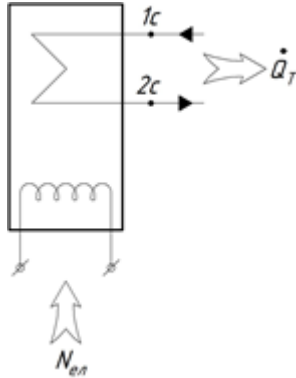


Рисунок 1.9 – Схема теплоелектронагрівача (електрокотла)

- потужність системи теплоелектронагрівання, kВт ,

$$N_{el} = 1,05 \cdot \dot{Q}_T;$$

- вартість електроенергії за розрахунковий період роботи системи ГВП, грн ,

$$C_{e/e} = \eta_{e/e} \cdot N_{el} \cdot \tau_p;$$

- питому вартість одиниці продукту, грн/т ,

$$c_G = C_{e/e} / (G_c \cdot \tau_p) \cdot 3,6;$$

- питому вартість одиниці теплоти з нагрітим теплоносієм, грн/Гкал ,

$$c_Q = C_{e/e} \cdot 1164 / (\dot{Q}_T \cdot \tau_p).$$

3 Визначаємо питомі вартості енергоспоживання для теплонасосної установки (рис. 1.10):

- масову витрату нагрітої санітарної води, кг/год ,

$$G_c = \dot{Q}_T / [c_c \cdot (t_{2c} - t_{1c})],$$

де c_c – питома теплоємність води за середньої температури $(t_{1c} + t_{2c})/2$ (табл. Е.2);

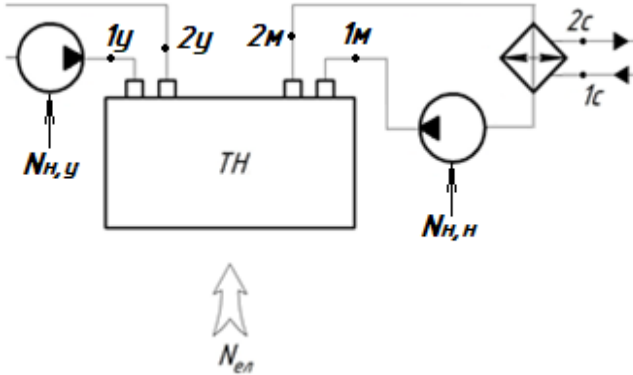


Рисунок 1.10 – Схема теплонасосної установки

– сумарну електричну потужність компонентів теплонасосної установки, $\kappa Bт$,

$$N_{ел} = \dot{Q}_T / COP_{ТНУ};$$

– вартість електроенергії за розрахунковий період роботи системи ГВП, $грн$,

$$C_{e/e} = \varphi_{e/e} \cdot N_{ел} \cdot \tau_p;$$

– питому вартість одиниці продукту, $грн/т$;

$$c_G = C_{e/e} / (G_c \cdot \tau_p) \cdot 3,6;$$

– питому вартість одиниці теплоти з нагрітим теплоносієм, $грн/Гкал$

$$c_Q = C_{e/e} \cdot 1164 / (\dot{Q}_T \cdot \tau_p)$$

4 Визначаємо питомі вартості енергоспоживання для теплогенераторів (водогрійних котлів) на газоподібному, рідкому та твердому паливі (рис. 1.11):

– масову витрату нагрітої санітарної води, $\kappa г/год$,

$$G_c = \dot{Q}_T / [c_c \cdot (t_{2c} - t_{1c})],$$

де c_c – питома теплоємність води за середньої температури $(t_{1c} + t_{2c})/2$ (табл. Е.2);

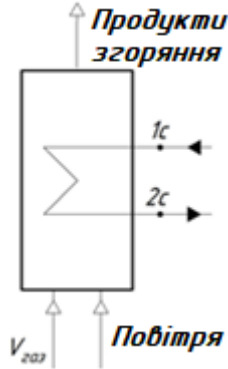


Рисунок 1.11 – Схема теплогенератора (водогрійного котла)

Для теплогенератора (водогрійного котла) на газоподібному паливі (природний газ) розраховуємо:

– теплопродуктивність теплогенератора на природному газі, $\kappaВт$,

$$N_{газ} = 1,05 \cdot \dot{Q}_T;$$

– вартість газоподібного палива за розрахунковий період роботи системи ГВП, $грн$,

$$C_{газ} = \eta_{газ} \cdot N_{газ} \cdot \tau_p;$$

– питому вартість одиниці продукту, $грн/т$,

$$c_G = C_{газ} / (G_c \cdot \tau_p) \cdot 3,6;$$

– питому вартість одиниці теплоти з нагрітим теплоносієм, $грн/Гкал$,

$$c_Q = C_{газ} \cdot 1164 / (\dot{Q}_T \cdot \tau_p)$$

Для теплогенератора (водогрійного котла) на рідкому паливі (мазут) розраховуємо:

– теплопродуктивність теплогенератора на рідкому паливі, $\kappaВт$,

$$N_{p. n} = 1,05 \cdot \dot{Q}_T;$$

– вартість рідкого палива за розрахунковий період роботи системи ГВП, *грн*,

$$C_{p.n} = \eta_{p.n} \cdot N_{p.n} \cdot \tau_p;$$

– питому вартість одиниці продукту, *грн/т*,

$$c_G = C_{p.n} / (G_c \cdot \tau_p) \cdot 3,6;$$

– питому вартість одиниці теплоти з нагрітим теплоносієм, *грн/Гкал*,

$$c_Q = C_{p.n} \cdot 1164 / (\dot{Q}_T \cdot \tau_p).$$

Для теплогенератора (водогрійного котла) на твердому паливі (деревне вугілля) розраховуємо:

– теплопродуктивність теплогенератора на твердому паливі *кВт*,

$$N_{m.n} = 1,05 \cdot \dot{Q}_T;$$

– вартість твердого палива за розрахунковий період роботи системи ГВП, *грн*,

$$C_{m.n} = \eta_{m.n} \cdot N_{m.n} \cdot \tau_p;$$

– питому вартість одиниці продукту, *грн/т*,

$$c_G = C_{m.n} / (G_c \cdot \tau_p) \cdot 3,6;$$

– питому вартість одиниці теплоти з нагрітим теплоносієм, *грн/Гкал*,

$$c_Q = C_{m.n} \cdot 1164 / (\dot{Q}_T \cdot \tau_p).$$

5 Будуємо діаграму порівняння з розмірністю c_Q , *грн/Гкал* (рис. 1.12).

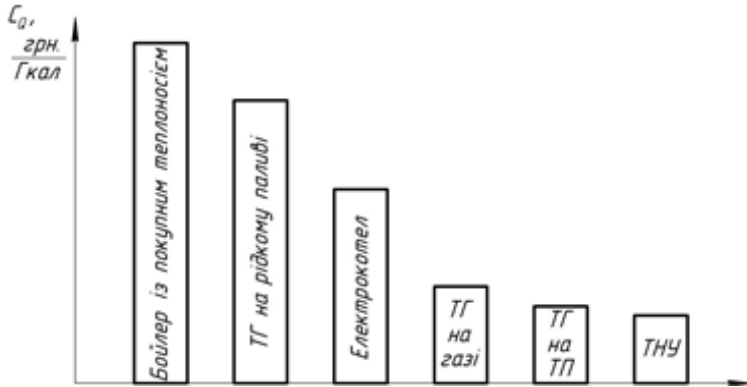


Рисунок 1.12 – Зразок діаграми порівняння питомих вартостей енергоспоживання з розмірністю $c_0, \text{грн/Гкал}$

1.6 Розрахунок режимних параметрів когенераційної газотурбінної установки

Для когенераційної газотурбінної установки, призначеної для теплоутилізаційних цілей виробництва електроенергії (рис. 1.13 а), визначити:

- режимні параметри парогенератора;
- режимні параметри парової турбіни;
- режимні параметри конденсатора;
- режимні параметри насосів;
- показники енергоефективності базової та когенераційної ГТУ.

Для когенераційної газотурбінної установки, призначеної для теплоутилізаційних цілей холодопостачання (рис. 1.13 б), визначити:

- режимні параметри котла-утилізатора;
- режимні параметри матеріальних потоків у АБХМ.

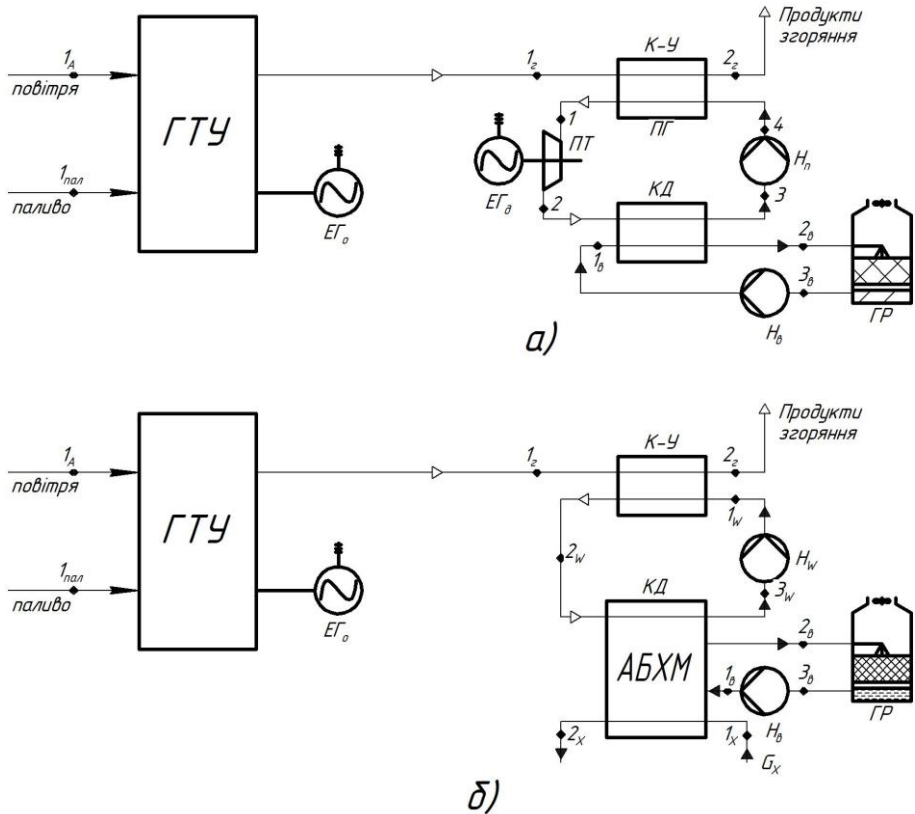


Рисунок 1.13 – Розрахункові схеми:

а) варіант теплоутилізації для виробництва електроенергії;

б) варіант теплоутилізації для холодопостачання:

ГТУ – газотурбінна установка; $ЕГ_о$, $ЕГ_д$ – основний та додатковий електрогенератори; ПГ – парогенератор; ПТ – парова турбіна; КД – конденсатор; $H_п$ – живильний насос, $H_в$ – насос охолоджуваної води; ГР – вентиляційна градирня; К-У – котел-утилізатор; H_w – насос подавання конденсату до котла-утилізатора; АБХМ – абсорбційна холодильна машина

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

- $N_{EГ0}$ – електричну потужність на виході з основного електрогенератора ЕГ₀;
- $COP_{ГТУ}$ – коефіцієнт перетворення газотурбінної установки (базовий варіант). У технічній літературі має назву ККД циклу з електричної потужності;
- масову витрату газоподібних продуктів згоряння \dot{m}_2 ;
- температуру продуктів згоряння на вході та виході з парогенератора, t_{1z}, t_{2z} ;
- адіабатний ККД парової турбіни η_S^T ;
- тиск води і водяної пари в парогенераторі p_{ng} ;
- температуру перегрітої пари на виході з парогенератора t_1 ;
- температуру конденсації водяної пари t_k ;
- температуру охолоджуваної води на вході та виході з конденсатора (схема «а») або з АБХМ (схема «б») t_{1z}, t_{2z} ;
- тиск води (водяної пари) в котлі-утилізаторі p_w ;
- температуру водяної пари після виходу з котла-утилізатора t_{2w} ;
- температуру холодоносія (води) на вході та виході з АБХМ t_{1x}, t_{2x} ;
- коефіцієнт перетворення АБХМ, $COP_{ХМ}$;
- суму споживаної електричної потужності привода насосів розчину в АБХМ $\Sigma N_{ХМ}^{ХМ}$;
- сумарний опір на лініях підведення й відведення охолоджуваної води Δp_B ;

Для схеми «а» порядок проведення розрахунку такий:

1 Подаємо паротурбінний цикл в T, s - (рис. 1.14 а) та h, s -координатах (рис. 1.14 б).

2 Зображуємо характер зміни температури в котлі-утилізаторі (рис. 1.15).

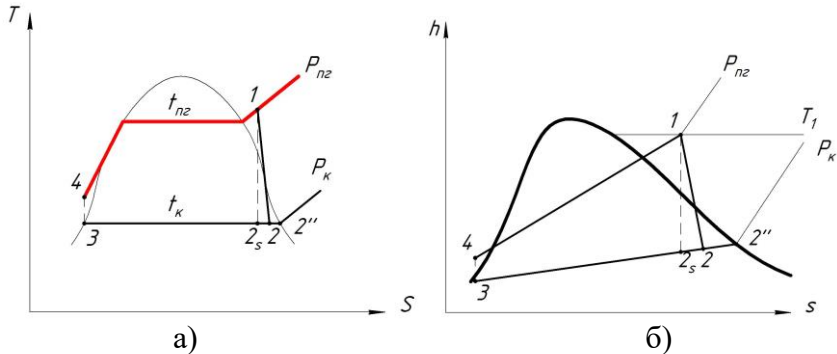


Рисунок 1.14 – Паротурбінний цикл у T, s - (а) та h, s -координатах (б)

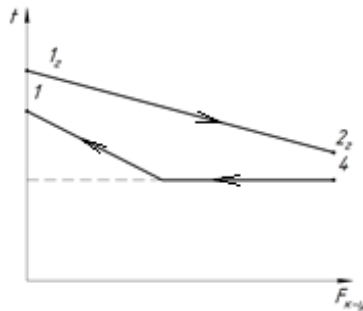


Рисунок 1.15 – Характер зміни температури в котлі-утилізаторі

3 Визначаємо режимні параметри для парогенератора:

– тепловий потік для парогенератора

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 \cdot c_{spe,nz} \cdot (t_{12} - t_{22});$$

– тепловий потік, витрачаний на процес пароутворення у парогенераторі

$$\dot{Q}_n = \dot{Q}_2 / 1,05;$$

– параметри води у стані точки 1 та у першому наближенні у точці 4 (табл. Ж.1, табл. И.1). Для визначення параметрів у точці 4 спочатку знаходимо параметри в точці 3 ($t_3 = t_k$) і попередньо приймемо $h_4 = 1,005 \cdot h_3$;

– масову витрату води (пари) в паротурбінному циклі

$$G_n = \dot{Q}_n / (h_1 - h_4);$$

– параметри в точці 4. Ентальпія в точці 4 визначається з формули

$$h_4 = h_3 + l_{oi, n},$$

де $l_{oi, n} = v_3 \cdot (p_{n2} - p_k) / \eta_{oi}$;

– перераховуємо такі параметри після уточнення h_4 :

$$G_n = \dot{Q}_n / (h_1 - h_4),$$

$$\dot{V}_3 = G_n \cdot v_3,$$

$$l_{oi, n} = v_3 \cdot (p_{n2} - p_k) / \eta_{oi};$$

– потужність насоса:

$$N_{oi, n} = G_n \cdot l_{oi, n}.$$

$$N_{e, n} = N_{oi, n} / \eta_{mex, n}.$$

$$N_{ел, n} = N_{e, n} / \eta_{ел/дв}.$$

4 Визначаємо режимні параметри для парової турбіни:

– параметри в точці 2_s. Ентропія $s_{2s} = s_1$. Ступінь сухості визначаємо з формули

$$x_{2s} = (s_{2s} - s_3) / (s_2'' - s_3);$$

– питому ентальпію

$$h_{2s} = h_3 \cdot (1 - x_{2s}) + h_2'' \cdot x_{2s};$$

– питому адіабатну роботу турбіни

$$l_{s, m} = h_1 - h_{2s};$$

- питому дійсну роботу турбіни

$$l_{oi, m} = l_{s, m} \cdot \eta_s^T;$$

- відносну внутрішню потужність турбіни

$$N_{oi, m} = G_n \cdot l_{oi, m};$$

- електричну потужність на виході з допоміжного електрогенератора

$$N_{EGD} = N_{oi, m} \cdot \eta_{mex} \cdot \eta_{ел/2},$$

де $\eta_{mex} = 0,98$; $\eta_{ел/2} = 0,96$.

5 Визначаємо режимні параметри конденсатора:

- тепловий потік, що відводиться під час конденсації

$$\dot{Q}_{КД} = G_n \cdot (h_2 - h_3),$$

де $h_2 = h_1 - l_{oi, m}$;

- масову витрату охолоджувальної води через конденсатор

$$G_в = \dot{Q}_{КД} / (c_в \cdot (t_{2в} - t_{1в})),$$

де $c_в$ – теплоємність води за середньої температури $(t_{1в} + t_{2в})/2$, кДж/(кг · К) (табл. Е.2);

- об'ємну витрату охолоджувальної води через конденсатор

$$\dot{V}_в = G_в / \rho_в,$$

де $\rho_в$ – густина охолоджувальної води за середньої температури $(t_{1в} + t_{2в})/2$, кг/м³ (табл. Е.1).

6 Визначаємо режимні параметри насосів:

- відносну внутрішню роботу насосів

$$l_{oi, н} = \Delta p_B / (\rho_в \cdot \eta_{oi});$$

– споживану електричну потужність насосів

$$N_{ел.н} = G_{в} \cdot l_{oi,н} / (\eta_{мех.н} \cdot \eta_{ел/дв}).$$

7 Визначаємо показники енергоефективності базової та когенераційної ГТУ:

– енергоефективність циклу ПТУ

$$COP_{ПТУ} = N_{EG\partial} / \dot{Q}_2;$$

– енергоефективність циклу КГТУ

$$COP_{КГТУ} = (N_{EG\partial} + N_{EG\partial}) / \dot{Q}_{мон},$$

де $COP_{ГТУ} = N_{EG\partial} / \dot{Q}_{мон}$ або $\dot{Q}_{мон} = N_{EG\partial} / COP_{ГТУ}$.

Для схеми «б» порядок проведення розрахунку такий:

1 Зображуємо характер зміни температури в котлі-утилізаторі (рис. 1.16).

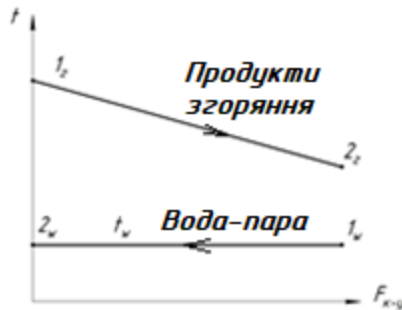


Рисунок 1.16 – Характер зміни температури в котлі-утилізаторі

1 Визначаємо режимні параметри котла-утилізатора:

– для заданого тиску p_w знаходимо температуру $t_{1w} = t_{2w}$ та інші параметри h_{1w} , s_{1w} , v_{1w} , h_{2w} , s_{2w} , v_{2w} (табл. И.2);

– масову витрату пари, яку отримали в котлі-утилізаторі:

$$G_w = \dot{Q}_{к-у} / (h_{2w} - h_{1w}) = \dot{Q}_n / (h_{2w} - h_{1w});$$

- теплове навантаження на генератор АБХМ

$$\dot{Q}_{ген} = \dot{Q}_{K-Y} / 1,05;$$

- масову витрату пари через генератор АБХМ

$$\dot{m}_{ген} = G_w;$$

- теплове навантаження на випарник АБХМ

$$\dot{Q}_B = (\dot{Q}_{ген} + \Sigma N^{XM}_H) \cdot COP_{XM};$$

- масову витрату охолоджувальної води у АБХМ

$$G_x = \dot{Q}_B / [c_x \cdot (t_{1x} - t_{2x})],$$

де c_x – теплоємність охолоджуваної води за середньої температури $(t_{1x} + t_{2x}) / 2$, $кДж/(кг \cdot K)$ (табл. Е.2);

- об'ємну витрату охолоджувальної води

$$\dot{V}_x = G_x / \rho_x,$$

де ρ_x – густина охолоджувальної води за середньої температури $(t_{1x} + t_{2x}) / 2$, $кг/м^3$ (табл. Е.1);

- теплове навантаження, що передається на градирню

$$\dot{Q}_{гр} = \dot{Q}_{ген} + \dot{Q}_B + \Sigma N^{XM}_H;$$

– масову витрату охолоджувальної води, що подається на градирню

$$G_в = \dot{Q}_{гр} / [c_в \cdot (t_{2в} - t_{1в})],$$

де $c_в$ – теплоємність охолоджуваної води за середньої температури $(t_{1в} + t_{2в}) / 2$, $кДж/(кг \cdot K)$ (табл. Е.2);

- об'ємну витрату охолоджувальної води через градирню

$$\dot{V}_g = G_g / \rho_g,$$

де ρ_g – густина охолоджувальної води за середньої температури $(t_{1g} + t_{2g})/2$, кг/м³ (табл. Е.1);

- споживану потужність насоса для охолоджувальної води

$$N_{e.н} = \Delta p_B \cdot V_g / \eta_{e.н},$$

де $\eta_{e.н} = 0,7$;

- електричну потужність приводного двигуна насоса для охолоджувальної води

$$N_{ел.н} = N_{e.н} / \eta_{ел/дв}.$$

Для розрахунку енергетичної ефективності когенераційної газотурбінної установки за схемою «б» необхідно застосувати ексергетичний аналіз унаслідок різnorodності видів енергії обох продуктів системи (електроенергія і теплота).

- 2 Визначаємо режимні параметри конденсатного насоса:

- масову витрату конденсату, що перекачує насос (дорівнює масовій витраті пари, яку отримали в котлі-утилізаторі) G_w ;
- об'ємну витрату конденсату, що перекачує насос:

$$\dot{V}_w = G_w \times v_{3w};$$

- відносну внутрішню роботу конденсатного насоса

$$l_{oi, к.н} = v_{3w} \times \Delta p_B / \eta_{oi}, \text{ кДж/кг};$$

- відносну внутрішню потужність конденсатного насоса

$$N_{oi, к.н} = G_g \cdot l_{oi, к.н}, \text{ кВт};$$

- відносну споживану електричну потужність конденсатного насоса

$$N_{ел.к.н} = N_{oi, к.н} / (\eta_{мех.н} \cdot \eta_{ел/дв}), \text{ кВт}.$$

1.7 Оцінювання енергетичного потенціалу продуктів згоряння котельної установки

Для котельної установки, схема якої зображена на рисунку 1.17, визначити:

- об'ємну витрату продуктів згоряння;
- масову витрату продуктів згоряння та їх теоретичний енергопотенціал;
- мінімально допустиму температуру скидання продуктів згоряння;
- показники теплоутилізації продуктів згоряння.

Подамо схемне рішення рекуперативної теплоутилізації.

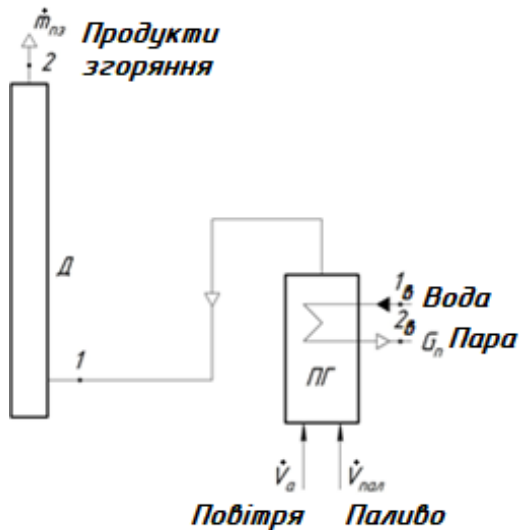


Рисунок 1.17 – Розрахункова схема котельної установки:
ПГ – парогенератор; Д – димар

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

- паропроductивність котельної установки, G_n ;
- теплопродуктивність парогенератора, $\dot{Q}_{пг}$;
- втрати тепла в навколишнє середовище, $q_{н. с}$;

- питома витрата паливного газу, зведена до нормальних фізичних умов, $g_{газ}$;
- температура і тиск продуктів згоряння на виході з парогенератора, t_1, p_1 ;
- тиск навколишнього середовища, $p_{н.с}$;
- коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha_{над}$;
- об'ємні частки діоксиду вуглецю, кисню, азоту та водяної пари у складі продуктів згоряння, $r_{CO_2}, r_{O_2}, r_{N_2}, r_{H_2O}$;
- розрахунковий час роботи установки, τ_p .

Порядок проведення розрахунку такий:

1 Визначаємо об'ємну витрату продуктів згоряння:

- тепловий потік від стисненого газу

$$\dot{Q}_{газ} = \dot{Q}_{нг} + \dot{Q}_{н.с} = 1,006 \cdot \dot{Q}_{нг} \cdot 1164, \text{ кВт} \cdot \text{г},$$

де $\dot{Q}_{нг}$ має розмірність Гкал/год ;

- об'ємну витрату газу

$$\dot{V}_{газ} = \dot{Q}_{газ} \cdot g_{газ} / 1164, \text{ нм}^3/\text{год},$$

де $g_{газ}$ має розмірність $\text{нм}^3/\text{год}$;

- об'ємну витрату продуктів згоряння за умовами в стані точки I

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_{газ} / 3600 \cdot T_1 / 273 \cdot 760 / p_1 \cdot (1 + \alpha_{над} \cdot V^0), \text{ нм}^3/\text{с}.$$

2 Визначаємо масову витрату продуктів згоряння та їх теоретичного енергопотенціалу:

- мольну масу продуктів згоряння

$$M_{нз} = M_{CO_2} \cdot r_{CO_2} + M_{O_2} \cdot r_{O_2} + M_{N_2} \cdot r_{N_2} + M_{H_2O} \cdot r_{H_2O}, \text{ кг/моль};$$

- газову сталу продуктів згоряння

$$R_{нз} = 8,314 / M_{нз}, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

– густину продуктів згоряння

$$\rho_1 = p_1 \cdot 0,1333 / (R_{nз} \cdot T_1), \text{ кг/м}^3,$$

де p_1 в мм рт. ст.;

– масову витрату продуктів згоряння

$$\dot{m}_{nз} = \rho_1 \cdot \dot{V}_1, \text{ кг/с};$$

– теоретичний енергопотенціал передбачає зміну термічних параметрів продуктів згоряння, p_1 і T_1 , до рівня умов навколишнього середовища

$$E_{теор} = m_{nз} \cdot c_{p. nз} \cdot (t_1 - t_{н. с});$$

– середню температуру процесу

$$t_{nз} = (t_1 + t_{н. с}) / 2, \text{ }^\circ\text{C};$$

– ізобарну теплоємність продуктів згоряння газоподібного палива за середньої температури процесу

$$c_{p. nз} = 1,105 + 0,000132 \cdot t_{nз}, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

3 Визначення мінімально допустимої температури скидання продуктів згоряння

Скидання продуктів згоряння в навколишнє середовище повинне відбуватися без процесу конденсації водяної пари, що міститься у димових газах на внутрішній поверхні димової труби, для запобігання її корозії.

Таким чином, реальний енергопотенціал продуктів згоряння лімітується температурою скидання $t_2 \geq t_{m. p}$. Зазвичай приймають $t_2 = t_{m. p} + (10-15) \text{ }^\circ\text{C}$.

Для визначення температури $t_{m. p}$ необхідно знати вологовміст потоку продуктів згоряння $d_{nз}$.

Вологовміст потоку продуктів згоряння

$$d_{nз} = g_{H_2O} / (1 - g_{H_2O}), \text{ кг вол./кг сух. продуктів згоряння}.$$

Масова частка водяної пари в загальному складі продуктів згоряння

$$g_{H_2O} = (M_{H_2O} \cdot r_{H_2O}) / \Sigma(M_j \cdot r_j), \text{ кг вол./кг продуктів згоряння.}$$

З таблиці 1.5 визначаємо $t_{m.p}$ за знайденою величиною g_{H_2O} .

Приймаємо мінімально допустиму температуру скидання продуктів згоряння $t_2 = t_{m.p} + (10-15) \text{ }^\circ\text{C}$.

4 Розрахунок показників теплоутилізації продуктів згоряння

Показники теплоутилізації продуктів згоряння визначаємо за мінімально допустимої температури скидання продуктів згоряння $t_2, \text{ }^\circ\text{C}$.

Максимальний енергопотенціал продуктів згоряння під час утилізації

$$E_{max} = \dot{m}_{n3} \cdot c_{p.n3} \cdot (t_1 - t_2).$$

Середня температура процесу

$$t_{n3} = (t_1 + t_2) / 2, \text{ }^\circ\text{C}.$$

Ізобарна теплоємність теплоутилізації продуктів згоряння за середньою температурою процесу

$$c_{p.n3} = 1,105 + 0,000132 \cdot t_{n3}, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Відношення максимально можливого енергопотенціалу до теоретичного

$$\alpha_e = E_{max} / E_{теор}.$$

Якщо цей потенціал використовувати для нагрівання води від $70 \text{ }^\circ\text{C}$ до $90 \text{ }^\circ\text{C}$ (система опалення), то одержимо такі показники нагрівання мережевої води:

– тепловий потік мережевої води (з урахуванням втрат у теплоутилізаторі)

$$\dot{Q}_w = E_{max} / 1,05, \text{ кВт};$$

- масову витрату мережевої води

$$G_w = \dot{Q}_w / [c_w \cdot (t_{2w} - t_{1w})], \text{ кг/с} \cdot 3,6, \text{ м}^3/\text{год};$$

- середню температуру процесу

$$t_{nз} = (t_{1w} + t_{2w}) / 2, \text{ }^\circ\text{C};$$

- питому теплоємність мережевої води за середньої температури процесу c_w , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ (табл. Е.2);
- об'ємну витрату мережевої води

$$\dot{V}_w = G_w / \rho_w, \text{ м}^3/\text{год};$$

- густину мережевої води за середньої температури процесу $t_{nз}$, що визначається з додатка Е, таблиці Е.1 ρ_w , $\text{т}/\text{м}^3$.

5 Подання схемного рішення рекуперативної теплоутилізації (рис. 1.18).

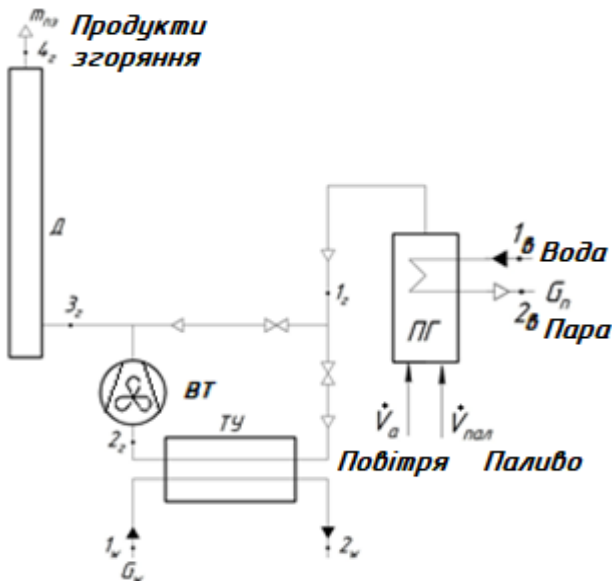


Рисунок 1.18 – Схемне рішення рекуперативної теплоутилізації:

ПГ – парогенератор; Д – димар; ТУ – теплоутилізатор; ВТ – вентилятор

Задачі для самостійного розв'язування

Задача 1.1

Для парокомпресійного теплового насоса, схема якого зображена на рисунку 1.5, визначити:

- розрахункові температури циклу;
- термічні параметри холодоагенту у вузлових точках;
- питомі теплові навантаження на обладнання;
- повні навантаження на обладнання;
- показники енергоефективності.

Початкові дані наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Початкові дані для розрахунку

Остання цифра шифру	t_{1n}	t_{2n}	t_{1y}	η_s	Холодоагент	Передостання цифра шифру	G_n	Q_T	G_y	τ
	°C	°C	°C	-			т/год	кВт	т/год	год
0	25	35	-5	0,75	R404A	0	4	-	-	2000
1	15	35	0	0,77	R134a	1	-	40	-	2500
2	12	40	0	0,73	R407C	2	-	-	5	2800
3	15	40	5	0,74	R410A	3	6	-	-	3000
4	25	45	5	0,76	R134a	4	-	50	-	3200
5	15	45	5	0,73	R407C	5	-	-	10	3600
6	30	50	10	0,75	R404A	6	8	-	-	3800
7	35	50	10	0,76	R410A	7	-	90	-	3100
8	20	55	15	0,73	R407C	8	-	-	14	2900
9	45	55	20	0,8	R134a	9	-	120	-	2600

Для варіантів з $t_{1y} < 10^\circ\text{C}$ як середовище, що утилізується застосовують 27,4% розчин етиленгліколю, для $t_{1y} > 10^\circ\text{C}$ – воду.

Для варіантів завдання з величиною нагрівання $t_{2n} - t_{1n} < 10^\circ\text{C}$ субкулер у схемі не розглядається.

Для розрахунку потужності приводного електродвигуна для всіх варіантів беруть такі дані:

- механічний ККД компресора $\eta_{\text{мех}} = 0,95$;
- ККД електродвигуна $\eta_{\text{ЕД}} = 0,95$;

– тариф на електроенергію беруть із довідкових джерел на період виконання розрахунку.

Задача 1.2

Визначити питомі вартості енергоспоживання для такого виду устаткування: бойлер із купованим теплоносієм, теплоелектронагрівач, теплонасосна установка, теплогенератори на газовому, твердому та рідкому паливі, і побудувати діаграму порівняння з розмірністю c_0 , $грн/Гкал$.

Початкові дані наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Початкові дані для розрахунку

Остання цифра шифру	Q_T кВт	Санітарна вода		$СОР_{ТНУ}$	Перед-остання цифра шифру	Теплоносії		$g_{газ}$ нм ³ /(кВт.год)	$g_{тп}$ т/Гкал	$g_{рп}$ кг/(кВт.год)	τ_p год.
		$t_{к}$ °C	$t_{зс}$ °C			t_{1T} °C	t_{2T} °C				
0	10	8	4,0	4,2	0	80	70	0,115	0,181	0,095	1800
1	20	10	4,2	4,1	1	85	75	0,118	0,186	0,098	1900
2	25	12	4,5	4,0	2	85	70	0,112	0,175	0,100	2100
3	30	15	4,5	4,4	3	90	70	0,110	0,178	0,102	3400
4	35	10	4,8	3,9	4	90	75	0,120	0,171	0,104	3800
5	40	12	5,0	3,8	5	90	80	0,121	0,170	0,105	4000
6	50	15	5,0	4,1	6	95	70	0,123	0,175	0,106	3700
7	60	10	5,5	3,4	7	95	75	0,125	0,168	0,108	3300
8	70	15	5,5	3,6	8	95	80	0,128	0,165	0,110	3000
9	80	20	5,5	3,9	9	95	85	0,129	0,180	0,112	2900

Розрахункові тарифи на електроенергію, природний газ та інші енергоносії беруть з інформаційних джерел на період виконання розрахунків.

Задача 1.3

Для когенераційної газотурбінної установки, призначеної для теплоутилізаційних цілей виробництва електроенергії (рис. 1.13 а), визначити:

- режимні параметри парогенератора;
- режимні параметри парової турбіни;
- режимні параметри конденсатора;
- режимні параметри насосів;
- показники енергоефективності базової та когенераційної ГТУ.

Для когенераційної газотурбінної установки, призначеної для теплоутилізаційних цілей холодопостачання (рис. 1.13 б), визначити:

- режимні параметри котла-утилізатора;
- режимні параметри матеріальних потоків у АБХМ.

Початкові дані наведено в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Початкові дані для розрахунку

Остання цифра шифру	N_{EGa}	$COP_{ГТУ}$	m_z	t_{1z}	t_{2z}	η_S^T
	МВт	-	кг/с	°C	°C	-
0	16	0,32	61	400	220	0,75
1	6,3	0,24	34	410	220	0,73
2	10	0,3	37	420	225	0,74
3	25	0,31	85	450	220	0,75
4	12	0,28	42	405	215	0,745
5	10	0,27	40	410	230	0,742
6	8	0,30	36	430	230	0,752
7	16	0,29	58	430	220	0,76
8	25	0,31	90	460	230	0,77
9	14	0,28	51	400	230	0,728

Перед-остання цифра шифру	$P_{Пг}$	t_1	t_k	t_{10}	t_{20}
	бар	°C	°C	°C	°C
0	20	360	50	26	32
1	16	340	47,7	25	30
2	20	340	52,6	25	32
3	16	360	54	26	30
4	16	320	50	25	31
5	20	320	45,8	24	28
6	12	360	49,4	24	30
7	12	340	55,3	25	32
8	18	340	56,6	26	32
9	18	360	54	26	31

Перед-остання цифра шифру	Для схеми "електроенергія - холод"						
	P_w	t_{2w}	t_{1x}	t_{2x}	$COP_{ХМ}$	$\Sigma N_H^{ХМ}$	ΔP_{θ}
шифру	бар	°C	°C	°C	-	кВт	кПа
0	5,0	t_w	12	7	0,52	10	30
1	6,18		10	5	0,53	12	30,2
2	4,76		14	8	0,51	8	28
3	3,61		12	7	0,52	6	25
4	7,92		8	2	0,55	15	18
5	4,0		7	2	0,50	6	26
6	4,5		10	4	0,51	6,5	14
7	6,0		7	2	0,54	8,5	25,2
8	3,0		9	4	0,52	5,2	21,1
9	2,8	10	5	0,51	5,0	10,8	

Рекомендації до виконання варіантних розрахунків:

- ізобарну теплоємність продуктів згоряння за середньої температури процесу t_{1z} охолодження в парогенераторі або в

котлі-утилізаторі визначається з рівняння
 $c_{сер, нз} = 1,105 + 0,000132 \cdot t_{нз}$, $кДж / (кг \cdot K)$;

– теплові втрати в наколишне середовище для теплообмінних апаратів беруть такими, що дорівнюють 5 % від теплового навантаження;

– під час виконання розрахунку за схемою «а» подати паротурбінний цикл у термодинамічних діаграмах;

– для насосів беруть: $\eta_{oi} = 0,8$; $\eta_{мех.н} = 0,95$;
 $\eta_{ел/дв} = 0,95$.

– для розрахунків беруть: $p_{н.с} = 100$ $кПа$, $P_{1e} = 100,5$ $кПа$,
 $p_{2e} = 100,1$ $кПа$.

– газову сталу для продуктів згоряння беруть такою, що дорівнює $0,29$ $кДж / (кг \cdot K)$.

Задача 1.4

Для котельної установки, схема якої зображена на рисунку 1.17, визначити:

- об'ємну витрату продуктів згоряння;
- масову витрату продуктів згоряння та їх теоретичний енергопотенціал;
- мінімально допустиму температуру скидання продуктів згоряння;
- показники теплоутилізації продуктів згоряння.

Подати схемне рішення рекуперативної теплоутилізації.

Початкові дані наведено в таблиці 1.4.

Рекомендації до виконання варіантних розрахунків:

- об'єм теоретично необхідного повітря для спалювання 1 $м^3$ газоподібного палива $V^0 = 9,54$ $м^3$ $пов./м^3$ $пал$;
- рівняння для розрахунку теплофізичних властивостей продуктів згоряння газоподібного палива за середньої температури процесу $t_{нз}$:

– ізобарна теплоємність $c_{р. нз} = 1,105 + 0,000132 \cdot t_{нз}$,
 $кДж/(кг \cdot K)$;

- теплопровідність $\lambda_{n3} = (2,31 + 0,0091 \cdot t_{n3}) \cdot 10^{-2}$, Вт/(м · К);
 - динамічна в'язкість $\mu_{n3} = [14,46 + 0,0682 \cdot (t_{n3})^{0,9}] \cdot 10^{-6}$, Па · с;
 - число Прандтля $Pr_{n3} = c_{p, n3} \cdot \mu_{n3}$, кДжс / (кг · К).
- Рівняння стану продуктів згоряння:
- мольна маса $M_{n3} = \Sigma(M_j \cdot r_j)$, кг моль;
 - газова стала $R_{n3} = 8,314 / M_{n3}$, кДжс/(кг · К);
 - вологовміст $d_{n3} = (M_{H_2O} \cdot r_{H_2O}) / (M_{n3} - M_{H_2O} \cdot r_{H_2O})$, кг вол./кг сух. пов.

Таблиця 1.4 – Початкові дані для розрахунку

Остання цифра шифру	Q_n	Q_{n2}	q_{nc}	$q_{газ}$	t_1	p_1	p_{nc}	$\alpha_{нод}$	Перед-остання цифра шифру	Об'ємна частка компоненту, r_j				τ_p
	т/год	Гкал/год	%	нм ³ /Гкал	°С	мм рт.ст.	мм рт.ст.	-		CO ₂	O ₂	N ₂	H ₂ O	
0	7,8	4,5	0,6	14,0,6	259	755	750	1,1	0	10,2	2,0	76,9	10,9	5000
1	6,9	4,0	0,7	139,6	242	758	748	1,12	1	11,0	1,8	77,1	10,1	4800
2	6,5	3,6	0,73	139,2	231	757	749	1,125	2	10,9	1,7	77,0	10,4	4500
3	6,0	3,4	0,76	138,8	225	754	750	1,128	3	10,8	1,8	76,9	10,5	5100
4	5,8	3,3	0,8	138,4	221	750	745	1,13	4	10,5	2,0	76,7	10,8	4900
5	5,5	3,1	0,9	138,0	218	756	750	1,131	5	10,7	2,1	76,4	10,8	5200
6	5,2	3,0	1,0	137,8	215	759	754	1,133	6	10,6	2,1	76,6	10,7	5300
7	5,0	2,9	1,1	137,6	210	760	756	1,35	7	10,5	2,2	76,6	10,7	5000
8	4,5	2,6	1,2	137,3	205	760	755	1,14	8	10,7	1,8	76,7	10,8	4800
9	4,0	2,25	1,5	137,0	200	758	750	1,145	9	10,5	1,7	76,5	11,3	4700

Таблиця 1.5 – Залежність температури точки роси потоку продуктів згоряння від величини їх вологовмісту:

d_{n3}	$\frac{гр \text{ вол.}}{кг \text{ сух. пов.}}$	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
$t_{т.р.}$	°С	36,65	38,6	40,62	42,02	43,6	45,03	46,33	48,28	48,74	50,08	50,79	51,77	52,68

Під час розрахунків беремо:

- розрахункову температуру навколишнього середовища $t_{н.с} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$;
- тиск пари в парогенераторі (котлі), що дорівнює 11 кгс/см², температуру $t_{1в}$ взяти такою, що дорівнює $t_{н.с}$;
- ступінь сухості пари на виході з парогенератора $x_{2w} = 1,0$;
- теплоту згоряння природного газу $H_U = 33,767 \text{ МДжс/нм}^3$.

2 ЕКСЕРГІЯ ЯК ОСНОВА ТЕРМОДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ

2.1 Поняття ексергії, її види

Поняття «ексергія» ввів у 1958 році Зоран Рант. Він визначив її як термодинамічний еквівалент різних форм енергії. Передумовою необхідності введення цього поняття були обмеження, які накладав II закон термодинаміки, і, як наслідок, асиметрія перетворення енергії.

II закон термодинаміки стверджує про наявність двох форм енергоперетворень:

– з необмеженою здатністю перетворення енергії на інші форми (всі необмежено перетворювані форми енергії узагальнюються терміном «ексергія»);

– з обмеженням, що пов'язане з існуванням навколишнього середовища (неперетворювана частина енергії узагальнена терміном «анергія»).

У зв'язку з цим з'являється нове формулювання I закону термодинаміки:

$$E + A = const, \quad (2.1)$$

де E – ексергія, Дж;

A – анергія, Дж.

Для стану системи на початку та в кінці процесу рівняння I закону термодинаміки має вигляд

$$E_1 + A_1 = E_2 + A_2. \quad (2.2)$$

В усіх оборотних процесах ексергія є величиною сталою ($E = const$), тобто вона повністю переходить в інший вид, у необоротних процесах ексергія не втрачається, а перетворюється на анергію ($E \rightarrow A$). Тобто в необоротних процесах анергія являє собою втрати, що мають місце в процесі перетворення ексергії:

$$E_1 = E_2 + A. \quad (2.3)$$

Ексергія навколишнього середовища дорівнює нулю.

Ексергія має важливе технічне значення, оскільки для всіх енергетичних машин потрібна не енергія, а лише корисна її частина – ексергія. Ексергія міститься у викопному та ядерному паливі, а також в екологічних джерелах енергії (напір води, потік вітру).

Ексергія може бути двох видів:

– ексергія, що не характеризується ентропією ($EN = E, A = 0$): механічна, електрична, хімічна;

– ексергія, що характеризується ентропією ($EN = E + A$): ексергія речовини в замкненому об'ємі, ексергія потоку речовини, ексергія потоку енергії.

Ексергія потоку речовини визначається з такої формули:

$$E = E^P + E^{KN} + E^{PH} + E^{CH}, \quad (2.4)$$

де E^P – потенціальна ексергія;

E^{KN} – кінетична ексергія;

E^{PH} – фізична ексергія, що складається з термічної та механічної частин;

E^{CH} – хімічна ексергія, що складається з реакційної та концентраційної частин.

Також в ексергії потоку речовини можуть бути додаткові складові.

Ексергія потоку енергії складається з ексергії теплового потоку та ексергії потоку випромінювання.

2.2 Розрахункове вираження ексергії

Для процесів енергоперетворень ексергія є максимально можливою корисною роботою, виконаною деякою речовиною, яка за хімічним складом відрізняється від навколишнього середовища ($\mu \neq \mu_{н.с}$), визначається за температури та тиску, які відрізняються від аналогічних характеристик навколишнього середовища ($P \neq P_{н.с}$, $T \neq T_{н.с}$), якщо цю робочу речовину оборотно перевести з початкового стану (μ , P , T) в кінцевий, що перебуває в рівновазі з навколишнім середовищем ($\mu_{н.с}$, $P_{н.с}$, $T_{н.с}$).

Для всіх видів ексергії, що характеризуються ентропією, розрахунковий вираз буде мати вигляд

$$dE = dH^0 - T_{н.с} \cdot dS + dE_0, \text{Дж}. \quad (2.5)$$

Аналогічним буде вираз для питомої ексергії, віднесеної до одиниці маси:

$$de = dh^0 - T_{н.с} \cdot ds + de_0, \text{Дж/кг}. \quad (2.6)$$

Ексергію речовини в замкненому об'ємі (рис. 2.1 а) визначаємо таким чином:

$$E_V = M \cdot e_V, \text{Дж}, \quad (2.7)$$

де e_V – питома ексергія речовини в замкненому об'ємі, Дж/кг ,

$$e_V = (u - u_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (s - s_{н.с}) + P_{н.с} \cdot (v - v_{н.с}) \quad (2.8)$$

Ексергію матеріального потоку, або потоку речовини (рис. 2.1 б) визначаємо за формулою

$$E = \dot{m} \cdot e, \text{Вт}. \quad (2.9)$$

У цьому разі

$$dE = dH^0 - T_{н.с} \cdot dS, (E_0 \approx 0), \quad (2.10)$$

$$E = \dot{m} \cdot [(h - h_{н.с}) + (w^2 - w_{н.с}^2)/2 + g \cdot (z - z_{н.с})] - T_{н.с} \cdot \dot{m} \cdot (s - s_{н.с}). \quad (2.11)$$

Звідси питома ексергія матеріального потоку, або потоку речовини, дорівнює

$$e = (h - h_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (s - s_{н.с}) + w^2/2 + g \cdot z. \quad (2.12)$$

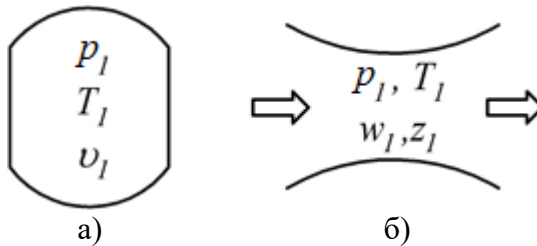


Рисунок 2.1 – Ексергія речовини в замкненому об’ємі (а) та матеріального потоку (б)

Ексергію потоку ідеального газу (рис. 2.2 а) визначаємо за формулою (2.9), а її зміну записуємо так:

$$E_1 - E_2 = \dot{m} \cdot \Delta e, \text{ Вт}. \quad (2.13)$$

Питому ексергію в цьому разі визначаємо за таких припущень:

$$\left. \begin{aligned} dh &= c_p dT, \\ TdS &= dh - vdp, \\ p v &= RT \end{aligned} \right\} \Rightarrow de = dh - T_{н.с} \cdot ds, \quad (2.14)$$

$$de = c_p dT - T_{н.с} \cdot \left(c_p \cdot \frac{dT}{T} - R \cdot \frac{dP}{P} \right). \quad (2.15)$$

За $e_{н.с} = 0$ рівняння (2.15) має вигляд

$$e = \tilde{c}_p \cdot (T - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T}{T_{н.с}} - R \cdot \ln \frac{P}{P_{н.с}} \right). \quad (2.16)$$

За $\Delta e = e_1 - e_2$ рівняння (2.15) має вигляд

$$\Delta e = \tilde{c}_p \cdot (T_1 - T_2) - T_{н.с} \cdot \left(\tilde{c}_p \cdot \ln \frac{T_1}{T_2} - R \cdot \ln \frac{P_1}{P_2} \right). \quad (2.17)$$

Для суміші ідеальних газів у формулах (2.16) та (2.17) необхідно виконати такі підстановки:

$$\tilde{c}_p = \tilde{c}_{p_{сум}} = \frac{\sum r \cdot \mu c_p}{\mu_{сум}}, \quad R = R_{сум} = \frac{R_\mu}{\mu_{сум}} = \frac{8314,4}{\sum r_i \cdot \mu_i}.$$

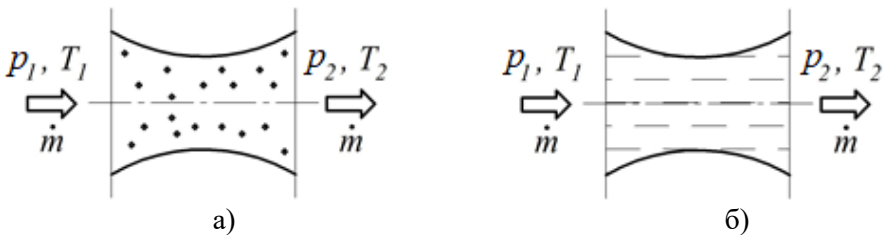


Рисунок 2.2 – Ексергія потоку ідеального газу (а)
та нестисливої рідини (б)

Ексергію потоку нестисливої рідини (рис. 2.2 б) визначаємо за формулою (2.9), а її зміну – за формулою (2.13).

Питому ексергію в цьому разі визначаємо за таких припущень:

$$\left. \begin{aligned} ds &= \frac{dq}{T} = \frac{c_f dT}{T}, \\ dh &= dq + v_f dp \end{aligned} \right\} \Rightarrow de = dh - T_{n.c} \cdot ds, \quad (2.18)$$

$$de = \tilde{c}_f dT + \frac{dp}{\rho_f} - T_{n.c} \cdot \tilde{c}_f \cdot \frac{dT}{T}. \quad (2.19)$$

За $e_{n.c} = 0$ рівняння (2.19) має вигляд

$$e_f = \tilde{c}_f \cdot (T - T_{n.c}) + \frac{p - p_{n.c}}{\rho_f} - T_{n.c} \cdot \tilde{c}_f \cdot \ln \frac{T}{T_{n.c}}. \quad (2.20)$$

За $\Delta e = e_1 - e_2$ рівняння (2.19) має вигляд

$$\Delta e_f = \tilde{c}_f \cdot (T_1 - T_2) + \frac{p_1 - p_2}{\rho_f} - T_{n.c} \cdot \tilde{c}_f \cdot \ln \frac{T_1}{T_2}. \quad (2.21)$$

Ексергію потоку теплоти E_Q визначаємо за формулою

$$\dot{Q} = E_Q + A_Q, \quad (2.22)$$

$$E_Q = \dot{Q} - A_Q. \quad (2.23)$$

Неперетворювану частину енергії теплового потоку визначаємо за рівнянням Гюї – Стодоли:

$$A_Q = \Pi = T_{n.c} \cdot dS. \quad (2.24)$$

У диференціальному вигляді рівняння (2.23) після підстановки в нього (2.24) буде мати вигляд

$$dE_Q = d\dot{Q} - T_{n.c} \cdot dS. \quad (2.25)$$

Зміну ексергії в процесі 1–2 виражають з (2.25) у такому вигляді:

$$E_{Q_{1-2}} = \dot{Q}_{1-2} - T_{n.c} \cdot (s_2 - s_1). \quad (2.26)$$

Відповідно питома ексергія буде дорівнювати

$$e_{q_{1-2}} = q_{1-2} - T_{n.c} \cdot (s_2 - s_1). \quad (2.27)$$

Для виключення з розрахунку ΔS вводять ексергетичну температурну функцію (фактор Карно).

$$dE_Q = d\dot{Q} - T_{n.c} \cdot \frac{d\dot{Q}}{\tilde{T}},$$

$$dE_Q = \left(1 - \frac{T_{n.c}}{\tilde{T}} \right) \cdot d\dot{Q},$$

$$\tau_{ex} = 1 - \frac{T_{n.c}}{\tilde{T}}, \quad (2.28)$$

де \tilde{T} – середня температура більш нагрітого середовища;

$$E_Q = \tau_{ex} \cdot \dot{Q}, \text{ Bm}. \quad (2.29)$$

Ексергію променистого (радіаційного) потоку визначають за формулою

$$E_{\text{пром}} = e_{\text{пром}} \cdot F, \text{ Вт}. \quad (2.30)$$

Відповідно питома ексергія дорівнює

$$e_{\text{пром}} = a_c \cdot c_0 \cdot \left\{ \left[\left(\frac{T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{н.с}}{100} \right)^4 - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_{н.с}}{100} \left[\left(\frac{T}{100} \right)^3 - \left(\frac{T_{н.с}}{100} \right)^3 \right] \right] \right\}, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}, \quad (2.31)$$

де $a_c = 0,6-0,95$ – ступінь чорноти поверхні;

$c_0 = 5,67 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Хімічну ексергію викопного палива у твердому чи рідкому стані визначають за формулою (2.32), в газоподібному – за формулою (2.33):

$$E_m = E_{\text{pid}} = G_{\text{нал}} \cdot e_{\text{нал}}, \quad (2.32)$$

$$E_{\text{газ}} = \dot{V}_{\text{газ}} \cdot e_{\text{газ}}. \quad (2.33)$$

Відповідно питомі ексергії викопного палива у твердому чи рідкому стані визначають за формулою (2.34), в газоподібному – за формулою (2.35).

$$e_m = e_{\text{pid}} = \alpha_{\text{нал}} \cdot Q_B^P = \alpha_{\text{нал}} \cdot \left[Q_H^P + 0,025 \cdot (9H^P + W^P) \right], \text{ кДж/кг}, \quad (2.34)$$

$$e_{\text{газ}} = \alpha_{\text{газ}} \cdot Q_H^C = \alpha_{\text{газ}} \cdot \left[\frac{H_U}{\rho_{н.у}} + (h_{\text{газ}} - h_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (s_{\text{газ}} - s_{н.с}) \right], \text{ кДж/кг}, \quad (2.35)$$

де $\alpha_{нал} = 1,05-1,08$ – для вугілля;

$\alpha_{нал} = 0,975$ – для рідкого палива;

$\alpha_{газ} = 0,95$ – для газоподібного палива;

Q_B^P, Q_H^P – верхня та нижня теплота згоряння твердого чи рідкого палива, яка береться за робочою масою, $кДж/кг$;

H^P, W^P – вміст вільного водню та води в робочій масі палива, %;

H_U – теплота згоряння газоподібного палива, яка береться за сухою масою, $кДж/нм^3$;

$\rho_{н.у}$ – густина газоподібного палива за нормальних умов.

У рівнянні (2.35) $\frac{H_U}{\rho_{н.у}}$ – це хімічна складова газоподібного

палива, а $\Delta h - T_{н.с} \cdot \Delta s$ – механічна складова.

Нульова ексергія – це концентраційна частина хімічної ексергії:

$$E_0 = \dot{m} \cdot e_0. \quad (2.36)$$

Нульова ексергія пов'язана з установленням рівності хімічних потенціалів між відповідними компонентами речовини та навколишнього середовища $\mu_i \Rightarrow (\mu_i)_{н.с}$.

Таким чином нульова ексергія – це кількість роботи, яку можна одержати в оборотному процесі встановлення рівноваги компонентів речовини з відповідними компонентами навколишнього середовища при $P_{н.с}$ і $T_{н.с}$.

Для газових сумішей (повітря), де компоненти перебувають не у вигляді хімічних сполук, а у вільному стані, питома нульова ексергія буде дорівнювати

$$e_0 = T_{н.с} \cdot \sum_{j=1}^n R_j \cdot \ln \frac{1}{r_j}, \quad (2.37)$$

де r_j – мольна (об’ємна) частка j -го компонента в суміші.

2.3 Показники ефективності енергоперетворень

Енергоперетворювальні системи поділяють на три категорії, для кожної з яких визначають показники енергоефективності.

Першу категорію визначають одним потоком продукту, а вхідні й вихідні потоки не характеризуються ентропією ($EN = E$, $A = 0$). Наприклад, до першої категорії енергоперетворювальних систем належать електродвигун та насос (рис. 2.3).

За показник, що визначає ексергетичну ефективність такої системи, ε_{ex} беруть ефективний ККД, який обчислюють за формулою

$$\eta_e = \frac{N_{вих}}{N_{вх}} = \varepsilon_{ex}. \quad (2.38)$$

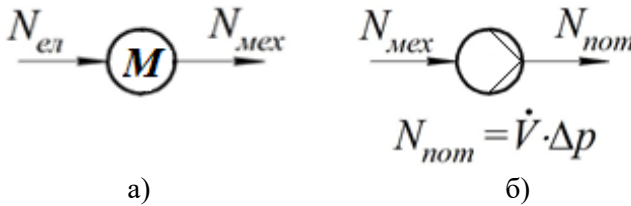


Рисунок 2.3 – Приклади енергоперетворювальних систем першої категорії: а) електродвигун; б) насос

Другу категорію визначають одним потоком продукту, а вихідні потоки характеризуються ентропією ($EN = E + A$), на вході потік будь-якої форми енергії). Наприклад, до другої

категорії енергоперетворювальних систем належать теплогенератор та парокompресійний тепловий насос (рис. 2.4).

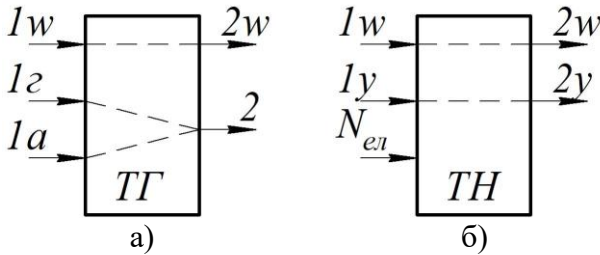


Рисунок 2.4 – Приклади енергоперетворювальних систем другої категорії: а) теплогенератор; б) парокompресійний тепловий насос

За показник, що визначає ексергетичну ефективність такої системи беруть сумарний коефіцієнт перетворення або кожного компонента окремо, який розраховують за формулами:

– для теплогенератора

$$\eta_{TG} = COP_{TG} = COP_{\Sigma} = \frac{\dot{Q}_w}{\dot{Q}_G},$$

$$\varepsilon_{ex}^{TG} = \frac{\Delta E_w}{E_2}, \quad (2.39)$$

під величиною COP_{Σ} розуміють коефіцієнт перетворення за повною мережею від первинного витраченого енергоресурса.

– для парокompресійного теплового насоса

$$COP_{TH} = \frac{Q_w}{N_{el}},$$

$$COP_{TH}^{\Sigma} = COP_{TEC} \cdot COP_{ЛЕП} \cdot COP_{TH},$$

$$\varepsilon_{ex}^{TH} = \frac{\Delta E_w}{N_{el} + \Delta E_y}. \quad (2.40)$$

Третю категорію визначають двома (трьома) потоками продукту, тобто в процесі відбувається когенерація або тригенерація, а вхідні й вихідні потоки будь-якої форми енергії. Наприклад, до третьої категорії належать «газотурбінний двигун + котел-утилізатор» (рис. 2.5).

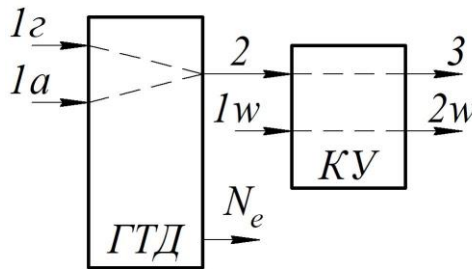


Рисунок 2.5 – Приклад енергоперетворювальної системи третьої категорії

За показник, що визначає ексергетичну ефективність такої системи, як і для другої категорії, беруть сумарний коефіцієнт перетворення, який розраховують за формулою

$$\eta_{ГТУ} = COP_{ГТУ} = COP_{\Sigma} = \frac{N_e + Q_w}{Q_{\Gamma}},$$

$$\varepsilon_{ex}^{ГТУ} = \frac{N_e + E_w}{E_{\Gamma}}. \quad (2.41)$$

2.4 Розрахунок ексергії потоків у ідеально-газовому стані

Для компресора, схема якого наведена на рисунку 2.6, визначити:

- температуру в стані точки 2;
- питому ексергію в стані точок 1 та 2;
- приріст ексергії для потоку газу через компресор.

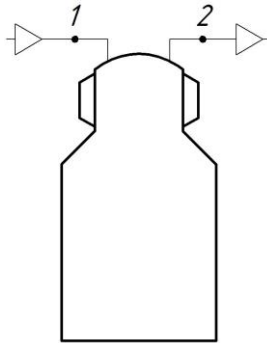


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема компресора

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

- p_1, t_1 – вхідні тиск і температура газу;
- p_2 – тиск виходу газу;
- η_s – адіабатний ККД компресора;
- V_1 – об’ємна витрата газу на вході;
- $p_{н.с}, t_{н.с}$ – розрахункові тиск і температура навколишнього середовища.

Порядок проведення розрахунку такий:

- 1 Будемо цикл компресора в T, s -координатах (рис. 2.7):

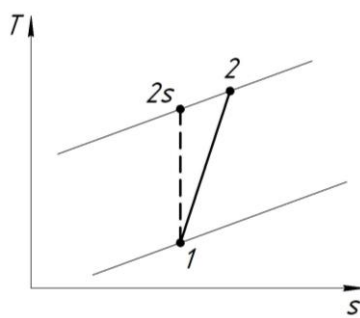


Рисунок 2.7 – Цикл процесу стиснення в компресорі

2 Визначаємо температуру в стані точки 2:

– визначаємо температуру в кінці адіабатного процесу стиснення газу в компресорі

$$T_{2s} = T_1 + (p_2/p_1)^{(k-1)/k}, K;$$

– визначаємо температуру в кінці реального процесу стиснення

$$\begin{aligned} \eta_s = l_s / l_{oi} &= (c_p \cdot (T_{2s} - T_1)) / (c_p \cdot (T_2 - T_1)) = \\ &= (T_{2s} - T_1) / (T_2 - T_1); \end{aligned}$$

$$T_2 = T_1 + (T_2 - T_1) / \eta_s, K.$$

3 Визначаємо питому ексергію у стані точок 1 та 2:

– питому ексергію в точці 1:

$$\begin{aligned} e_1 &= C_{p1} \cdot (T_1 - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot [C_{p1} \cdot \ln (T_1 / T_{н.с}) - \\ &\quad - R \cdot \ln (p_1 / p_{н.с})], \text{ кДж/кг}; \end{aligned}$$

– питому ексергію в точці 2:

$$\begin{aligned} e_2 &= c_{p2} \cdot (T_2 - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot [c_{p2} \cdot \ln (T_2 / T_{н.с}) - \\ &\quad - R \cdot \ln (p_2 / p_{н.с})], \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

4 Визначаємо приріст ексергії для потоку газу через компресор:

$$E_2 - E_1 = \dot{m}_2 \cdot (e_2 - e_1), \text{ кВт},$$

$$\text{де } \dot{m}_2 = \rho_1 \cdot \dot{V}_1 = p_1 \cdot \dot{V}_1 / (R \cdot T_1), \text{ кг/с}.$$

Також різницю питомих ексергій можна визначати за формулою

$$e_2 - e_1 = c_{p, \text{сер}} \cdot (T_2 - T_1) - T_{н.с} \cdot [c_{p, \text{сер}} \cdot \ln(T_2 / T_1) - R \cdot \ln(p_2 / p_1)], \text{ кДж/кг}.$$

2.5 Розрахунок ексергії потоків реальних газів

Для підвищувального термотрансформатора, схема якого наведена на рисунку 2.8, визначити:

- термічні і калоричні параметри у вузлових точках циклу;
- різниці питомих ексергій у компресорі ($e_2 - e_1$), конденсаторі ($e_2 - e_3$), випарнику ($e_6 - e_5$), регенеративному теплообміннику ($e_1 - e_4$);
- питомі ексергії на вході й виході з дросельного пристрою e_4 та e_5 ;
- масову витрату холодоагенту та два режимних параметри з трьох (наприклад, за заданої величини \dot{V}_1 визначити \dot{Q}_K та \dot{Q}_B);
- різниці потоків ексергій $E_2 - E_1$, $E_2 - E_3$, $E_6 - E_5$, E_4 та E_5 .

Розрахунок виконати для холодоагенту за вибором (R134a, R407C, R410A або іншого).

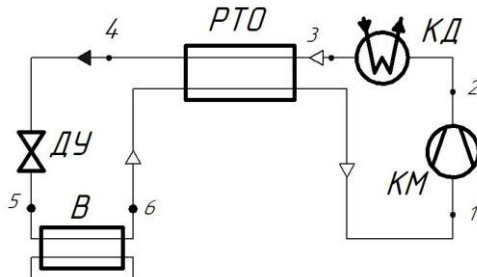


Рисунок 2.8 – Схема підвищувального термотрансформатора: КМ – компресор; КД – конденсатор; РТО – регенеративний теплообмінник; ДУ – дросельний пристрій; В – випарник

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

- температура кипіння холодоагенту у випарнику, t_e ;
- температура пари холодоагенту у РТО, t_1 ;
- температура конденсації холодоагенту, t_k ;
- температура нагнітання у компресорі, t_2 ;
- температура холодоагенту на виході з конденсатора, t_3 ;
- розрахункові тиск і температура навколишнього середовища, $p_{н. с}, t_{н. с}$;
- об'ємна витрата холодоагенту за умовами всмоктування в компресор, \dot{V}_1 ;
- теплове навантаження на конденсатор, \dot{Q}_K ;
- теплове навантаження на випарник, \dot{Q}_B .

Порядок проведення розрахунку такий:

1 Будуємо цикл підвищувального термотрансформатора в P, h -координатах (рис. 2.9).

2 Визначаємо термічні і калоричні параметри у вузлових точках циклу:

- за відомими температурами випаровування t_e та конденсації t_k , знаходимо відповідні значення тисків p_e і p_k та інших параметрів $h_1, s_1, h_2, s_2, h_3, s_3, h_6, s_6$ (додатки А–Г);
- визначаємо ентропію в точці 4 з балансу

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_6.$$

Звідси $h_4 = h_3 - (h_1 - h_6)$, $\kappaДж/кг$;

- визначаємо температуру та ентропію в точці 4 (додатки А–Г);
- визначаємо ентальпію в точці 5:

$$h_5 = h_4, \kappaДж/кг \text{ (додатки А–Г);}$$

- визначаємо ентропію в точці 5 (додатки А–Г).

3 Визначаємо різниці питомих ексергій в апаратах:

- у компресорі

$$(e_2 - e_1) = (h_2 - h_1) - T_{н.с} \cdot (s_2 - s_1), \text{кДж/кг};$$

– у конденсаторі

$$(e_2 - e_3) = (h_2 - h_3) - T_{н.с} \cdot (s_2 - s_3), \text{кДж/кг};$$

– у випарнику

$$(e_6 - e_5) = (h_6 - h_5) - T_{н.с} \cdot (s_6 - s_5), \text{кДж/кг};$$

– у регенеративному теплообміннику

$$(e_1 - e_6) = (h_1 - h_6) - T_{н.с} \cdot (s_1 - s_6), \text{кДж/кг}.$$

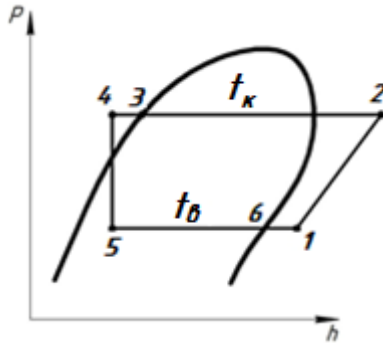


Рисунок 2.9 – Цикл підвищувального термотрансформатора

4 Визначаємо питомі ексергії на вході й виході з дросельного пристрою e_4 та e_5 :

– значення ентальпії та ентропії за заданої температури навколишнього середовища (додатки А–Г);

– питому ексергію на вході до дросельного пристрою

$$e_4 = (h_4 - h_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (s_4 - s_{н.с}), \text{кДж/кг};$$

– питома ексергія на виході з дросельного пристрою

$$e_5 = (h_5 - h_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (s_5 - s_{н.с}), \text{кДж/кг}.$$

5 Визначаємо масову витрату холодоагенту та два режимних параметри з трьох (наприклад, за заданої величини \dot{V}_1 визначити \dot{Q}_K та \dot{Q}_B):

- масову витрату холодоагенту

$$\dot{m} = \dot{V}_1 \cdot \rho_1, \text{ кг/с};$$

- теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_K = \dot{m} \cdot q_k = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3), \text{ кВт};$$

- теплове навантаження на випарник

$$\dot{Q}_B = \dot{m} \cdot q_e = \dot{m} \cdot (h_6 - h_5), \text{ кВт}.$$

6 Визначаємо різниці потоків ексергій в апаратах:

- у компресорі

$$(E_2 - E_1) = \dot{m} \cdot (e_2 - e_1), \text{ кВт};$$

- у конденсаторі

$$(E_2 - E_3) = \dot{m} \cdot (e_2 - e_3), \text{ кВт};$$

- у випарнику

$$(E_6 - E_5) = \dot{m} \cdot (e_6 - e_5), \text{ кВт}.$$

- потоки ексергії на вході й виході з дросельного пристрою

$$E_4 = \dot{m} \cdot e_4, E_5 = \dot{m} \cdot e_5, \text{ кВт}.$$

2.6 Розрахунок ексергії потоків води і водяної пари

Для паротурбінної установки, схема якої зображена на рисунку 2.10, визначити:

- термічні, калоричні та режимні параметри циклу;
- зміни ексергії матеріальних потоків у конденсаторі:

$E_2 - E_3$ та $E_{2e} - E_{1e}$;

– зміни ексергії матеріальних потоків у регенеративному теплообміннику.

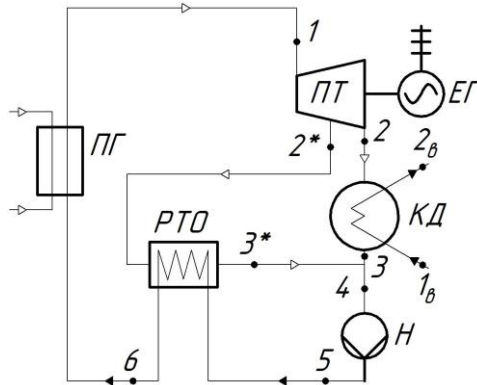


Рисунок 2.10 – Схема паротурбінної установки з проміжним відбором пари: ПГ – парогенератор; ПТ – парова турбіна; ЕГ – електрогенератор; КД – конденсатор; Н – живильний насос; РТО – регенеративний теплообмінник (підігрівач води)

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

- електрична потужність на виході з електрогенератора, $N_{ЕГ}$;
- адиабатний ККД парової турбіни, η_s, τ ;
- тиск кипіння води в парогенераторі, $p_{ПГ}$;
- тиск пари проміжного відбору, p^* ;
- температура перегрітої пари після парогенератора та на вході до турбіни, t_1 ;
- частина відбору пари з парової турбіни, $g^* = \dot{m}^* / \dot{m}_1$, де \dot{m}^* – масова витрата відбіраної пари;
- тиск конденсації, p_K ;
- температура і тиск охолоджувальної води на вході до конденсатора, t_{1e}, p_{1e} ;
- температура і тиск охолоджувальної води на виході з

конденсатора, $t_{2в}$, $p_{2в}$.

Порядок проведення розрахунку такий:

1 Будемо цикл паротурбінної установки з проміжним відбором пари в T, s -координатах (рис. 2.11).

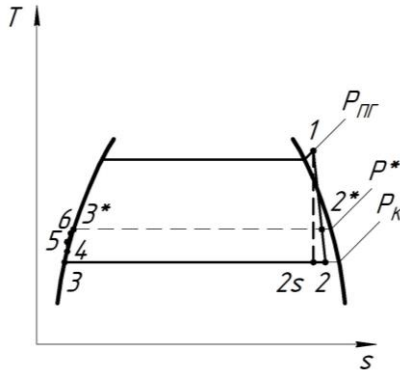


Рисунок 2.11 – Цикл паротурбінної установки з проміжним відбором пари

2 Визначаємо термічні, калоричні та режимні параметри циклу:

– знаходимо параметри h_1, s_1 та v_1 для точки 1 при $p_1 = p_{пг}$ та t_1 (табл. Ж.1);

– для тиску конденсації $p_к$ в області насичення визначаємо такі параметри: $h_3 = h', s_3 = s'$ та $v_3 = v', t_3, h'', s'', v''$ і r (табл. И.2);

– для тиску пари при проміжному відборі на РТО p^* визначаємо такі параметри: $h_{3*} = h', s_{3*} = s'$ та $v_{3*} = v', t_{3*}, h'', s'', v''$ і r (табл. И.2);

– масовий паровміст в точці $2s$ дорівнює

$$x_{2s} = (s_1 - s_3) / (s'' - s_3);$$

– ентальпія в точці $2s$ дорівнює

$$h_{2s} = h_3 \cdot (1 - x_{2s}) + h'' \cdot x_{2s}, \text{ кДж/кг};$$

- адіабатна питома робота турбіни дорівнює

$$l_{s, T} = h_1 - h_{2s}, \text{ кДж/кг};$$

- відносна внутрішня робота турбіни

$$l_{oi, m} = l_{s, T} \cdot \eta_{s, T}, \text{ кДж/кг};$$

- визначаємо параметри в точці 2:

$$x_2 = (h_2 - h_3) / r, s_2 = s_3 \cdot (1 - x_2), \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)};$$

Питома робота в точці 2 дорівнює

$$h_2 = h_1 - l_{oi, m}, \text{ кДж/кг}.$$

Аналогічно для стану в точці 2s*:

$$x_{2s^*} = (s_1 - s_{3^*}) / (s'' - s_{3^*}),$$

$$h_{2s^*} = h_{3^*} \cdot (1 - x_{2s^*}), \text{ кДж/кг},$$

$$l_{s, T^*} = h_1 - h_{2s^*}, \text{ кДж/кг},$$

$$l_{oi, m^*} = l_{s, T^*} \cdot \eta_{s, T}, \text{ кДж/кг},$$

$$h_2^* = h_1 - l_{oi, m^*}, \text{ кДж/кг};$$

- визначаємо масові витрати. Перейдемо від електричної потужності на валу електрогенератора до потужності турбіни при реальному процесі 1–2:

$$N_{oi, m} = N_{EG} / (\eta_{mex} \cdot \eta_{EG}), \text{ кВт}.$$

Відносна внутрішня потужність турбіни являє собою суму двох складових:

$$N_{oi, m} = (\dot{m}_1 - \dot{m}^*) \cdot l_{oi, m} + \dot{m}^* \cdot l_{oi, m^*}.$$

Поділивши обидві частини на \dot{m}_1 , одержуємо

$$N_{oi, m} / \dot{m}_1 = (1 - g^*) \times l_{oi, m} + g^* \cdot l_{oi, m}^*.$$

Звідси можна визначити загальну витрату пари перед турбіною:

$$\dot{m}_1 = N_{oi, m} / [(1 - g^*) \cdot l_{oi, m} + g^* \cdot l_{oi, m}^*], \text{ кг/с};$$

– масова витрата пари на конденсатор

$$\dot{m}_{кд} = (1 - g^*) \cdot \dot{m}_1, \text{ кг/с};$$

– масова витрата пари на підігрівання живильної води у РТО

$$\dot{m}^* = g^* \cdot \dot{m}_1, \text{ кг/с};$$

– визначаємо ентальпію в точці 4:

$$\dot{m}_1 \cdot (1 - g^*) \cdot h_3 + \dot{m}_1 \cdot g^* \cdot h_3^* = \dot{m}_1 \cdot h_4.$$

Звідси

$$h_4 = (1 - g^*) \cdot h_3 + g^* \cdot h_3^*, \text{ кДж/кг};$$

– аналогічно визначаємо такі параметри в точці 4:

$$s_4 = (1 - g^*) \cdot s_3 + g^* \cdot s_3^*, \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)},$$

$$v_4 = (1 - g^*) \cdot v_3 + g^* \cdot v_3^*, \text{ м}^3/\text{кг};$$

– для визначення стану після насоса, використаємо рівняння балансу питомої роботи в насосі:

$$\dot{m}_1 \cdot (h_5 - h_4) = \dot{V}_4 \cdot \Delta p / \eta_{oi, n},$$

де $\Delta p = p_5 - p_4 = p^* - p_k, \text{ кПа};$

$$\eta_{oi, n} = 0,75;$$

$$\dot{V}_4 = \dot{m}_1 \cdot v_4, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Виражаємо

$$h_5 = h_4 + \dot{V}_4 \cdot \Delta p / \eta_{oi.n}, \text{ кДж/кг};$$

– ентальпію в точці б визначаємо з балансу РТО:

$$g^* \cdot \dot{m}_1 \cdot (h_2^* - h_3^*) = m_1 \cdot (h_6 - h_5).$$

Звідси

$$h_6 = h_5 + g^* \cdot (h_2^* - h_3^*), \text{ кДж/кг}.$$

3 Визначаємо зміни ексергії матеріальних потоків у конденсаторі (беремо $p_{н.с} = 1 \text{ бар}$, $T_{н.с} = 273 \text{ К}$):

– для потоку пари

$$E_2 - E_3 = \dot{m}_1 \cdot (1 - g^*) \cdot (e_2 - e_3), \text{ кВт},$$

де $(e_2 - e_3) = (h_2 - h_3) - T_{н.с} \cdot (s_2 - s_3)$, кДж/кг;

– для потоку охолоджувальної води

$$E_{2\theta} - E_{1\theta} = G_\theta \cdot (e_{2\theta} - e_{1\theta}), \text{ кВт},$$

де $(e_{2\theta} - e_{1\theta}) = c_\theta \cdot (t_{2\theta} - t_{1\theta}) + (p_{2\theta} - p_{1\theta})/\rho_\theta - T_{н.с} \cdot c_\theta \cdot \ln(T_{2\theta} / T_{1\theta})$, кДж/кг;

– для визначення масової витрати G_θ необхідно знайти теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_{КД} = \dot{m}_{КД} \cdot (h_2 - h_3), \text{ кВт}.$$

Звідси

$$G_\theta = \dot{Q}_{КД} / c_\theta \cdot (t_{2\theta} - t_{1\theta}), \text{ кг/с};$$

– ексергетична ефективність конденсатора дорівнює

$$\varepsilon_{КД} = (E_{2\theta} - E_{1\theta}) / (E_2 - E_3).$$

4 Визначаємо зміни ексергії матеріальних потоків у регенеративному теплообміннику:

$$E_2^* - E_3^* = \dot{m}_1 \cdot g^* \cdot (e_2^* - e_3^*), \text{ кВт},$$

де $(e_2^* - e_3^*) = (h_2^* - h_3^*) - T_{н.с} \cdot (s_2^* - s_3^*)$, кДж/кг.

Знаходимо ентропію в точці 2*. Для цього визначимо питомий паровміст у точці 2*:

$$x_2^* = (h_2^* - h_3^*) / (h'' - h_3^*).$$

Звідси

$$s_2^* = s'', \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}),$$

$$E_6 - E_5 = \dot{m}_1 \cdot (e_6 - e_5),$$

де $(e_6 - e_5) = c_p \cdot (t_6 - t_5) + (p_6 - p_5)/\rho_p - T_{н.с} \cdot c_p \cdot \ln(T_6 / T_5)$, кДж/кг,

звідси $c_p \cdot (t_6 - t_5) = (h_6 - h_5)$.

Невідомі температури t_5 та t_6 . У першому наближенні

$$t_5 = t_4 + (1-2)^\circ\text{C}.$$

При $c_{p3} = c_{p4} = c_{p3}^*$

$$t_4 = (1 - g^*) \cdot t_3 + g^* \cdot t_3^*.$$

Температуру в точці 6 знаходимо з балансу

$$c_p \cdot (t_6 - t_5) = (h_6 - h_5),$$

$$t_6 = (h_6 - h_5) / c_p + t_5, ^\circ\text{C}$$

Беремо $\Delta p = p_5 - p_6 = 10 \text{ кПа}$ і знаходимо $(e_6 - e_5)$.

Ексергетична ефективність РТО

$$\varepsilon_{РТО} = (E_6 - E_5) / (E_2^* - E_3^*).$$

2.7 Розрахунок ексергії потоків газоподібного палива

Для процесу підведення теплоти в камері згоряння, схема якого зображена на рисунку 2.12, визначити:

- масові витрати матеріальних потоків камери згоряння;
- ексергію потоку паливного газу E_{12} ;
- приріст ексергії повітряного потоку в камері згоряння

$E_2 - E_{1A}$.

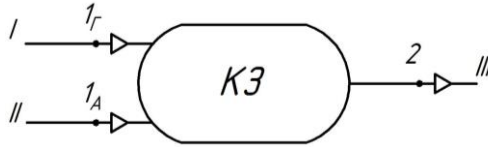


Рисунок 2.12 – Схема процесу підведення теплоти в камері згоряння: КЗ – камера згоряння; I – підведення паливного газу; II – підведення стисненого повітря; III – відведення продуктів згоряння

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

- теплове навантаження камери згоряння, $\dot{Q}_{КЗ}$;
- питома об'ємна теплота згоряння паливного газу (1 м³ за нормальних умов), H_u ;
- густина паливного газу за нормальних умов, ρ_2 ;
- тиск і температура стисненого повітря на вході в камеру згоряння, p_{1A} , t_{1A} ;
- температура продуктів згоряння на виході з камери згоряння, t_2 ;
- коефіцієнт надлишку повітря, $\alpha_A = m_A / m_2$, де m_A , m_2 – відповідно масові витрати повітря та паливного газу;
- тиск і температура паливного газу на вході в камеру згоряння, p_{12} , t_{12} .

Порядок проведення розрахунку такий:

1 Будуємо цикл процесу підведення теплоти у камері згоряння в T, s -координатах (рис. 2.13).

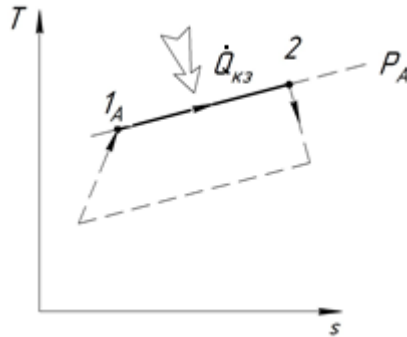


Рисунок 2.13 – Цикл процесу підведення теплоти в камері згоряння

2 Визначаємо масові витрати матеріальних потоків камери згоряння:

- об'ємну витрату паливного газу

$$\dot{V}_2 = \dot{Q}_{кз} / H_u, \text{ м}^3/\text{с};$$

- масову витрату паливного газу

$$\dot{m}_2 = \rho_2 \cdot \dot{V}_2, \text{ кг}/\text{с};$$

- масову витрату повітря

$$\dot{m}_A = \alpha_A \cdot \dot{m}_2, \text{ кг}/\text{с};$$

- масову витрату продуктів згоряння

$$\dot{m}_{ПЗ} = \dot{m}_2 + \dot{m}_A, \text{ кг}/\text{с}.$$

3 Визначаємо ексергію потоку паливного газу E_{12} :

- для природного газу з параметрами p_{12} та t_{12} визначаємо термодинамічні властивості h_{12} та s_{12} (рис. К.1);

- для природного газу з параметрами $p_{н.с}$ та $t_{н.с}$ визначаємо

термодинамічні властивості $h_{н.с}$ та $s_{н.с}$ (рис. К.1);

– ексергія потоку паливного газу визначається за формулою

$$E_{1z} = \dot{V}_z \cdot (e_{1z})_{xim} + \dot{m}_z \cdot (e_{1z})_{mex}, \text{ кВт};$$

– визначаємо хімічну складову питомої ексергії

$$(e_{1z})_{xim} = \alpha_z \cdot H_u, \text{ кДж/нм}^3,$$

де $\alpha_z = 0,95$;

– визначаємо механічну складову питомої ексергії

$$(e_{1z})_{mex} = (h_{1z} - h_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (s_{1z} - s_{н.с}), \text{ кДж/кг}.$$

4 Визначаємо приріст ексергії повітряного потоку в камері згоряння $E_2 - E_{1A}$:

– приріст ексергії повітряного потоку в камері згоряння визначаємо за формулою

$$(E_2 - E_{1A})_I = \dot{m}_A \cdot (e_2 - e_{1A}), \text{ кВт};$$

– різницю питомих ексергій повітряного потоку в камері згоряння визначаємо за формулою

$$(e_2 - e_{1A}) = c_p \cdot (T_2 - T_{1A}) - T_{н.с} \cdot [c_p \cdot \ln(T_2 / T_{1A}) - R \cdot \ln(p_2 / p_{1A})],$$

кДж/кг,

де $c_p = 1,105 + 0,000132 \cdot t_p$ – питома теплоємність за середньої температури $t_p = (t_2 + t_{1A}) / 2$, кДж/(кг · К);

– визначаємо ексергетичну ефективність камери згоряння

$$\varepsilon = (E_2 - E_{1A})_I / E_{1z};$$

– виконуємо уточнювальний розрахунок приросту ексергії повітряного потоку в камері згоряння:

$$(E_2 - E_{1A})_{II} = \dot{m}_{II3} \cdot e_2 - \dot{m}_A \cdot e_{1A}, \text{кВт},$$

$$e_2 = c_{p, n3} \cdot (T_2 - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot [c_{p, n3} \cdot \ln(T_2 / T_{н.с}) - R \cdot \ln(p_2 / p_{н.с})], \\ \text{кДж/кг},$$

де $c_{p, n3} = 1,105 + 0,000132 \cdot t_{p, n3}$ – питома теплоємність за середньої температури $t_{p, n3} = (t_2 + t_{н.с}) / 2$, кДж / (кг · К);

$$e_{1A} = c_{p, A} \cdot (T_{1A} - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot [c_{p, A} \cdot \ln(T_{1A} / T_{н.с}) - R \cdot \ln(p_{1A} / p_{н.с})], \\ \text{кДж/кг},$$

де $c_{p, A}$ визначаємо з таблиць для повітря за середньої температури $t_A = (t_{н.с} + t_{1A}) / 2$, кДж/(кг · К);

– визначаємо похибку розрахунків приросту ексергії повітряного потоку в камері згоряння за формулою

$$\Delta E = [(E_2 - E_{1A})_{II} - (E_2 - E_{1A})_I] / (E_2 - E_{1A})_{II}.$$

Задачі для самостійного розв'язування

Задача 2.1

Для компресора, схема якого наведена на рисунку 2.6, визначити:

- температуру в стані точки 2;
- питому ексергію в стані точок 1 та 2;
- приріст ексергії для потоку газу через компресор.

Початкові дані наведено в таблиці 2.1.

Рекомендації до виконання варіантних розрахунків:

- відсутність витікань газу $m_1 = m_2$;
- ізобарна теплоємність є функцією лише температури та наведена в таблиці 2.2.

Таблиця 2.1 – Початкові дані для розрахунку

Остання цифра шифру	Газ	p_1	t_1	p_2	η_s	Перед-остання цифра шифру	V_1	$p_{н.с.}$	$t_{н.с.}$
	-	кПа	°C	кПа	-		м ³ /хв.	мм рт.ст.	°C
0	Повітря	105	25	320	0,72	0	10	760	0
1	Азот	220	45	480	0,75	1	12	755	0
2	Кисень	115	10	300	0,74	2	16	760	0
3	CO ₂	100	27	280	0,77	3	20	760	20
4	CH ₄	120	20	168	0,81	4	100	760	0
5	C ₂ H ₆	150	60	270	0,8	5	85	755	20
6	Азот	200	25	450	0,75	6	82	750	0
7	Повітря	120	10	300	0,74	7	15	760	0
8	Метан	250	30	400	0,8	8	120	755	0
9	Повітря	180	40	450	0,73	9	6,5	750	20

Таблиця 2.2 – Мольна теплоємність речовини в ідеально-газовому стані

	Повітря сухе	Азот	Кисень	Діоксид вуглецю	Метан	Етан
$t, ^\circ\text{C}$	$\mu C_p, \text{кДж}/(\text{моль}\cdot\text{K})$					
0	29,073	29,115	29,274	35,860	34,738	49,530
100	29,153	29,144	29,538	38,112	38,806	55,919
200	29,299	29,228	29,931	40,059	39,427	62,195
$\mu, \frac{\text{кДж}}{\text{моль}}$	28,96	28,013	32,0	44,011	16,043	30,068
$R, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{K}}$	0,2871	0,29675	0,25983	0,18891	0,51827	0,27652
k	1,4	1,4	1,4	1,3	1,31	1,2

Задача 2.2

Для підвищувального термотрансформатора, схема якого наведена на рисунку 2.8, визначити:

- термічні і калоричні параметри у вузлових точках циклу;
- різниці питомих ексергій у компресорі ($e_2 - e_1$), конденсаторі ($e_2 - e_3$), випарнику ($e_6 - e_5$), регенеративному теплообміннику ($e_1 - e_6$);

- питомі ексергії на вході й виході з дросельного пристрою e_4 та e_5 ;
 - масову витрату холодоагенту та два режимних параметри з трьох (наприклад, за заданої величини V_1 визначити Q_K та Q_B);
 - різниці потоків ексергій $E_2 - E_1, E_2 - E_3, E_6 - E_5, E_4$ та E_5 .
- Розрахунок виконати для холодоагенту за вибором (R134a, R407C, R410A або іншого).
- Початкові дані наведено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Початкові дані для розрахунку

Остання цифра шифру	t_b	t_1	t_k	t_2	t_3	$t_{нс}$	Передостання цифра шифру	V_1	Q_K	Q_B
	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$		$\text{м}^3/\text{с}$	кВт	кВт
0	-5	5	30	55	30	-15	0	0,96		
1	-10	10	30	70	30	-15	1		30	
2	0	10	50	75	50	-15	2			36
3	0	10	40	70	40	-15	3		16	
4	5	20	50	75	50	0	4	3,2		
5	-15	0	35	75	35	-20	5	2,8		
6	5	20	60	92	60	0	6		34	
7	5	-15	55	85	55	0	7			40
8	-15	-5	30	70	30	-20	8	1,4		
9	-5	10	60	90	60	-15	9		52	

Задача 2.3

Для паротурбінної установки, схема якої зображена на рисунку 2.10, визначити:

- термічні, калоричні та режимні параметри циклу;
- зміни ексергії матеріальних потоків у конденсторі: $E_2 - E_3$ та $E_{2e} - E_{1e}$;
- зміни ексергії матеріальних потоків у регенеративному теплообміннику.

Початкові дані наведено в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Початкові дані для розрахунку

Остання цифра шифру	N_{EG}	$\eta_{S,T}$	$P_{1Г}$	P^*	t_1	g^*	Перед-остання цифра шифру	P_K	$\frac{t_{10}}{P_{10}}$	$\frac{t_{20}}{P_{20}}$
	МВт	-	бар	бар	°C	-			кПа	°C кПа
0	11,0	0,9	30	3,0	400	0,05	0	4	$\frac{22}{270}$	$\frac{25}{260}$
1	15,0	0,88	25	2,0	340	0,048	1	3,5	$\frac{18}{180}$	$\frac{22}{175}$
2	10,5	0,87	30	1,8	360	0,045	2	5	$\frac{24}{200}$	$\frac{28}{190}$
3	12,0	0,89	20	2,6	320	0,051	3	10	$\frac{28}{155}$	$\frac{32}{150}$
4	8,5	0,86	16	2,2	320	0,05	4	8	$\frac{25}{210}$	$\frac{30}{200}$
5	16,8	0,9	50	2,4	360	0,045	5	6	$\frac{26}{240}$	$\frac{30}{225}$
6	14,2	0,87	20	2,6	340	0,055	6	4	$\frac{20}{250}$	$\frac{4,0}{240}$
7	9,5	0,88	50	2,8	400	0,052	7	5	$\frac{22}{250}$	$\frac{26}{235}$
8	13,3	0,85	16	1,8	340	0,048	8	7	$\frac{24}{160}$	$\frac{30}{150}$
9	8,0	0,87	25	2,0	400	0,06	9	9	$\frac{30}{180}$	$\frac{34}{165}$

Задача 2.4

Для процесу підведення теплоти в камері згоряння, схема якого зображена на рисунку 2.12, визначити:

- масові витрати матеріальних потоків камери згоряння;
- ексергію потоку паливного газу E_{12} ;
- приріст ексергії повітряного потоку в камері згоряння

$E_2 - E_{1A}$.

Початкові дані наведено в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Початкові дані для розрахунку

Остання цифра шифру	$Q_{кз}$	N_U	$\rho_{Г}$	P_{1A}	t_{1A}	t_2	α_A	Перед-остання цифра шифру	$P_{1Г}$	$t_{1Г}$
	МВт	МДж/нм ³	кг/нм ³	бар	°C	°C	-			
0	30	35,50	0,74	4,0	210	850	60,0	0	2,0	320
1	28	34,01	0,74	4,1	202	776	61,5	1	2,0	300
2	25	29,25	0,75	5,0	225	762	62,0	2	2,5	340
3	20	29,60	0,76	5,0	230	780	60,5	3	2,5	350
4	18	36,10	0,75	4,8	220	875	62,5	4	3,0	350
5	15	35,50	0,74	4,5	217	900	60,0	5	3,0	310
6	40	29,25	0,75	5,5	230	795	59,0	6	2,0	300
7	50	34,01	0,76	6,0	265	905	59,5	7	2,5	340
8	35	35,50	0,74	4,4	215	886	61,0	8	4,0	300
9	45	32,80	0,75	4,2	210	820	61,0	9	3,5	330

Рекомендації до виконання варіантних розрахунків:

– розрахункові параметри навколишнього середовища взяти $p_{н.с} = 1 \text{ бар}$, $t_{н.с} = 20^\circ\text{C}$;

– при складанні таблиці початкових даних для визначення температур t_{1A} та t_2 використано такі залежності:

$$T_{1A} = T_{н.с} \cdot [1 + (P^k - 1)/\eta_{s.км}], K,$$

де $P = p_{1A} / p_{н.с}$;

$$\chi = (k - 1) / k;$$

$$\eta_{s.км} = 0,78 - 0,82.$$

З балансу теплоти $t_2 = t_{1A} + H_u / (\alpha_A \cdot \rho_2 \cdot c_{p2})$, $^\circ\text{C}$,

де $c_{p2} = 1,171 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ для $t_{сер} = 500^\circ\text{C}$.

3 ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ МЕТОД ТЕРМОДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ

3.1 Загальні положення ексергетичного методу термодинамічного аналізу термомеханічних систем

Ексергетичний метод термодинамічного аналізу є сучасним засобом оцінювання ефективності термомеханічних систем, що дозволяє визначати її з достатньою точністю.

Для правильного виконання ексергетичного аналізу компонентів та систем загалом повинні бути сформульовані такі положення:

1 Ексергетичний аналіз необхідний для оцінювання досконалості перетворення енергії у термомеханічних системах другої та, особливо, третьої категорії (див. 2.3).

2 У рівняннях для ККД повинні бути використані термодинамічні рівноцінні за ступенем перетворення величини, а не за рівністю розмірностей. Цій вимозі задовольняє використання як ККД відношення ексергій.

3 Сучасна (англомовна) термінологія оцінювання – ексергетична ефективність (ε_{ex}), замість ексергетичного ККД (η_{ex}).

4 Для ідеальних (оборотних) процесів та циклів $\varepsilon_{ex} = 1$, для реальних (необоротних) – $\varepsilon_{ex} < 1$.

5 Ексергетичний метод спрощує визначення сумарної втрати виробленої та витраченої роботи внаслідок необоротності процесів у розглядуваній системі:

$$\frac{\text{сума втрат}}{\text{витрачена енергія}} = 1 - \varepsilon_{ex}.$$

3.2 Послідовність виконання ексергетичного методу термодинамічного аналізу термомеханічних систем

У разі застосування методології наукової школи Дж. Тсатсароніса використання цього методу потребує проведення таких покрокових процедур:

1 Вибирають межі аналізованого (контрольного) простору системи (частини системи, компонента) із зовнішніми матеріальними й енергетичними джерелами та потоками.

2 Складають формалізовану схему ексергетичних перетворень у межах аналізованого простору.

3 Виконують розрахунок значень потоків ексергії, які перетинають межі аналізованого простору.

4 За відповідними правилами всі потоки ексергії поділяють на категорії «паливо» і «продукт».

5 Визначають показники (критерії) ексергетичного аналізу за прийнятою нульовою відміткою термічних параметрів навколишнього середовища $p_{н.с}$ і $T_{н.с}$.

6 Визначають напрямки можливої оптимізації та формують порівняльні оцінки аналізу.

3.3 Визначення критеріїв ексергетичних перетворень систем та її компонентів

У загальному вигляді для k -го компонента системи формалізована схема ексергетичних перетворень має вигляд, зображений на рисунку 3.1.

Умовні позначення на рисунку 3.1:

- $E_1 \rightarrow E_2$ – транзитний потік зі зменшенням ексергії;
- $E_3 \rightarrow E_4$ – транзитний потік із приростом ексергії;
- $(E_5 + E_6) \rightarrow E_7$ – потік змішування ексергії;
- $E_8 \rightarrow (E_9 + E_{10})$ – потік розгалуження ексергії;
- E_{11} – перервний вхідний потік ексергії;
- E_{12} – вироблений вихідний потік ексергії;
- P_k – анергетичний результат енергоперетворення (дисипація ексергії у k -му компоненті).

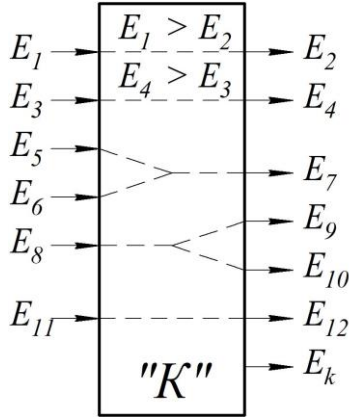


Рисунок 3.1 – Формалізована схема ексергетичних перетворень для k -го компонента системи в загальному вигляді

Ексергетичний баланс k -го компонента системи виражають таким чином:

$$E_{F,k} = E_{P,k} + E_{D,k} + E_{L,k}, \quad (3.1)$$

де $E_{F,k}$ – ексергія «палива» («fuel») k -го компонента;

$E_{P,k}$ – ексергія «продукту» («product») k -го компонента;

$E_{D,k}$ – абсолютна деструкція ексергії (exergy destruction) як функція від термодинамічної недосконалості процесів;

$E_{L,k}$ – абсолютні втрати ексергії (exergy losses), що виникають у разі зовнішнього контакту компонента системи з навколишнім середовищем, наприклад, описують неідеальність ізоляції теплообмінників та ін.

Абсолютна деструкція ексергії – це додаткова наявна робота (отримана чи витрачена) для виробництва додаткового ефекту порівняно з теоретичною. Її визначають за формулою

$$E_{D,k} = T_{н.с} \cdot S_{дст}. \quad (3.2)$$

Абсолютна деструкція ексергії ($E_{D,k}$) характеризує внутрішню необоротність, а абсолютні втрати ексергії ($E_{L,k}$) – зовнішню:

$$E_{D,k} + E_{L,k} = E_{F,k} - E_{P,k}. \quad (3.3)$$

Ексергетичну ефективність k -го компонента системи визначають за формулою

$$\varepsilon_{ex,k} = \frac{E_{P,k}}{E_{F,k}} = 1 - \frac{E_{D,k} + E_{L,k}}{E_{F,k}}. \quad (3.4)$$

Для реальних процесів $E_{D,k} + E_{L,k} > 0$, відповідно $\varepsilon_{ex,k} < 1$.

Абсолютна деструкція ексергії та абсолютні втрати ексергії співвідносяться між собою порівняльними показниками, такими як:

- відносна деструкція ексергії в k -му компоненті

$$y_{D,k} = \frac{E_{D,k}}{E_{F,k}}; \quad (3.5)$$

- відносна величина втрат ексергії в k -му компоненті

$$y_{L,k} = \frac{E_{L,k}}{E_{F,k}}; \quad (3.6)$$

$$y_{D,k} + y_{L,k} = 1 - \varepsilon_{ex,k}; \quad (3.7)$$

- частка деструкції в k -му компоненті від загальної деструкції системи

$$y_{D,k}^* = \frac{E_{D,k}}{E_{D,tot}}; \quad (3.8)$$

– частка втрат ексергії в k -му компоненті від загальної деструкції системи

$$y_{L,k}^* = \frac{E_{L,k}}{E_{L,tot}}; \quad (3.9)$$

У разі застосування ексергетичного методу термодинамічного аналізу основним є правильно визначити та сформулювати такі поняття, як «продукт» та «паливо». Існує ряд правил, що допомагають правильно це зробити.

При визначенні ексергії «палива» $E_{F,k}$ необхідно враховувати таке:

1 Ексергія всіх потоків, які входять до розглядуваного компоненту, включаючи ексергію енергетичного потоку, що спожита в даному компоненті.

2 Для транзитних матеріальних потоків усі зменшення ексергії між входом та виходом (так звані ексергетичні видалення).

3 Всі збільшення ексергії між вхідними та вихідними потоками, що не відповідають властивостям цього компоненту.

При визначенні ексергії «продукту» $E_{P,k}$ необхідно враховувати таке:

1 Ексергія всіх потоків, які виходять із розглядуваного компонента, включаючи ексергію енергетичного потоку, що вироблена в даному компоненті.

2 Для транзитних потоків всі збільшення ексергії між входом та виходом (так звані ексергетичні доповнення).

Умови використання:

– в усіх процесах тиск і температура вищі від параметрів навколишнього середовища ($p_{n,c}$ і $T_{n,c}$ відповідно);

– однопотокові компоненти розглядають за моделлю «вхід – вихід» (вентилі, фільтри, труби та ін.);

– для потоків розділення, горіння та змішування залежно від призначення компонента.

Розглянемо деякі приклади визначення критеріїв ексергетичних перетворень для однокомпонентних систем.

Для теплообмінника (рис. 3.2) ексергетичну ефективність визначають за формулою (3.10):

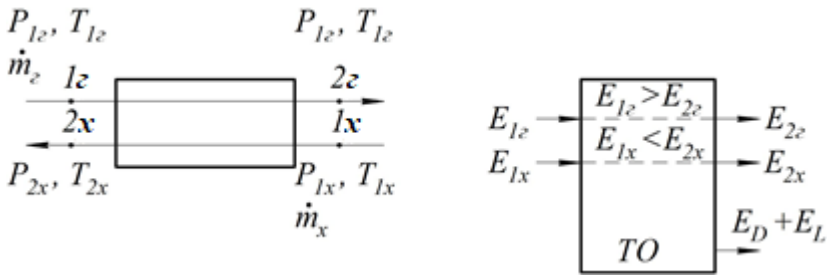


Рисунок 3.2 – Схема ексергетичних перетворень у теплообміннику

$$E_F = E_{1z} - E_{2z} = \dot{m}_z \cdot (e_{1z} - e_{2z}),$$

$$E_P = E_{2x} - E_{1x} = \dot{m}_x \cdot (e_{2x} - e_{1x}),$$

$$\varepsilon_{ex}^{TO} = \frac{\dot{m}_x \cdot (e_{2x} - e_{1x})}{\dot{m}_z \cdot (e_{1z} - e_{2z})}, \quad (3.10)$$

$$E_D + E_L = E_F - E_P.$$

Для неохолоджуваного компресора (рис. 3.3) ексергетичну ефективність визначають за формулою (3.11):

$$E_F = N_e = \dot{m} \cdot l_e = \frac{\dot{m} \cdot l_i}{\eta_{mex}} = \frac{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{mex}},$$

$$E_P = E_2 - E_1 = \dot{m} \cdot (e_2 - e_1),$$

$$\varepsilon_{ex}^K = \frac{\dot{m} \cdot (e_2 - e_1)}{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)} \cdot \eta_{mex} \quad (3.11)$$

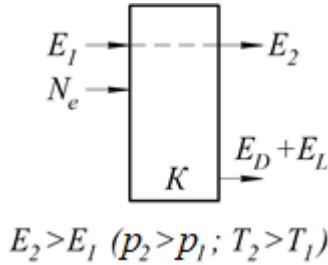


Рисунок 3.3 – Схема ексергетичних перетворень у неохолоджуваному компресорі

Для турбіни чи детандера (рис. 3.4) ексергетичну ефективність визначають за формулою (3.12):

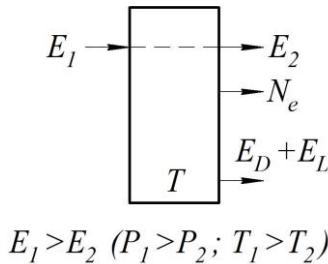


Рисунок 3.4 – Схема ексергетичних перетворень у турбіні (детандері)

$$E_P = N_e = \dot{m} \cdot l_e = \dot{m} \cdot l_i \cdot \eta_{mex} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_{mex},$$

$$E_F = E_1 - E_2 = \dot{m} \cdot (e_1 - e_2),$$

$$\varepsilon_{ex}^T = \frac{\dot{m} \cdot (h_1 - h_2) \cdot \eta_{mex}}{\dot{m} \cdot (e_1 - e_2)} = \frac{h_1 - h_2}{e_1 - e_2} \cdot \eta_{mex} \quad (3.12)$$

Розглянемо приклади визначення критеріїв ексергетичних перетворень для потоків горіння, змішування та розділення.

Ексергетичну ефективність потоку горіння розглянемо на прикладі камери згоряння палива, схема якої зображена на рисунку 3.5. Вона призначена для підвищення фізичної ексергії вхідних потоків за рахунок хімічної ексергії потоку палива. Ексергетичну ефективність такої камери визначають за формулами (3.13) та (3.14):

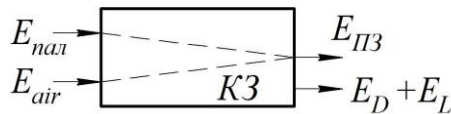


Рисунок 3.5 – Схема ексергетичних перетворень у камері згоряння

$$\varepsilon_{ex}^{K3} = \frac{E_{ПЗ} - E_{air}}{E_{пал}}, \quad (3.13)$$

де $E_{пал} = E_{хім}$.

Якщо $P_{пал} > P_{н.с}$, $T_{пал} > T_{н.с}$ (потік паливного газу стиснений та нагрітий), то

$$\varepsilon_{ex}^{K3} = \frac{E_{ПЗ} - E_{air}}{E_{хім}^{газ} + E_{мех}^{газ}}, \quad (3.14)$$

де $E_{мех} = \dot{V} \cdot \rho \cdot e_{мех} = \dot{V} \cdot \rho \cdot \left[(h - h_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (s - s_{н.с}) \right]$.

Ексергетичну ефективність потоку змішування розглянемо на прикладі струминного компресора (рис. 3.6), призначеного для підвищення ексергії пасивного потоку за рахунок споживання ексергії активного потоку. Ексергетичну ефективність у цьому разі визначаємо за формулами (3.15) та (3.16):

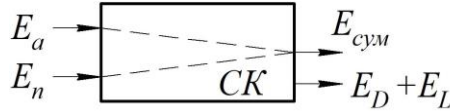


Рисунок 3.6 – Схема ексергетичних перетворень у струминному компресорі

$$E_F = \dot{m}_a \cdot (e_a - e_{сум}),$$

$$E_P = \dot{m}_n \cdot (e_{сум} - e_n),$$

$$\varepsilon_{ex}^{CK} = u \cdot \frac{(e_{сум} - e_n)}{(e_a - e_{сум})}, \quad (3.15)$$

де $u = \frac{\dot{m}_n}{\dot{m}_a}$ – коефіцієнт ежекції.

Для реальних газів ексергетичну ефективність струминного компресора визначають таким чином:

$$\varepsilon_{ex}^{CK} = u \cdot \frac{(h_{сум} - h_n) - T_{н.с} \cdot (s_{сум} - s_n)}{(h_a - h_{сум}) - T_{н.с} \cdot (s_a - s_{сум})}, \quad (3.16)$$

де $h_{сум} = \frac{(h_a + u \cdot h_n)}{1 + u}$ – з рівняння енергетичного балансу ежектора.

Ексергетичну ефективність потоку розділення розглянемо на прикладах випарного апарата та сепаратора.

Випарний апарат, схема якого зображена на рисунку 3.7, призначений для підвищення концентрації розчину за сухою речовиною за рахунок випаровування розчинника в процесі теплообміну з потоком зовнішнього теплоносія. Ексергетичну ефективність у цьому разі визначають за формулою (3.17):

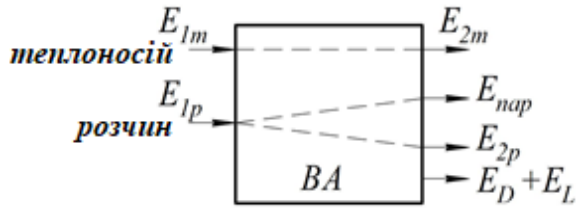


Рисунок 3.7 – Схема ексергетичних перетворень у випарному апараті

$$E_F = E_{1m} - E_{2m},$$

$$E_P = (E_{nap} + E_{2p}) - E_{1p},$$

$$\varepsilon_{ex}^{BA} = \frac{(E_{nap} + E_{2p}) - E_{1p}}{E_{1m} - E_{2m}}.$$

У разі використання балансових рівнянь для випарного апарата:

$$\begin{cases} \dot{m}_{1p} \cdot x_n = \dot{m}_{2p} \cdot x_\kappa, \\ \dot{m}_{1p} = \dot{m}_{2p} + \dot{m}_{nap}, \end{cases}$$

$$\varepsilon_{ex}^{BA} = \frac{\dot{m}_{nap}}{\dot{m}_m} \cdot \frac{e_{nap} + \bar{x}_n \cdot e_{2p} - \bar{x}_\kappa \cdot e_{1p}}{e_{1m} - e_{2m}}, \quad (3.17)$$

де $\bar{x}_n = \frac{x_n}{x_\kappa - x_n}$ – початкова відносна концентрація розчину,

$\bar{x}_\kappa = \frac{x_\kappa}{x_\kappa - x_n}$ – кінцева відносна концентрація розчину.

Сепаратор (віддільник рідини), схема якого зображена на рисунку 3.8, призначений для розділення насиченої пари (стан 1) на суху насичену пару (стан $2n$) та рідку фазу ($2w$). Ексергетичну ефективність у цьому разі визначають за формулою (3.18):

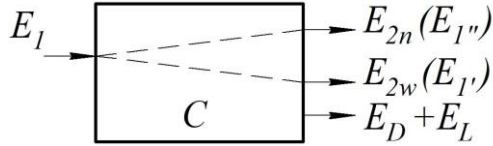


Рисунок 3.8 – Схема ексергетичних перетворень у сепараторі

$$E_F = E_1,$$

$$E_P = E_{2n} + E_{2w},$$

$$\varepsilon_{ex}^{BA} = \frac{E_{2n} + E_{2w}}{E_1}, \quad (3.18)$$

де $E_{2n} = \dot{m}_1 \cdot x_1 \cdot e_{2n} = \dot{m}_1 \cdot x_1 \cdot e''$,

$E_{2w} = \dot{m}_1 \cdot (1 - x_1) \cdot e_{2w} = \dot{m}_1 \cdot (1 - x_1) \cdot e'$.

$\varepsilon_{ex}^{BA} < 1$ за умови $p_2 < p_1$ (реальний процес).

Розглянемо деякі приклади визначення критеріїв ексергетичних перетворень для систем та камер.

Ексергетичну ефективність повітряного опалення в приміщенні, схема якого зображена на рисунку 3.9, визначають за формулами:

$$E_F = E_{1a} - E_{2a},$$

$$E_P = E_{Q_m} = \dot{Q}_m \cdot \left(1 - \frac{T_{n.c}}{T_n} \right),$$

де \dot{Q}_m – сумарне теплостікання до навколишнього середовища, що компенсується нагрітим повітрям та внутрішніми виділеннями теплоти, $\dot{Q}_m = \dot{Q}_{зовн} + \dot{m}_a \cdot \tilde{c}_{pa} \cdot (t_{1a} - t_{2a})$.

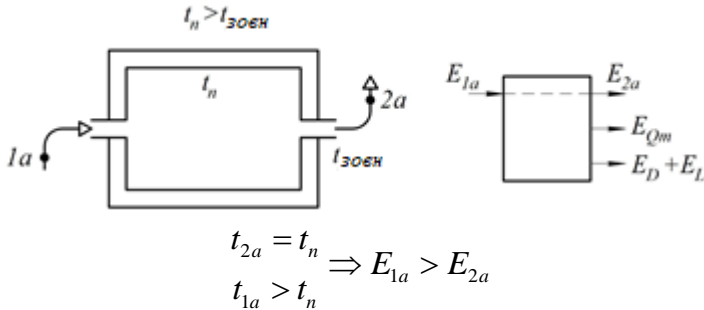


Рисунок 3.9 – Схема ексергетичних перетворень у приміщенні з повітряним опаленням

Ексергетичну ефективність водяного опалення в приміщенні, схема якого зображена на рисунку 3.10, визначають за формулами:

$$E_F = E_{1m} - E_{2m},$$

$$E_P = E_{Q_m}.$$

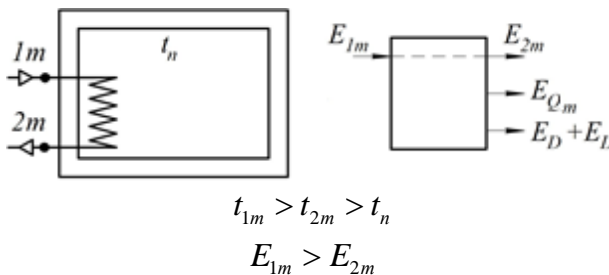


Рисунок 3.10 – Схема ексергетичних перетворень у приміщенні з водяним опаленням

Ексергетичну ефективність кондиціонування повітря в приміщенні (і літній період), схема якого зображена на рисунку 3.11, визначаються за формулою

$$E_F = E_{Q_0} = \dot{Q}_0 \cdot \left(1 - \frac{T_{n.c}}{T_{1a}} \right).$$

де \dot{Q}_0 – сумарний теплоприплив від навколишнього середовища та внутрішніх виділень теплоти, що відводиться в охолоджувачі повітря робочою речовиною холодильної машини.

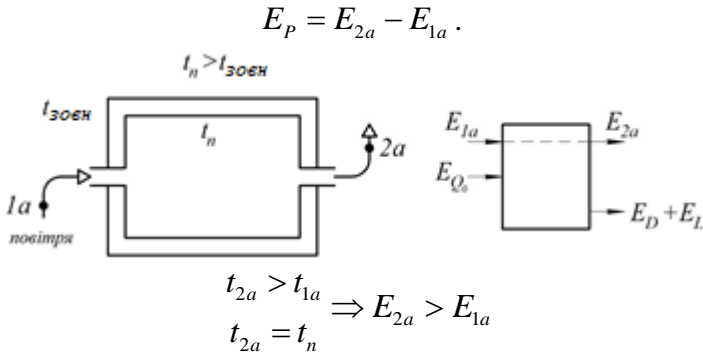


Рисунок 3.11 – Схема ексергетичних перетворень кондиціонування повітря в приміщенні (в літній період)

Ексергетичну ефективність холодильної камери з охолоджувачем повітря, схема якого зображена на рисунку 3.12, визначають за формулами:

$$E_F = E_{Q_0} = \dot{Q}_0 \cdot \left(1 - \frac{T_{n.c}}{T_{1a}} \right),$$

$$E_p = E_{2x} - E_{1x}.$$

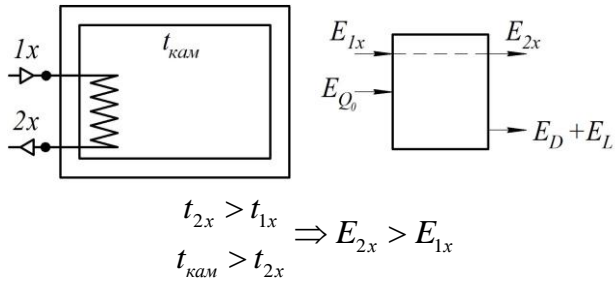


Рисунок 3.12 – Схема ексергетичних перетворень у холодильній камері з охолоджувачем повітря

Наступним розглянемо приклади визначення критеріїв ексергетичних перетворень для багатоконпонентних термомеханічних систем.

Розглянемо газотурбінну установку (ГТУ), схема якої наведена на рисунку 3.13. Формалізовані схеми ексергетичних перетворень у ній подані на рисунку 3.14.

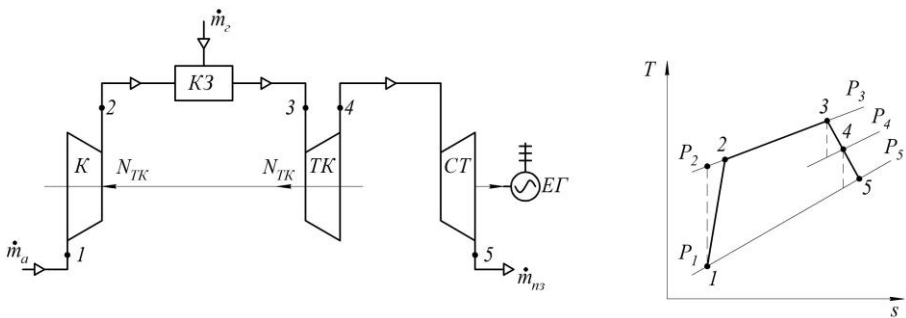


Рисунок 3.13 – Принципова схема та цикл ГТУ:
 К – компресор; ТК – турбіна компресорна;
 КЗ – камера згоряння; СТ – силова турбіна;
 ЕГ – електрогенератор

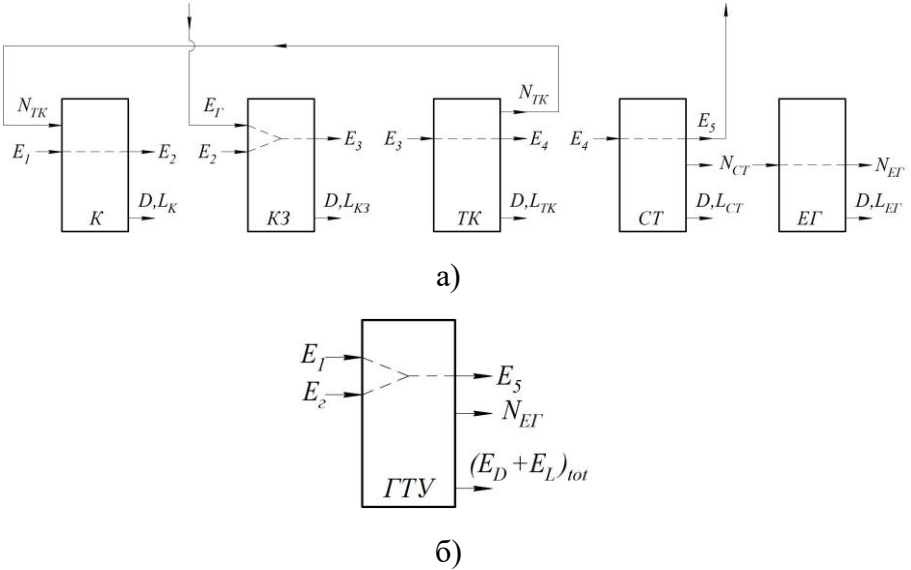


Рисунок 3.14 – Формалізовані схеми ексергетичних перетворень у ГТУ: а) за компонентами; б) для системи загалом

Ексергетичні перетворення в компонентах системи виражають такими формулами:

– компресор: $E_F = N_{TK}$, $E_P = E_2 - E_1$;

– камера згоряння: $E_F = N_\Gamma = E_{\Gamma, хім} + E_{\Gamma, мех}$, $E_P = E_3 - E_2$;

– турбіна компресора: $E_F = E_3 - E_4$, $E_P = N_{TK}$;

– турбіна силова: $E_F = E_4 - E_5$, $E_P = N_{CT}$;

– електрогенератор: $E_F = N_{CT}$, $E_P = N_{EG}$.

Для системи загалом ексергетичні перетворення записують таким чином:

$$E_F = E_\Gamma + E_1 - E_5,$$

$$E_P = N_{EG}.$$

Під час розв'язання цієї задачі потоки повітря та продуктів згоряння розглядають в ідеально-газовому стані. Для продуктів згоряння беруть такі припущення: $R_{ПЗ} = 0,292 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $k = 1,33$, $\tilde{c}_{p,ПЗ} = 1,105 + 0,000132 \cdot \tilde{t}$.

Для парокompресійного теплового насоса, схема та цикл якого зображені на рисунках 1.5, 1.6, формалізовані схеми ексергетичних перетворень мають вигляд, поданий на рисунку 3.15.

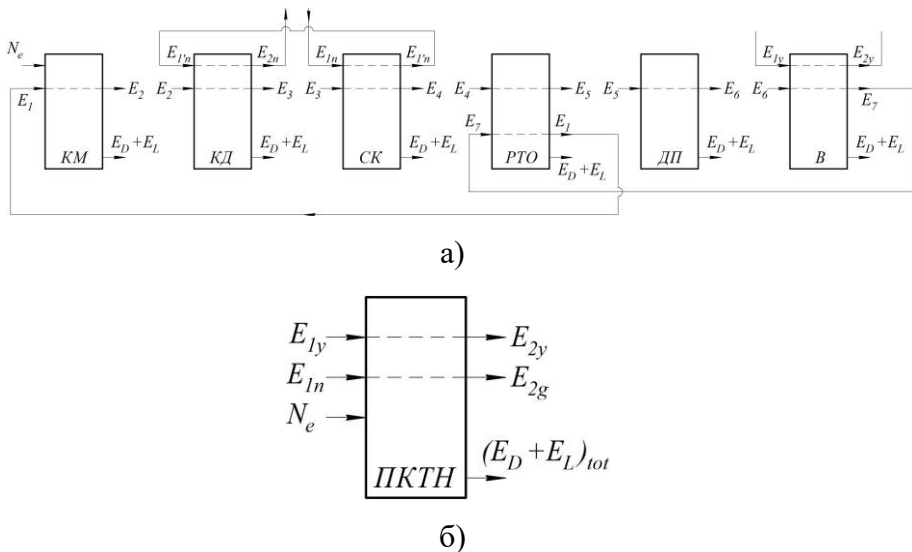


Рисунок 3.15 – Формалізовані схеми ексергетичних перетворень у парокompресійному теплому насосі: а) за компонентами; б) для системи загалом

Ексергетичні перетворення в компонентах системи виражають такими формулами:

– компресор:

$$E_F = N_e = \frac{\dot{m}_a \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_{\text{мех}}},$$

$$E_P = E_2 - E_1 = \dot{m}_a \cdot (e_2 - e_1) = \dot{m}_a \cdot [(h_2 - h_1) - T_{н.с} \cdot (s_2 - s_1)];$$

– конденсатор:

$$E_F = E_2 - E_3 = \dot{m}_a \cdot (e_2 - e_3) = \dot{m}_a \cdot [(h_2 - h_3) - T_{н.с} \cdot (s_2 - s_3)],$$

$$E_P = E_{2n} - E_{1'n} = G_n \cdot (e_{2n} - e_{1'n});$$

– субкулер:

$$E_F = E_3 - E_4 = \dot{m}_a \cdot (e_3 - e_4) = \dot{m}_a \cdot [(h_3 - h_4) - T_{н.с} \cdot (s_3 - s_4)],$$

$$E_P = E_{1'n} - E_{1n} = G_n \cdot (e_{1'n} - e_{1n});$$

– регенеративний теплообмінник:

$$E_F = E_4 - E_5 = \dot{m}_a \cdot (e_4 - e_5) = \dot{m}_a \cdot [(h_4 - h_5) - T_{н.с} \cdot (s_4 - s_5)],$$

$$E_P = E_1 - E_7 = \dot{m}_a \cdot (e_1 - e_7) = \dot{m}_a \cdot [(h_1 - h_7) - T_{н.с} \cdot (s_1 - s_7)];$$

– дросельний пристрій:

$$E_F = E_5 = \dot{m}_a \cdot e_5 = \dot{m}_a \cdot [(h_5 - h_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (s_5 - s_{н.с})],$$

$$E_P = E_6 = \dot{m}_a \cdot e_6 = \dot{m}_a \cdot [(h_6 - h_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (s_6 - s_{н.с})];$$

– випарник:

$$E_F = E_{1y} - E_{2y} = G_y \cdot (e_{1y} - e_{2y}),$$

$$E_P = E_7 - E_6 = \dot{m}_a \cdot (e_7 - e_6) = \dot{m}_a \cdot [(h_7 - h_6) - T_{н.с} \cdot (s_7 - s_6)].$$

Для системи загалом ексергетичні перетворення записують таким чином:

$$E_F = N_e + (E_{1y} - E_{2y}),$$

$$E_P = E_{2n} - E_{1n}.$$

Ексергетичну ефективність компонентів системи визначають за формулами (для розрахунку приймають $p_{н.с} < p_6$, $T_{н.с} < T_6$):

– компресор:

$$\varepsilon_{ex}^{KM} = \frac{(h_2 - h_1) - T_{н.с} \cdot (s_2 - s_1)}{h_2 - h_1} \cdot \eta_{мех};$$

– конденсатор (середовище, що нагрівається, – рідина):

$$\varepsilon_{ex}^{КД} = \frac{G_n}{\dot{m}_a} \cdot \frac{\tilde{c}_n \cdot (T_{2n} - T_{1'n}) + \frac{P_{2n} - P_{1'n}}{\rho_n} - T_{н.с} \cdot \tilde{c}_n \cdot \ln \frac{T_{2n}}{T_{1'n}}}{(h_2 - h_3) - T_{н.с} \cdot (s_2 - s_3)};$$

– субкулер (середовище, що нагрівається, – рідина):

$$\varepsilon_{ex}^{СК} = \frac{G_n}{\dot{m}_a} \cdot \frac{\tilde{c}_n \cdot (T_{1'n} - T_{1n}) + \frac{P_{1'n} - P_{1n}}{\rho_n} - T_{н.с} \cdot \tilde{c}_n \cdot \ln \frac{T_{1'n}}{T_{1n}}}{(h_3 - h_4) - T_{н.с} \cdot (s_3 - s_4)};$$

– регенеративний теплообмінник:

$$\varepsilon_{ex}^{PTO} = \frac{(h_1 - h_7) - T_{н.с} \cdot (s_1 - s_7)}{(h_4 - h_5) - T_{н.с} \cdot (s_4 - s_5)};$$

– дросельний пристрій:

$$\varepsilon_{ex}^{ДП} = \frac{(h_6 - h_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (s_6 - s_{н.с})}{(h_5 - h_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (s_5 - s_{н.с})};$$

– випарник (середовище, теплота якого утилізується, – рідина):

$$\varepsilon_{ex}^B = \frac{\dot{m}_a}{G_n} \cdot \frac{(h_7 - h_6) - T_{н.с} \cdot (s_7 - s_6)}{\tilde{c}_y \cdot (T_{1y} - T_{2y}) + \frac{P_{1y} - P_{2y}}{\rho_n} - T_{н.с} \cdot \tilde{c}_y \cdot \ln \frac{T_{1y}}{T_{2y}}}.$$

Висновки:

- для третьої категорії термомеханічних систем ексергетична ефективність є єдиним критерієм порівняння;
- порівняння є коректним лише за умов $p_{н.с} \rightarrow idem$ та $T_{н.с} \rightarrow idem$;
- для холодильної та вакуумної техніки під час порівняльних розрахунків можна вибирати $p_{н.с}$ і $T_{н.с}$ нижчими від найменших тисків і температур у компонентах (особливо чітко виявляється $p_{н.с}$ у процесах кипіння холодоагентів, температурою $T_{н.с}$ задаємося нижче, але перевіряємо, щоб $p_{н.с}$ було меншим, ніж $p_в$).

3.4 Формалізація ексергетичних перетворень у системах та компонентах низькотемпературної техніки

У разі функціонування низькотемпературної техніки (холодильні та криогенні машини й установки, системи кондиціонування повітря та ін.) перетворення енергії в деяких компонентах (випарники, детандери) відбувається за температур, нижчих від температури довкілля.

У цьому разі визначення величини ексергії в низькотемпературному тепловому потоці з використанням фактора Карно

$$E_Q = \dot{Q} \cdot \tau_{ex} = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_{н.с}}{T} \right),$$

за $T < T_{н.с}$, розрахункове значення E_Q стає від'ємною величиною та не відповідає фізичному змісту поняття енергії (ексергія не може розглядатися як антиенергія).

З погляду термодинаміки знак «мінус» свідчить про напрям довільних енергетичних перетворень. Знаку «плюс» відповідає максимальна робота, яку можна отримати з потоку теплоти в оборотному процесі з довкіллям, а знаку «мінус» – яку

мінімальну роботу необхідно витратити, щоб відвести від охолоджуваного об'єкта задану кількість теплоти за заданої температури $T < T_{н.с}$ в умовах оборотності процесів.

Таким чином, під час поділу енергії теплових потоків на ексергетичну та анергетичну складові, в разі перенесення низькотемпературної теплоти на більш високий температурний рівень необхідно виконати «накачування» ексергією анергетичного стану теплоти за допомогою надходження цієї ексергії від компенсаційного процесу перетворення енергії, що відбувається одночасно (наприклад, механічної роботи).

Для режиму рефрижерації в парокомпресійній холодильній машині (ПКХМ) необхідна кількість компенсаційної енергії, що підводиться, повинна бути достатньою для повернення анергії теплового потоку у випарнику до рівня $E_{Q_k} = 0$ за температури конденсації, що дорівнює $T_{н.с}$. Для теплонасосного режиму необхідно $E_{Q_k} > 0$ за умови $T_k > T_{н.с}$.

Однак під час проведення ексергетичного аналізу холодильної техніки з використанням понять «паливо» та «продукт» інтерпретація знака «мінус» для ексергії теплового потоку повинна вкладатися у загальні правила, викладені в працях Дж. Тсатсароніса та наведені в розділі 3.3.

Більшість авторів, які описують ексергетичне оцінювання роботи низькотемпературної техніки, логічно відносять потік ексергії у випарних апаратах, в яких генерується холод, до категорії корисності чи продукту [4, 8]. Водночас величину ексергетичного потоку теплоти розглядають за модулем із нехтуванням знаку «мінус». Потім це вкладають в конструкцію формули для ексергетичного ККД чи ефективності ПКХМ у вигляді

$$\eta_{ex} = \frac{|E_{Q_x}|}{N_e}.$$

У разі використання цієї формули мають на увазі, що процес конденсації та скидання теплоти, який термотрансформується, відбувається за сталої температури, що дорівнює температурі навколишнього середовища, тобто $T_k = T_{н.с.}$

Для реальних умов конденсації ексергією теплового потоку, який відводиться в конденсаторі, взагалі нехтують, вважаючи, що це втрачена ексергія. Такий підхід до $E_{Q_k} > 0$ взагалі є некоректним, оскільки ця величина є продуктом системи і за фізичним змістом, і за знаком правил Дж. Тсатсароніса. Отже, ця ексергія E_{Q_k} фактично може бути використана, наприклад, для обігрівання підлоги холодильної камери, попереднього підігрівання повітря та ін.

Для більш коректного підходу до визначення ексергетичної ефективності низькотемпературної техніки розглянемо формалізацію ексергетичних перетворень для холодильної установки з ПКХМ.

На рисунку 3.16 наведено принципову схему установки, а на рисунку 3.17 – характер перетворення ексергетичних потоків.

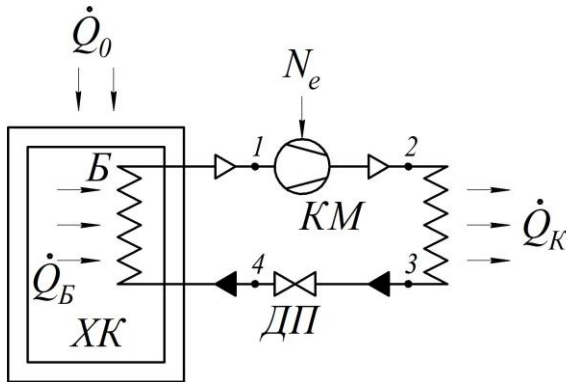


Рисунок 3.16 – Принципова схема холодильної установки:

ХК – холодильна камера; Б – батарея; КМ – компресор;

КД – конденсатор; ДП – дросельний пристрій

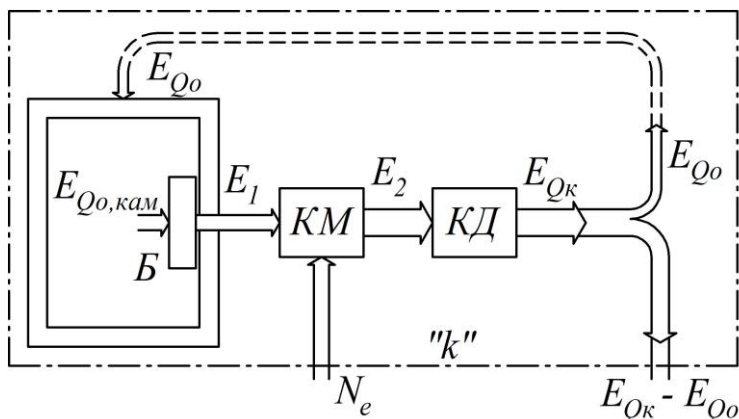


Рисунок 3.17 – Характер перетворення ексергії за компонентами холодильної установки

Для даного об'єкта ексергетичного аналізу прийняті такі допущення та спрощення:

- внутрішні тепловиділення в холодильній камері відсутні;
- ексергія теплового потоку E_{Qo} , виведена в навколишнє середовище, повертається до системи з тепловим потоком через огороження камери;
- холодильна машина складається з 4 компонентів: батарея безпосереднього охолодження, компресор, конденсатор та дросельний пристрій;
- батарея в холодильній камері виконує функцію випарника для холодильної машини;
- підведена до компресора потужність N_e розглядається як потужність на валу компресора (ефективна);
- тепловий потік у конденсаторі відводиться за рахунок природної циркуляції атмосферного повітря щодо теплообмінної поверхні;
- конструкція та робочий процес даної холодильної установки приблизно відповідають побутовому холодильнику.

Поданий на рисунку 3.17 ланцюг перетворення ексергії в

холодильній установці складається з таких етапів:

1 Через огороження в холодильну камеру подають тепловий потік \dot{Q}_0 , ексергетичну складову якого визначають із рівняння

$$E_{Q_0} = \dot{Q}_0 \cdot \left(1 - \frac{T_{н.с}}{T_n} \right), \quad (3.19)$$

де T_n – розрахункова температура оточуючого повітря щодо огорожень. Якщо беремо рівність $T_n = T_{н.с}$, то відповідно $E_{Q_0} = 0$. Згідно з [8] за стандартом ISO температуру навколишнього середовища рекомендується брати такою, що дорівнює $T_{н.с} = 290K (17^\circ C)$, а для термoeкономічного аналізу – $T_{н.с} = 300K (27^\circ C)$. У будь-якому разі для формули (3.19) $T_n \geq T_{н.с}$ і для навчального практикуму можна рекомендувати брати розрахункове значення $T_{н.с} = 273 K (0^\circ C)$.

2 За рахунок деструкції та втрат ексергії в процесі теплообміну між навколишнім середовищем та внутрішнім повітрям, ексергетична складова теплового потоку \dot{Q}_0 (холодопродуктивність) змінюється від величини E_{Q_0} до величини $E_{Q_0, кам}$, що може бути визначена з формули

$$E_{Q_0, кам} = \dot{Q}_0 \cdot \left(1 - \frac{T_{н.с}}{T_{кам}} \right), \quad (3.20)$$

де $T_{кам}$ – розрахункова температура для термостатування внутрішньокамерного повітря. На базі рівнянь (3.19) і (3.20) маємо

$$E_{Q_0, \text{кам}} = E_{Q_0} \cdot \frac{T_n}{T_{\text{кам}}} \cdot \frac{T_{\text{кам}} - T_{n.c}}{T - T_{n.c}}, \quad (3.21)$$

Рівняння (3.20) і (3.21) показують, що якщо температура повітря в камері нижча від температури навколишнього середовища, тобто $T_{\text{кам}} < T_{n.c}$, то величина $E_{Q_0, \text{кам}}$ набуває від'ємного значення, оскільки енергія теплового потоку, яка буде підведена до холодильного агента в батареї перетворюється на енергетичний стан. Іншими словами, за $T_{\text{кам}} < T_{n.c}$ можна приймати інше позначення $E_{Q_0, \text{кам}}$, а саме $A_{Q_0, \text{кам}}$, як також, якщо $T_n < T_{n.c}$, то розглядається варіант позначення у вигляді $E_{Q_0} = A_{Q_0}$.

3 Потім згідно з рисунком 3.17 відбувається процес перетворення потоку теплоти в батареї. Цей тепловий потік \dot{Q}_0 від внутрішньокамерного повітря витрачається на випаровування рідкої фази холодильного агента всередині труб батареї. Рушійною силою цього процесу є різниця температур між $T_{\text{кам}}$ і температурою кипіння холодоагенту T_{ϵ} . Відповідно ексергія теплового потоку від холодоагенту на виході з батареї має значення

$$E_{Q, \epsilon} = \dot{Q}_0 \cdot \left(1 - \frac{T_{n.c}}{T_{\epsilon}} \right), \quad (3.22)$$

де індекс «в» свідчить про належність параметрів до випарника (яким є в даній схемі батарея).

За відомих параметрів холодоагенту в стані точок входу та виходу з батареї можна також записати

$$E_{Q, \epsilon} = E_1 = \dot{m}_a \cdot e_1, \quad (3.23)$$

де \dot{m}_a – масова витрата холодоагенту, e_1 – питома ексергія холодоагенту за p_1 і T_1 .

4 У компресорі за рахунок потоку ексергії, що дорівнює потоку технічної роботи N_e , відбувається збільшення тиску і температури холодоагенту зі зміною його анергетичного стану до ексергетичного для матеріального потоку з ексергією $E_{KM, вих} = E_2$.

5 Для реалізації процесу конденсації необхідно відвести від холодоагенту тепловий потік \dot{Q}_k , ексергетичну складову якого визначають за формулою

$$E_{Q_k} = \dot{Q}_k \cdot \left(1 - \frac{T_{н.с}}{T_k} \right), \quad (3.24)$$

де T_k – розрахункова температура конденсації.

Для конденсаторів із вимушеним повітряним чи водяним охолодженням ексергію E_{Q_k} більш точно визначають через параметри охолоджувального середовища з формули

$$E_{Q_k} = G_w \cdot (e_{2w} - e_{1w}), \quad (3.25)$$

де G_w – масова витрата охолоджувального середовища,

e_{1w}, e_{2w} – питомі ексергії в стані точок входу і виходу охолоджувального середовища.

Подібне подання ексергетичних перетворень для низькотемпературної системи в межах контуру «к» дозволяє записати:

– ексергію потоку продукту

$$E_{P, sys} = E_{Q_k} - E_{Q_0}; \quad (3.26)$$

– ексергію потоку палива

$$E_{F, sys} = N_e ; \quad (3.27)$$

– ексергетичну ефективність

$$E_{ex, sys} = \frac{E_{Q_K} - E_{Q_0}}{N_e} . \quad (3.28)$$

В окремому випадку, якщо $T_K = T_{н. c}$, то $E_{Q_K} = 0$, і ексергія $E_{ex, sys} = -E_{Q_0}$. Також, як було вищезазначено, E_{Q_0} є від'ємною величиною і в рівнянні для оцінювання ексергетичної ефективності відпадає необхідність брати величину E_{Q_0} за модулем чи приймати згідно з рекомендаціями П. ле Гоффа штучне зниження розрахункового рівня $T_{н. c}$ нижче за мінімальну температуру в розглядуваній системі, наприклад, до рівня нижче від температури кипіння холодоагенту у випарнику.

Для окремого випадку, якщо $T_K = T_H$, то рівняння (3.26) набуває вигляду

$$E_{Q_K} - E_{Q_0} = \left(1 - \frac{T_{н. c}}{T_H} \right) \cdot (\dot{Q}_K - \dot{Q}_0) . \quad (3.29)$$

З урахуванням енергетичного балансу холодильної машини у формі $\dot{Q}_K = \dot{Q}_0 + N_i$ ексергетична ефективність розглядуваної холодильної установки записується у вигляді

$$\varepsilon_{ex, sys} = \left(1 - \frac{T_{н. c}}{T_H} \right) \cdot \eta_{mex, KM} ,$$

де $\eta_{mex, KM}$ – механічний ККД компресора.

Для компонентів цієї холодильної установки на рисунку 3.18 наведені формалізовані схеми ексергетичних перетворень.

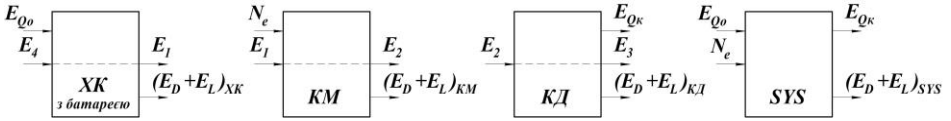


Рисунок 3.18 – Формалізовані схеми ексергетичних перетворень для холодильної установки

Для холодильної камери з батареєю

$$E_F = E_{Q_0}, E_P = E_1 - E_4.$$

Для компресора

$$E_F = N_e, E_P = E_2 - E_1.$$

Для конденсатора

$$E_F = E_3 - E_2, E_P = E_{Q_K}.$$

Для дросельного пристрою

$$E_F = E_3, E_P = E_4.$$

Для системи загалом

$$E_F = N_e, E_P = E_{Q_K} - E_{Q_0}.$$

На рисунках 3.19 і 3.20 подані ще дві принципових схеми холодильних установок, що відрізняються видом приладів

охолодження і способом відведення теплоти конденсації.

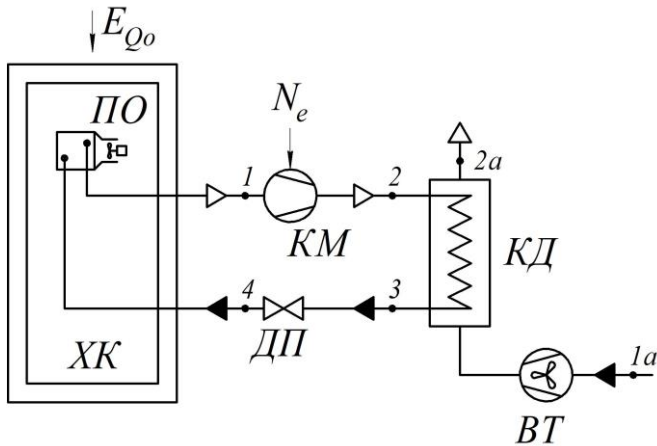


Рисунок 3.19 – Принципова схема холодильної установки з повітроохолоджувачем (ПО) та конденсатором повітряного охолодження

Для холодильної камери з повітроохолоджувачем

$$E_F = E_{Q_0} + N'_{e, BT}, E_P = E_1 - E_4.$$

Для компресора

$$E_F = N_{e, KM}, E_P = E_2 - E_1.$$

Для конденсатора з вентилятором

$$E_F = (E_2 - E_3) + N''_{e, BT}, E_P = E_{2a} - E_{1a}.$$

Для дросельного пристрою

$$E_F = E_3, E_P = E_4.$$

Для системи загалом

$$E_F = N_{e, KM} + N'_{e, BT} + N''_{e, BT}, E_P = E_{Q_K} - E_{Q_0} = (E_{2a} - E_{1a}) - E_{Q_0}.$$

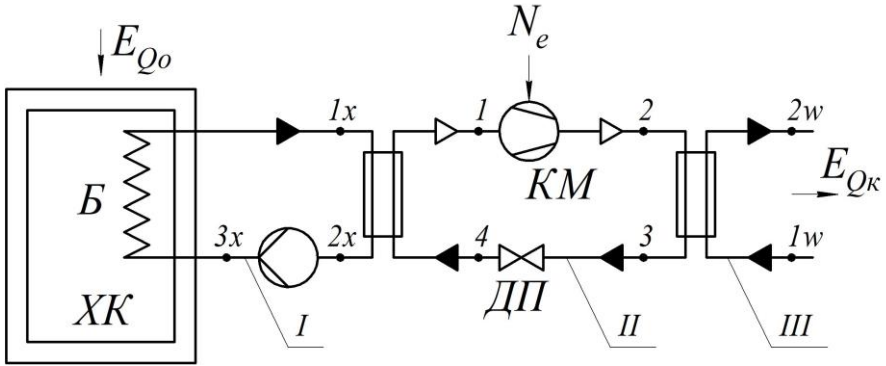


Рисунок 3.20 – Принципова схема холодильної установки з проміжним холодоносієм: ХК – холодильна камера; Б – батарея; КМ – компресор; КД – конденсатор; ДП – дросельний пристрій; I – контур циркуляції холодоносія (розсільної рідини); II – контур циркуляції холодоагенту; III – контур циркуляції води

Для холодильної камери з батареєю

$$E_F = E_{Q_0}, E_P = E_{1x} - E_{3x}.$$

Для насоса розсільної рідини

$$E_F = N_{e, H}, E_P = E_{3x} - E_{2x}.$$

Для випарника

$$E_F = E_{1x} - E_{2x}, E_P = E_1 - E_4.$$

Для компресора

$$E_F = N_{e, KM}, E_P = E_2 - E_1.$$

Для конденсатора

$$E_F = E_{2w} - E_{1w}, E_P = E_2 - E_3.$$

Для дросельного пристрою

$$E_F = E_3, E_P = E_4.$$

Для системи загалом

$$E_F = N_{e, KM} + N_{e, H}, E_P = E_{Q_K} - E_{Q_0} = (E_{2w} - E_{1w}) - E_{Q_0}.$$

Як наслідок, із розгляду цих схем величина E_{Q_0} входить до всіх рівнянь для ексергії потоку продукту системи, і можна умовно прийняти поняття транзитності теплоти \dot{Q}_0 в тепловий потік \dot{Q}_K як приріст ексергії у вигляді $E_{Q_K} - E_{Q_0}$.

3.5 Розрахунок ексергетичної ефективності поверхневого теплообмінника

Для поверхневого теплообмінника, схема якого зображена на рисунку 3.21, визначити:

- витратні характеристики матеріальних потоків;
- зміну ексергії та ексергетичну ефективність апарата.

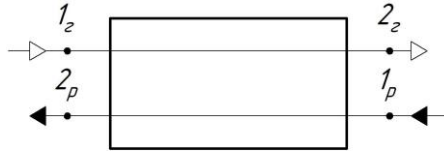


Рисунок 3.21 – Схема руху теплоносіїв у поверхневому теплообміннику

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

- p_{1z} , T_{1z} – тиск і температура газу на вході до теплообмінника;
- p_{2z} , T_{2z} – тиск і температура газу на виході з теплообмінника;
- p_{1p} , T_{1p} – тиск і температура рідини на вході до теплообмінника;
- p_{2p} , T_{2p} – тиск і температура рідини на виході з теплообмінника;
- \dot{V}_{1z} – об’ємна витрата газу за умовами входу до теплообмінника;
- \dot{m}_p – масова витрата рідини;
- $\bar{Q}_{н.с}$ – відносна втрата теплоти в навколишнє середовище.

Порядок проведення розрахунку такий:

1 Визначаємо витратні характеристики матеріальних потоків:

– у теплообміннику газ нагріває рідина, тому навантаження на теплообмінник з боку газу

$$\dot{Q}_z = \rho_z \cdot \dot{V}_{1z} \cdot c_z \cdot (t_{1z} - t_{2z}), \text{кВт},$$

де густина газу $\rho_z = p_{1z} / (R \cdot T_{1z})$, $\text{кг}/\text{м}^3$;

масова витрата газу $\dot{m}_z = \rho_z \cdot \dot{V}_{1z}$, $\text{кг}/\text{с}$;

середня температура $t = 0,5 \cdot (t_{1z} + t_{2z})$, $^{\circ}\text{C}$;

середню теплоємність визначають із таблиць для відповідного

газу за середньої температури t , c_z , $\kappaДж/(кг \cdot K)$ (табл. Л.1);

– навантаження на теплообмінник з боку рідкого теплоносія

$$\dot{Q}_p = (1 - \bar{Q}_{н.с}) \cdot \dot{Q}_z, \kappaВт;$$

– масова витрата рідини

$$m_p = \dot{Q}_p / [c_p \cdot (t_{2p} - t_{1p})], \kappaг/с,$$

де середня температура $t = 0,5 \cdot (t_{1p} + t_{2p})$, $^{\circ}C$;

середню теплоємність визначають з таблиць для рідини за середньої температури t , c_p , $\kappaДж/(кг \cdot K)$ (для води – Е.2, для мастил – табл. 3.2).

2 Визначаємо зміну ексергії та ексергетичну ефективність апарата:

$$\varepsilon_{ТО} = E_P / E_F,$$

де E_P – ексергія потоку продукту, $E_P = E_{1z} - E_{2z}$, $\kappaВт$;

E_F – ексергія потоку палива, $E_F = E_{2p} - E_{1p}$, $\kappaВт$,

$$E_{1z} - E_{2z} = \dot{m}_z \cdot (e_{1z} - e_{2z}),$$

$$(e_{1z} - e_{2z}) = c_{сеп1} \cdot (t_{1z} - t_{2z}) - T_{н.с} \cdot [c_{сеп1} \cdot \ln(T_{1z}/T_{2z}) - R \cdot \ln(p_{1z}/p_{2z})],$$

$$E_{2p} - E_{1p} = m_p \cdot (e_{2p} - e_{1p}),$$

$$(e_{2p} - e_{1p}) = c_{сеп2} \cdot (t_{2p} - t_{1p}) + (p_{2p}/p_{1p}) / \rho_p - T_{н.с} \cdot c_{сеп2} \cdot \ln(T_{2p}/T_{1p}).$$

3.6 Розрахунок ексергетичної ефективності компонентів системи повітряного теплопостачання

Для системи повітряного опалення приміщення, схема якої зображена на рисунку 3.22, необхідно:

- визначити термічні й режимні параметри у вузлових точках схеми;
- навести для кожного компонента формалізовану схему ексергетичних перетворень;
- розрахувати показники ексергетичного аналізу для кожного компонента схеми;
- подати графік розподілу ексергетичної ефективності компонентів;
- розрахувати показники ексергетичного аналізу для системи загалом.

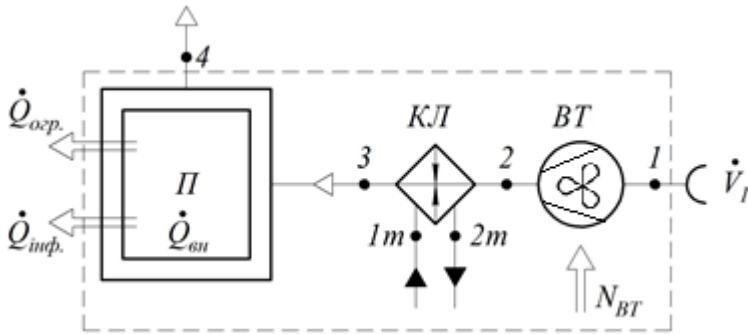


Рисунок 3.22 – Схема системи повітряного опалення приміщення: П – приміщення; КЛ – калорифер; ВТ – вентилятор

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

- $\dot{Q}_{від} = \dot{Q}_{опр} + \dot{Q}_{інф}$ – тепловий потік, що відводиться в навколишнє середовище, визначається як сума тепловідтоків через огорожу та інфільтраційних тепловідтоків (вікна, двері);
- $\dot{Q}_{вн}$ – тепловий потік від внутрішніх джерел тепловиділень (персонал, освітлення, устаткування);
- p_1, t_1 – тиск і температура зовнішнього повітря на вході до вентилятора;
- p_3, t_3 – тиск і температура повітря після калорифера на вході у приміщення;

- p_4, t_4 – тиск і температура повітря на виході з приміщення;
- $\Delta p_{кл}$ – газодинамічний опір теплоносія (включаючи з'єднувальні ділянки трубопроводів);
- p_{1m}, t_{1m} – тиск і температура зовнішнього теплоносія (гарячої води) на вході до калорифера;
- p_{2m}, t_{2m} – тиск і температура зовнішнього теплоносія (гарячої води) на виході з калорифера;
- $\eta_{oi, em}$ – відносний внутрішній ККД вентилятора;
- $\eta_{дв}$ – ККД електродвигуна.

Порядок проведення розрахунку такий:

1 Визначаємо термічні й режимні параметри у вузлових точках схеми:

з рівняння балансу теплоти $\dot{Q}_{від} = \dot{Q}_{вн} + m \cdot c_p \cdot (t_3 - t_4)$ визначаємо масову витрату повітря

$$\dot{m} = (\dot{Q}_{від} - \dot{Q}_{вн}) / [c_p \cdot (t_3 - t_4)], \text{ кг/с.}$$

Густину повітря визначаємо за умовами в точці 1:

$$\rho_1 = p_1 / (R \cdot T_1), \text{ кг/м}^3.$$

Об'ємну витрату повітря за умовами входу до вентилятора знаходимо за формулою

$$\dot{V}_1 = \dot{m} / \rho_1, \text{ м}^3/\text{с.}$$

Відносна внутрішня потужність вентилятора

$$N_{oi, em} = \Delta p \cdot \dot{V}_1 / \eta_{oi, em}, \text{ кВт.}$$

Ефективна потужність вентилятора

$$N_{e, em} = N_{oi, em} / \eta_{em}, \text{ кВт.}$$

Електрична потужність на валу двигуна

$$N_{дв, em} = N_{e, em} / \eta_{дв}, \text{ кВт.}$$

Величина нагрівання повітря у вентиляторі

$$\Delta t = t_2 - t_1 = N_{oi, \text{вм}} / c_p, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплове навантаження на калорифер

$$\dot{Q}_{\text{кл}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_3 - t_2), \text{ кВт}.$$

Тепловий потік від теплоносія (з урахуванням втрат у навколишнє середовище)

$$\dot{Q}_T = 1,03 \cdot \dot{Q}_{\text{кл}}, \text{ кВт}.$$

Масова витрата теплоносія (гарячої води) через калорифер

$$G_T = \dot{Q}_T / c_T \cdot (t_{1m} - t_{2m}), \text{ кг/с},$$

де середня температура $t = 0,5 \cdot (t_{1m} + t_{2m}), \text{ } ^\circ\text{C}$;

середню теплоємність визначають із таблиць для води за середньої температури $t, c_T, \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ (табл. Е.2).

2 Подаємо для кожного компонента формалізовану схему ексергетичних перетворень (рис. 3.23):

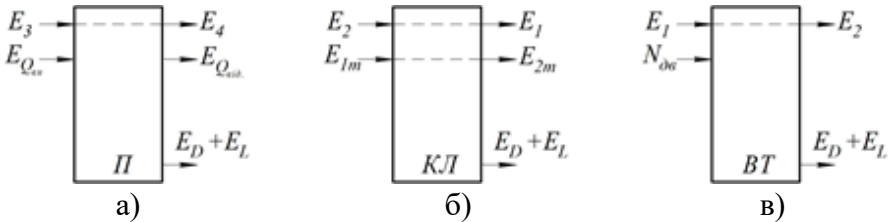


Рисунок 3.23 – Формалізовані схеми ексергетичних перетворень для приміщення (а), калорифера (б) та вентилятора (в)

3 Розраховуємо показники ексергетичного аналізу для кожного компонента схеми:

– приміщення:

$$E_P - \text{ексергія потоку продукту, } E_P = E_{Q_{\text{від}}}, \text{ кВт},$$

$$E_F - \text{ексергія потоку палива, } E_F = E_{Q_{\text{вн}}} + (E_3 - E_4), \text{ кВт},$$

$$\varepsilon_{\text{ex}} - \text{ексергетична ефективність, } \varepsilon_{\text{ex}} = E_P / E_F,$$

$$E_D + E_L - \text{ексергія деструкції і втрат, } E_D + E_L = E_F - E_P,$$

$$y_{D+L} = E_D + E_L / E_F,$$

$$E_{Q_{\text{вн}}} = \dot{Q}_{\text{вн}} \cdot (1 - T_{\text{н.с}} / T_{\text{вн}}), \text{ кВт},$$

$$E_{Q_{\text{від}}} = \dot{Q}_{\text{від}} \cdot (1 - T_{\text{н.с}} / T_{\text{прим}}), \text{ кВт},$$

$$E_3 - E_4 = \dot{m} \cdot (e_3 - e_4) = \dot{m} \cdot [c_{\text{сер}} \cdot (t_3 - t_4) - T_{\text{н.с}} \cdot (c_{\text{сер}} \cdot \ln(T_3 / T_4) - R \cdot \ln(p_3 / p_4))], \text{ кВт};$$

– калорифер:

$$E_P - \text{ексергія потоку продукту, } E_P = E_3 - E_2 = \dot{m} \cdot (e_3 - e_2) = \dot{m} \cdot [c_{\text{сер}} \cdot (t_3 - t_2) - T_{\text{н.с}} \cdot (c_{\text{сер}} \cdot \ln(T_3 / T_2) - R \cdot \ln(p_3 / p_2))], \text{ кВт},$$

$$E_F - \text{ексергія потоку палива, } E_F = E_{1m} - E_{2m} = \dot{m} \cdot (e_{1m} - e_{2m}) = \dot{m} \cdot [c_m \cdot (t_{1m} - t_{2m}) + (p_{1m} - p_{2m}) / \rho_p - T_{\text{н.с}} \cdot c_m \cdot \ln(T_{1m} / T_{2m})], \text{ кВт},$$

$$\varepsilon_{\text{ex}} - \text{ексергетична ефективність, } \varepsilon_{\text{ex}} = E_P / E_F,$$

$$E_D + E_L - \text{ексергія деструкції і втрат, } E_D + E_L = E_F - E_P,$$

$$y_{D+L} = E_D + E_L / E_F;$$

– вентилятор:

$$E_P - \text{ексергія потоку продукту, } E_P = E_2 - E_1 = \dot{m} \cdot (e_2 - e_1) = \dot{m} \cdot [c_{\text{сер}} \cdot (t_2 - t_1) - T_{\text{н.с}} \cdot (c_{\text{сер}} \cdot \ln(T_2 / T_1) - R \cdot \ln(p_2 / p_1))], \text{ кВт},$$

E_F – ексергія потоку палива, $E_F = N_{\text{дв}}$, кВт,

ε_{ex} – ексергетична ефективність, $\varepsilon_{ex} = E_P / E_F$,

$E_D + E_L$ – ексергія деструкції і втрат, $E_D + E_L = E_F - E_P$,

$y_{D+L} = E_D + E_L / E_F$.

4 Подамо графік розподілу ексергетичної ефективності компонентів (рис. 3.24):

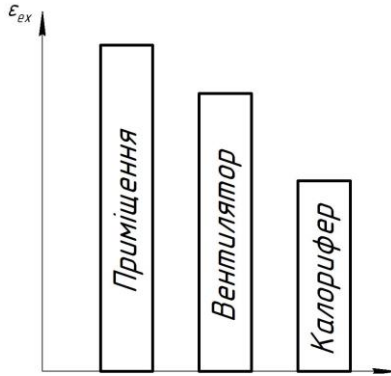


Рисунок 3.24 – Графік розподілу ексергетичної ефективності компонентів

5 Розраховуємо показники ексергетичного аналізу для системи загалом (рис. 3.25):

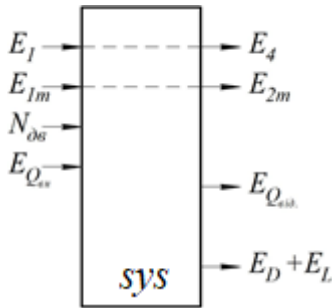


Рисунок 3.25 – Схема формалізованих ексергетичних перетворень для системи загалом

$$E_P = E_4 - E_1 + E_{Q_{\text{від}}} = \dot{m} \cdot (e_4 - e_1) + E_{Q_{\text{від}}} = \\ = \dot{m} \cdot [c_{\text{сер}} \cdot (t_4 - t_1) - T_{н.с} \cdot (c_{\text{сер}} \cdot \ln(T_4/T_1) - R \cdot \ln(p_4/p_1))] + E_{Q_{\text{від}}}, \text{кВт},$$

$$E_F = E_{1m} - E_{2m} + N_{\text{дв}} + E_{Q_{\text{вн}}}, \text{кВт},$$

$$\varepsilon_{\text{ex}} = E_P / E_F,$$

$$(E_D + E_L)_{\text{tot}} = E_F - E_P.$$

Для компонентів системи визначаємо

$$y^*_{(D+L)} = (E_D + E_L)_j / (E_D + E_L)_{\text{tot}}.$$

3.7 Розрахунок ексергетичної ефективності когенераційної газотурбінної установки

Для когенераційної газотурбінної установки, схема та цикл якої зображені на рисунках 1.13 та 1.14, визначити:

- ексергетичну ефективність ГТУ без утилізації теплоти продуктів згоряння;
- ексергетичну ефективність когенераційної ГТУ для потреб додаткового виробництва електроенергії;
- ексергетичну ефективність когенераційної ГТУ для потреб холодопостачання.

Цей розрахунок виконуємо як продовження розділу 1.6 (рис. 1.13) та на основі результатів, одержаних під час розв'язання відповідних варіантів.

Порядок проведення розрахунку такий:

1 На рисунку 3.26 наведені формалізовані схеми ексергетичних перетворень для базової ГТУ та ГТУ з паротурбінною утилізацією продуктів згоряння.

2 Визначаємо ексергетичну ефективність ГТУ без утилізації теплоти продуктів згоряння (варіант «а»):

- ексергія потоку палива:

$$E_F = (E_{1, \text{нал}} + E_{1A}) - E_{1z} = E_{\text{нал}} - (E_{1z} - E_{1A}), \text{кВт};$$

– ексергія потоку продукту:

$$E_P = N_{EGO}, \text{ кВт},$$

$$E_{нал} = \alpha_2 \cdot \dot{Q}_{KC} = 0,95 \cdot N_{EGO} / COP_{ГТУ}, \text{ кВт},$$

$$E_{12} - E_{1A} = \dot{m}_2 \cdot (e_{12} - e_{1A}) = \dot{m}_2 \cdot e_{12}, \text{ оскільки } e_{1A} = e_{н.с} = 0,$$

$$e_{12} = c_p \cdot (t_{12} - t_{н.с}) - T_{н.с} \cdot [c_p \cdot \ln(T_{12}/T_{н.с}) - R \cdot \ln(p_{12}/p_{н.с})], \text{ кДж/кг},$$

$$\varepsilon_{ex} = E_P / E_F.$$

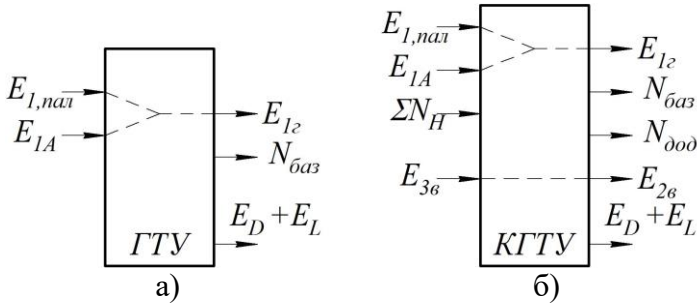


Рисунок 3.26 – Формалізовані схеми ексергетичних перетворень для базової ГТУ (а) та ГТУ з паротурбінною утилізацією продуктів згоряння (б)

3 Визначаємо ексергетичну ефективність когенераційної ГТУ для потреб додаткового виробництва електроенергії:

– ексергія потоку палива:

$$E_F = (E_{1,нал} + E_{1A}) - E_{12} + \Sigma N_H, \text{ кВт};$$

– ексергія потоку продукту:

$$E_P = N_{баз} + N_{доо} + (E_{2e} - E_{3e}), \text{ кВт},$$

$$E_{1,нал} = E_{1,нал,баз}, \text{ кВт},$$

оскільки $E_{1A} = 0$, то

$$E_{2c} = \dot{m}_c \cdot e_{2c} = \dot{m}_c \cdot [c_p \cdot (t_{2c} - t_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (c_p \cdot \ln(T_{2c}/T_{н.с}) - R \cdot \ln(T_{2c}/T_{н.с}))], \text{кВт},$$

$$\Sigma N_H = (N_{HP} + N_{HB})_{ел}, \text{кВт},$$

$$E_{2e} - E_{3e} = G_e \cdot (e_{2e} - e_{3e}) = G_e \cdot (e_{2e} - e_{1e}), \text{кВт},$$

$$e_{2e} - e_{1e} = c_e \cdot (t_{2e} - t_{1e}) - (p_{2e} - p_{1e}) / \rho_p - T_{н.с} \cdot c_m \cdot \ln(T_{2e} / T_{1e}), \text{кДж/кг},$$

$$\varepsilon_{ex} = E_P / E_F.$$

4 Визначаємо ексергетичну ефективність когенераційної ГТУ для потреб холодопостачання (рис. 3.27) на базі схеми, зображеної на рисунку 1.13 б:

– ексергія потоку палива (варіант «а»):

$$E_F = (E_{нал} + E_{1A}) - E_{2c} + \Sigma N_H + (E_{1x} - E_{2x}), \text{кВт};$$

– ексергія потоку продукту (варіант «б»):

$$E_P = N_{EGo} + E_{2e} - E_{3e}, \text{кВт},$$

$$E_{1,нал} = E_{1,нал,баз}, \text{кВт},$$

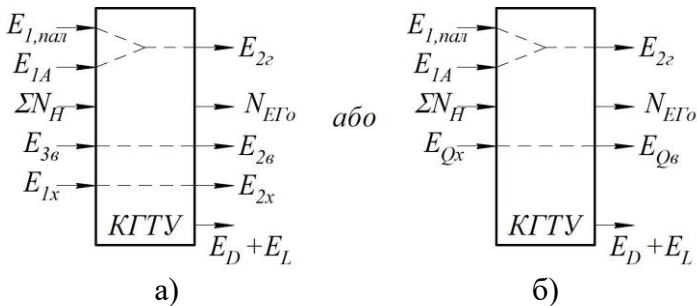


Рисунок 3.27 – Варіанти формалізованих схем ексергетичних перетворень для когенераційної ГТУ для потреб холодопостачання

– для варіанта «б»:

$$E_F = (E_{1, \text{нал}} - E_{1A}) - E_{2z} + \Sigma N_H, \text{кВт};$$

$$E_P = N_{EГo} + (E_{Q\theta} - E_{Qx}), \text{кВт}.$$

Оскільки $E_{1A} = 0$, то

$$E_{2z} = \dot{m}_z \times e_{2z} = \dot{m}_z \cdot [c_p \cdot (t_{2z} - t_{н.с}) - T_{н.с} \cdot (c_p \cdot \ln(T_{2z}/T_{н.с}) - R \cdot \ln(T_{2z}/T_{н.с}))], \text{кВт},$$

$$\Sigma N_H = N_{Hw} + N_{HB} + \Sigma N_{HXM}, \text{кВт},$$

$$E_{1x} - E_{2x} = \dot{Q}_B \cdot (1 - T_{н.с}/T_{1x}), \text{кВт},$$

$$E_{2\theta} - E_{3\theta} = \dot{Q}_{ГP} \cdot (1 - T_{н.с}/T_{2\theta}), \text{кВт}.$$

3.8 Ексергетична ефективність котельної установки

Для котельної установки без димаря, схема якої зображена на рисунках 1.17 і 1.18, необхідно:

– скласти формалізовані схеми ексергетичних перетворень;

– виконати розрахунок ексергетичних показників ефективності установки за базовим і теплоутилізаційним варіантами.

Цей розрахунок є продовженням розділу 1.7.

Порядок проведення розрахунку такий:

1 Формалізовані схеми ексергетичних перетворень наведена на рисунку 3.28.

2 Виконуємо розрахунок ексергетичних показників ефективності установки:

– визначаємо ексергію потоку палива:

$$E_F^{\text{баз}} = (E_{\text{нал}} + E_A) - E_1 \text{ (варіант «а»),}$$

$$E_F = (E_{\text{нал}} + E_A) - E_{3z} \text{ (варіант «б»),}$$

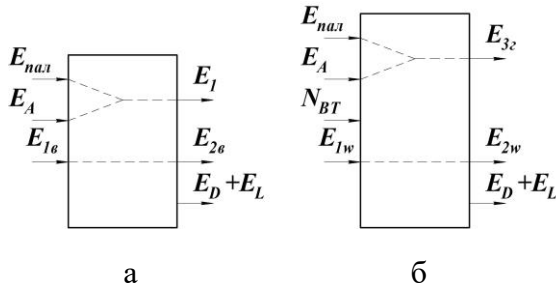


Рисунок 3.28 – Формалізовані схеми ексергетичних перетворень: а – базова схема; б – теплоутилізаційна схема

де $E_{nal} = \dot{V}_{gaz} \cdot \alpha_{gaz} \cdot H_U$;

$$E_1 = \dot{m}_{nz} \cdot \left[c_{P,nz} \cdot (t_1 - t_{н.с}) - T_{н.с} \cdot \left(c_{P,nz} \cdot \frac{T_1}{T_{nz}} - R_{nz} \cdot \ln \frac{p_1}{p_{nz}} \right) \right];$$

$c_{P,nz}$ – теплоємність продуктів згоряння за середньої температури $t_{nz} = 0,5 (t_1 + t_{н.с})$,

$$c_{P,nz} = 1,105 + 0,000132 \cdot t_{nz},$$

– визначаємо ексергію потоку продукту

$$E_P^{\bar{gaz}} = E_{2e} - E_{1e} = G_n \cdot (e_{2e} - e_{1e}) \text{ (варіант «а»),}$$

$$E_P = E_P^{\bar{gaz}} + G_w \cdot (e_{2w} - e_{1w}) = E_P^{\bar{gaz}} + G_w \cdot [(h_{2w} - h_{1w}) - T_{н.с} \cdot (s_{2w} - s_{1w})] \text{ (варіант «б»),}$$

де h_{2w} – ентальпія мережевої води на виході з теплоутилізатора (рис. 1.18), $h_{2w} = h_w''$ (додаток И);

s_{2w} – ентропія мережевої води на виході з теплоутилізатора (рис. 1.18), $s_{2w} = s_w''$ (додаток И);

h_{1w} – ентальпія мережевої води на вході до парогенератора (рис. 1.18), $h_{1w} = h_{2w} - Q_{ПГ} / G_n$;

s_{1w} – ентропія мережевої води на вході до парогенератора (рис. 1.18) (додаток И);

– ексергетичну ефективність для обох варіантів визначаємо за формулою

$$\varepsilon_{ex} = \frac{E_P}{E_F}.$$

3.9 Ексергетичний аналіз двоступінчастого поршневого компресора

Для двоступінчастого поршневого компресора необхідно:

– зобразити схему установки;
 – знайти параметри у вузлових точках циклу;
 – скласти схему ексергетичних перетворень системи загалом;

– скласти схеми ексергетичних перетворень для компонентів системи;

– розрахувати показники ексергетичного аналізу для системи загалом та окремо для кожного компонента системи.

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

• тип перекачуваного робочого середовища та його параметри (показник адіабати k та газова стала R , $\kappa Дж(кг \cdot K)$);

• \dot{V}_{1z} – об'ємна витрата робочого середовища на всмоктуванні компресора, $м^3/год$;

• t_{1z} – температура робочого середовища на всмоктуванні компресора, $^{\circ}C$;

• t_{5z} – температура робочого середовища після кінцевого охолоджувача, $^{\circ}C$;

• p_{1z} – тиск робочого середовища на всмоктуванні компресора, $кгс/см^2$;

• p_{5z} – тиск робочого середовища після кінцевого охолоджувача, $бар$;

• $\Delta p_{z, MX}$ – перепад тиску робочого середовища у міжступінчастому холодильнику та кінцевому охолоджувачі, $кПа$;

- t_{1a} – температура повітря на вході в міжступінчастий холодильник, $^{\circ}\text{C}$;

- Δt_a – перепад температури повітря в міжступінчастому холодильнику, $^{\circ}\text{C}$;

- $p_{1a, MX}$ – тиск повітря на вході в міжступінчастий холодильник, *бар*;

- $\Delta p_{a, MX}$ – перепад тиску повітря в міжступінчастому холодильнику, *кПа*;

- тип охолодження в кінцевому охолоджувачі;

- t_{2e} – температура охолоджувального середовища на виході з кінцевого охолоджувача, $^{\circ}\text{C}$;

- Δt_e – підігрівання охолоджувального середовища в кінцевому охолоджувачі, $^{\circ}\text{C}$;

- p_{1e} – тиск охолоджувального середовища на вході в кінцевий охолоджувач, *бар*;

- $\Delta p_{e, KO}$ – перепад тиску охолоджувального середовища в міжступінчастому холодильнику, *кПа*;

- до схеми установки входять: міжступінчастий холодильник (МХ) із повітряним охолодженням і кінцевий охолоджувач (КО), в якому під час охолодження водою встановлюють на виході циркуляційний насос, а під час охолодження повітрям – на вході вентилятор. Перепад тисків у насосі і вентиляторі взяти таким, що дорівнює Δp_e^{KO} , перепад температур $\Delta t_e = t_{3e} - t_{2e} = 1^{\circ}\text{C}$;

- взяти температуру переохолодження газу у міжступінчастому холодильнику $\Delta t_{2, MX} = 10^{\circ}\text{C}$.

- ефективний ККД компресора взяти таким, що дорівнює $\eta_e^{KM} = 0,7-0,8$;

- показники політропи стиснення в ступенях компресора:

$$n_j = n_1 + 0,015 \cdot (i - 1) \cdot k,$$

де i – номер ступеня;

n_1 – показник політропи стиснення 1-го ступеня;

k – показник адіабати, $k_{нов} = 1,4$, $k_{Ar} = 1,68$, $k_{N_2} = 1,4$, $k_{CO_2} = 1,3$, $k_{CH_4} = 1,31$;

$\alpha = (0,92-1,0)$ – коефіцієнт, який враховує продуктивність і відношення тисків у ступені;

• тиск навколишнього середовища дорівнює $p_{н.с} = 1 \text{ бар}$, температуру навколишнього середовища беруть із розрахунку $t_{н.с} = t_{1в} - (5-10) \text{ }^\circ\text{C}$, але за умови $t_{1в} < t_{1а}$ і $t_{1в} < t_{1г}$.

Порядок проведення розрахунку такий:

1 Зображуємо схему і цикл компресорної установки (рис. 3.29, 3.30), до складу якої входить двоступінчастий поршневий компресор (КМ), міжступінчастий холодильник (МХ) із повітряним охолодженням і кінцевий охолоджувач (КО), який охолоджується водою. Вода подається циркуляційним насосом.

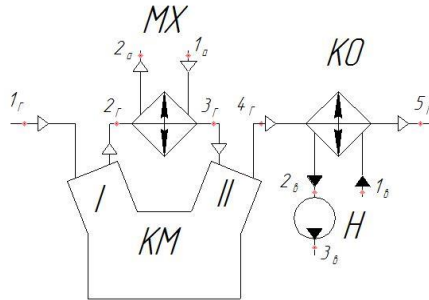


Рисунок 3.29 – Схема компресорної установки на базі двоступінчастого поршневого компресора: КМ – компресор;

МХ – міжступінчастий холодильник; КО – кінцевий охолоджувач; Н – насос; $1г, 2г, 3г, 4г, 5г$ – розрахункові точки робочого середовища; $1а, 2а$ – розрахункові точки повітря у МХ;

$1в, 2в$ – розрахункові точки води в КО;

$3в$ – параметри охолоджувальної води після насоса

- 2 Визначаємо параметри у вузлових точках циклу:
 – тиск робочого середовища в точці 4z

$$p_{4z} = p_{5z} + \Delta p_{z, KO};$$

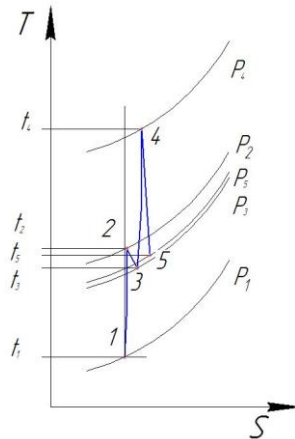


Рисунок 3.30 – Процес стиснення у двоступінчастому поршневному компресорі, зображений у T, s -координатах

- 2 Визначаємо параметри у вузлових точках циклу:
 – тиск робочого середовища в точці 2z

$$p_{2z} = \sqrt{p_{4z} \cdot p_{1z}};$$

- тиск робочого середовища в точці 3z

$$p_{3z} = p_{2z} - \Delta p_{z, MX};$$

– показник політропи першого та другого ступенів компресора

$$n_I = \alpha \cdot k,$$

$$n_{II} = \alpha \cdot k + 0,015 \cdot (i-1) \cdot k;$$

– температура робочого середовища в точці 2_z

$$T_{2z} = T_{1z} \cdot \left(\frac{p_{2z}}{p_{1z}} \right)^{\frac{n_I - 1}{n_I}} ;$$

– температура робочого середовища в точці 3_z

$$t_{3z} = t_{2z} - \Delta t_{z, MX} ;$$

– температура робочого середовища в точці 4_z

$$T_{4z} = T_{3z} \cdot \left(\frac{p_{4z}}{p_{3z}} \right)^{\frac{n_{II} - 1}{n_{II}}} ;$$

– перепад температур робочого середовища в КО

$$\Delta t_{z, KO} = t_{4z} - t_{5z} ;$$

– масова витрата робочого середовища

$$\dot{m}_z = \dot{V}_{1z} \cdot \rho_{1z} = \frac{\dot{V}_{1z} \cdot p_{1z}}{R \cdot T_{1z}} ;$$

– потужність першого ступеня компресора

$$N_{KM I} = \frac{\frac{n_I}{n_I - 1} \cdot R \cdot T_{1z} \cdot \left[\left(\frac{p_{2z}}{p_{1z}} \right)^{\frac{n_I - 1}{n_I}} - 1 \right]}{\eta_e^{KM}} ;$$

– потужність другого ступеня компресора

$$N_{KM II} = \frac{\frac{n_{II}}{n_{II} - 1} \cdot R \cdot T_{3z} \cdot \left[\left(\frac{p_{4z}}{p_{3z}} \right)^{\frac{n_I - 1}{n_I}} - 1 \right]}{\eta_e^{KM}}$$

– тиск повітря в точці 2а

$$p_{2a} = p_{1a} - \Delta p_{a, MX};$$

– температура повітря в точці 2а

$$t_{2a} = t_{1a} + \Delta t_{a, MX};$$

– середня ізобарна теплоємність охолоджувального середовища в *MX*

$$c_p \Big|_{1a}^{2a} = \frac{c_{p(2a)} \cdot t_{2a} - c_{p(1a)} \cdot t_{1a}}{t_{2a} - t_{1a}};$$

– середня ізобарна теплоємність робочого середовища в *KM*

$$c_p \Big|_{3z}^{2z} = \frac{c_{p(2z)} \cdot t_{2z} - c_{p(3z)} \cdot t_{3z}}{t_{2z} - t_{3z}};$$

– масова витрата охолоджувального середовища в *MX*

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_r \cdot c_p \Big|_{3z}^{2z} \cdot \Delta t_{z, MX}}{c_p \Big|_{1a}^{2a} \cdot \Delta t_a};$$

– тиск охолоджувального середовища в точці 2в

$$p_{2в} = p_{1в} - \Delta p_{в, KO};$$

– температура охолоджувального середовища в точці $1e$

$$t_{1e} = t_{2e} - \Delta t_{e, KO};$$

– теплоємність охолоджувального середовища в KO

$$c_{p, e} = f\left(\frac{t_{1e} + t_{2e}}{2}\right);$$

– середня ізобарна теплоємність робочого середовища в KM

$$c_p \Big|_{5z}^{4z} = \frac{C_{p(4z)} \cdot t_{4z} - C_{p(5z)} \cdot t_{5z}}{t_{4z} - t_{5z}};$$

– масова витрата охолоджувального середовища в KO

$$\dot{m}_e = \frac{\dot{m}_z \cdot c_p \Big|_{5z}^{4z} \cdot \Delta t_{z, KO}}{c_{p, e} \cdot \Delta t_e};$$

– тиск охолоджувального середовища в точці 3

$$p_{3e} = p_{2e} + \Delta p_{e, H};$$

– температура охолоджувального середовища в точці 3

$$t_{3e} = t_{2e} + \Delta t_H;$$

– потужність насоса

$$N_H = \frac{\dot{V}_H \cdot \Delta p_{e, H}}{\eta_e^H} = \frac{\dot{m}_e \cdot \Delta p_{e, H}}{\rho_H \cdot \eta_e^H};$$

– питома ексергія робочого середовища в точках $1z-5z$:

$$e_1 = c_{p(1z)} \cdot (T_{1z} - T_{n.c}) - T_{n.c} \left(c_{p(1z)} \cdot \ln \frac{T_{1z}}{T_{n.c}} - R_z \ln \frac{p_{1z}}{p_{n.c}} \right),$$

$$e_2 = c_{P(2z)} \cdot (T_{2z} - T_{н.с}) - T_{н.с} \left(c_{P(2z)} \cdot \ln \frac{T_{2z}}{T_{н.с}} - R_z \ln \frac{p_{2z}}{p_{н.с}} \right),$$

$$e_3 = c_{P(3z)} \cdot (T_{3z} - T_{н.с}) - T_{н.с} \left(c_{P(3z)} \cdot \ln \frac{T_{3z}}{T_{н.с}} - R_z \ln \frac{p_{3z}}{p_{н.с}} \right),$$

$$e_4 = c_{P(4z)} \cdot (T_{4z} - T_{н.с}) - T_{н.с} \left(c_{P(4z)} \cdot \ln \frac{T_{4z}}{T_{н.с}} - R_z \ln \frac{p_{4z}}{p_{н.с}} \right),$$

$$e_5 = c_{P(5z)} \cdot (T_{5z} - T_{н.с}) - T_{н.с} \left(c_{P(5z)} \cdot \ln \frac{T_{5z}}{T_{н.с}} - R_z \ln \frac{p_{5z}}{p_{н.с}} \right);$$

– питома ексергія повітря в точках *1a*, *2a*:

$$e_{1a} = c_{P(1a)} \cdot (T_{1a} - T_{н.с}) - T_{н.с} \left(c_{P(1a)} \cdot \ln \frac{T_{1a}}{T_{н.с}} - R_B \ln \frac{p_{1a}}{p_{н.с}} \right),$$

$$e_{2a} = c_{P(2a)} \cdot (T_{2a} - T_{н.с}) - T_{н.с} \left(c_{P(2a)} \cdot \ln \frac{T_{2a}}{T_{н.с}} - R_B \ln \frac{p_{2a}}{p_{н.с}} \right);$$

– питома ексергія потоку води в насосі й *KO*:

$$e_{1в} = c_{p1в} \left[(T_{1в} - T_{н.с}) - T_{н.с} \ln \frac{T_{1в}}{T_{н.с}} \right] + \frac{p_{1в} - p_{н.с}}{\rho_{1в}},$$

$$e_{2в} = c_{p2в} \left[(T_{2в} - T_{н.с}) - T_{н.с} \ln \frac{T_{2в}}{T_{н.с}} \right] + \frac{p_{2в} - p_{н.с}}{\rho_{2в}},$$

$$e_{3в} = c_{p3в} \left[(T_{3в} - T_{н.с}) - T_{н.с} \ln \frac{T_{3в}}{T_{н.с}} \right] + \frac{p_{3в} - p_{н.с}}{\rho_{3в}};$$

– потоки ексергії у вузлових точках:

$$E_{j,e} = e_{j,e} \cdot \dot{m}_e,$$

$$E_{j,a} = e_{j,a} \cdot \dot{m}_a,$$

$$E_{j,\theta} = e_{j,\theta} \cdot \dot{m}_\theta.$$

3 Складаємо схеми ексергетичних перетворень окремо для компонентів та системи загалом.

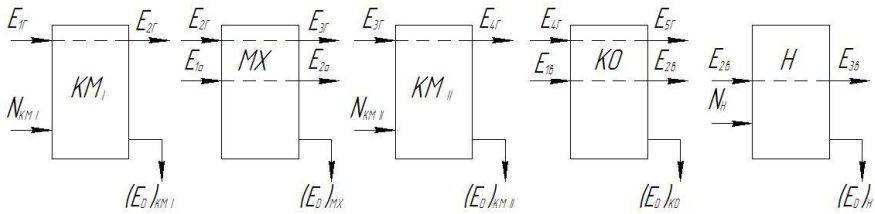


Рисунок 3.31 – Схема ексергетичних перетворень для компонентів системи

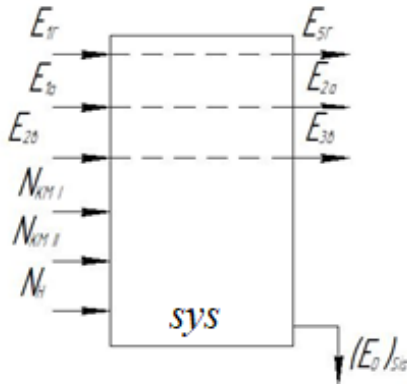


Рисунок 3.32 – Схема ексергетичних перетворень системи загалом

4 Розраховуємо показники ексергетичного аналізу для системи загалом та окремо для кожного компонента системи.

4.1 Перший ступінь компресора:

– ексергія палива

$$(E_F)_{KMI} = N_{KMI};$$

– ексергія продукту

$$(E_P)_{KMI} = E_{2z} - E_{1z};$$

– деструкція і втрати ексергії

$$(E_D)_{KMI} = (E_F)_{KMI} - (E_P)_{KMI};$$

– ексергетична ефективність

$$(\varepsilon)_{KMI} = \frac{(E_P)_{KMI}}{(E_F)_{KMI}}.$$

4.2 Міжступінчастий холодильник

$$(E_F)_{MX} = E_{2z} - E_{3z},$$

$$(E_P)_{MX} = E_{2a} - E_{1a},$$

$$(E_D)_{MX} = (E_F)_{MX} - (E_P)_{MX},$$

$$(\varepsilon)_{MX} = \frac{(E_P)_{MX}}{(E_F)_{MX}}.$$

4.3 Другий ступінь компресора

$$(E_F)_{KM II} = N_{KM II},$$

$$(E_P)_{KM II} = E_{4z} - E_{3z},$$

$$(E_D)_{KM II} = (E_F)_{KM II} - (E_P)_{KM II},$$

$$(\varepsilon)_{KM II} = \frac{(E_P)_{KM II}}{(E_F)_{KM II}}.$$

4.4 Кінцевий охолоджувач

$$(E_F)_{KO} = E_{4z} - E_{5z},$$

$$(E_P)_{KO} = E_{2z} - E_{1z},$$

$$(E_D)_{KO} = (E_F)_{KO} - (E_P)_{KO},$$

$$(\varepsilon)_{KO} = \frac{(E_P)_{KO}}{(E_F)_{KO}}.$$

4.5 Насос

$$(E_F)_H = N_H,$$

$$(E_P)_H = E_{3z} - E_{2z},$$

$$(E_D)_H = (E_F)_H - (E_P)_H,$$

$$(\varepsilon)_H = \frac{(E_P)_H}{(E_F)_H}.$$

4.6 Система загалом

$$(E_F)_{ГТУ} = N_{КМ I} + N_{КМ II} + N_H,$$

$$(E_P)_{ГТУ} = (E_{5_2} - E_{1_2}) + (E_{2a} - E_{1a}) + (E_{3_6} - E_{1_6}),$$

$$(E_D)_{ГТУ} = (E_F)_{ГТУ} - (E_P)_{ГТУ},$$

$$(\varepsilon)_{ГТУ} = \frac{(E_P)_{ГТУ}}{(E_F)_{ГТУ}}.$$

Далі для кожного елемента визначаємо величину

$$y_{D,k} = \frac{E_{D,k}}{E_{D,tot}}.$$

3.10 Ексергетичний аналіз чиллера холодильної установки

Для чилера холодильної установки необхідно:

- зобразити схему установки і цикл у p, h -координатах;
- знайти параметри у вузлових точках циклу;
- скласти схему ексергетичних перетворень системи загалом;
- скласти схеми ексергетичних перетворень для компонентів системи;
- розрахувати показники ексергетичного аналізу $E_P, E_F, E_D, y_D, \varepsilon$ для системи загалом та окремо для кожного компонента системи.

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

- робочу речовину, яка буде циркулювати циклом;

- тип холодоносія у випарнику;
- t_{1x} – температуру холодоносія на вході у випарник, $^{\circ}\text{C}$;
- p_{1x} – тиск холодоносія на вході випарника, *бар*;
- t_{2x} – температуру холодоносія на виході з випарника, $^{\circ}\text{C}$;
- p_{2x} – тиск холодоносія на виході з випарника, *бар*;
- G_x – масову витрату холодоносія, *кг/год*;
- тип охолодження в конденсаторі;
- $t_{1\epsilon}$ – температуру охолоджувального середовища на вході в конденсатор, $^{\circ}\text{C}$;
- $p_{1\epsilon}$ – тиск охолоджувального середовища на вході в конденсатор, *бар*;
- $t_{2\epsilon}$ – температуру охолоджувального середовища на виході з конденсатора, $^{\circ}\text{C}$;
- $p_{2\epsilon}$ – тиск охолоджувального середовища на виході з конденсатора, *бар*;
- схему на робочій речовині: 1 – R134a – з РТ, $t_1 - t_0 = 10^{\circ}\text{C}$;
2 – R717 – з СК без РТ (перегрів у випарнику 7°C , переохолодження конденсату 5°C);
3 – R600a – з РТ та СК, $t_1 - t_0 = 10^{\circ}\text{C}$, переохолодження конденсату 5°C .
- для всіх схем взяти температуру недорекуперації: випарника $\Delta t_{np} = 5^{\circ}\text{C}$, для конденсатора з повітряним охолодженням $\Delta t_{np} = 10^{\circ}\text{C}$, для конденсатора з водяним охолодженням $\Delta t_{np} = 5^{\circ}\text{C}$.
- адіабатний ККД компресора взяти таким, що дорівнює $\eta_{SKM} = 0,7-0,8$.
- тиск навколишнього середовища $p_{n.c} = 1$ *бар*. Температура навколишнього середовища на $5-10^{\circ}\text{C}$ менша від температури кипіння холодильного агента.

Порядок проведення розрахунку такий:

1 Зображуємо схему парокомпресійної холодильної машини і цикл у p, h -координатах (рис. 3.33).

2 Знаходимо параметри у вузлових точках циклу:

2.1 Визначаємо температуру кипіння холодильного агента:

$$t_0 = t_{2x} - \Delta t_{np}.$$

2.2 Температура конденсації холодильного агента

$$t_k = t_{2B} + \Delta t_{np}.$$

2.3 Температура холодильного агента на вході в компресор

$$t_1 = t_0 + 10^\circ \text{C}.$$

За відомими параметрами (температурою конденсації та температурою кипіння холодильного агента) визначаємо параметри у вузлових точках.

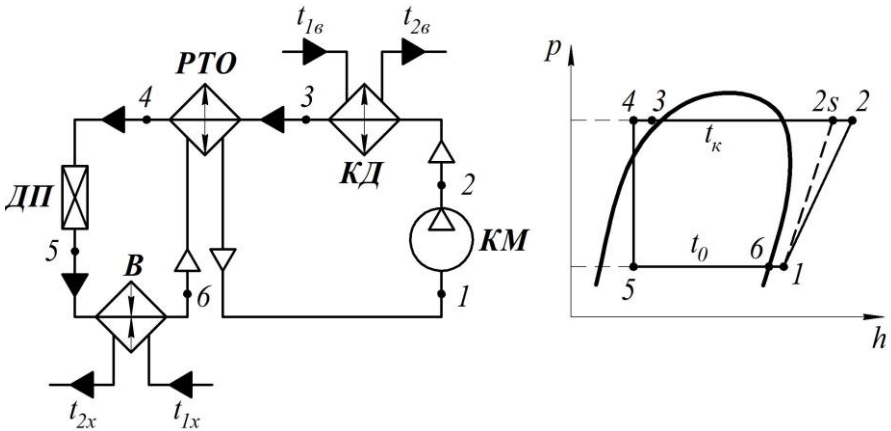


Рисунок 3.33 – Схему парокомпресійної холодильної машини і цикл у p, h -координатах

2.4 Із балансу для регенеративного теплообмінника знаходимо температуру в точці 4:

$$\dot{m}_a \cdot (h_1 - h_6) = \dot{m}_a \cdot (h_3 - h_4),$$

$$h_4 = h_3 - h_1 + h_6,$$

у точці 2 з рівняння адіабатного ККД компресора

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s^{KM}}.$$

2.5 Визначаємо питомі навантаження на елементи холодильної установки:

– робота компресора

$$l_k = h_2 - h_1;$$

– теплове навантаження на конденсатор

$$q_k = h_2 - h_3;$$

– теплове навантаження на регенеративний теплообмінник

$$q_{pm} = h_3 - h_4;$$

– теплове навантаження на випарник

$$q_0 = h_6 - h_5.$$

2.6 Визначаємо повний тепловий потік у випарнику з боку холодоносія:

$$\dot{Q}_0 = G_x \cdot \bar{c}_{pm} \cdot (t_{1x} - t_{2x}).$$

2.7 Визначаємо масову витрату холодильного агента:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_0}{q_0}.$$

2.8 Визначаємо повні навантаження на елементи холодильної установки:

– ефективна потужність компресора

$$Ne_\kappa = \dot{m}_a \cdot l_\kappa;$$

– теплове навантаження на конденсатор

$$\dot{Q}_\kappa = \dot{m}_a \cdot q_\kappa;$$

– теплове навантаження на регенеративний теплообмінник

$$\dot{Q}_{pm} = \dot{m}_a \cdot q_{pm}.$$

2.9 Визначаємо масову витрату охолоджувального середовища, яке проходить через конденсатор:

$$G_B = \frac{\dot{Q}_\kappa}{\bar{c}_{pm} \cdot (t_{2B} - t_{1B})}.$$

2.10 Коефіцієнт перетворення (холодильний коефіцієнт)

$$COP = \frac{\dot{Q}_0}{Ne_\kappa}.$$

Величину COP для холодильної техніки згідно з ARI та EUROVENT також називають коефіцієнтом енергоефективності та позначають EER (Energy Efficiency Ratio).

Зкладаємо схеми ексергетичних перетворень окремо для компонентів та системи загалом (для схем без субкулера, але з регенеративним теплообмінником)

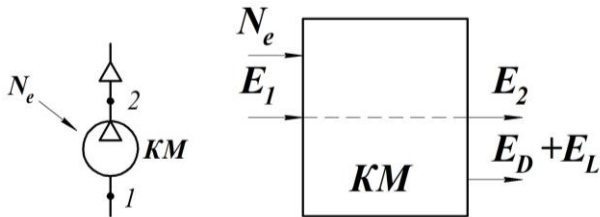


Рисунок 3.34 – Схема ексергетичних перетворень у компресорі

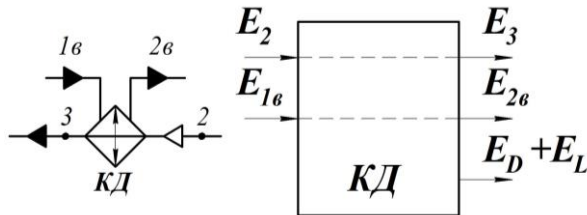


Рисунок 3.35 – Схема ексергетичних перетворень у конденсаторі

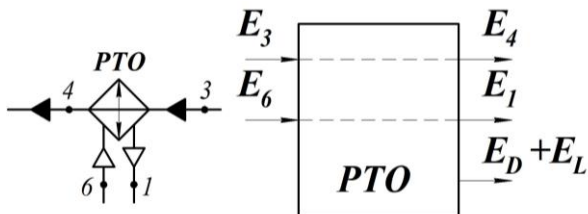


Рисунок 3.36 – Схема ексергетичних перетворень у регенеративному теплообміннику

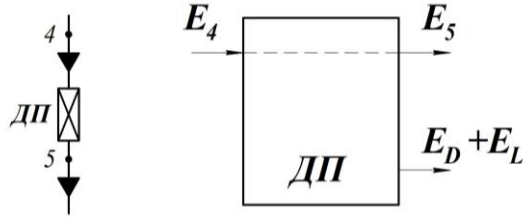


Рисунок 3.37 – Схема ексергетичних перетворень у дросельному пристрої

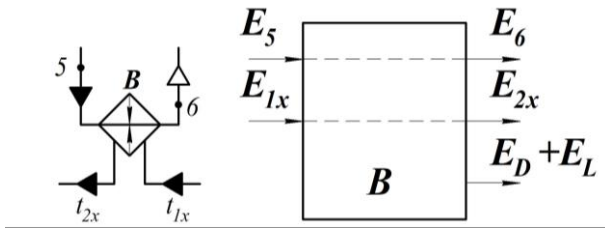


Рисунок 3.38 – Схема ексергетичних перетворень у випарнику

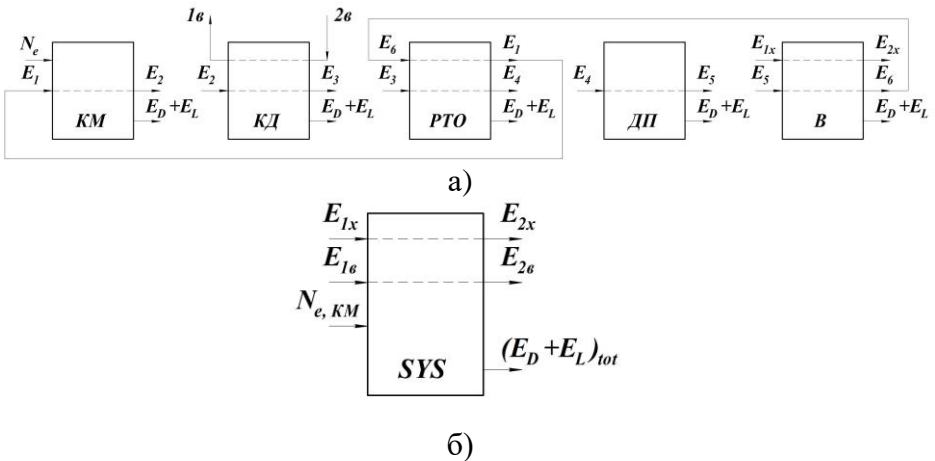


Рисунок 3.39 – Схема ексергетичних перетворень у системі:
а) з внутрішніми зв'язками; б) загальний вигляд

4 Розраховуємо показники ексергетичного аналізу для системи загалом та окремо для кожного компонента системи.

4.1 Система загалом:

– вхідний потік ексергії холодоносія $1x$

$$E_{1x} = G_x \cdot \left[\bar{c}_{1x} \cdot (T_{1x} - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot \bar{c}_{1x} \cdot \ln \frac{T_{1x}}{T_{о.с}} + \frac{P_{1x} - P_{н.с}}{\rho_{1x}} \right];$$

– вихідний потік ексергії холодоносія $2x$

$$E_{2x} = G_x \cdot \left[\bar{c}_{2x} \cdot (T_{2x} - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot \bar{c}_{2x} \cdot \ln \frac{T_{2x}}{T_{о.с}} + \frac{P_{2x} - P_{н.с}}{\rho_{2x}} \right];$$

– вхідний потік ексергії теплоносія 1θ

$$E_{1\theta} = G_\theta \cdot \left[\bar{c}_{1\theta} \cdot (T_{1\theta} - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot \left(\bar{c}_{1\theta} \cdot \ln \frac{T_{1\theta}}{T_{н.с}} - R \cdot \ln \frac{P_{1\theta}}{P_{н.с}} \right) \right];$$

– вихідний потік ексергії теплоносія 2θ

$$E_{2\theta} = G_\theta \cdot \left[\bar{c}_{2\theta} \cdot (T_{2\theta} - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot \left(\bar{c}_{2\theta} \cdot \ln \frac{T_{2\theta}}{T_{н.с}} - R \cdot \ln \frac{P_{2\theta}}{P_{н.с}} \right) \right],$$

де $\bar{c}_{1\theta}$, $\bar{c}_{2\theta}$ – середні теплоємності води в інтервалах температур $T_{1\theta} - T_{н.с}$ і $T_{2\theta} - T_{н.с}$ відповідно;

– визначаємо ексергію потоку продукту системи:

$$(E_p)_{sys} = E_{1\theta} - E_{2\theta};$$

– визначаємо ексергію потоку палива системи:

$$(E_F)_{sys} = (E_{1x} - E_{2x}) + N_{e_K} ;$$

– визначаємо ексергетичну ефективність системи:

$$(\varepsilon_{ex})_{sys} = \frac{(E_P)_{sys}}{(E_F)_{sys}} ;$$

– визначаємо деструкцію і втрати ексергії системи:

$$(E_D + E_L)_{sys} = (E_F)_{sys} - (E_P)_{sys} .$$

4.2 Компресор:

– визначаємо зміну ексергії потоку 1–2:

$$\Delta E_{2-1} = \dot{m}_a \cdot [(h_2 - h_1) - T_{н.с} \cdot (s_2 - s_1)]$$

– визначаємо ексергію потоку продукту в компресорі:

$$(E_P)_K = \Delta E_{2-1} ;$$

– визначаємо ексергію потоку палива в компресорі:

$$(E_F)_K = N_{e_K} ;$$

– визначаємо ексергетичну ефективність компресора:

$$(\varepsilon_{ex})_K = \frac{(E_P)_K}{(E_F)_K} ;$$

– визначаємо деструкцію і втрати ексергії в компресорі:

$$(E_D + E_L)_K = (E_F)_K - (E_P)_K .$$

4.3 Конденсатор

– визначаємо зміну ексергії потоку 2–3:

$$\Delta E_{2-3} = \dot{m}_a \cdot [(h_2 - h_3) - T_{н.с} \cdot (s_2 - s_3)]$$

– визначаємо ексергію потоку продукту в конденсаторі:

$$(E_P)_{КД} = E_{2e} - E_{1e};$$

– визначаємо ексергію потоку палива в конденсаторі:

$$(E_F)_{КД} = E_2 - E_3;$$

– визначаємо ексергетичну ефективність конденсатора:

$$(\varepsilon_{ex})_{КД} = \frac{(E_P)_{КД}}{(E_F)_{КД}};$$

– визначаємо деструкцію і втрати ексергії в конденсаторі:

$$(E_D + E_L)_{КД} = (E_F)_{КД} - (E_P)_{КД}.$$

4.4 Регенеративний теплообмінник

– визначаємо зміну ексергії потоку 3–4:

$$\Delta E_{3-4} = \dot{m}_a \cdot [(h_3 - h_4) - T_{н.с} \cdot (s_3 - s_4)];$$

– визначаємо зміну ексергії потоку 6–1:

$$\Delta E_{1-6} = \dot{m}_a \cdot [(h_1 - h_6) - T_{н.с} \cdot (s_1 - s_6)];$$

– визначаємо ексергію потоку продукту в регенеративному теплообміннику:

$$(E_P)_{PTO} = E_1 - E_6;$$

– визначаємо ексергію потоку палива в регенеративному теплообміннику:

$$(E_F)_{PTO} = E_3 - E_4;$$

– визначаємо ексергетичну ефективність регенеративного теплообмінника:

$$(\varepsilon_{ex})_{PTO} = \frac{(E_P)_{PTO}}{(E_F)_{PTO}};$$

– визначаємо деструкцію і втрати ексергії в регенеративному теплообміннику:

$$(E_D + E_L)_{PTO} = (E_F)_{PTO} - (E_P)_{PTO}.$$

4.5 Дросельний пристрій

– визначаємо ексергію потоку в точці 4:

$$E_4 = \dot{m}_a \cdot [(h_4 - h_{n.c}) - T_{n.c} \cdot (s_4 - s_{n.c})];$$

– визначаємо ексергію потоку в точці 5:

$$E_5 = \dot{m}_a \cdot [(h_5 - h_{n.c}) - T_{n.c} \cdot (s_5 - s_{n.c})];$$

– визначаємо ексергію потоку продукту в дросельному пристрої:

$$(E_p)_{ДП} = E_5;$$

– визначаємо ексергію потоку палива в дросельному пристрої:

$$(E_f)_{ДП} = E_4;$$

– визначаємо ексергетичну ефективність дросельного пристрою:

$$(\varepsilon_{ex})_{ДП} = \frac{(E_P)_{ДП}}{(E_F)_{ДП}};$$

– визначаємо деструкцію і втрати ексергії в дросельному пристрої:

$$(E_D + E_L)_{ДП} = (E_F)_{ДП} - (E_P)_{ДП}.$$

4.6 Випарник

– визначаємо зміну ексергії потоку:

$$E_6 - E_5 = \dot{m}_a \cdot [(h_6 - h_5) - T_{н.с} \cdot (s_6 - s_5)]$$

– визначаємо ексергію потоку продукту у випарнику:

$$(E_P)_B = E_6 - E_5;$$

– визначаємо ексергію потоку палива у випарнику:

$$(E_F)_B = E_{1x} - E_{2x};$$

– визначаємо ексергетичну ефективність випарника:

$$(\varepsilon_{ex})_B = \frac{(E_P)_B}{(E_F)_B};$$

– визначаємо деструкцію і втрати ексергії у випарнику:

$$(E_D + E_L)_B = (E_F)_B - (E_P)_B.$$

Задачі для самостійного розв'язування

Задача 3.1

Для поверхневого теплообмінника, схема якого зображена на рисунку 3.21, визначити:

- витратні характеристики матеріальних потоків;
- зміну ексергії та ексергетичну ефективність апарата.

Початкові дані наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Початкові дані для розрахунку

Остання цифра шифру	Параметри газу				Передостання цифра шифру	Параметри рідини			
	P_{1z} кПа	T_{1z} °C	P_{2z} кПа	T_{2z} °C		P_{1p} кПа	T_{1p} °C	P_{2p} кПа	T_{2p} °C
0	110	140	105	30	0	320	20	290	35
1	980	105	960	40	1	480	25	470	50
2	250	80	240	35	2	350	18	310	25
3	920	20	910	45	3	610	80	600	60
4	650	30	625	60	4	420	90	390	50
5	810	200	790	140	5	285	20	270	80
6	340	75	330	45	6	290	20	275	30
7	125	120	110	20	7	370	10	335	70
8	150	15	140	75	8	310	90	290	80
9	100	10	92	50	9	260	90	245	75

Передостання цифра шифру	Газ	Рідина	V_{1z} м ³ /хв.	m_p кг/с	$Q_{н.с.}$ -
0	повітря	вода	10		0,05
1	N ₂	МС-20		720	0,045
2	O ₂	вода		500	0,05
3	CO ₂	ХС-40	16		0,03
4	CH ₄	ХА-30	40		0,035
5	H ₂	вода	108		0,04
6	N ₂	ХС-40		260	0,05
7	O ₂	вода		1800	0,03
8	повітря	МС-20		400	0,045
9	C ₂ H ₆	ХА-30	35		0,05

Рекомендації до виконання варіантних розрахунків:

- розрахункові значення параметрів навколишнього середовища взяти такими: $P_{н.с} = 100 \text{ кПа}$, $T_{н.с} = 273 \text{ К}$;
- теплофізичні властивості мастил наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Теплофізичні властивості мастил

$t, ^\circ\text{C}$	Густина, $\text{кг}/\text{м}^3$			Теплоємність, $\text{кДж}/(\text{кг}\text{К})$		
	МС-20	ХА-30	ХС-40	МС-20	ХА-30	ХС-40
10	880,9	887,8	851,1	2,01	1,879	2,041
20	875,5	881,6	844,3	2,045	1,914	2,073
30	869,7	875,4	839	2,074	1,949	2,106
40	864,3	869,3	833	2,108	1,984	2,139
50	858,9	863,1	827	2,14	2,019	2,172
60	853,1	857	821	2,17	2,054	2,204
70	847,6	850,8	815	2,2	2,089	2,237
80	842,2	844,6	810	2,23	2,125	2,27
90	836,3	838,5	805	2,26	2,16	2,302

Задача 3.2

Для системи повітряного опалення приміщення, схема якої зображена на рисунку 3.22, необхідно:

- визначити термічні й режимні параметри у вузлових точках схеми;
- навести для кожного компонента формалізовану схему ексергетичних перетворень;
- розрахувати показники ексергетичного аналізу для кожного компонента схеми;
- подати графік розподілу ексергетичної ефективності компонентів;
- розрахувати показники ексергетичного аналізу для системи загалом.

Початкові дані наведено в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Початкові дані для розрахунку

Остання цифра шифру	$Q_{від}$	$Q_{вн}$	$\frac{t_1}{p_1}$	$\frac{t_2}{p_2}$	$\frac{t_3}{p_3}$	$\Delta p_{кл}$	Передостання цифра шифру	$\frac{t_{10}}{p_{10}}$	$\frac{t_{20}}{p_{20}}$	$\eta_{ол,вт}$	$\eta_{дв}$
	кВт	кВт	$\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{кПа}}$	$\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{кПа}}$	$\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{кПа}}$			$\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{кПа}}$	$\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{кПа}}$		
0	5,5	2,0	$\frac{-10}{98}$	$\frac{40}{98,1}$	$\frac{20}{98}$	0,2	0	$\frac{90}{180}$	$\frac{70}{170}$	60	65
1	6,0	1,2	$\frac{-10}{100}$	$\frac{42}{100,1}$	$\frac{18}{100}$	0,25	1	$\frac{80}{185}$	$\frac{70}{175}$	65	68
2	8,0	2,5	$\frac{-5}{98}$	$\frac{38}{98,1}$	$\frac{20}{98,05}$	0,2	2	$\frac{70}{200}$	$\frac{50}{190}$	68	70
3	10,2	1,8	$\frac{-5}{98}$	$\frac{45}{98,1}$	$\frac{20}{98}$	0,28	3	$\frac{70}{200}$	$\frac{60}{190}$	67	75
4	7,5	2,0	$\frac{-10}{100}$	$\frac{45}{100,1}$	$\frac{22}{100}$	0,23	4	$\frac{90}{210}$	$\frac{70}{200}$	62	72
5	12,0	3,4	$\frac{-10}{98,5}$	$\frac{40}{99}$	$\frac{21}{98,6}$	0,35	5	$\frac{70}{215}$	$\frac{50}{200}$	65	75
6	15,5	3,0	$\frac{-15}{98}$	$\frac{42}{98,1}$	$\frac{20}{98}$	0,2	6	$\frac{60}{180}$	$\frac{50}{170}$	63	74
7	9,6	1,7	$\frac{-15}{98,5}$	$\frac{40}{98,8}$	$\frac{22}{98,6}$	0,3	7	$\frac{65}{180}$	$\frac{55}{165}$	62	75
8	11,8	2,1	$\frac{-5}{98}$	$\frac{40}{98,1}$	$\frac{18}{98,05}$	0,23	8	$\frac{80}{210}$	$\frac{70}{200}$	65	78
9	16,0	1,8	$\frac{-10}{99}$	$\frac{38}{99,1}$	$\frac{20}{99}$	0,4,0	9	$\frac{80}{190}$	$\frac{60}{175}$	64	74

Рекомендації до виконання варіантних розрахунків:

- повітря розглядається без урахування вологості;
- втрати тепла від калорифера в навколишнє середовище становлять 3 % від загального теплового навантаження;
- розрахункові значення параметрів навколишнього середовища взяти такими: $p_{н.с} = p_1$, $t_{н.с} = t_1$;
- $\Delta p_{вт} = \Delta p_{кл} + (p_3 - p_1)$;
- механічний ККД вентилятора взяти $\eta_{вт} = 0,95$.

Задача 3.3

Для когенераційної газотурбінної установки, схема та цикл якої зображені на рисунках 1.13 та 1.14, визначити:

- ексергетичну ефективність ГТУ без утилізації теплоти продуктів згоряння;
- ексергетичну ефективність когенераційної ГТУ для потреб додаткового виробництва електроенергії;
- ексергетичну ефективність когенераційної ГТУ для потреб холодопостачання.

Цей розрахунок виконуємо як продовження розділу 1.6 та на основі результатів, одержаних під час розв'язання відповідних варіантів.

Рекомендації до виконання варіантних розрахунків:

- розрахункові параметри навколишнього середовища беруть такими: $t_{н.с} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$, $p_{н.с} = 100 \text{ кПа}$;
- схема на рисунку 3.26 б складена для граничного контуру без градині;
- ексергія повітря на вході в ГТУ дорівнює нулю, оскільки $t_{1A} = t_{н.с}$, $p_{1A} = p_{н.с}$;
- ексергія паливного газу на вході до камери згоряння ГТУ визначається за рівнянням $E_{1,нал.} = \alpha_e \cdot Q_{нал.} = 0,95 \cdot N_{EGO} / COP_{ГТУ}$.

Задача 3.4

Для котельної установки без димаря, схема якої зображена на рисунках 1.17 і 1.18, необхідно:

- скласти формалізовані схеми ексергетичних перетворень;
- виконати розрахунок ексергетичних показників ефективності установки за базовим і теплоутилізаційним варіантами.

Цей розрахунок є продовженням розділу 1.7 (табл. 1.4).

Рекомендації до виконання варіантних розрахунків:

- взяти для розрахунку $p_{н.с}$ за таблицею, $t_{н.с} = 18 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- тиск пароутворення $p_g = 11 \text{ кгс/см}^2$;
- температуру води на вході до парового котла взяти такою: $t_{1g} = t_{н.с}$;
- пара на виході – суха насичена, $x = 1,0$.

Задача 3.5

Для двоступінчастого поршневого компресора необхідно:

- зобразити схему установки;
- знайти параметри у вузлових точках циклу;
- скласти схему ексергетичних перетворень системи загалом;
- скласти схеми ексергетичних перетворень для

компонентів системи;

– розрахувати показники ексергетичного аналізу для системи загалом та окремо для кожного компонента системи.

Початкові дані наведено в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Початкові дані для розрахунку

Перед- остання цифра шифру	Робоча речовина	Параметри газу						Остання цифра шифру	МХ				КО				
		\dot{V}_{1r} м ³ /год.	t_{1r} °C	t_{5r} °C	p_{1r} кгс см ²	p_{5r} бар	Δp_{1r}^{MX} кПа		t_{1a} °C	Δt_{av} °C	p_{1a}^{MX} бар	Δp_a^{MX} кПа	тип	t_{2b} °C	Δt_{bv} °C	p_{1b}^{KO} бар	Δp_b^{KO} кПа
0	Повітря	300	18	120	1,5	8	30	0	15	5	1,8	120	вода	35	5	2,5	15
1	Повітря	450	20	135	2	8,6	45	1	18	6	2,3	150	пов.	25	10	3	120
2	Метан	380	12	115	1,8	9	50	2	21	8	2,5	165	вода	30	5	2,6	25
3	Аргон	560	5	100	2,2	11	35	3	20	9	2,9	180	пов.	29	10	2,8	150
4	Азот	690	45	130	1,4	10	55	4	25	10	3,3	140	пов.	40	5	2,7	30
5	Повітря	700	25	150	1,3	11,5	40	5	17	7	1,5	130	пов.	33	10	3,2	180
6	Вугл. газ	640	15	145	1,8	12	45	6	22	5	3,1	175	пов.	35	5	3,1	20
7	Повітря	500	28	125	2,0	11,8	50	7	16	8	2,4	125	пов.	30	10	2,9	160
8	Азот	460	35	140	1,6	10,5	35	8	19	7	2,0	110	вода	45	5	3	35
9	Метан	520	40	110	1,2	9,8	55	9	15	10	2,6	145	пов.	35	10	2,5	140

Задача 3.6

Для парокомпресійної холодильної машини (ПКХМ) необхідно:

– зобразити схему ПКХМ і цикл у p, h -координатах;

– знайти параметри у вузлових точках циклу;

– скласти схему ексергетичних перетворень системи загалом;

– скласти схеми ексергетичних перетворень для компонентів системи;

– розрахувати показники ексергетичного аналізу $E_P, E_F, E_D, u_D, \varepsilon$ для системи загалом та окремо для кожного компонента системи.

Початкові дані наведено в таблиці 3.5.

Таблиця 3.5 – Початкові дані для розрахунку

Передостан ня цифра	Робоча речовина	Холодоносіє						Остання цифра	Конденсатор				
		Речовина	t_{1x}	t_{2x}	G_x	p_{1x}	p_{2x}		тип	t_{1B}	t_{2B}	p_{1B}	p_{2B}
			°C	кг/год	бар		°C			бар			
0	R134 a	21,2%NaCl	-10	-15	1000	2,8	2,6	0	пов.	30	35	1,2	0,999
1	R134 a	25%CaCL ₂	-7	-12	1100	2,5	2,4	1	вода	24	27	3,1	3,0
2	R134 a	35%етил/гл	-12	-18	1050	2,7	2,6	2	пов.	28	35	1,01	1,008
3	R134 a	37%проп/гл	-8	-13	950	2,8	2,7	3	вода	27	32	3,2	3,0
4	R717	30%CaCL ₂	- 22	-28	1200	2,6	2,4	4	пов.	32	37	0,99	0,981
5	R717	54%етил/гл	-18	-25	1250	2,2	2	5	вода	25	30	2,9	2,8
6	R717	45%проп/гл	- 20	-25	1150	2,5	2,3	6	пов.	30	36	1,0	0,998
7	R600 a	22%NaCl	-5	-12	1120	2,4	2,2	7	вода	28	33	3,1	2,9
8	R600 a	28%CaCL ₂	-15	-20	1180	2,7	2,5	8	пов.	31	35	1,01	1,009
9	R600 a	36%етил/гл	-10	-15	1050	2,4	2,3	9	вода	26	31	2,8	2,7

Система ПКХМ з робочими речовинами R134a та R600a повинна містити регенеративний теплообмінник із перегрівом пари на всмоктуванні в компресор 10–15 °С. Переохолодження конденсату перед РТО реалізується безпосередньо в конденсаторі та приймається 5 °С.

Для ПКХМ на R717 у схемі відсутній РТО, але вмикається після конденсатора переохолоджувач (субкулер) зі зниженням у ньому температури конденсату на 5 °С. Перегрівання на 2–3 °С пари перед компресором здійснюється у випарнику.

Адіабатний ККД компресора брати 0,7–0,75, механічний ККД – 0,94–0,96.

4 ТЕРМОЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТЕРМОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ

4.1 Основні поняття термoeкономічного методу аналізу

Термoeкономічний метод аналізу – це комбінація ексергетичного (термодинамічного) та вартісного аналізу. Він здатний забезпечити проєктувальника чи експлуатаційника всією необхідною інформацією про рентабельність системи.

За допомогою цього методу можна визначити шляхи зменшення вартості системи як на стадії її створення, так і при подальшій експлуатації. Термoeкономічний аналіз – це потужний інструмент для розуміння взаємозв'язку між термодинамікою та економікою.

Основний критерій термoeкономічного методу аналізу – це ексергетична вартість продукту системи (його частини, компоненту і т. ін.).

У термoeкономіці поняття «ексергія» використовують як основу для формування затрат в енергоперетворювальних системах.

Для будь-якого потоку ексергії ексергетична вартість має вигляд

$$C_j = c_j \cdot E_j, \text{ грн/год}, \quad (4.1)$$

де c_j – ціна ексергії, $\text{грн}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$, $\text{грн}/\text{кДж}$, $\text{грн}/\text{Гкал}$ ($1 \text{ кВт} \cdot \text{год} = 3\,600 \text{ кДж}$, $1 \text{ Гкал} = 1\,164 \text{ кВт} \cdot \text{год}$).

Для потоку потужності ексергетичну вартість запишемо так:

$$C_N = c_N \cdot N. \quad (4.2)$$

Для потоку, пов'язаного з теплообміном, ексергетичну

вартість записують у вигляді

$$C_q = c_Q \cdot E_Q. \quad (4.3)$$

Ціна ексергії пов'язана з кожним етапом перетворення ексергії (рис. 4.1), причому $c_{вих, A} = c_{ех, B}$.

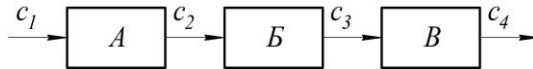


Рисунок 4.1 - Етапи перетворення ексергії

Під час розраховування ціни ексергії для вхідних потоків, що перетинають межі системи, загальний вигляд зв'язку між ціною ексергії та тарифами на енергоносії характеризується таким виразом:

$$c_{ех} \cdot E_{ех} = u_{ех} \cdot I_{ех}, \text{ грн/год}, \quad (4.4)$$

який визначає рівність ексергетичної вартості і натуральної вартості кількості енергоносія, який купує споживач системи.

Тут $I_{ех}$ – параметр інтенсивності потоку енергоносія (масова чи об'ємна витрата, потужність та ін.).

Під час термоекономічного аналізу, окрім витрат, пов'язаних із матеріальними та енергетичними потоками, існують різні неексергетичні вартості, які також впливають на загальну вартість, наприклад:

- вартість, пов'язана з циркуляцією технологічної води;
 - вартість системи відведення компонентів повітря з повітророзподільників, що розділяються;
 - вартість видалення твердих речовин металургійного процесу;
 - вартість видалення неорганічних складових у хімічному реакторі;
 - вартість внесення і видалення матеріалу з сушарок та ін.
- З урахуванням неексергетичних витрат, загальна вартість

(C_j^{NE}) , пов'язана з матеріальним потоком C_j^{tot} , визначається як

$$C_j^{tot} = C_j + C_j^{NE}. \quad (4.5)$$

Урахування C_j^{NE} є досить зручним шляхом для визначення неексергетичних витрат при переході від одного компонента до інших і подальшому перенесенні її на кінцеву вартість продукту.

4.2 Баланс ексергетичної вартості

Ексергетична вартість входить до балансів вартості, сформульованого для кожного компонента системи окремо.

Формалізована схема балансу вартості k -го компонента системи в загальному вигляді наведена на рисунку 4.2.

Рівняння балансу ексергетичної вартості для k -го компонента запишемо у такому вигляді:

$$\sum_{вих} C_{j,k} + \sum_{вих} C_{EN,k} = \sum_{вх} C_{j,k} + \sum_{вх} C_{EN,k} + \sum Z_k, \quad (4.6)$$

$$\text{де } \sum_{вих} C_{EN,k} = C_{Q_{вих},k} + C_{N_{вих},k};$$

$$\sum_{вх} C_{EN,k} = C_{Q_{вх},k} + C_{N_{вх},k};$$

$$\sum Z_k = Z_k^{CI} + Z_k^{OM} + Z_k^{NE}.$$

Загальна економічна складова має вигляд

$$Z_k^* = C_{Q_{вх},k} + C_{N_{вх},k} + C_k^{NE} + Z_k^{CI} + Z_k^{OM}, \quad (4.7)$$

або

$$Z_k^* = Z_k^{CI} + Z_k^{OM} + Z_k^{EN} + Z_k^{NE}, \quad (4.8)$$

$$\text{де } Z_k^{EN} = C_{Q_{\text{вх}},k} + C_{N_{\text{вх}},k},$$

$$Z_k^{NE} = C_k^{NE}.$$

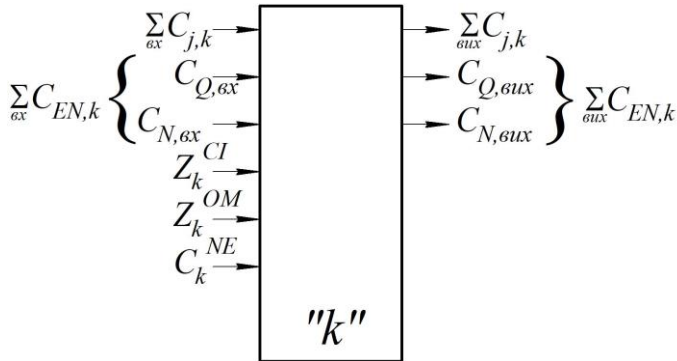


Рисунок 4.2 – Формалізована схема балансу вартості к-го компонента системи в загальному вигляді:

$\sum_{\text{вх}} C_{j,k}$, $\sum_{\text{вих}} C_{j,k}$ – суми ексергетичних вартостей матеріальних

потоків на вході та на виході для к-го компонента;

$C_{Q,\text{вх}}$, $C_{Q,\text{вих}}$ – ексергетична вартість теплових потоків:

витраченого на вході, виробленого в компоненті на виході;

$C_{N,\text{вх}}$, $C_{N,\text{вих}}$ – ексергетична вартість продуктів роботи:

витраченого на вході, виробленого в компоненті на виході;

Z_k^{CI} – вартість капітальних інвестицій (capital investment) даного

компонента; Z_k^{OM} – вартість витрат на обслуговування (operation

maintenance) даного компонента; C_k^{NE} – неексергетична вартість

на вході до компонента

Тоді рівняння (4.6) з урахування рівнянь (4.7) та (4.8) запишемо у такому вигляді:

$$\sum_{\text{вих}} C_{j,k} + (C_{Q_{\text{вих}}} + C_{N_{\text{вих}}})_k = \sum_{\text{вх}} C_{j,k} + Z_k, \quad (4.9)$$

$$\text{де } Z_k = Z_k^{CI} + Z_k^{OM} + Z_k^{NE}$$

або

$$\sum_{\text{вих}} (c_j \cdot E_j)_k + (c_Q \cdot E_{Q,k} + c_N \cdot N_k)_{\text{вих}} = \sum_{\text{вих}} (c_j \cdot E_j)_k + Z_k \cdot \quad (4.10)$$

Розглянемо деякі приклади складання балансу ексергетичної вартості елементів термомеханічних систем.

Для теплообмінника, зображеного на рисунку 4.3, рівняння балансу ексергетичної вартості запишемо у вигляді

$$C_{2x} + C_{2x} = C_{1x} + C_{1x} + Z_{TO}^{CI} + Z_{TO}^{OM}.$$

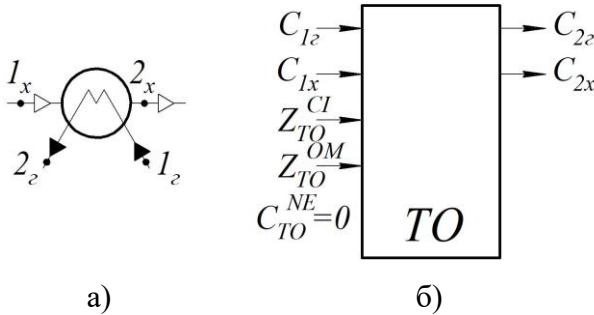


Рисунок 4.3 – Схема теплообмінника (а) та формалізована схема ексергетичних перетворень (б) у ньому

Виконавши перетворення стосовно «палива» та «продукту», одержимо

$$C_{2x} - C_{1x} = C_{1x} - C_{2x} + Z_{TO},$$

$$c_{2x} \cdot E_{2x} - c_{1x} \cdot E_{1x} = c_{1x} \cdot E_{1x} - c_{2x} \cdot E_{2x} + Z_{TO},$$

$$\text{де } Z_{TO} = Z_{TO}^{CI} + Z_{TO}^{OM}.$$

В іншому вигляді

$$C_{p,TO} = C_{F,TO} + Z_{TO}.$$

Для теплообмінника, зображеного на рисунку 4.4, рівняння балансу ексергетичної вартості запишемо у вигляді

$$C_{2x} = C_{1x} + C_Q + Z_{TO}^{CI} + Z_{TO}^{OM} .$$

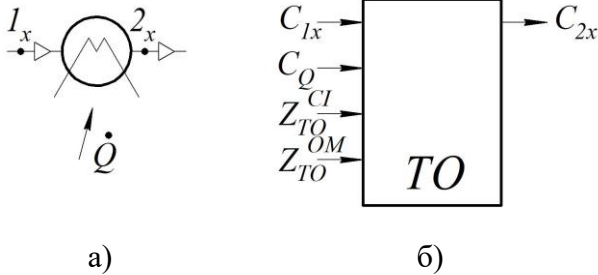


Рисунок 4.4 – Схема теплообмінника (а) та формалізована схема ексергетичних перетворень (б) у ньому

Виконавши перетворення стосовно «палива» та «продукту», одержимо

$$C_{2x} - C_{1x} = Z_{TO} ,$$

$$c_{2x} \cdot E_{2x} - c_{1x} \cdot E_{1x} = Z_{TO} ,$$

де $Z_{TO} = Z_{TO}^{CI} + Z_{TO}^{OM} + Z_{TO}^{EN} = Z_{TO}^{CI} + Z_{TO}^{OM} + c_Q \cdot E_Q .$

Для компресора, зображеного на рисунку 4.5, рівняння балансу ексергетичної вартості запишемо у вигляді

$$C_2 = C_1 + C_N + Z_{KM}^{CI} + Z_{KM}^{OM} .$$

Виконавши перетворення стосовно «палива» та «продукту», одержимо

$$C_2 - C_1 = Z_{KM} ,$$

$$c_2 \cdot E_2 - c_1 \cdot E_1 = Z_{KM},$$

$$\text{де } Z_{KM} = Z_{KM}^{CI} + Z_{KM}^{OM} + Z_{KM}^{EN} = Z_{KM}^{CI} + Z_{KM}^{OM} + c_N \cdot N_{KM}.$$

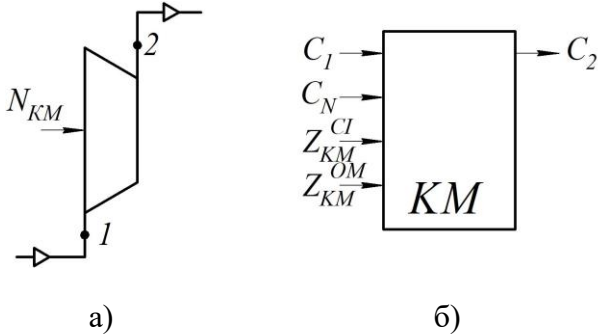


Рисунок 4.5 – Схема компресора (а) та формалізована схема ексергетичних перетворень (б) у ньому

Для турбіни (детандера), зображеної на рисунку 4.6, рівняння балансу ексергетичної вартості запишемо у вигляді

$$C_2 + C_N = C_1 + Z_T^{CI} + Z_T^{OM}.$$

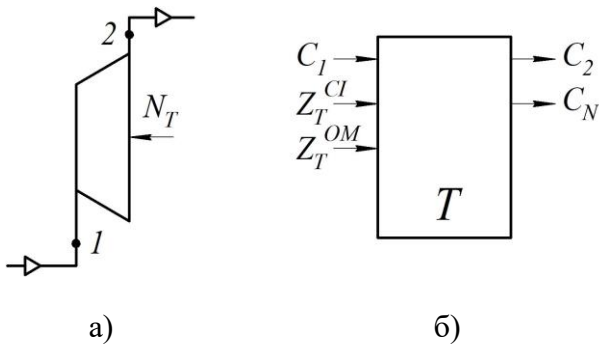


Рисунок 4.6 – Схема турбіни (а) та формалізована схема ексергетичних перетворень (б) у ньому

Виконавши перетворення стосовно «палива» та «продукту», одержимо

$$C_N = (C_1 - C_2) + Z_T,$$
$$c_N \cdot N_T = (c_1 \cdot E_1 - c_2 \cdot E_2) + Z_T,$$

де $Z_T = Z_T^{CI} + Z_T^{OM}$.

4.3 Економічна модель енергоперетворювальної системи

Економічну модель використовують у термoeкономічному аналізі для визначення економічних складових баласну ексергетичної вартості:

$$Z = Z^{CI} + Z^{OM} + Z^{EN}, \text{ грн/год.} \quad (4.11)$$

Для розрахунку годинної вартості Z^{CI} розглядають ануїтетні платежі дисконтної вартості інвестованої грошової суми для створення і функціонування аналізованої системи (частини системи, компонента).

Капітальні витрати на компоненти системи оцінюють із використанням середніх закупівельних цін на одиницю обладнання.

Витрати на обслуговування компонентів системи розглядають відповідно до їх часткової ваги в капітальних інвестиціях.

Середні закупівельні ціни на енергоносії беруть за інформаційними джерелами на момент розрахунку.

Для розрахунку вартості капітальних інвестицій розглянемо схему фінансових взаємовідносин між інвестиційним проектом, ринком обладнання та послуг і кредитною організацією, наведеною на рисунку 4.7.

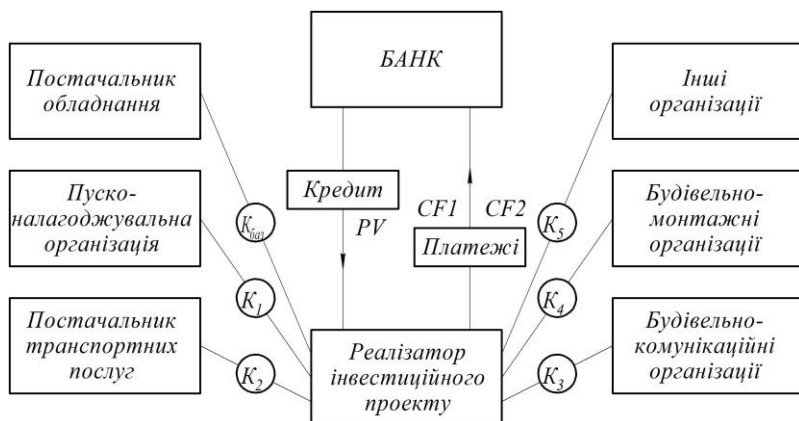


Рисунок 4.7 – Схема фінансових взаємовідносин між інвестиційним проектом, ринком обладнання та послуг і кредитною організацією

Сумарні капітальні витрати визначаємо за формулою

$$K_{tot} = K_{баз} + K_{супут} , \quad (4.12)$$

де $K_{баз}$ – капітальні витрати на основне та додаткове обладнання, $K_{супут}$ – супутні капітальні витрати (транспорт – 8–10 %, комунікації – 20 %, фундаменти та монтаж – 20–30 %, інші витрати – 15–20 %).

$$K_{супут} = K_1 + K_2 + K_3 + K_4 + \dots + K_n . \quad (4.13)$$

З урахуванням (4.13), формула (4.12) матиме вигляд

$$K_{tot} = (1,6 - 1,8) \cdot K_{баз} . \quad (4.14)$$

Необхідні капітальні витрати інвестуються банком і розглядаються як дисконтна вартість PV з отриманням n разів ануїтетних платежів CF під ставку дисконтування i .

Отже,

$$PV = K_{\text{tot}}, \text{ грн.} \quad (4.15)$$

Величину щорічного ануїтетного платежу визначаємо за формулою

$$CF = \frac{PV \cdot i}{1 - (1+i)^{-n}}, \text{ грн/рік.} \quad (4.16)$$

Якщо i – річна ставка дисконтування ($i = (i_0 + i_{\text{инф}} + i_{\text{риз}})/100$), а n – число років ануїтетних платежів, то

$$Z^{CI} = \frac{CF}{\tau_p}, \text{ грн/год,} \quad (4.17)$$

де τ_p – кількість годин роботи системи (частини системи, компонента) за 1 рік.

Приклад. Розглянемо трикомпонентну систему, зображену на рисунку 4.8. Час роботи системи становить 2 000 год/рік, сумарні капітальні витрати становлять 160 000 грн. Частка компонента в загальних капітальних витратах становить: для калорифера з вентилятором 0,625, для бойлера – 0,25, для насоса – 0,125. Потужність насоса дорівнює 2 кВт, потужність вентилятора – 1,2 кВт. Механічний ККД привода насоса дорівнює 0,87, механічний ККД привода вентилятора – 0,85.

Визначити годинну вартість капітальних інвестицій для кожного компонента та системи загалом, а також загальну суму платежів, якщо річна ставка дисконту становить 0,2, число років ануїтетних платежів – 1, 5, 10 років.

Частку компонента в загальних витратах визначаємо за формулою

$$j_k^{CI} = \frac{K_k}{K_{tot}}.$$

Величину щорічного ануїтетного платежу визначаємо за формулою

$$CF = \frac{K_k \cdot i}{1 - (1+i)^{-n}}, \text{ грн/рік}.$$

Загальна сума n платежів буде дорівнювати

$$\sum^n FV = CF \cdot n.$$

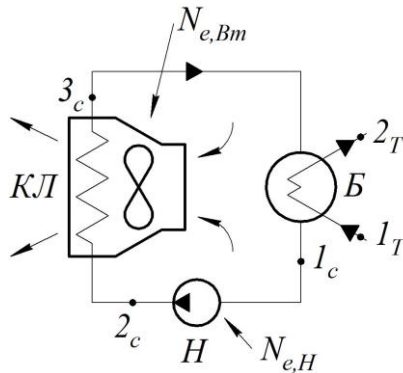


Рисунок 4.8 – Трикомпонентна система для визначення вартості капітальних інвестицій:
Б – бойлер, Н – насос, КЛ – калорифер

Результати розрахунку наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку вартості капітальних інвестицій для трикомпонентної системи

Компо- нент	K_k	j_k^{CI}	i	n	$\frac{i}{1-(1+i)^{-n}}$	CF_k	Z_k^{CI}	$\sum^n FV$
	грн	—	—	років	—	грн/рік	грн/год	грн
КЛ + ВТ	100 000	0,625	0,2	5	0,33438	33 438	16,719	
Б	40 000	0,25	0,2	5	0,33438	13 375	6,6875	
Н	20 000	0,125	0,2	5	0,33438	6 687	3,343	
Sys	160 000	1,0	0,2	5	0,33438	53 500	26,75	267 500
Sys	160 000		0,2	10	0,23852	38 163,6	19,08	381 636
Sys	16 000		0,2	1	1,2	192 000	96,0	192 000

Алгоритм розрахунку вартості витрат на обслуговування такий:

– визначаємо сумарні річні витрати на обслуговування та їх годинну вартість:

$$\sum C_{tot}^{OM} = C_{tot}^{ЗП} + C_{tot}^{РЕМ} + C_{tot}^{МАТ}, \text{ грн/рік}, \quad (4.18)$$

$$Z_{tot}^{OM} = \frac{\sum C_{tot}^{OM}}{\tau_p}, \text{ грн/год}, \quad (4.19)$$

де $C_{tot}^{ЗП}$ – річні витрати на заробітну платню,

$C_{tot}^{РЕМ}$ – річні витрати на ремонтні роботи для системи (установки), що розглядається,

$C_{tot}^{МАТ}$ – річні витрати на технічні мастильні матеріали, холодильні агенти та ін.;

– розділяємо за компонентами відповідно до їх частки на капітальні витрати:

$$Z_k^{OM} = j_k^{CI} \cdot Z_{tot}^{OM}. \quad (4.20)$$

Наближено сумарні річні витрати на обслуговування можна визначати за формулою

$$\sum C_{tot}^{OM} = (3-5) \cdot CF_{tot} = Z_{tot}^{CI} \cdot \tau_p. \quad (4.21)$$

Більш точно це можна зробити за формулою

$$Z_{tot}^{OM} = \frac{\sum(3П)}{\tau_p} + \frac{0,05 \cdot K_{tot}}{\tau_p}. \quad (4.22)$$

Приклад. Розглянемо систему опалення (рис. 4.8), яку обслуговують чотири робітники, які отримують заробітну плату розміром 10 000 *грн/міс.* Кількість робочих годин становить 400 *год/міс.*, що за 1 рік становить 2 000 *год/рік.* Опалювальний сезон триває п'ять місяців, капітальні витрати становлять 160 000 *грн.* Визначити годинну вартість витрат на обслуговування системи загалом та кожного компонента окремо.

Годинну вартість витрат на обслуговування системи опалення визначаємо за формулою (4.22):

$$Z_{tot}^{OM} = \frac{10000 \cdot 4}{400} + \frac{0,05 \cdot 160000}{2000} = 104 (\text{грн/год}).$$

Годинну вартість витрат на обслуговування компонентів системи опалення визначаємо за формулою (4.20):

– для калорифера

$$Z_k^{OM} = 0,625 \cdot 104 = 65 (\text{грн/год});$$

– для бойлера

$$Z_k^{OM} = 0,25 \cdot 104 = 26 (\text{грн/год});$$

– для насоса

$$Z_k^{OM} = 0,125 \cdot 104 = 13 (\text{грн/год}).$$

Розрахунок годинної ексергетичної вартості теплових потоків для компонента, який споживає енергію від зовнішнього джерела, визначаємо за формулою

$$Z_k^{EN} = \frac{(C_{ex,k}^{EN})_{год}}{\tau_p} = C_{ex,k}^{EN} \cdot \text{грн}/\text{год}, \quad (4.23)$$

$$C_{ex,k}^{EN} = \sum_{ex} (u_{EN} \cdot I_{EN}) \cdot \tau_p \text{ для } \tau_p = idem, \quad (4.24)$$

де I_{EN} – величина потоку енергоносія, (кВт , $\text{т}/\text{год}$, $\text{м}^3/\text{год}$).

Приклад. У системі опалення (рис. 4.8) для бойлера використовується купований теплоносій із витратою $5 \text{ т}/\text{год}$ за тарифом $40 \text{ грн}/\text{т}$, а для привода насоса потужністю 2 кВт використовуємо електроенергію за тарифом $1,80 \text{ грн}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$.

Визначити годинну ексергетичну вартість теплових потоків для кожного компонента та системи загалом.

Ексергетична вартість теплових потоків для окремого компонента системи визначаємо за формулою (4.24):

– для бойлера

$$C_{ex,B}^{EN} = 40 \cdot 5 = 200 (\text{грн}/\text{год});$$

– для насоса

$$C_{ex,H}^{EN} = 1,8 \cdot 2 = 3,6 (\text{грн}/\text{год}).$$

Ексергетична вартість теплових потоків для системи загалом є сумою ексергетичної вартості теплових потоків усіх її компонентів:

$$C_{ex,sys}^{EN} = C_{ex,B}^{EN} + C_{ex,H}^{EN} = 200 + 3,6 = 203,6 (\text{грн}/\text{год}).$$

4.4 Критерії термoeкономічного аналізу

Усі критерії термoeкономічного аналізу можна поділити на три групи.

До першої групи відносять такі критерії:

- $c_{P,k}$ – ексергетичну ціну (питому ексергетичну вартість) потоку продукту k -го компонента системи;
- $c_{F,k}$ – ексергетичну ціну (питому ексергетичну вартість) потоку палива k -го компонента системи;
- $c_{P,tot}$ – ексергетичну ціну (питому ексергетичну вартість) потоку продукту системи загалом;
- $c_{F,tot}$ – ексергетичну ціну (питому ексергетичну вартість) потоку палива системи загалом.

Критерії першої групи служать для формування більш важливих критеріїв аналізу та оптимізації.

Ексергетичну ціну (питому ексергетичну вартість) потоку продукту k -го компонента системи можна виразити через термодинамічну та економічну складові:

$$c_{P,k} \cdot E_{P,k} = c_{F,k} \cdot E_{F,k} + Z_k,$$

$$c_{P,k} = c_{F,k} \cdot \frac{E_{F,k}}{E_{P,k}} + \frac{Z_k}{E_{P,k}}, \text{ грн}/(\text{кВт} \cdot \text{год}),$$

$$c_{P,k} = \frac{c_{F,k}}{\varepsilon_k} + \frac{Z_k}{E_{P,k}},$$

$$c_{P,k} = c_{P,k}^F + c_{P,k}^Z, \tag{4.25}$$

де $c_{P,k}^F$ – термодинамічна недосконалість;

$c_{P,k}^Z$ – капітальні витрати та експлуатація.

Визначивши ексергетичну ціну (питому ексергетичну вартість) потоку продукту системи загалом, можна прогнозувати тариф:

$$c_{P,tot} \cdot E_{P,tot} = \eta_j \cdot I_j. \quad (4.26)$$

Вище наведені вище критерії c_P і c_F – середні ціни відповідних потоків продукту та палива.

Для транзитного потоку будь-якого призначення (рис. 4.9) з вартістю на вході C_1 та на виході C_2 середня ціна визначається на основі таких виразів:

$$C_1 = c_1 \cdot E_1 \text{ та } C_2 = c_2 \cdot E_2.$$

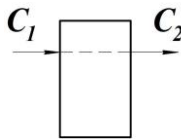


Рисунок 4.9 – Схема зміни вартості в транзитному потоці загального призначення

Зміна вартості ексергії виразимо через середню ціну цього потоку:

$$C_1 - C_2 = c_1 \cdot E_1 - c_2 \cdot E_2 = c_{сер} \cdot (E_1 - E_2).$$

Для випадку, якщо $E_1 > E_2$ (потік палива),

$$C_2 - C_1 = c_F \cdot (E_1 - E_2).$$

Для випадку, якщо, навпаки, $E_1 < E_2$ (потік продукту),

$$C_1 - C_2 = c_P \cdot (E_2 - E_1).$$

Тоді одержимо середню ціну для потоку палива

$$c_F = \frac{C_1 - C_2}{E_1 - E_2} = \frac{c_1 \cdot E_1 - c_2 \cdot E_2}{E_1 - E_2}$$

та для потоку продукту

$$c_P = \frac{C_2 - C_1}{E_2 - E_1} = \frac{c_2 \cdot E_2 - c_1 \cdot E_1}{E_2 - E_1}.$$

Розглянемо деякі приклади визначення зазначених середніх цін.

Для теплообмінника (див. рис. 4.3) з балансу вартості (рис. 4.10) одержуємо:

$$C_{2z} + C_{2x} = C_{1z} + C_{1x} + Z_{TO},$$

$$\underbrace{C_{2x} - C_{1x}} = \underbrace{C_{1z} - C_{2z}} + Z_{TO},$$

$$C_P = C_F + Z_{TO}$$

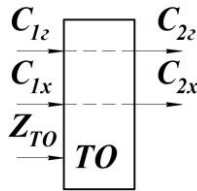


Рисунок 4.10 – Схема зміни вартості потоків у теплообміннику

<p>Потік продукту</p> $C_P = C_{2x} - C_{1x},$ $C_P = c_P \cdot E_P = c_P \cdot (E_{2x} - E_{1x}),$ $C_{2x} - C_{1x} = c_P \cdot (E_{2x} - E_{1x}),$ $c_P = \frac{C_{2x} - C_{1x}}{E_{2x} - E_{1x}},$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 0 auto;"> $c_P = \frac{c_{2x} \cdot E_{2x} - c_{1x} \cdot E_{1x}}{E_{2x} - E_{1x}}.$ </div>	<p>Потік палива</p> $C_F = C_{1z} - C_{2z},$ $C_F = c_F \cdot E_F = c_F \cdot (E_{1z} - E_{2z}),$ $C_{1z} - C_{2z} = c_F \cdot (E_{1z} - E_{2z}),$ $c_F = \frac{C_{1z} - C_{2z}}{E_{1z} - E_{2z}},$ <div style="border: 1px solid black; padding: 5px; width: fit-content; margin: 0 auto;"> $c_F = \frac{c_{1z} \cdot E_{1z} - c_{2z} \cdot E_{2z}}{E_{1z} - E_{2z}}.$ </div>
---	---

Для умови $c_{1z} = c_{2z}$

$$c_F = c_{1z}$$

Графічна інтерпретація для c_P і c_F теплообмінника подана на рисунку 4.11.

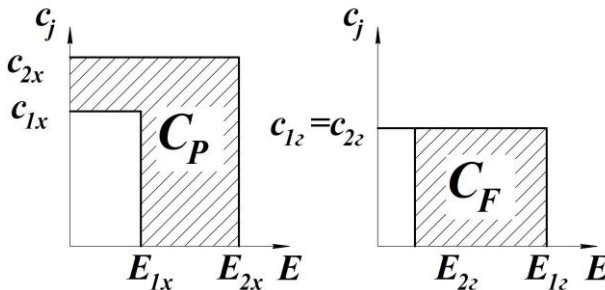


Рисунок 4.11 – Графічна інтерпретація для середньої ціни потоку продукту й палива в теплообміннику

Як бачимо з графіків, середні ціни C_P і C_F є величинами середньоінтегральними.

Як було показано вище, для середніх цін c_P і c_F необхідно знати величини ексергії входу та виходу E_1 та E_2 (за ексергетичним аналізом), а також ціни одиниці ексергії (питомі

ексергетичні вартості) c_1 і c_2 , тобто значення у вузлових точках в межах компонента, що буде викладено в розділі 4.5.

Для турбіни з балансу вартості (рис. 4.12) одержимо:

$$\begin{aligned} C_2 + C_N &= C_1 + Z_T, \\ C_N &= (C_2 - C_1) + Z_T, \\ C_P &= C_F + Z_T. \end{aligned}$$

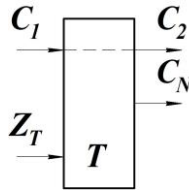


Рисунок 4.12 – Схема зміни вартості потоків у турбіні

Потік продукту

$$C_P = C_N,$$

$$c_P \cdot E_P = c_N \cdot N,$$

$$c_P = c_N \cdot \frac{N}{E_P} = c_N \cdot \frac{N}{N},$$

$$\boxed{c_P = c_N}.$$

Потік палива

$$C_F = C_1 - C_2,$$

$$c_F \cdot E_F = c_1 \cdot E_1 - c_2 \cdot E_2,$$

$$c_F = \frac{c_1 \cdot E_1 - c_2 \cdot E_2}{E_F},$$

$$\boxed{c_F = \frac{c_1 \cdot E_1 - c_2 \cdot E_2}{E_1 - E_2}}.$$

До другої групи відносять такі критерії:

- $C_{P,k}$ – ексергетичну вартість потоку продукту k -го компонента системи;
- $C_{P,tot}$ – ексергетичну вартість потоку продукту системи загалом;
- $(C_D + C_L)_k$ – критерій термодинамічної недосконалості k -го компонента системи;

- $(C_D + Z)_k$ – критерій, що враховує капітальні витрати та експлуатацію k -го компонента системи;
- $(C_D + C_L)_{tot}$ – критерій термодинамічної недосконалості системи загалом;
- $(C_D + Z)_{tot}$ – критерій, що враховує капітальні витрати та експлуатацію системи загалом.

Мета оптимізації за цими критеріями – мінімізація ексергетичної вартості потоку продукту системи загалом $C_{P, tot}$. Визначивши $C_{P, k}$ для кожного компонента, можна побачити, через який саме компонент можна знизити $C_{P, tot}$.

Критерій термодинамічної недосконалості k -го компонента системи визначаємо таким чином:

$$(C_D + C_L)_k = c_{F, k} \cdot E_{D, k} + c_{F, k} \cdot E_{L, k}. \quad (4.27)$$

Критерій загальної недосконалості k -го компонента системи визначаємо за формулою

$$(C_D + C_L + Z)_k = c_{F, k} \cdot E_{D, k} + c_{F, k} \cdot E_{L, k} + Z_k. \quad (4.28)$$

До третьої групи відносять такі критерії:

- r_k – відносну різницю середніх цін для k -го компонента системи;
- f_k – ексергоекономічний фактор k -го компонента системи;
- r_{tot} – відносну різницю середніх цін для системи загалом;
- f_{tot} – ексергоекономічний фактор системи загалом.

Для визначення частки участі термодинамічної та економічної складової в ціні продукту відносну різницю середніх цін r_k можна обчислювати за формулами (4.29) та (4.30):

Відносна різниця середніх цін r_k показує, наскільки значним є приріст ціни палива в продукті (рис. 4.13), її визначаємо за формулою

$$r_k = \frac{C_{P, k} - C_{F, k}}{C_{F, k}} = \frac{C_{P, k}}{C_{F, k}} - 1. \quad (4.29)$$

$$r_k = \frac{1 - \varepsilon_k}{\varepsilon_k} + \frac{Z_k}{c_{F,k} \cdot E_{P,k}}. \quad (4.30)$$

$$r_k = (r_k)_{m/\partial} + (r_k)_{екон.}. \quad (4.31)$$

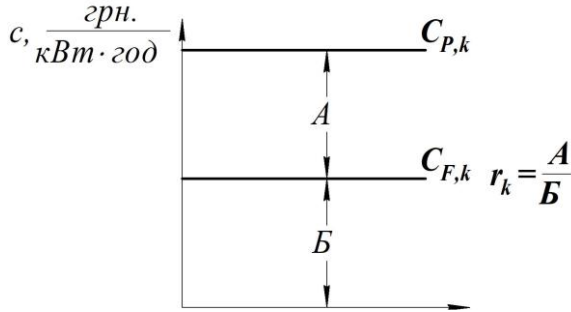


Рисунок 4.13 – Відносна різниця середніх цін

Із рисунка 4.13 бачимо, що r_k – це питома вага палива за ціною продукту. Чим більше значення $c_{P,k}$ прямує до значення $c_{F,k}$, тим краще. Із формули (4.31) бачимо, що якщо $c_{P,k} \rightarrow c_{F,k}$, то $r_k \rightarrow 0$.

Ексергоекономічний фактор f_k визначаємо таким чином:

$$f_k = \frac{Z_k}{Z_k + (C_D + C_L)_k},$$

$$f_k = \frac{Z_k}{Z_k + c_{F,k} \cdot (E_D + E_L)_k},$$

$$f_k = \frac{1}{1 + Y_k}, \quad (4.32)$$

де $Y_k = \frac{(C_D + C_L)_k}{Z_k}$.

Зростання Y_k показує, що термодинамічна недосконалість переважає над економічними витратами (рис. 4.14).

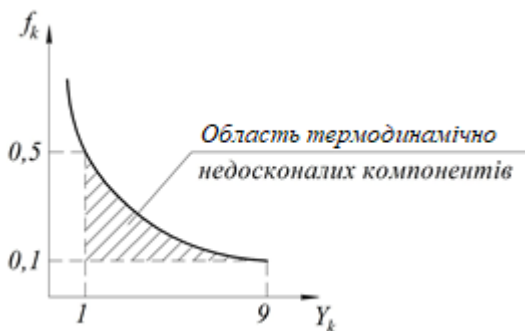


Рисунок 4.14 – Графік залежності $f_k = f(Y_k)$

Ідеальний варіант, якщо $C_D + C_L \Rightarrow 0$, тоді $Y_k \Rightarrow 0$ і $(f_k)_{i0} = 1$.

4.5 Методи розрахунку питомої ексергетичної вартості

Для розрахунку питомої ексергетичної вартості найбільш достовірними методами є:

- СПЕСО-метод (Specific Exergy Costing Method – метод питомої ексергетичної вартості);
- LIFO-метод (Last – In – First – Out – останній виходить першим).

СПЕСО-метод застосовують у такій послідовності:

1 Виконують усі процедури ексергетичного методу термодинамічного аналізу.

2 Складають рівняння балансу ексергетичної вартості для компонентів.

3 Розраховують економічні складові.

4 Застосовують допоміжні рівняння ексергетичної вартості.

5 Виконують розрахунок критеріїв термoeкономічного

аналізу.

LIFO-метод має такі переваги свого застосування:

1 Немає необхідності звертатися до допоміжних правил та постулатів.

2 Не потребує обчислення середньої ціни ексергії кожного потоку через ціни на вході та на виході.

LIFO-метод має такі особливості свого застосування:

1 Вводять ціну ексергії одиниці маси потоку d_j

$$C_j = d_j \cdot m_j, \text{ грн/год} . \quad (4.33)$$

2 Вводять поняття вартості потоку

$$C_j = c_p \cdot \Delta E, \text{ грн/год} , \quad (4.34)$$

$$d_j = c_p \cdot \Delta e . \quad (4.35)$$

На базі SPECО-методу розглянемо приклад складання рівнянь балансу ексергетичної вартості для теплового насоса (рис. 1.5) з використанням формалізації на рисунку 3.15 та рівнянь ексергетичного аналізу, наведеного в розділі 3.

– компресор:

$$C_2 = C_1 + Z^{CI} + Z^{OM} + Z^{EN} ,$$

$$E_p = E_2 - E_1 \rightarrow C_p = C_2 - C_1 = c_2 \cdot E_2 - c_1 \cdot E_1 ,$$

$$E_F = N_{KM} \rightarrow C_F = Z^{EN} = C_N = c_N \cdot N_{KM} ,$$

$$c_p \cdot E_p = c_2 \cdot E_2 - c_1 \cdot E_1 \rightarrow \boxed{c_p = \frac{c_2 \cdot E_2 - c_1 \cdot E_1}{E_2 - E_1}} ,$$

$$c_F \cdot E_F = c_N \cdot N_{KM} \rightarrow \boxed{c_F = c_N = u_N};$$

– конденсатор:

$$C_3 + C_{2n} = C_2 + C_{1'n} + Z_{KД},$$

$$C_{2n} - C_{1'n} = C_2 - C_3 + Z_{KД},$$

$$E_P = E_{2n} - E_{1'n} \rightarrow C_P = c_p \cdot E_p,$$

$$E_F = E_2 - E_3 \rightarrow C_F = c_F \cdot E_F,$$

$$c_p \cdot E_p = c_{2n} \cdot E_{2n} - c_{1'n} \cdot E_{1'n} \rightarrow \boxed{c_p = \frac{c_{2n} \cdot E_{2n} - c_{1'n} \cdot E_{1'n}}{E_{2n} - E_{1'n}}},$$

$$c_F \cdot E_F = c_2 \cdot E_2 - c_3 \cdot E_3 \rightarrow \boxed{c_F = \frac{c_2 \cdot (E_2 - E_3)}{E_2 - E_3} = c_2};$$

– субкулер:

$$C_4 + C_{1'n} = C_3 + C_{1'n} + Z_{CK},$$

$$E_P = E_{1'n} - E_{1n} \rightarrow C_P = c_p \cdot E_p,$$

$$E_F = E_3 - E_4 \rightarrow C_F = c_F \cdot E_F,$$

$$c_p \cdot E_p = c_{1'n} \cdot E_{1'n} - c_{1n} \cdot E_{1n} \rightarrow \boxed{c_p = \frac{c_{1'n} \cdot E_{1'n} - c_{1n} \cdot E_{1n}}{E_{1'n} - E_{1n}}},$$

$$c_F \cdot E_F = c_3 \cdot E_3 - c_4 \cdot E_4 \rightarrow \boxed{c_F = \frac{c_3 \cdot E_3 - c_4 \cdot E_4}{E_3 - E_4}};$$

– регенеративний теплообмінник:

$$C_5 + C_1 = C_4 + C_7 + Z_{PT},$$

$$E_P = E_1 - E_7 \rightarrow C_P = c_p \cdot E_p,$$

$$E_F = E_4 - E_5 \rightarrow C_F = c_F \cdot E_F,$$

$$c_p \cdot E_p = c_1 \cdot E_1 - c_7 \cdot E_7 \rightarrow \boxed{c_p = \frac{c_1 \cdot E_1 - c_7 \cdot E_7}{E_1 - E_7}},$$

$$c_F \cdot E_F = c_4 \cdot E_4 - c_5 \cdot E_5 = c_4 \cdot (E_4 - E_5) \rightarrow \boxed{c_F = \frac{c_4 \cdot E_4 - c_5 \cdot E_5}{E_4 - E_5}};$$

– дросельний пристрій:

$$C_6 = C_5 + Z_{ДП},$$

$$E_P = E_6 \rightarrow C_P = c_p \cdot E_p,$$

$$E_F = E_5 \rightarrow C_F = c_F \cdot E_F,$$

$$c_p \cdot E_p = c_6 \cdot E_6 \rightarrow c_p = c_6,$$

$$c_F \cdot E_F = c_5 \cdot E_5 \rightarrow c_F = c_5;$$

– випарник:

$$C_7 + C_{2y} = C_6 + C_{1y} + Z_B,$$

$$E_P = E_7 - E_6 \rightarrow C_P = c_p \cdot E_p,$$

$$E_F = E_{1y} - E_{2y} \rightarrow C_F = c_F \cdot E_F,$$

$$c_p \cdot E_p = c_7 \cdot E_7 - c_6 \cdot E_6 \rightarrow c_p = \frac{c_7 \cdot E_7 - c_6 \cdot E_6}{E_7 - E_6},$$

$$c_F \cdot E_F = c_{1y} \cdot E_{1y} - c_{2y} \cdot E_{2y} = c_{1y} \cdot (E_{1y} - E_{2y}) \rightarrow c_F = c_{1y};$$

– система загалом:

$$C_{2n} + C_{2y} = C_{1n} + C_{1y} + N + Z_{tot},$$

$$C_{2n} - C_{1n} = (C_{1y} - C_{2y}) + N + Z_{tot},$$

$$E_P = E_{2n} - E_{1n} \rightarrow C_P = c_P \cdot E_P,$$

$$E_F = N + E_{1y} - E_{2y} \rightarrow C_F = c_F \cdot E_F,$$

$$c_P \cdot E_P = c_{2n} \cdot E_{2n} - c_{1n} \cdot E_{1n} \rightarrow c_P = \frac{c_{2n} \cdot E_{2n} - c_{1n} \cdot E_{1n}}{E_{2n} - E_{1n}},$$

$$c_F \cdot E_F = c_N \cdot N + c_{1y} \cdot E_{1y} - c_{2y} \cdot E_{2y} \rightarrow c_F = \frac{c_N \cdot N + c_{1y} \cdot E_{1y} - c_{2y} \cdot E_{2y}}{N + E_{1y} - E_{2y}}.$$

Розв'язання системи рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} c_2 \cdot E_2 = c_1 \cdot E_1 + c_N \cdot N_{KM} + Z_{KM}^{CI} + Z_{KM}^{OM}, \\ c_3 \cdot E_3 + c_{2n} \cdot E_{2n} = c_2 \cdot E_2 + c_{1n} \cdot E_{1n} + Z_{KD}, \\ c_4 \cdot E_4 + c_{1n} \cdot E_{1n} = c_3 \cdot E_3 + c_{1n} \cdot E_{1n} + Z_{CK}, \\ c_5 \cdot E_5 + c_1 \cdot E_1 = c_4 \cdot E_4 + c_7 \cdot E_7 + Z_{PT}, \\ c_6 \cdot E_6 = c_5 \cdot E_5 + Z_{DP}, \\ c_7 \cdot E_7 + c_{2y} \cdot E_{2y} = c_6 \cdot E_6 + c_{1y} \cdot E_{1y} + Z_B. \end{array} \right. \quad (4.36)$$

Аналіз системи рівнянь:

- 1 Система складається з шести рівнянь.
- 2 Сім величин c_j для вузлових точок за холодоагентом.
- 3 Три величини c_j для вузлових точок за середовищем, що нагрівається.
- 4 Дві величини c_j для вузлових точок за середовищем, теплота якого утилізується.
- 5 Одна величина c_N для потоку потужності для компресора.
- 6 Усього тринадцять величин c_j , з яких три вхідні ціни ексергії c_{1y}, c_{1n}, c_N :

$$c_N \cdot N_{KM} = u_{e/e} \cdot N_{el},$$

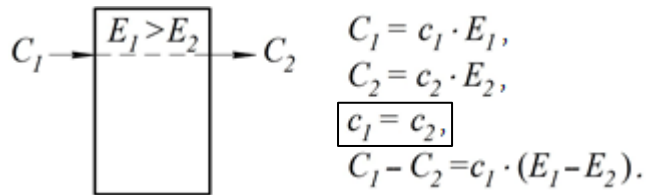
$$c_{1y} \cdot E_{1y} = u_y \cdot G_y \left[\text{повітря } c_{1y} \approx 0 \text{ або } c_{1y} \cdot E_{1y} = u_{e/e} \cdot N_{BT} \right],$$

$$c_{1n} \cdot E_{1n} = u_n \cdot G_n.$$

Допоміжні рівняння ексергетичної вартості запишемо згідно з такими правилами.

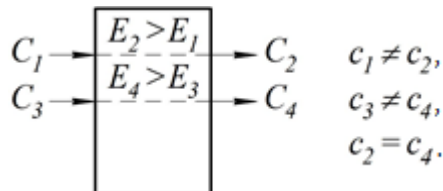
Категорія	Вид потоку	
	неперервний потік	потік, що переривається
Паливо	Правило F	–
Продукт	Правило P	Постулат P

Правило *F*



Правило *F* ґрунтується на концепції про те, що для неперервних потоків палива, питома вартість переноситься від входу до виходу з розглядуваного компоненту, тобто $c_{вх} = c_{вих}$.

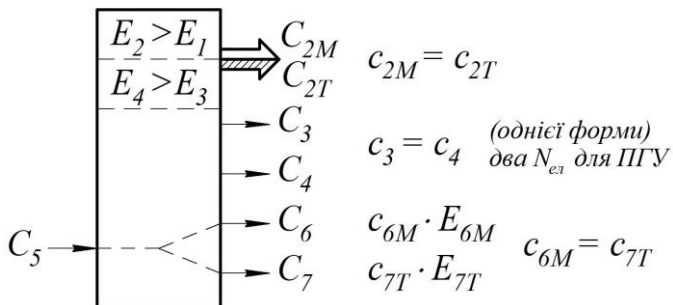
Правило *P*



Правило P стверджує, що кожна одиниця ексергії, підведена до всіх потоків, пов'язана з продуктом k -го компонента з однаковою ціною (питомою вартістю).

Постулат P застосовують у разі, якщо потоки продукту мають:

- а) дві форми одного й того самого потоку;
- б) два різних вихідних потоки однієї форми;
- в) умовно потік неперервний із двома виходами різних форм.



Виконуємо спрощення системи рівнянь (4.36) на основі допоміжних рівнянь. У цьому разі використовуємо правило F для транзитних потоків категорії «паливо»:

$$\left. \begin{array}{l} \text{у конденсаторі} \quad c_2 = c_3 \\ \text{у субкулері} \quad c_3 = c_4 \\ \text{у регенеративному} \\ \text{теплообміннику} \quad c_4 = c_5 \\ \text{у випарнику} \quad c_{1y} = c_{2y} \end{array} \right\} c_2 = c_3 = c_4 = c_5 .$$

Після підставлення одержаних величин c у систему рівнянь (4.36) одержимо:

$$\begin{cases} c_2 \cdot E_2 = c_1 \cdot E_1 + c_N \cdot N_{KM} + Z_{KM}^{CI} + Z_{KM}^{OM}, \\ c_3 \cdot E_3 + c_{2n} \cdot E_{2n} = c_2 \cdot E_2 + c_{1'n} \cdot E_{1'n} + Z_{KD}, \\ c_4 \cdot E_4 + c_{1'n} \cdot E_{1'n} = c_3 \cdot E_3 + c_{1n} \cdot E_{1n} + Z_{CK}, \\ c_5 \cdot E_5 + c_1 \cdot E_1 = c_4 \cdot E_4 + c_7 \cdot E_7 + Z_{PT}, \\ c_6 \cdot E_6 = c_5 \cdot E_5 + Z_{ДП}, \\ c_7 \cdot E_7 + c_{1y} \cdot E_{2y} = c_6 \cdot E_6 + c_{1y} \cdot E_{1y} + Z_B. \end{cases}$$

Далі визначаємо три вхідні ексергетичні ціни c_{1y} , c_{1n} , c_N , враховуючи, що $c_N = u_N$ – рівень тарифу, c_{1y} і c_{1n} залежать від суміжної системи чи компонентів.

Для теплового насоса значне спрощення приводить до приєднання системи із шести рівнянь до рівняння для повної системи:

$$c_{2n} \cdot E_{2n} - c_{1n} \cdot E_{1n} + (c_{1y} \cdot E_{1y} - c_{2y} \cdot E_{2y}) + c_N \cdot N_{KM} + Z_{tot}^{CI} + Z_{tot}^{OM}.$$

Якщо відомі ціни c_{1y} , c_{1n} , c_N з урахуванням $c_{1y} = c_{2y}$, визначаємо c_{2n} .

Тоді для шести рівнянь залишається п'ять невідомих: $c_1, c_2, c_6, c_7, c_{1'n}$.

Розв'язування системи рівнянь для компонентів теплового насоса дозволяє визначити питому вартість ексергії (ціну у вузлових точках c_j (c_1, c_2, \dots, c_7)). На базі цих величин обчислюють середні ціни ексергії продукту та палива c_P і c_F (критерії аналізу) для кожного компонента й системи загалом з урахуванням ексергетичних зв'язків на формалізованій схемі, наведеній на рисунку 3.15.

Компресор

з ексергетичного аналізу:

$$E_P = E_2 - E_1,$$

$$E_F = N_{KM};$$

з термoeкономічного балансу:

$$C_2 = C_1 + C_N + Z_{KM},$$

$$\underbrace{C_2 - C_1}_{C_P} = C_N + Z_{KM},$$

$$C_P = C_F + Z_{KM};$$

середні ціни ексергії:

продукту:

$$C_P = c_P \cdot E_P = c_P \cdot (E_2 - E_1),$$

$$C_P = C_2 - C_1 = c_2 \cdot E_2 - c_1 \cdot E_1,$$

$$c_P \cdot (E_2 - E_1) = c_2 \cdot E_2 - c_1 \cdot E_1,$$

$$c_P = \frac{c_2 \cdot E_2 - c_1 \cdot E_1}{E_2 - E_1};$$

палива:

$$C_F = c_F \cdot E_F = c_F \cdot N_{KM},$$

$$C_F = C_N = c_N \cdot N_{KM},$$

$$c_F = c_N.$$

Конденсатор

з ексергетичного аналізу:

$$E_P = E_{2n} - E_{1'n},$$

$$E_F = E_2 - E_3;$$

з термoeкономічного балансу:

$$C_3 + C_{2n} = C_2 + C_{1'n} + Z_{КД},$$

$$\underbrace{C_{2n} - C_{1'n}}_{C_P} = \underbrace{C_2 - C_3}_{C_F} + Z_{КД},$$

$$C_P = C_F + Z_{КД};$$

середні ціни ексергії:

продукту:

$$C_P = c_P \cdot E_P = c_P \cdot (E_{2n} - E_{1'n}),$$

$$C_P = C_{2n} - C_{1'n} = c_{2n} \cdot E_{2n} - c_{1'n} \cdot E_{1'n},$$

$$c_P \cdot (E_{2n} - E_{1'n}) = c_{2n} \cdot E_{2n} - c_{1'n} \cdot E_{1'n},$$

$$c_P = \frac{c_{2n} \cdot E_{2n} - c_{1'n} \cdot E_{1'n}}{E_{2n} - E_{1'n}};$$

палива:

$$C_F = c_F \cdot E_F = c_F \cdot (E_2 - E_3),$$

$$C_F = C_2 - C_3 = c_2 \cdot E_2 - c_3 \cdot E_3,$$

$$c_F = \frac{c_2 \cdot E_2 - c_3 \cdot E_3}{E_2 - E_3},$$

з урахуванням правила F

$$c_3 = c_2, \text{ тобто } c_F = c_3 = c_2.$$

Субкулер

з ексергетичного аналізу:

$$\begin{aligned} E_P &= E_{1'n} - E_{1n}, \\ E_F &= E_3 - E_4; \end{aligned}$$

з термoeкономічного балансу:

$$\begin{aligned} C_4 + C_{1'n} &= C_3 + C_{1n} + Z_{CK}, \\ \underbrace{C_{1'n} - C_{1n}} &= \underbrace{C_3 - C_4} + Z_{CK}, \end{aligned}$$

$$C_P = C_F + Z_{CK};$$

середні ціни ексергії:

продукту:

$$\begin{aligned} C_P &= c_P \cdot E_P = c_P \cdot (E_{1'n} - E_{1n}), \\ C_P &= C_{1'n} - C_{1n} = c_{1'n} \cdot E_{1'n} - c_{1n} \cdot E_{1n}, \\ c_P \cdot (E_{1'n} - E_{1n}) &= c_{1'n} \cdot E_{1'n} - c_{1n} \cdot E_{1n}, \\ c_P &= \frac{c_{1'n} \cdot E_{1'n} - c_{1n} \cdot E_{1n}}{E_{1'n} - E_{1n}}; \end{aligned}$$

палива:

$$\begin{aligned} C_F &= c_F \cdot E_F = c_F \cdot (E_3 - E_4), \\ C_F &= C_3 - C_4 = c_3 \cdot E_3 - c_4 \cdot E_4, \\ c_F &= \frac{c_3 \cdot E_3 - c_4 \cdot E_4}{E_3 - E_4}, \end{aligned}$$

з урахуванням правила *F*:

$$c_3 = c_4,$$

$$c_F = c_4 = c_3 = c_2.$$

Регенеративний теплообмінник

з ексергетичного аналізу:

$$\begin{aligned} E_P &= E_1 - E_7, \\ E_F &= E_4 - E_5; \end{aligned}$$

з термoeкономічного балансу:

$$\begin{aligned} C_1 + C_5 &= C_7 + C_4 + Z_{PTO}, \\ \underbrace{C_1 - C_7} &= \underbrace{C_4 - C_5} + Z_{PTO}, \end{aligned}$$

$$C_P = C_F + Z_{PTO};$$

середні ціни ексергії:

продукту:

$$C_P = c_P \cdot E_P = c_P \cdot (E_1 - E_7),$$

палива:

$$C_F = c_F \cdot E_F = c_F \cdot (E_4 - E_5),$$

$$C_P = C_1 - C_7 = c_1 \cdot E_1 - c_7 \cdot E_7, \quad C_F = C_4 - C_5 = c_4 \cdot E_4 - c_5 \cdot E_5,$$

$$c_P \cdot (E_1 - E_7) = c_1 \cdot E_1 - c_7 \cdot E_7, \quad c_F = \frac{c_4 \cdot E_4 - c_5 \cdot E_5}{E_4 - E_5},$$

$$c_P = \frac{c_1 \cdot E_1 - c_7 \cdot E_7}{E_1 - E_7}; \quad \text{з урахуванням правила F:}$$

$$c_4 = c_5,$$

$$c_F = c_5 = c_4 = c_3 = c_2.$$

Дросельний пристрій

з ексергетичного аналізу:

$$E_P = E_6,$$

$$E_F = E_5;$$

з термoeкономічного балансу:

$$C_6 = C_5 + Z_{ДП},$$

$$C_P = C_F + Z_{ДП};$$

середні ціни ексергії:

продукту:

$$C_P = c_P \cdot E_P = c_P \cdot E_6,$$

$$C_P = C_6 = c_6 \cdot E_6,$$

$$c_P \cdot E_6 = c_6 \cdot E_6,$$

$$c_P = c_6;$$

палива:

$$C_F = c_F \cdot E_F = c_F \cdot E_5,$$

$$C_F = C_5 = c_5 \cdot E_5,$$

$$c_F = c_5,$$

або

$$c_F = c_5 = c_4 = c_3 = c_2.$$

Випарник

з ексергетичного аналізу:

$$E_P = E_7 - E_6,$$

$$E_F = E_{1y} - E_{2y};$$

з термoeкономічного балансу:

$$C_7 + C_{2y} = C_6 + C_{1y} + Z_B,$$

$$\underbrace{C_7 - C_6}_{\text{}} = \underbrace{C_{1y} - C_{2y}}_{\text{}} + Z_B,$$

$$C_P = C_F + Z_B;$$

середні ціни ексергії:

продукту:

$$\begin{aligned} C_P &= c_P \cdot E_P = c_P \cdot (E_7 - E_6), \\ C_P &= C_7 - C_6 = c_7 \cdot E_7 - c_6 \cdot E_6, \\ c_P \cdot (E_7 - E_6) &= c_7 \cdot E_7 - c_6 \cdot E_6, \\ c_P &= \frac{c_7 \cdot E_7 - c_6 \cdot E_6}{E_7 - E_6}; \end{aligned}$$

палива:

$$\begin{aligned} C_F &= c_F \cdot E_F = c_F \cdot (E_{1y} - E_{2y}), \\ C_F &= C_{1y} - C_{2y} = c_{1y} \cdot E_{1y} - c_{2y} \cdot E_{2y}, \\ c_F &= \frac{c_{1y} \cdot E_{1y} - c_{2y} \cdot E_{2y}}{E_{1y} - E_{2y}}, \end{aligned}$$

з урахуванням правила F:

$$\begin{aligned} c_{1y} &= c_{2y}, \\ c_F &= c_{1y} = c_{2y}. \end{aligned}$$

Повна система

з ексергетичного аналізу:

$$\begin{aligned} E_P &= E_{2n} - E_{1n}, \\ E_F &= N_{KM} + (E_{1y} - E_{2y}); \end{aligned}$$

з термoeкономiчного балансу:

$$\begin{aligned} C_{2n} + C_{2y} &= C_{1n} + C_{1y} + N_{KM} + Z_{tot}, \\ \underbrace{C_{2n} - C_{1n}} &= \underbrace{(C_{1y} - C_{2y}) + N_{KM}} + Z_{tot}, \\ C_{P,tot} &= C_{F,tot} + Z_{tot}; \end{aligned}$$

середні ціни ексергії:

продукту:

$$\begin{aligned} C_P &= c_P \cdot E_P = c_{P,tot} \cdot (E_{2n} - E_{1n}), \\ C_P &= C_{2n} - C_{1n} = c_{2n} \cdot E_{2n} - c_{1n} \cdot E_{1n}, \\ c_{P,tot} \cdot (E_{2n} - E_{1n}) &= c_{2n} \cdot E_{2n} - \\ &\quad - c_{1n} \cdot E_{1n}, \\ c_{P,tot} &= \frac{c_{2n} \cdot E_{2n} - c_{1n} \cdot E_{1n}}{E_{2n} - E_{1n}}; \end{aligned}$$

палива:

$$\begin{aligned} C_F &= c_F \cdot E_F = \\ &= c_{F,tot} \cdot (N_{KM} + E_{1y} - E_{2y}), \\ C_F &= C_{1y} - C_{2y} + N_{KM} = \\ &= c_{1y} \cdot E_{1y} - c_{2y} \cdot E_{2y} + c_N \cdot N_{KM}, \\ c_{F,tot} &= \frac{c_{1y} \cdot E_{1y} - c_{2y} \cdot E_{2y} + c_N \cdot N_{KM}}{E_{1y} - E_{2y} + N_{KM}}, \\ c_{F,tot} &= \frac{c_{1y} \cdot (E_{1y} - E_{2y}) + c_N \cdot N_{KM}}{E_{1y} - E_{2y} + N_{KM}}. \end{aligned}$$

4.6 Розрахунок термoeкономічних параметрів когенераційної газотурбінної установки

Для когенераційної газотурбінної енергетичної установки, схема та цикл якої наведені на рисунку 4.15, необхідно:

- розрахувати термічні, витратні та енергетичні параметри ГТУ;
- розрахувати ексергетичні потоки;
- розрахувати ексергетичну ефективність ГТУ та її компонентів;
- розрахувати економічні показники ГТУ та її компонентів;
- скласти балансові рівняння ексергетичної вартості;
- розрахувати термoeкономічні показники.

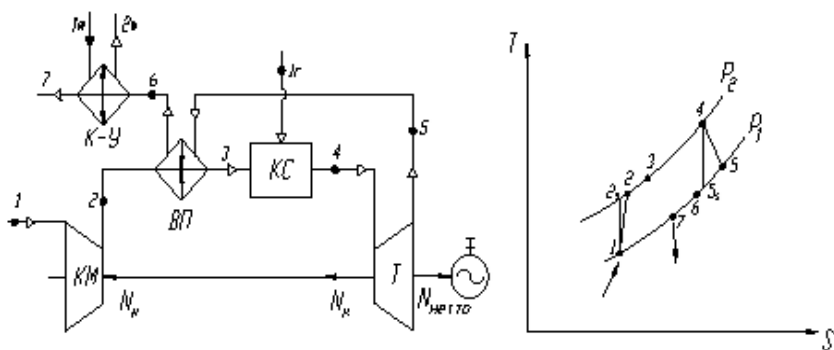


Рисунок 4.15 – Принципова схема й зображення циклу

когенераційної ГТУ: *КМ* – компресор; *Т* – турбіна;

ПН – повітрянагрівач; *КЗ* – камера згоряння;

КУ – котел-утилізатор; *ЕГ* – електрогенератор;

1, 2, 3 – розрахункові точки термодинамічного стану повітря;

4, 5, 6, 7 – продуктів згоряння; I_w , 2_w – води та пари в *КУ*;

I_2 – палива на вході в *КЗ*

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

– $N_{\text{нетто}}$ – потужність «нетто» на валу ГТУ;

– T_1 , T_4 , T_7 – температури робочих середовищ у відповідних

вузлових точках циклу;

– $\beta_k = p_2/p_1$ – ступінь підвищення тиску в компресорі;

– σ – ступінь регенерації у повітрянагрівачі;

– η_s^{KM}, η_s^T – ізоентропні ККД компресора і турбіни;

– Q_H^3 – найнижча теплота згоряння природного газу за сухою масою (H_U);

– $\rho_{газ}$ – густина газу за нормальних умов;

– p_w – тиск у паровій порожнині котла-утилізатора.

Порядок проведення розрахунку таких:

1 Розраховуємо термічні, витратні та енергетичні параметри ГТУ:

– температура і тиск повітря після компресора

$$T_2 = T_1 \cdot \left(1 + \frac{\beta_k^\lambda - 1}{\eta_s^{KM}} \right) = T_1 \cdot \left(1 + \frac{\beta_k^{\frac{k_g-1}{k_g}} - 1}{\eta_s^{KM}} \right);$$

– температура продуктів згоряння після турбіни

$$T_5 = T_4 \cdot \left[1 - \eta_s^T \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_T^\lambda} \right) \right] = T_4 \cdot \left[1 - \eta_s^T \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta_T^{\frac{k_{пз}-1}{k_{пз}}}} \right) \right];$$

– температура повітря на виході з повітрянагрівача

$$T_3 = T_2 + \sigma(T_5 - T_2);$$

– середня ізобарна теплоємність продуктів згоряння

$$c_p^{пз} \Big|_{t_5}^{t_4} = \frac{c_{p t_4}^{пз} \cdot t_4 - c_{p t_5}^{пз} \cdot t_5}{t_4 - t_5},$$

де $c_p^{ПЗ} |_{t_4}$ – ізобарна теплоємність продуктів згоряння перед турбіною за температури t_4 (табл. М.1);

$c_p^{ПЗ} |_{t_5}$ – ізобарна теплоємність продуктів згоряння після турбіни за температури t_5 (табл. М.1);

– питома робота турбіни

$$l_i^T = c_p^{ПЗ} \Big|_{t_5}^{t_4} \cdot (t_4 - t_5);$$

– середня ізобарна теплоємність повітря

$$c_p^П \Big|_{t_1}^{t_2} = \frac{c_p^П |_{t_2} \cdot t_2 - c_p^П |_{t_1} \cdot t_1}{t_2 - t_1},$$

де $c_p^П |_{t_1}$ – ізобарна теплоємність повітря перед компресором за температури t_1 (табл. Н.1);

$c_p^П |_{t_2}$ – ізобарна теплоємність повітря після компресора за температури t_2 (табл. Н.1);

– питома робота компресора

$$l_i^K = c_p^П \Big|_{t_1}^{t_2} \cdot (t_2 - t_1);$$

– питома теплове навантаження на камеру згоряння

$$q_{3-4} = c_p^{ПЗ} |_{t_4} \cdot T_4 - c_p^П |_{t_3} \cdot T_3;$$

– відносний внутрішній ККД установки

$$\eta_i^{ГТУ} = \frac{l_i^T - l_i^K}{q_{3-4}};$$

– механічний ККД ГТУ

$$\eta_{\text{мех}}^{\text{ГТУ}} = \frac{l_i^T \cdot \eta_{\text{мех}}^T - l_i^K / \eta_{\text{мех}}^{KM}}{l_i^T - l_i^K};$$

– ефективний ККД ГТУ

$$\eta_e^{\text{ГТУ}} = \eta_i^{\text{ГТУ}} \cdot \eta_{\text{мех}}^{\text{ГТУ}} \cdot \eta_{\text{КЗ}};$$

– питома (масова) витрата палива на одиницю ефективної роботи

$$\epsilon_e = \frac{1}{\frac{Q_H^3 \cdot \eta_e^{\text{ГТУ}}}{\rho_{\text{газ}}}} = \frac{\rho_{\text{газ}}}{Q_H^3 \cdot \eta_e^{\text{ГТУ}}};$$

– масова витрата палива

$$\dot{m}_{\text{нал}} = \epsilon_e \cdot N_{\text{НЕТТО}};$$

– коефіцієнт надлишку повітря ($\alpha = 60\text{--}65$)

$$\alpha = \frac{\frac{Q_H^3}{\rho_{\text{газ}}} \eta_{\text{КЗ}} + c_P^{\text{нал}} \cdot T_{12} - c_P^{\text{ПЗ}} \cdot T_4}{m_B^O \cdot q_{3-4}};$$

– масова витрата повітря

$$\dot{m}_{\text{нов}} = \alpha \cdot m_{\text{нов}}^O \cdot \dot{m}_{\text{нал}};$$

– масова витрата продуктів згоряння

$$\dot{m}_{\text{ПЗ}} = \dot{m}_{\text{нал}} + \dot{m}_{\text{нов}};$$

– середня ізобарна теплоємність повітря

$$c_p^{\Pi} \Big|_{t_2}^{t_3} = \frac{c_{p t_3}^{\Pi} \cdot t_3 - c_{p t_2}^{\Pi} \cdot t_2}{t_3 - t_2};$$

– ентальпія продуктів згоряння після повітропідігрівачів

$$h_6 = c_{p t_5}^{\Pi 3} \cdot T_5 - \frac{\dot{m}_{нов}}{\dot{m}_{\Pi 3} \cdot a_{БП}} c_p^{\Pi} \Big|_{t_2}^{t_3} (t_3 - t_2);$$

– ефективна потужність турбіни

$$N_T = \dot{m}_{\Pi 3} \cdot l_i^T \cdot \eta_{мех}^T;$$

– потужність, що передається компресору,

$$N_K = N_T - N_{НЕТТО};$$

– питоме теплове навантаження на котел-утилізатор

$$q_w = c_w (t_{2w} - t_{1w}) + r_w;$$

– ентальпія продуктів згоряння після котла-утилізатора

$$h_7 = c_{p t_7}^{\Pi 3} \cdot T_7;$$

– масова витрата пари, що виробляється в котлі-утилізаторі,

$$\dot{m}_{ПАР} = \frac{\dot{m}_{\Pi 3}}{q_w} c_p^{\Pi 3} \Big|_{t_6}^{t_7} \cdot (t_6 - t_7) = \frac{\dot{m}_{\Pi 3}}{q_w} (h_6 - h_7);$$

– температура після повітропідігрівача

$$t_6 = t_5 - \frac{\dot{m}_{нов} \cdot c_p^{\Pi} \Big|_{t_2}^{t_3} (t_3 - t_2)}{\dot{m}_{\Pi 3} \cdot c_p^{\Pi 3} \Big|_{t_6}^{t_5}};$$

– середня ізобарна теплоємність продуктів згоряння

$$c_p^{II} \Big|_{t_6}^{t_5} = \frac{c_p^{II} \Big|_0^{t_5} \cdot t_5 - c_p^{II} \Big|_0^{t_6} \cdot t_6}{t_5 - t_6} \quad (\text{табл. П.1});$$

– питомий об’єм у вузлових точках 1–7

$$v_n = \frac{T_n \cdot R}{P_n}.$$

2 Розраховуємо ексергетичні потоки. Для цього побудуємо схему ексергетичних перетворень у компонентах ГТУ (рис. 4.16).

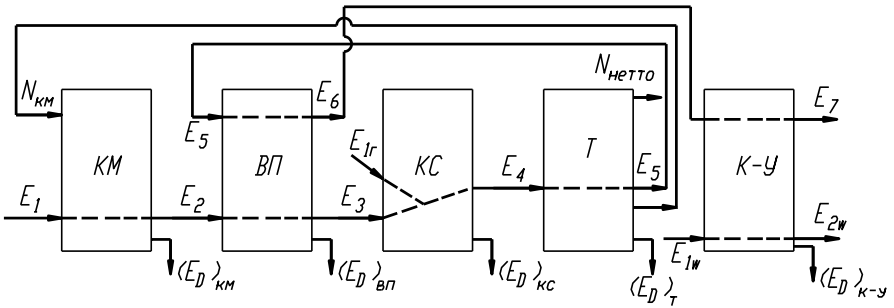


Рисунок 4.16 – Схема ексергетичних перетворень у ГТУ

Ексергія повітря у стані 1 $e_1 = 0$, оскільки $T_1 = T_{н.с}$, $P_1 = P_{н.с}$.

Повітря, в межах зміни його тиску і температури у компресорі і повітрянагрівачі ГТУ, можна розглядати як ідеальний газ, тому величину питомої ексергії повітря в станах 2 і 3 визначаємо за рівняннями

$$e_2 = c_{P_{T_2}}^{II} \cdot (T_2 - T_{н.с}) - T_{н.с} \left(c_{P_{T_2}}^{II} \cdot \ln \frac{T_2}{T_{н.с}} - R_{II} \ln \frac{P_2}{P_{н.с}} \right),$$

$$e_3 = c_{P_{T_3}}^{II} \cdot (T_3 - T_{н.с}) - T_{н.с} \left(c_{P_{T_3}}^{II} \cdot \ln \frac{T_3}{T_{н.с}} - R_{II} \ln \frac{P_3}{P_{н.с}} \right).$$

Питому ексергію продуктів згоряння в точках 4–7 визначаємо з рівняння

$$e_n = c_{P t_n}^{ПЗ} \cdot (T_n - T_{н.с}) - T_{н.с} \left(c_{P t_n}^{ПЗ} \cdot \ln \frac{T_n}{T_{н.с}} - R_{ПЗ} \ln \frac{P_n}{P_{н.с}} \right).$$

Питома ексергія потоку природного газу, що надходить у камеру згоряння,

$$e_{1z} = 0,95 \cdot \frac{Q_H^3}{\rho_{газ}}$$

Питома ексергія потоку води на вході в котел-утилізатор

$$e_{1w} = c_w \left[(T_{1w} - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot \ln \frac{T_{1w}}{T_{н.с}} \right] + \frac{P_w - P_{н.с}}{\rho_w},$$

з урахуванням $T_{1w} = T_1 = T_{oc}$

$$e_{1w} = \frac{P_w - P_{н.с}}{\rho_{1w}} = \frac{P_w - P_1}{\rho_{1w}}$$

Питома ексергія потоку водяної пари на виході з котла-утилізатора

$$e_{2w} = (h_{2w} - h_{н.с}) - T_{н.с} (s_{2w} - s_{н.с}).$$

Потоки ексергії у вузлових точках:

$$E_i = e_i \cdot \dot{m}_{нов},$$

$$E_j = e_j \cdot \dot{m}_{ПЗ},$$

$$E_{1z} = e_{1z} \cdot \dot{m}_{нал},$$

$$E_{kw} = e_{kw} \cdot \dot{m}_{нар}.$$

З Розраховуємо економічні показники ГТУ та її компонентів.

Економічна модель енергоперетворювальної системи, яку використовують для термoeкономічного аналізу, характеризується загальним параметром Z , який є вартістю експлуатації за одиницю часу:

$$Z = Z^{CI} + Z^{EN} + Z^{OM}, \text{ грн/год},$$

де Z^{EN} – складова, що враховує витрати на вхідну енергію на функціонування системи (елемента);

Z^{CI} – складова, пов’язана з капітальними (інвестиційними) витратами;

Z^{OM} – складова, що враховує витрати на обслуговування.

Отже,

$$Z^{CI} = \frac{K_o}{PWF \cdot \tau_p}, \text{ грн/год.},$$

де K_o – початкова вартість капітальних витрат з урахуванням супутніх складових (транспортування, монтаж та ін.);

τ_p – розрахункове число годин роботи установки впродовж року;

PWF – фактор поточної дисконтної вартості (облік динамічних властивостей інвестиційного капіталу):

$$PWF = \frac{q^{\tau_A} - 1}{q^{\tau_A} \cdot d} = \frac{1,1^{10} - 1}{1,1^{10} \cdot 0,1} = 6,145,$$

де $q = 1 + d = 1 + 0,1 = 1,1$ – фактор дисконтування;

$d = 0,1$ – річна ставка дисконту;

$\tau_A = 10$ – число років повернення інвестицій.

Рекомендовані значення питомої капітальної вартості обладнання в складі ГТУ:

$$k_o^{KM} = 126 \frac{\$}{\text{кВт}}, \quad k_o^T = 62 \frac{\$}{\text{кВт}}, \quad k_o^{BP} = 39 \frac{\$}{\text{кВт}}; \quad k_o^{KV} = 36 \frac{\$}{\text{кВт}}, \quad k_o^{KC} = 6 \frac{\$}{\text{кВт}}.$$

Величина K_o виражається через питому вартість за характерним параметром. Для когенераційної ГТУ, що розглядається за компонентами:

– компресор:

$$(K_o)_{KM} = k_o^{KM} \cdot N_e^K;$$

– турбіна:

$$(K_o)_T = k_o^T \cdot N_e^T;$$

– повітропідігрівач:

$$(K_o)_{ПП} = k_o^{ПП} \cdot \dot{Q}_{ПП},$$

де $\dot{Q}_{ПП} = m_{нов} \cdot c_P^П \Big|_{t_2}^{t_3} (t_3 - t_2)$;

– котел-утилізатор:

$$(K_o)_{KV} = k_o^{KV} \cdot \dot{Q}_{KV},$$

де $\dot{Q}_{KV} = q_w \cdot \dot{m}_{ПАР}$;

– камера згоряння:

$$(K_o)_{K3} = k_o^{K3} \cdot \dot{Q}_{K3},$$

де $\dot{Q}_{K3} = \dot{m}_{ПЗ} \cdot q_{3-4}$.

Складову Z^{EN} для ГТУ визначаємо як

$$Z^{EN} = \nu_{ГАЗ} \cdot \frac{\dot{m}_{нал}}{\rho_{ГАЗ}}.$$

Для газотурбінних установок величину Z^{OM} можна взяти

$$Z^{OM} = 0,45 \cdot Z^{EN}.$$

4 Складаємо балансові рівняння ексергетичної вартості.

Для визначення цін ексергетичних потоків складаємо систему рівнянь балансу енергетичної вартості кожного компонента (згідно з рис. 4.23):

$$\left\{ \begin{array}{l} C_2 = C_1 + C_{N_{KM}} + Z_{KM}, \\ C_3 + C_6 = C_2 + C_5 + Z_{BП}, \\ C_4 = C_3 + C_{1e} + Z_{K3}, \\ C_5 + C_{N_T} = C_4 + Z_T, \\ C_7 + C_{2w} = C_{1w} + C_6 + Z_{KY}. \end{array} \right. \quad \text{чи} \quad \left\{ \begin{array}{l} c_2 E_2 = c_1 E_1 + c_N N_{KM} + Z_{KM}, \\ c_3 E_3 + c_6 E_6 = c_2 E_2 + c_5 E_5 + Z_{BП}, \\ c_4 E_4 = c_3 E_3 + c_{1e} E_{1e} + Z_{K3}, \\ c_5 E_5 + c_N E_T = c_4 E_4 + Z_T, \\ c_7 E_7 + c_{2w} E_{2w} = c_{1w} E_{1w} + c_6 E_6 + Z_{KY}. \end{array} \right.$$

Ураховуючи, що $E_1 = 0$ та за правилом для потоку палива $c_4 = c_5 = c_6 = c_7$, система набере такого вигляду:

$$\left\{ \begin{array}{l} c_2 E_2 = c_N N_{KM} + Z_{KM}, \\ c_3 E_3 + c_4 E_6 = c_2 E_2 + c_4 E_5 + Z_{BП}, \\ c_4 E_4 = c_3 E_3 + c_{1e} E_{1e} + Z_{K3}, \\ c_4 E_5 + c_N N_T = c_4 E_4 + Z_T, \\ c_4 E_7 + c_{2w} E_{2w} = c_{1w} E_{1w} + c_4 E_6 + Z_{KY}. \end{array} \right.$$

Ціна одиниці ексергії води на вході до котла-утилізатора

$$c_{1w} = \frac{u_{1w} \cdot \dot{m}_{ПAP}}{E_{1w}} = \frac{u_{1w} \cdot \dot{m}_{ПAP}}{e_{1w} \cdot \dot{m}_{ПAP}}.$$

Ціна одиниці ексергії газу

$$c_{1Г} = \frac{u_{1w} \cdot \dot{m}_{нар}}{E_{1e}} = \frac{u_{газ} \cdot \frac{\dot{m}_{нал}}{\rho_{ГАЗ}}}{e_{1e} \cdot \dot{m}_{нал}}.$$

У підсумку одержуємо систему з п'ятьма невідомими,

розв'язуючи яку одержуємо:

$$c_4 = \frac{\frac{Z_T \cdot N_{KM}}{N_T} + Z_{KM} + Z_{BII} + Z_{K3} + c_{12} \cdot E_{12}}{E_4 + E_6 - E_5 - \frac{E_4 \cdot N_{KM}}{N_T} + \frac{E_5 \cdot N_{KM}}{N_T}},$$

$$c_N = \frac{c_4 \cdot (E_4 - E_5) + Z_T}{N_T},$$

$$c_3 = \frac{c_4 \cdot E_4 - c_{12} \cdot E_{12} - Z_{K3}}{E_3},$$

$$c_2 = \frac{c_N \cdot N_{KM} + Z_{KM}}{E_2},$$

$$c_{2w} = \frac{c_{1w} \cdot E_{1w} + c_4 \cdot (E_6 - E_7) + Z_{KY}}{E_{2w}}.$$

5 Розраховуємо ексергетичну ефективність і термoeкономічні показники ефективності ГТУ та її компонентів.

5.1 Компресор:

– ексергія потоку палива в компресорі

$$(E_F)_{KM} = N_K;$$

– ексергія потоку продукту в компресорі

$$(E_P)_{KM} = E_2 - E_1 = E_2;$$

– деструкція ексергії в компресорі

$$(E_D)_{KM} = (E_F)_{KM} - (E_P)_{KM};$$

– ексергетична ефективність компресора

$$(\varepsilon)_{KM} = \frac{(E_P)_{KM}}{(E_F)_{KM}};$$

– середня ціна потоку продукту в компресорі

$$(c_P)_{KM} = \frac{c_2 \cdot E_2 - c_1 \cdot E_1}{E_P} = \frac{c_2 \cdot E_2}{E_2} = c_2;$$

– середня ціна потоку палива в компресорі

$$(c_F)_{KM} = \frac{c_N \cdot N_{KM}}{E_F} = c_N,$$

$$(C_D)_{KM} = c_F \cdot E_D,$$

$$(r)_{KM} = \frac{c_P - c_F}{c_F},$$

$$(f)_{KM} = \frac{Z}{Z + C_D}.$$

5.2 Повітрянагрівач:

$$(E_F)_{ПН} = E_5 - E_6,$$

$$(E_P)_{ПН} = E_3 - E_2,$$

$$(E_D)_{ПН} = (E_F)_{ПН} - (E_P)_{ПН},$$

$$(\varepsilon)_{ПН} = \frac{(E_P)_{ПН}}{(E_F)_{ПН}},$$

$$(c_P)_{ПН} = \frac{c_3 \cdot E_3 - c_2 \cdot E_2}{E_P},$$

$$(c_F)_{ПН} = \frac{c_5 \cdot E_5 - c_6 \cdot E_6}{E_F} = \frac{c_5 \cdot E_5 - c_6 \cdot E_6}{E_5 - E_6} = \frac{c_5 \cdot (E_5 - E_6)}{E_5 - E_6} = c_5,$$

$$(C_D)_{ПН} = c_F \cdot E_D,$$

$$(r)_{ПН} = \frac{c_P - c_F}{c_F},$$

$$(f)_{ПН} = \frac{Z}{Z + C_D}.$$

5.3 Камера згоряння:

$$(E_P)_{K3} = E_4 - E_3,$$

$$(E_F)_{K3} = E_{1Г},$$

$$(E_D)_{K3} = (E_F)_{K3} - (E_P)_{K3}$$

$$(\varepsilon)_{K3} = \frac{(E_P)_{K3}}{(E_F)_{K3}},$$

$$(c_P)_{K3} = \frac{c_4 \cdot E_4 - c_3 \cdot E_3}{E_P}$$

$$(c_F)_{K3} = \frac{c_{1Г} \cdot E_{1Г}}{E_F} = c_{1Г}$$

$$(C_D)_{K3} = c_F \cdot E_D$$

$$(r)_{K3} = \frac{c_P - c_F}{c_F},$$

$$(f)_{K3} = \frac{Z}{Z + C_D}.$$

5.4 Турбіна:

$$(E_P)_T = N_T,$$

$$(E_F)_T = E_4 - E_5,$$

$$(E_D)_T = (E_F)_T - (E_P)_T,$$

$$(\varepsilon)_T = \frac{(E_P)_T}{(E_F)_T},$$

$$(c_P)_T = \frac{c_N \cdot N_{HETTO}}{E_P} = c_N,$$

$$(c_F)_T = \frac{c_4 \cdot E_4 - c_5 \cdot E_5}{E_F} = \frac{c_4 \cdot (E_4 - E_5)}{E_4 - E_5} = c_4,$$

$$(C_D)_T = c_F \cdot E_D,$$

$$(r)_T = \frac{c_P - c_F}{c_F},$$

$$(f)_T = \frac{Z}{Z + C_D}.$$

5.5 Котел-утилізатор:

$$(E_P)_{KY} = E_{2w} - E_{1w},$$

$$\begin{aligned} (E_F)_{KV} &= E_6 - E_7, \\ (E_D)_{KV} &= (E_F)_{KV} - (E_P)_{KV}, \\ (\varepsilon)_{KV} &= \frac{(E_P)_{KV}}{(E_F)_{KV}}, \\ (c_P)_{KV} &= \frac{c_{2w} \cdot E_{2w} - c_{1w} \cdot E_{1w}}{E_P}, \\ (c_F)_{KV} &= \frac{c_6 \cdot E_6 - c_7 \cdot E_7}{E_F} = \frac{c_6 \cdot (E_6 - E_7)}{E_6 - E_7} = c_6, \\ (C_D)_{KV} &= c_F \cdot E_D, \\ (r)_{KV} &= \frac{c_P - c_F}{c_F}, \\ (f)_{KV} &= \frac{Z}{Z + C_D}. \end{aligned}$$

5.6 ГТУ як система загалом (рис. 4.17):

$$(E_P)_{ГТУ} = N_{нетто} + E_{2w} - E_{1w} + E_7,$$

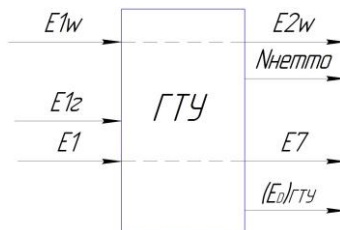


Рисунок 4.17 – Схема ексергетичних перетворень у ГТУ

$$(E_F)_{ГТУ} = E_{1Г},$$

$$(E_D)_{ГТУ} = (E_F)_{ГТУ} - (E_P)_{ГТУ},$$

$$(\varepsilon)_{ГТУ} = \frac{(E_P)_{ГТУ}}{(E_F)_{ГТУ}},$$

$$(c_P)_{ГТУ} = \frac{N_{непмо} \cdot c_N + E_{2w} \cdot c_{2w} - E_{1w} \cdot c_{1w} + E_7 \cdot c_7}{E_P},$$

$$(c_F)_{ГТУ} = \frac{E_{1z} \cdot c_{1z}}{E_F} = c_{1z},$$

$$(C_D)_{ГТУ} = c_F \cdot E_D,$$

$$(r)_{ГТУ} = \frac{c_P - c_F}{c_F},$$

$$(f)_{ГТУ} = \frac{Z}{Z + C_D}.$$

Далі для кожного елемента визначаємо величину

$$y_{D,k} = \frac{E_{D,k}}{E_{D,tot}}.$$

4.7 Розрахунок термoeкономiчних параметрів бiвалентної теплонасосної установки

Для бiвалентної теплонасосної установки, схема якої наведена на рисунку 4.18, необхідно:

– розрахувати термодинамічні параметри робочих середовищ компонентів БТНУ за граничними умовами;

- розрахувати ексергетичні потоки;
- розрахувати ексергетичну ефективність БТНУ та її компонентів;
- розрахувати економічні показники БТНУ та її компонентів;
- скласти балансові рівняння ексергетичної вартості;
- розрахувати термoeкономічні показники.

Для проведення розрахунків необхідно задати такі дані:

- t_{1m} – температуру мережевої води на вході в конденсатор;
- t_{2m} – температуру мережевої води на виході з конденсатора;
- t_{4m} – температуру мережевої води після підігрівання в бойлері;
- t_{1e}, t_{2e} – температуру санітарної води на вході і виході з емнісного водонагрівача;
- H – глибину рівня рідини в живильній свердловині для теплових насосів із використанням теплоти ґрунтових вод;
- t_{1m}, t_{2m} – температуру теплоносія на вході і виході з бойлера;
- τ_p – розрахункове число годин роботи установки;
- p_{5m} – тиск мережевої води на виході з водонагрівача, точка 5с;
- p_{1m} – тиск теплоносія на вході в бойлер;
- Δp_m^B – гідродинамічний опір теплоносія в бойлері;
- p_{1e} – тиск санітарної води на вході у водонагрівач;
- Δp_e^{BH} – гідродинамічний опір санітарної води в водонагрівачі;
- p_{1y} – тиск у потоці утилізованого середовища.

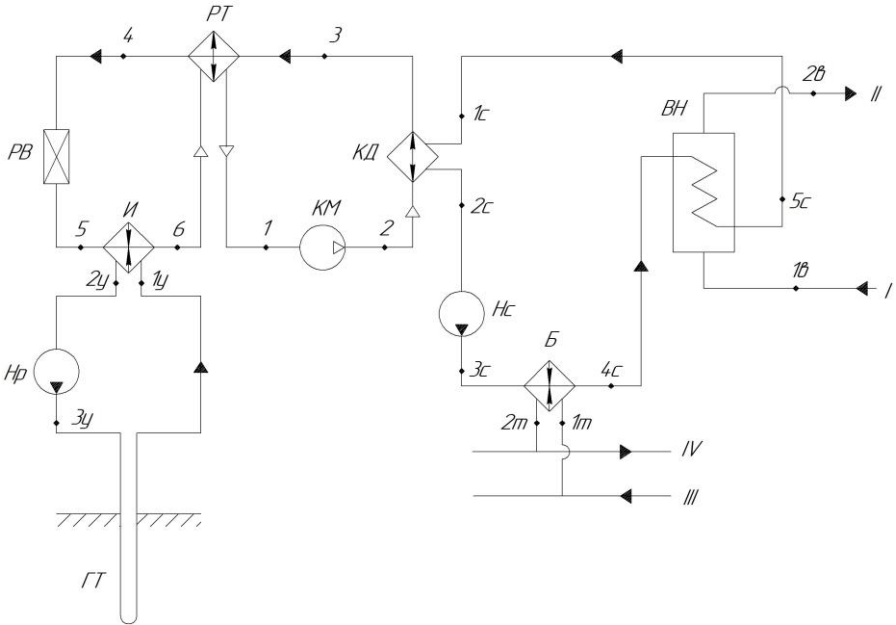


Рисунок 4.18 а – Розрахункова схема БТНУ з підведенням низькопотенціальної теплоти до робочої речовини у випарнику через ґрунтовий теплообмінник: *КМ* – компресор; *КД* – конденсатор; *РТ* – регенеративний теплообмінник; *РВ* – регулювальний вентиль; *В* – випарник; *ГТ* – ґрунтовий теплообмінник; *Б* – бойлер; *ВН* – водонагрівач санітарної води; *Нр* – розсільний насос; *Нм* – мережевий насос

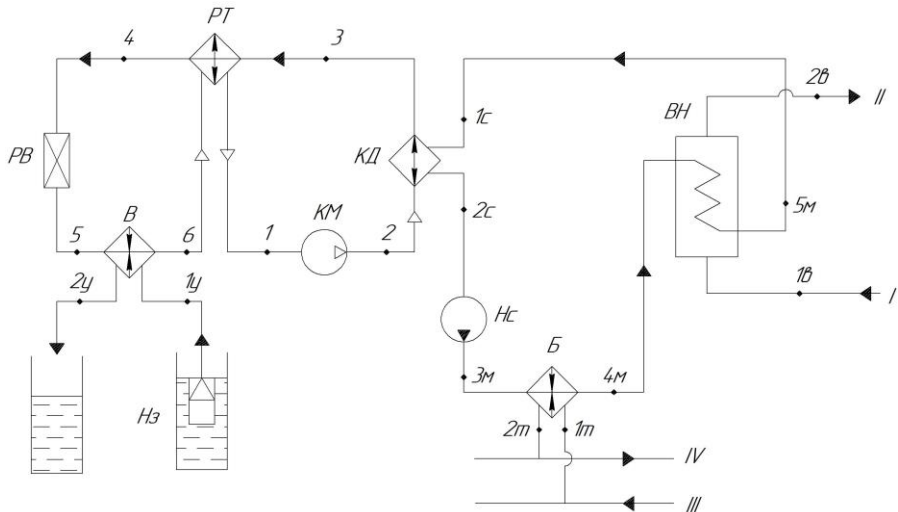


Рисунок 4.18 б – Розрахункова схема БТНУ з підведенням низькопотенціальної теплоти до робочої речовини як ґрунтової води через приймальну і скидну свердловини заглибним насосом *Hz*: *KM* – компресор; *КД* – конденсатор; *PT* – регенеративний теплообмінник; *PB* – регулювальний вентиль; *B* – випарник; *ГТ* – ґрунтовий теплообмінник; *Б* – бойлер; *ВН* – водонагрівач санітарної води; *Нм* – мережевий насос; *Hz* – заглибний насос

Порядок проведення розрахунку для схеми, наведеної на рисунку 4.25 а, такий:

1 Розраховуємо термодинамічні параметри робочих середовищ компонентів БТНУ за граничними умовами.

У складі бівалентної теплонасосної установки тепловий насос розглядаємо як одиничний компонент без розбиття його на внутрішні складові. На рисунку 4.19 подана схематизація матеріальних і енергетичних потоків БТНУ.

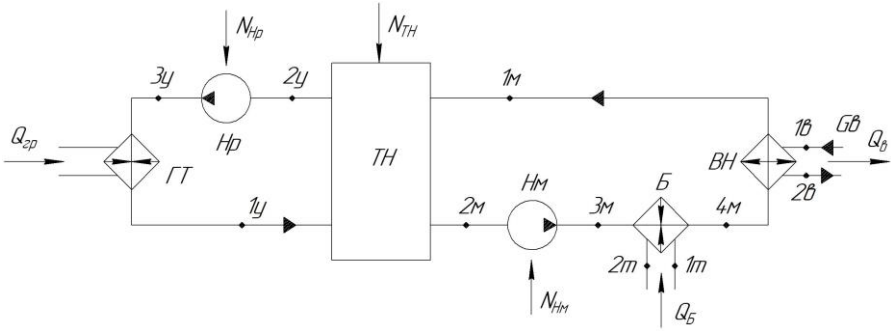


Рисунок 4.19 – Схема енергопотоків у БТНУ

1.1 Розрахунок параметрів контуру мережевої води (гріючого контуру)

Для заданих чотирьох значень t_{lM} визначимо витрату мережевої води:

$$G_M = \frac{\dot{Q}_{TH}}{c_M \left|_{t_{1M}}^{t_{2M}} \cdot (t_{2M} - t_{1M})},$$

де $c_M \left|_{t_{1M}}^{t_{2M}}$ – середня теплоємність води в інтервалі температур t_{1M} і t_{2M} .

Для тих самих значень t_{lM} визначаємо теплове навантаження на водонагрівач:

$$\dot{Q}_{BH} = \dot{Q}_{tot} = G_M \cdot c_M \left|_{t_{1M}}^{t_{2M}} \cdot (t_{2M} - t_{1M}),$$

де \dot{Q}_{tot} характеризує повну теплопродуктивність бівалентної ТНУ.

Для всіх значень t_{lM} визначаємо теплове навантаження на бойлер:

$$\dot{Q}_B = \dot{Q}_{tot} - \dot{Q}_{TH}.$$

Після розрахунку значень $\dot{Q}_{\text{ВП}}$ і $\dot{Q}_{\text{Б}}$ визначасмо відповідно масові витрати санітарної води, що нагрівається ($G_{\text{в}}$) і теплоносія із зовнішньої теплової мережі ($G_{\text{м}}$):

$$G_{\text{в}} = \frac{\dot{Q}_{\text{ВН}}}{c_{\text{м}} \Big|_{t_{1\text{В}}}^{t_{2\text{В}}} \cdot (t_{2\text{В}} - t_{1\text{В}})},$$

$$G_{\text{т}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Б}}}{c_{\text{м}} \Big|_{t_{1\text{Т}}}^{t_{2\text{Т}}} \cdot (t_{2\text{Т}} - t_{1\text{Т}})}.$$

Для визначення тиску у вузлових точках контуру мережевої води БТНУ необхідно з каталогу [20] вибрати значення гідродинамічного опору теплового насоса по нагрівальному контуру, які відповідають опору в конденсаторі $\Delta p_{\text{КД}}$.

Сумарний гідродинамічний опір у контурі мережевої води розглядаємо у вигляді залежності

$$\Delta p_{\text{м}} = (1 + \alpha_0 + \zeta_{\text{Б}} + \zeta_{\text{ВН}}) \cdot \Delta p_{\text{КД}},$$

де α_0 – коефіцієнт втрат у потоці мережевої води на ділянці від водонагрівача до входу в конденсатор;

$\zeta_{\text{Б}}$ – узагальнений коефіцієнт втрат у бойлері і на ділянці між конденсатором і бойлером;

$\zeta_{\text{ВН}}$ – узагальнений коефіцієнт втрат у водонагрівачі і на ділянці від бойлера до водонагрівача.

Отже,

$$\zeta_{\text{Б}} = \alpha_1 \cdot \frac{t_{4\text{М}} - t_{2\text{М}}}{t_{2\text{М}} - t_{1\text{М}}},$$

$$\zeta_{\text{ВН}} = \alpha_2 \cdot \frac{t_{4\text{М}} - t_{1\text{М}}}{t_{2\text{М}} - t_{1\text{М}}}.$$

Для розрахунків візьмемо припущення $\alpha_0 = \alpha_1 = \alpha_2 = 1,1$.
Значення тисків у вузлових точках обчислюються за формулами:

$$p_{1M} = p_{5M} - \alpha_0 \cdot p_{KD},$$

$$p_{2M} = p_{1M} - \Delta p_{KD},$$

$$p_{3M} = p_{2M} + \Delta p_M,$$

$$p_{4M} = p_{3M} - \zeta_B \cdot p_{KD}.$$

Споживана потужність насоса мережевої води (електрична)

$$N_{BM} = \frac{G_M \cdot \Delta p_M}{\rho_M \cdot \eta_H \cdot \eta_{e/DВ}},$$

де ρ_M – густина мережевої води за температури t_{2M} ;

η_H – ККД насоса (орієнтовно $\eta_H = 0,65$);

$\eta_{e/DВ}$ – насоса (орієнтовно $\eta_{e/DВ} = 0,98$).

1.2 Розрахунок параметрів розсільного контуру

З каталогу [20] для заданого типу теплового насоса вибираємо мінімальну витрату розсолу $V_{p, min}$, а також гідродинамічний опір, який є опором розсолу у випарнику Δp_B .

Визначаємо максимально допустиму різницю температур розсолу у випарнику для номінальної холодопродуктивності:

$$\Delta t_{H, max} = \frac{\dot{Q}_0}{c_y \cdot V_{p, min} \cdot \rho_y},$$

де \dot{Q}_0 – холодопродуктивність теплового насоса;

c_y – теплоємність розсолу за температури t_{1y} ;

ρ_y – густина розсолу за температури t_{1y} .

Допустима температура розсолу на виході з випарника

$$\Delta t_{2y, min} = t_{1y} - \Delta t_{H, max}.$$

Візьмемо $t_{2y} = t_{1y} - 3 \text{ }^\circ\text{C}$ і перевіримо виконання умови $t_{2y} < \Delta t_{2y, \min}$.

Сумарний гідродинамічний опір у розсільному контурі теплонасосної установки

$$\Delta p_y = \Delta p_B + \Delta p_{ГТ},$$

де $\Delta p_{ГТ}$ – гідродинамічний опір вертикального ґрунтового теплообмінника з урахуванням втрат у розподільних вузлах і комунікаціях зв'язку з випарником теплового насоса.

Для розрахунку $\Delta p_{ГТ}$ спочатку визначимо необхідне число зондів за вибраної глибини свердловини:

$$n_z = \frac{1,05 \cdot \dot{Q}_0}{q_l \cdot L_z},$$

де q_l – питомий тепловий потік одного погонного метра зонда ($q_l = 55 \text{ Вт/м}$);

L_z – глибина занурення зондів, що дорівнює глибині свердловини.

Масова витрата розсільної рідини

$$G_y = \frac{\dot{Q}_0}{\bar{c}_y \cdot (t_{1y} - t_{2y})},$$

де \bar{c}_y – середня питома теплоємність рідини в інтервалі температур t_{1y} і t_{2y} .

Об'ємна витрата розсільної рідини через подавальну і відвідну лінії (за середньої температури):

$$\dot{V}_y = \frac{G_y}{\rho_{y, \text{ср}}},$$

Об'ємна витрата розсільної рідини через петлю

$$V_U = \frac{V_y}{2 \cdot n_z}$$

Швидкість розсільної рідини в перерізі труби

$$\omega_{\text{тр}} = \frac{4 \cdot V_U}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2}$$

де $d_{\text{вн}}$ – внутрішній діаметр труби зонда.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\rho_y \cdot \omega_{\text{тр}} \cdot d_{\text{вн}}}{\mu_y}$$

де μ_y – динамічна в'язкість розсільної рідини за температури t_{1y} .

Коефіцієнт тертя

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{64}{Re} \text{ за } Re < 2500.$$

Узагальнений коефіцієнт опору

$$\zeta_z = 1,2 \cdot \lambda_{\text{тр}} \cdot \frac{2 \cdot L_z}{d}$$

Динамічний опір

$$\Delta p_w = \frac{\rho_y \cdot \omega_{\text{тр}}^2}{2}$$

Гідродинамічний опір

$$\Delta p_{\text{ГТ}} = \zeta_z \cdot \Delta p_w$$

Сумарний гідродинамічний опір у розсільному контурі теплонасосної установки

$$\Delta p_y = \Delta p_B + \Delta p_{ГТ}.$$

Тиск розсільної рідини (за заданого значення p_{1y})

$$p_{2y} = p_{1y} - \Delta p_B,$$

$$p_{3y} = p_{2y} + \Delta p_y.$$

Споживана (електрична) потужність насоса для перекачування розсільної рідини

$$N_{Нр} = \frac{G_y \cdot \Delta p_y}{\rho_{2y} \cdot \eta_n \cdot \eta_{e/дв}},$$

де ρ_{2y} – густина розсільної рідини за температури t_{2y} ;

η_n – ККД насоса (орієнтовно $\eta_n = 0,65$);

$\eta_{e/дв}$ – ККД насоса (орієнтовно $\eta_{e/дв} = 0,98$).

2 Розраховуємо ексергетичні потоки. Згідно зі схемою енергопотоків БТНУ (рис. 4.26) усі компоненти зв'язані між собою рідинними потоками. Тому для розрахунку питомої ексергії можна використовувати нижченаведений вираз:

$$e = c_f \cdot \left[(T - T_{н.с}) - T_{н.с} \cdot \ln \frac{T}{T_{н.с}} \right] + \frac{p - p_{н.с}}{\rho_f},$$

де c_f – питома теплоємність рідини, осереднена в інтервалі температур T і $T_{н.с}$;

ρ_f – густина рідини, осереднена в тих самих інтервалах температур.

Питомі ексергії визначаємо в точках 1м–4м, 1у–3у, 1в, 2в, 1т, 2т.

Повну ексергію знаходимо за формулою

$$E = e \cdot G.$$

Значення повної ексергії визначаємо в точках 1_м–4_м, 1_у–3_у, 1_в, 2_в, 1_т, 2_т.

3 Розраховуємо ексергетичну ефективність БТНУ та її компонентів.

Схема ексергетичних перетворень для кожного компонента наведена на рисунку 4.20, а для системи загалом – на рисунку 4.21.

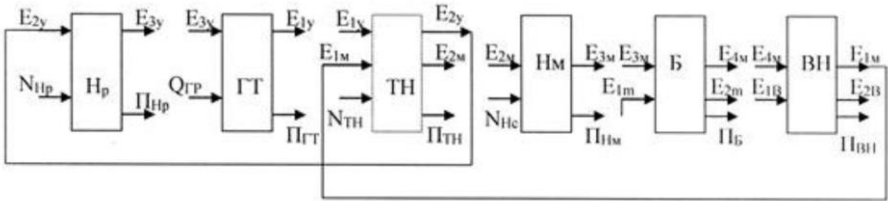


Рисунок 4.20 – Схема ексергетичних перетворень за компонентами



Рисунок 4.21 – Загальна схема ексергетичних перетворень

Ексергетичну ефективність узагальнено обчислюємо за формулою

$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{E_P}{E_F},$$

де E_P – ексергія потоку продукту;

E_F – ексергія потоку палива.

Деструкцію ексергії знаходимо за формулою

$$E_D = E_F - E_P.$$

Співвідношення деструкції і втрат у загальному балансі

$$y_D = \frac{E_{D,k}}{E_{D,tot}}.$$

Визначимо величини E_P та E_F для кожного компонента БТНУ:

– розсільний насос:

$$(E_F)_{\text{HP}} = N_{\text{HP}},$$

$$(E_P)_{\text{HP}} = E_{3y} - E_{2y};$$

– ґрунтовий теплообмінник:

$$(E_F)_{\text{ГТ}} = E_{Q_{\text{ГП}}} = \dot{Q}_{\text{ГП}} \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{н.с}}}{\bar{T}}\right),$$

де \bar{T} – середня температура між температурою ґрунту й осередненою температурою розсолу;

$$\dot{Q}_{\text{ГП}} = L_z \cdot q_z \cdot \frac{n_z}{1,05},$$

$$(E_P)_{ГТ} = E_{1y} - E_{3y};$$

– тепловий насос:

$$(E_F)_{ТН} = N_{ТН} + (E_{1y} - E_{2y}),$$

$$(E_P)_{ТН} = E_{2M} - E_{1M};$$

– мережевий насос:

$$(E_F)_{HM} = N_{HM},$$

$$(E_P)_{ТН} = E_{3M} - E_{2M};$$

– бойлер:

$$(E_F)_{Б} = E_{1T} - E_{2T},$$

$$(E_P)_{Б} = E_{4M} - E_{3M};$$

– водонагрівач:

$$(E_F)_{ВН} = E_{4M} - E_{1M},$$

$$(E_P)_{ВН} = E_{2B} - E_{1B}.$$

Ексергетична ефективність повної системи

$$\varepsilon_{tot} = \frac{E_{2B} - E_{1B}}{Q_{Гр} + N_{Hp} + N_{ТН} + N_{HM} + (E_{1T} - E_{2T})}.$$

Деструкція ексергії повної системи

$$E_{D.tot} = E_{Q_{Гр}} + N_{Hp} + N_{ТН} + N_{HM} + (E_{1T} - E_{2T}).$$

Далі для кожного елемента визначаємо величину $u_{D,k}$.

4 Розраховуємо економічні показники БТНУ та її компонентів.

Економічна модель енергоперетворювальної системи, що застосовується до термoeкономічного аналізу, характеризується узагальненим параметром Z , $грн/год$, що являє собою вартість експлуатації:

$$Z = Z^{CI} + Z^{EN} + Z^{OM},$$

де Z^{CI} – складова, пов'язана з капітальними (інвестиційними) витратами;

Z^{EN} – складова, що враховує витрати на вхідну енергію для функціонування системи (елемента);

Z^{OM} – складова, що враховує витрати на обслуговування.

Отже, годинну вартість інвестиційних витрат, Z^{CI} , $грн/год$, записують у вигляді

$$Z^{CI} = \frac{K_0}{PWF \cdot \tau_p},$$

де K_0 – первинна вартість капітальних витрат з урахуванням супутніх складових (транспортування, монтаж та ін.);

τ_p – розрахункове число годин роботи установки впродовж одного року;

PWF – чинник поточної вартості, що дисконтується (облік динамічних властивостей інвестиційного капіталу).

Розрахунок чинника PWF виконують за формулою

$$PWF = \frac{q^{\tau_A} - 1}{q^{\tau_A} \cdot d},$$

де $q = 1 + d$ – фактор дисконтування;

d – річна ставка дисконту;

τ_A – кількість років повернення інвестицій.

Для розрахунку візьмемо $d = 0,1$; $\tau_A = 10$ років.

Для термoeкономічних розрахунків величину K_0 або беруть з прайс-листів на окремі компоненти теплонасосної установки, або розраховують через питому вартість за характерним параметром.

Для складової Z^{EN} , грн/год, під час роботи БТНУ у бівалентному режимі з бойлером розрахункове рівняння має вигляд

$$Z^{EN} = c_{e/e} \cdot \sum N_{\text{ТНУ}} + c_{\text{T}} \cdot G_{\text{T}},$$

де $c_{e/e}$ – ціна електроенергії з ПДВ, грн/(кВт · год.);

c_{T} – ціна теплоносія, грн/т;

G_{T} – витрата теплоносія, т/год;

$\sum N_{\text{ТНУ}}$ – сумарна потужність електропостачання, кВт.

Загальне рівняння для складової Z^{OM} , грн/год, має вигляд

$$Z^{OM} = \frac{\sum C^{OM}}{\tau_p},$$

де C^{OM} – сумарна вартість річних витрат на ремонт та обслуговування установки.

Для розрахунків візьмемо

$$Z^{OM} = (0,2 - 0,3) \cdot Z^{EN}.$$

Фактор дисконтування

$$q = 1 + 0,1 = 1,1.$$

Фактор PWF

$$PWF = \frac{1,1^{10} - 1}{1,1^{10} \cdot 0,1} = 6,145.$$

5 Складаємо балансові рівняння ексергетичної вартості.

Для визначення цін ексергетичних потоків запишемо систему рівнянь, що описує потоки через усі елементи установки:

$$\left\{ \begin{array}{l} E_{3y} \cdot c_{3y} = E_{2y} \cdot c_{2y} + Z_{Hp}, \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} E_{1y} \cdot c_{1y} = E_{3y} \cdot c_{3y} + Z_{ГТ}, \end{array} \right. \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} E_{2y} \cdot c_{1y} + E_{2M} \cdot c_{2M} = E_{1y} \cdot c_{1y} + E_{1M} \cdot c_{1M} + Z_{ТН}, \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} E_{3M} \cdot c_{3M} = E_{2M} \cdot c_{2M} + Z_{H_M}, \end{array} \right. \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} E_{4M} \cdot c_{1M} + E_{2T} \cdot c_{1T} = E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B, \end{array} \right. \quad (5)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} E_{1M} \cdot c_{1M} + E_{2B} \cdot c_{2B} = E_{4M} \cdot c_{1M} + E_{1B} \cdot c_{1B} + Z_{BH}. \end{array} \right. \quad (6)$$

Ціна одиниці ексергії:

– ціна потоку палива $c_F = c_{e/e}$ (для компресора і насосів);

– ціна потоку холодної води

$$c_{1B} = \frac{c_B \cdot G_B}{E_{1B}};$$

– ціна потоку теплої води

$$c_{1T} = \frac{c_T \cdot G_T}{E_{1T}}.$$

За правилом F для транзитного потоку:

$$c_{1y} = c_{2y},$$

$$c_{1T} = c_{2T},$$

$$c_{4M} = c_{1M}.$$

Отже, одержуємо розрахункову систему рівнянь:

$$\begin{cases} E_{3y} \cdot c_{3y} = E_{2y} \cdot c_{2y} + Z_{Hp}, & (1) \end{cases}$$

$$\begin{cases} E_{1y} \cdot c_{1y} = E_{3y} \cdot c_{3y} + Z_{ГТ}, & (2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} E_{2y} \cdot c_{1y} + E_{2M} \cdot c_{2M} = E_{1y} \cdot c_{1y} + E_{1M} \cdot c_{1M} + Z_{ТН}, & (3) \end{cases}$$

$$\begin{cases} E_{3M} \cdot c_{3M} = E_{2M} \cdot c_{2M} + Z_{H_M}, & (4) \end{cases}$$

$$\begin{cases} E_{4M} \cdot c_{1M} + E_{2T} \cdot c_{1T} = E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B, & (5) \end{cases}$$

$$\begin{cases} E_{1M} \cdot c_{1M} + E_{2B} \cdot c_{2B} = E_{4M} \cdot c_{1M} + E_{1B} \cdot c_{1B} + Z_{BH}. & (6) \end{cases}$$

– з рівняння (1)

$$c_{3y} = \frac{E_{2y} \cdot c_{2y} + Z_{Hp}}{E_{3y}};$$

– для знаходження c_{1y} підставимо c_{3y} у рівняння (2):

$$E_{1y} \cdot c_{1y} = E_{3y} \cdot \left(\frac{E_{2y} \cdot c_{1y} + Z_{Hp}}{E_{3y}} \right) + Z_{ГТ},$$

$$c_{1y} \cdot (E_{1y} - E_{2y}) = Z_{Hp} + Z_{ГТ},$$

$$c_{1y} = \frac{Z_{Hp} + Z_{ГТ}}{(E_{1y} - E_{2y})},$$

$$c_{3y} = \frac{E_{2y} \cdot c_{2y} + Z_{Hp}}{E_{3y}};$$

– з рівняння (5)

$$c_{1M} = \frac{E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B - E_{2T} \cdot c_{1T}}{E_{4M}};$$

– підставимо в рівняння (3)

$$E_{2y} \cdot c_{2y} + E_{2m} \cdot c_{2m} = E_{1y} \cdot c_{1y} + E_{1m} \cdot \left(\frac{E_{3m} \cdot c_{3m} + E_{1t} \cdot c_{1t} + Z_B - E_{2t} \cdot c_{1t}}{E_{4m}} \right) + Z_{TH};$$

– з рівняння (4)

$$c_{3m} = \frac{E_{2m} \cdot c_{2m} + Z_{Hm}}{E_{3m}},$$

$$E_{2y} \cdot c_{1y} + E_{2m} \cdot c_{2m} = E_{1y} \cdot c_{1y} + E_{1m} \cdot \left(\frac{E_{3m} \cdot \frac{E_{2m} \cdot c_{2m} + Z_{Hm}}{E_{3m}} + E_{1t} \cdot c_{1t} + Z_B - E_{2t} \cdot c_{1t}}{E_{4m}} \right) + Z_{TH};$$

– підставимо c_{2m} в рівняння (4) і знаходимо c_{3m} :

$$c_{3m} = \frac{E_{2m} \cdot c_{2m} + Z_{Hm}}{E_{3m}},$$

$$c_{1m} = \frac{E_{3m} \cdot c_{3m} + E_{1t} \cdot c_{1t} + Z_B - E_{2t} \cdot c_{1t}}{E_{4m}};$$

– з рівняння (6)

$$c_{2B} = \frac{E_{4m} \cdot c_{4m} + E_{1B} \cdot c_{1B} + Z_{BH} - E_{1m} \cdot c_{1m}}{E_{2B}}.$$

6 Розраховуємо термoeкономічні показники компонентів БТНУ та системи загалом.

Вартість витрат для кожного компонента та для системи загалом визначаємо з формули

$$C_D = c_F \cdot E_D.$$

Сумарну вартість втрат і вартості експлуатації кожного компонента та для системи загалом визначаємо з формули

$$C = C_D + Z.$$

Відносну різницю цін середніх цін для кожного компонента та для системи загалом визначаємо з формули

$$r = \frac{c_P - c_F}{c_F}.$$

Ексергоекономічний фактор для кожного компонента та для системи загалом визначаємо з формули

$$f = \frac{Z}{C_D + Z}.$$

У цих формулах c_F – ціна потоку палива та c_P – ціна потоку продукту.

Визначаємо значення C_F та C_P для кожного компонента та для системи загалом.

6.1 Розсільний насос:

$$(c_F)_{\text{HP}} = \frac{c_N - N_{H_p}}{N_{H_p}} = c_N,$$

$$(c_P)_{\text{HP}} = \frac{E_{3y} \cdot c_{3y} - E_{2y} \cdot c_{2y}}{E_p}.$$

6.2 Насос тепловий:

$$(c_F)_{\text{ТН}} = \frac{c_N \cdot N_{H_p} + (E_{1y} \cdot c_{1y} - E_{2y} \cdot c_{2y})}{N_{H_p}},$$

$$(c_P)_{\text{ТН}} = \frac{E_{2M} \cdot c_{2M} - E_{1M} \cdot c_{1M}}{E_p}.$$

6.3 Насос мережевий:

$$(c_F)_{\text{НМ}} = \frac{c_N - N_{H_M}}{N_{B_M}} = c_N,$$

$$(c_P)_{\text{НМ}} = \frac{E_{3M} \cdot c_{3M} - E_{2M} \cdot c_{2M}}{E_p}.$$

6.4 Бойлер:

$$(c_F)_{\text{Б}} = \frac{E_{1T} \cdot c_{1T} - E_{2T} \cdot c_{2T}}{E_F},$$

$$(c_P)_{\text{Б}} = \frac{E_{4M} \cdot c_{4M} - E_{3M} \cdot c_{3M}}{E_p}.$$

6.5 Водонагрівач:

$$(c_F)_{\text{ВН}} = \frac{E_{4M} \cdot c_{4M} - E_{1M} \cdot c_{1M}}{E_F},$$

$$(c_P)_{\text{ВН}} = \frac{E_{2B} \cdot c_{2B} - E_{1B} \cdot c_{1B}}{E_p}.$$

6.6 Ґрунтовий теплообмінник:

$$(c_F)_{ГТ} = \frac{c_Q - E_Q}{E_F} = 0,$$

$$(c_P)_{ГТ} = \frac{E_{1y} \cdot c_{1y} - E_{3y} \cdot c_{3y}}{E_p}.$$

6.7 Повна система:

$$(c_F)_{tot} = \frac{c_N \cdot N_{TH} + c_N \cdot N_{HM} + c_N \cdot N_{HP} + (E_{1T} \cdot c_{1T} - E_{2T} \cdot c_{2T})}{N_{Hp}},$$

$$(c_P)_{tot} = \frac{E_{2B} \cdot c_{2B} - E_{1B} \cdot c_{1B}}{E_p}.$$

Порядок проведення розрахунку для схеми, наведеної на рисунку 4.25 б, такий:

1 Розраховуємо термодинамічні параметри робочих середовищ компонентів БТНУ за граничними умовами.

1.1 Розрахунок параметрів контуру мережевої води (нагрівального контуру) виконуємо за тим самим алгоритмом, як і для схеми, поданої на рисунку 4.25 а.

1.2 Розраховуємо параметри в контурі ґрунтової води.

3 каталогу [20] для заданого типу теплового насоса вибираємо мінімальну витрату розсолу $V_{p, min}$, а також гідродинамічний опір, який є опором розсолу у випарнику Δp_B .

Визначаємо максимально допустиму різницю температур розсолу у випарнику для номінальної холодопродуктивності:

$$\Delta t_{H, max} = \frac{\dot{Q}_0}{c_y \cdot V_{p, min} \cdot \rho_y},$$

де \dot{Q}_0 – холодопродуктивність теплового насоса;

c_y – теплоємність ґрунтової води за температури t_{1y} ;

ρ_y – густина ґрунтової води за температури t_{1y} .

Візьмемо $t_{2y} = t_{1y} - 3 \text{ }^\circ\text{C}$.

Сумарний гідродинамічний опір у первинному контурі теплонасосної установки

$$\Delta p_y = \Delta p_B + \Delta p_H,$$

де Δp_H – гідродинамічний опір підйому та переміщення ґрунтової води при перепаді геодезичних висот H :

$$\Delta p_H = \rho_y \cdot g \cdot H + (1 + \zeta_y) \cdot \frac{\rho_y \cdot w_y^2}{2},$$

де w_y – середня швидкість води у напірному трубопроводі;

ζ_y – узагальнений коефіцієнт втрат усмоктувального пристрою (фільтра) та напірного трубопроводу.

Тиск ґрунтової води

$$\Delta p_{2y} = p_{1y} - \Delta p_B.$$

Масова витрата ґрунтової води

$$G_y = \frac{Q_0}{\bar{c}_y \cdot (t_{1y} - t_{2y})},$$

де \bar{c}_y – середня питома теплоємність ґрунтової води в інтервалі температур t_{1y} і t_{2y} .

Об'ємна витрата ґрунтової води

$$\dot{V}_y = \frac{G_y}{\rho_y},$$

де ρ_y – густина ґрунтової води за температури t_{1y} .

Споживана (електрична) потужність насоса для перекачування ґрунтової води через випарник

$$N_{H_3} = \frac{\dot{V}_y \cdot \Delta p_y}{\eta_H \cdot \eta_{e/дв}}$$

де η_H – ККД насоса (орієнтовно $\eta_H = 0,65$);
 $\eta_{e/дв}$ – ККД насоса (орієнтовно $\eta_{e/дв} = 0,98$).

Температуру мережевої води на вході до бойлера визначаємо з теплового балансу бойлера:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_B &= c_{pc} \cdot G_{cA} \cdot (t_{4c} - t_{3c}) = c_{pm} \cdot G_{mA} \cdot (t_{1m} - t_{2m}) \Rightarrow \\ &\Rightarrow t_{3c} \approx t_{4c} - \frac{c_{pm} \cdot G_{mA} \cdot (t_{1m} - t_{2m})}{c_{pc} \cdot G_{cA}}. \end{aligned}$$

2 Розрахунок ексергетичних потоків виконується за тим самим алгоритмом, як і для схеми, поданої на рисунку 4.25 а.

3 Розраховуємо ексергетичну ефективність БТНУ та її компонентів.

Схема ексергетичних перетворень для кожного компонента наведена на рисунку 4.22, а для системи загалом – на рисунку 4.23.

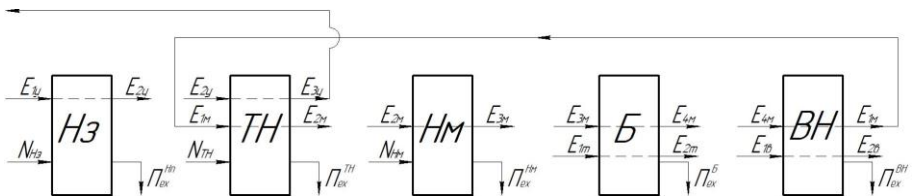


Рисунок 4.22 – Схема ексергетичних перетворень за компонентами

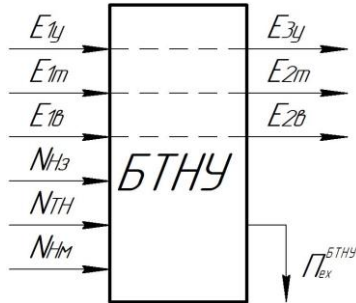


Рисунок 4.23 – Загальна схема ексергетичних перетворень

Ексергетична ефективність, деструкція ексергії та співвідношення деструкції і втрат у загальному балансі для компонентів системи для БТНУ загалом визначаються за п. 3 алгоритму розрахунку для схеми, поданої на рисунку 4.25 а.

Знайдемо величини E_P та E_F для кожного компонента БТНУ:

– заглибний насос:

$$(E_F)_{НЗ} = N_{НЗ},$$

$$(E_P)_{НЗ} = E_{3y} - E_{2y};$$

– тепловий насос:

$$(E_F)_{ТН} = N_{ТН} + (E_{1y} - E_{2y}),$$

$$(E_P)_{ТН} = E_{2m} - E_{1m};$$

– мережевий насос:

$$(E_F)_{НМ} = N_{НМ},$$

$$(E_P)_{ТН} = E_{3m} - E_{2m};$$

– бойлер:

$$(E_F)_B = E_{1T} - E_{2T},$$

$$(E_P)_B = E_{4M} - E_{3M};$$

– водонагрівач:

$$(E_F)_{BH} = E_{4M} - E_{1M},$$

$$(E_P)_{BH} = E_{2B} - E_{1B}.$$

Ексергетична ефективність повної системи

$$\varepsilon_{tot} = \frac{E_{3y} - E_{2y} + E_{2B} - E_{1B}}{N_{H_3} + N_{TH} + N_{HM} + (E_{1T} - E_{2T})}.$$

Деструкція ексергії повної системи

$$E_{D.tot} = N_{H_3} + N_{TH} + N_{HM} + (E_{1T} - E_{2T}).$$

Далі для кожного елемента визначаємо величину $U_{D,k}$.

4 Розрахунок економічних показників БТНУ та її компонентів виконуємо за тим самим алгоритмом, як і для схеми, поданої на рисунку 4.25 а.

5 Складаємо балансові рівняння ексергетичної вартості.

Для визначення цін ексергетичних потоків запишемо систему рівнянь, що описує потоки через усі елементи установки:

$$\begin{cases} E_{2y} \cdot c_{2y} = E_{1y} \cdot c_{1y} + Z_{H_3}, & (1) \end{cases}$$

$$\begin{cases} E_{3y} \cdot c_{3y} + E_{2M} \cdot c_{2M} = E_{2y} \cdot c_{2y} + E_{1M} \cdot c_{1M} + E_{NTH} \cdot c_{NTH} + Z_{TH}, & (2) \end{cases}$$

$$\begin{cases} E_{3M} \cdot c_{3M} = E_{2M} \cdot c_{2M} + E_{NTH} \cdot c_{NTH} + Z_{HM}, & (3) \end{cases}$$

$$\begin{cases} E_{4M} \cdot c_{4M} + E_{2T} \cdot c_{2T} = E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B, & (4) \end{cases}$$

$$\begin{cases} E_{1M} \cdot c_{1M} + E_{2B} \cdot c_{2B} = E_{4M} \cdot c_{4M} + E_{1B} \cdot c_{1B} + Z_{BH}. & (5) \end{cases}$$

Ціна одиниці ексергії:

– ціна потоку палива $c_F = c_e/e$;

– ціна потоку холодної води

$$c_{1B} = \frac{c_B \cdot G_B}{E_{1B}};$$

– ціна потоку теплої води

$$c_{1T} = \frac{c_T \cdot G_T}{E_{1T}}.$$

За правилом F для транзитного потоку:

$$c_{1y} = c_{2y},$$

$$c_{1T} = c_{2T},$$

$$c_{4M} = c_{1M}.$$

Отже, одержуємо розрахункову систему рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} E_{2y} \cdot c_{2y} = c_e/e \cdot N_{H3} + Z_{H3}, \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} E_{3y} \cdot c_{2y} + E_{2M} \cdot c_{2M} = E_{2y} \cdot c_{2y} + E_{1M} \cdot c_{1M} + c_e/e \cdot N_{TH} + Z_{TH}, \end{array} \right. \quad (2)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} E_{3M} \cdot c_{3M} = E_{2M} \cdot c_{2M} + c_e/e \cdot N_{B_M} + Z_{HM}, \end{array} \right. \quad (3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} E_{4M} \cdot c_{1M} + E_{2T} \cdot c_{1T} = E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B, \end{array} \right. \quad (4)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} E_{1M} \cdot c_{1M} + E_{2B} \cdot c_{2B} = E_{4M} \cdot c_{4M} + E_{1B} \cdot c_{1B} + Z_{BH}. \end{array} \right. \quad (5)$$

– з рівняння (1)

$$c_{2y} = \frac{c_e/e \cdot N_{H3} + Z_{H3}}{E_{2y}};$$

– з рівняння (2)

$$c_{1M} = \frac{E_{3y} \cdot c_{2y} + E_{2M} \cdot c_{2M} - E_{2y} \cdot c_{2y} - \zeta_{e/e} \cdot N_{TH} - Z_{TH}}{E_{1M}};$$

– з рівняння (4)

$$c_{1M} = \frac{E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B - E_{2T} \cdot c_{1T}}{E_{4M}};$$

– порівняємо й одержимо c_{1M} :

$$\begin{aligned} \frac{E_{3y} \cdot c_{2y} + E_{2M} \cdot c_{2M} - E_{2y} \cdot c_{2y} - \zeta_{e/e} \cdot N_{TH} - Z_{TH}}{E_{1M}} &= \\ &= \frac{E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B - E_{2T} \cdot c_{1T}}{E_{4M}}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (E_{3y} \cdot c_{2y} + E_{2M} \cdot c_{2M} - E_{2y} \cdot c_{2y} - \zeta_{e/e} \cdot N_{TH} - Z_{TH}) \cdot E_{4M} &= \\ &= (E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B - E_{2T} \cdot c_{1T}) \cdot E_{1M}, \end{aligned}$$

$$c_{2M} = \left[\frac{E_{1M}}{E_{4M}} \cdot (E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B - E_{2T} \cdot c_{1T}) - \right. \\ \left. - E_{3y} \cdot c_{2y} - E_{2y} \cdot c_{2y} - \zeta_{e/e} \cdot N_{TH} - Z_{TH} \right] / E_{2M};$$

– підставляємо одержане в рівняння (3):

$$\begin{aligned} E_{3M} \cdot c_{3M} &= \frac{E_{1M}}{E_{4M}} \cdot (E_{3M} \cdot c_{3M} + E_{1T} \cdot c_{1T} + Z_B - E_{2T} \cdot c_{1T}) - \\ &- E_{3y} \cdot c_{2y} - E_{2y} \cdot c_{2y} - \zeta_{e/e} \cdot N_{TH} - Z_{TH} + \\ &+ \zeta_{e/e} \cdot N_{B_M} + Z_{HM}; \end{aligned}$$

– звідси одержимо

$$E_{3M} \cdot c_{3M} - c_{3M} \cdot \frac{E_{1M} \cdot E_{3M}}{E_{4M}} = c_{1T} \cdot \frac{E_{1M} \cdot E_{1T}}{E_{4M}} + Z_B \cdot \frac{E_{1M}}{E_{4M}} - \\ - c_{1T} \cdot \frac{E_{1M} \cdot E_{2T}}{E_{4M}} - E_{3y} \cdot c_{2y} - E_{2y} \cdot c_{2y} - \frac{c_{e/e}}{e} \cdot N_{H3} - Z_{TH} + \frac{c_{e/e}}{e} \times \\ \times N_{B_M} + Z_{HM};$$

– виразимо c_{3M} :

$$c_{3M} = \left(c_{1T} \cdot \frac{E_{1M} \cdot E_{1T}}{E_{4M}} + Z_B \cdot \frac{E_{1M}}{E_{4M}} - c_{1T} \cdot \frac{E_{1M} \cdot E_{2T}}{E_{4M}} - E_{3y} \cdot c_{2y} - \right. \\ \left. - E_{2y} \cdot c_{2y} - \frac{c_{e/e}}{e} \cdot N_{H3} - Z_{TH} + \frac{c_{e/e}}{e} \cdot N_{B_M} + Z_{HM} \right) / \\ / \left(E_{3M} - \frac{E_{1M} \cdot E_{3M}}{E_{4M}} \right);$$

– з рівняння (3) одержимо

$$c_{2M} = \frac{E_{3M} \cdot c_{3M} - E_{2M} - \frac{c_{e/e}}{e} \cdot N_{B_M} - Z_{HM}}{E_{2M}};$$

– з рівняння (5) одержимо

$$c_{2B} = \frac{E_{4M} \cdot c_{4M} + E_{1B} \cdot c_{1B} + Z_{BH} - E_{1M} \cdot c_{1M}}{E_{2B}}.$$

6 Розраховуємо термoeкономiчнi показники компонентiв БТНУ та системи загалом.

Вартiсть витрат, сумарна вартiсть витрат та вартостi експлуатацiї, вiдносна рiзниця цiн середнiх цiн i ексергоeкономiчний фактор для кожного компонента та для системи загалом визначаються за п. 6 алгоритму розрахунку для схеми, поданої на рисунку 4.25 а.

У цих формулах c_F – цiна потоку палива, та c_P – цiна потоку продукту.

Визначаємо значення c_F і c_P для кожного компонента та для системи загалом.

6.1 Заглибний насос:

$$(c_F)_{\text{HP}} = \frac{c_{e/e} \cdot N_{\text{HЗ}}}{N_{\text{HЗ}}} = c_{e/e},$$

$$(c_P)_{\text{HP}} = \frac{E_{2y} \cdot c_{2y} - E_{1y} \cdot c_{1y}}{E_p}.$$

6.2 Тепловий насос:

$$(c_F)_{\text{TH}} = \frac{E_{1y} \cdot c_{1y} - E_{2y} \cdot c_{2y} + c_{e/e} \cdot N_{\text{HЗ}}}{E_F},$$

$$(c_P)_{\text{TH}} = \frac{E_{2M} \cdot c_{2M} - E_{1M} \cdot c_{1M}}{E_p}.$$

6.3 Мережевий насос:

$$(c_F)_{\text{HM}} = \frac{c_{e/e} \cdot N_{\text{BМ}}}{N_{\text{BМ}}} = c_{e/e},$$

$$(c_P)_{\text{HM}} = \frac{E_{3M} \cdot c_{3M} - E_{2M} \cdot c_{2M}}{E_p}.$$

6.4 Бойлер:

$$(c_F)_{\text{Б}} = \frac{E_{1T} \cdot c_{1T} - E_{2T} \cdot c_{2T}}{E_F},$$

$$(c_P)_{\text{Б}} = \frac{E_{4M} \cdot c_{4M} - E_{3M} \cdot c_{3M}}{E_p}.$$

6.5 Водонагрівач:

$$(c_F)_{BH} = \frac{E_{4M} \cdot c_{4M} - E_{1M} \cdot c_{1M}}{E_F},$$

$$(c_P)_{BH} = \frac{E_{2B} \cdot c_{2B} - E_{1B} \cdot c_{1B}}{E_P}.$$

6.6 Повна система:

$$(c_F)_{tot} = \frac{(E_{1T} \cdot c_{1T} - E_{2T} \cdot c_{2T}) + c_{e/e} \cdot N_{H3} + c_{e/e} \cdot N_{TH} + c_{e/e} \cdot N_{B_M}}{E_F},$$

$$(c_P)_{tot} = \frac{E_{3y} \cdot c_{3y} - E_{1y} \cdot c_{1y} + E_{2B} \cdot c_{2B} - E_{1B} \cdot c_{1B}}{E_P}.$$

Задачі для самостійного розв'язування

Задача 4.1

Для когенераційної газотурбінної енергетичної установки, схема та цикл якої наведені на рисунку 4.15, необхідно:

- розрахувати термічні, витратні та енергетичні параметри ГТУ;
 - розрахувати ексергетичні потоки;
 - розрахувати ексергетичну ефективність ГТУ та її компонентів;
 - розрахувати економічні показники ГТУ та її компонентів;
 - скласти балансові рівняння ексергетичної вартості;
 - розрахувати термoeкономічні показники.
- Початкові дані наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Початкові дані для розрахунку

Остання цифра шифру	$N_{\text{нетто}}$, МВт	T_1 , К	T_4 , К	β_k	σ	$\eta_s^{\text{КМ}}$	η_s^T	Передостання цифра шифру	Природний газ		T_7 , К	p_w , бар
									Q_H^C , $\frac{\text{МДж}}{\text{нм}^3}$	$\rho_{\text{газ}}$, $\frac{\text{кг}}{\text{нм}^3}$		
0	0,7	300	1000	5,0	0,7	0,86	0,89	0	35,6	0,73	423	10
1	1,0	295	980	5,5	0,68	0,80	0,82	1	34,8	0,79	428	12
2	1,5	298	1350	8,0	0,67	0,84	0,86	2	29,3	0,72	418	8
3	2,0	293	1300	7,5	0,66	0,82	0,83	3	35,4	0,73	425	10
4	5,0	288	1460	5,8	0,64	0,81	0,84	4	36,0	0,77	420	9
5	10	303	1480	7,0	0,64	0,83	0,83	5	35,6	0,74	428	16
6	12	298	1400	8,6	0,65	0,83	0,84	6	35,6	0,73	430	18
7	15	290	1520	10,0	0,62	0,86	0,86	7	33,6	0,89	433	20
8	18	288	1500	9,0	0,63	0,85	0,85	8	35,4	0,75	435	17
9	4,5	283	1150	6,4	0,65	0,82	0,82	9	29,3	0,71	438	15

Рекомендації до виконання варіантних розрахунків:

• *компресор:*

- тиск повітря на вході в компресор $p_1 = 1,01$ бар;
- механічний ККД компресора $\eta_{\text{мех}}^{\text{КМ}} = 0,98$;
- показник адиабати повітря $k_n = 1,4$;

• *повітрянагрівач:*

- тиск повітря на виході з апарата $p_3 = 0,95 \cdot p_2$;
- тиск продуктів згоряння на виході з апарата $p_6 = 0,98 \cdot p_5$;
- коефіцієнт втрат тепла в навколишнє середовище $a_{\text{пл}} = 0,98$;

• *камера згоряння:*

- тиск продуктів згоряння після камери, $p_4 = 0,95 \cdot p_3$;
- ККД камери згоряння, $\eta_{\text{кз}} = 0,98$;
- температура газу на вході в камеру, $t_{1z} = t_1$;
- тиск газу на вході в камеру, $p_{1z} = 1,2 \cdot p_2$;

- теоретична питома витрата повітря $m_{II}^O = 16,8 \frac{\text{кг повітря}}{\text{кг палива}}$;
- *турбіна:*
 - ступінь зниження тиску в турбіні $\beta_T = 0,82 \cdot \beta_K$;
 - механічний ККД турбіни, $\eta_{\text{мех}}^T = 0,99$;
 - показник адіабати продуктів згоряння, $k_{N_2} = 1,33$.
- *котел-утилізатор:*
 - тиск продуктів згоряння на виході, $p_7 = 0,95 \cdot p_6$;
 - температура води на вході в апарат, $t_{1w} = t_1$;
 - стан пари на виході з апарата, $x_w = 1$ (сухий насичений);
- *продукти згоряння:*
 - об'ємний склад: $r_{CO_2} = 0,13$; $r_{H_2O} = 0,11$; $r_{N_2} = 0,76$;
 - газова стала, $R_{II} = 286,88 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Задача 4.2

Для бівалентної теплонасосної установки, схема якої наведена на рисунку 4.18, необхідно:

- розрахувати термодинамічні параметри робочих середовищ компонентів БТНУ за граничними умовами;
- розрахувати ексергетичні потоки;
- розрахувати ексергетичну ефективність БТНУ та її компонентів;
- розрахувати економічні показники БТНУ та її компонентів;
- скласти балансові рівняння ексергетичної вартості;
- розрахувати термoeкономічні показники.

Початкові дані наведено в таблицях 4.2–4.3.

Рекомендації до виконання варіантних розрахунків:

- підведення низькопотенціальної теплоти до робочої речовини у випарнику забезпечується прокачуванням за допомогою розсільного насоса через ґрунтовий теплообмінник (варіанти завдань 0–5, рис. 4.25 а) або ґрунтової води через приймальну і скидну свердловини заглибним насосом N_3 (варіанти завдань 6–9, рис. 4.25 б);
- виконувана робота не вимагає розрахунку параметрів

теплового насоса, а базується на характеристиках зазначених моделей теплових насосів фірми «VISSMANN», наведених у [20].

Таблиця 4.2 – Початкові дані для розрахунку

Остання цифра шифру	Фірма «VISSMANN» Теплові насоси VITOCAL 300/350	Мережева вода БТНУ						Санітарна вода		Розсіл	Ґрунт	Свердловина
		t_{1m}				t_{2m}	t_{4m}	t_{1e}	t_{2e}	t_{1y}	t_{cp}	$L_z(H)$
		A	B	B	Г							
		Тип	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	м
0	BW116	26	28	30	32	35	50	10	45	0	7	80
1	BW113	36	38	40	42	45	50	10	45	2	10	90
2	BW108	46	48	50	52	55	60	10	55	2	11	100
3	BW226	26	28	30	32	35	55	12	50	0	8	50
4	BW220	36	38	40	42	45	55	12	50	2	8	60
5	BW216	46	48	50	52	55	65	12	60	2	12	70
6	WW116	26	28	30	32	35	60	10	55	10		50
7	WW232	36	38	40	42	45	60	10	55	8		30
8	WWH113	46	48	50	52	55	70	12	65	8		20
9	WWH110	56	58	60	62	65	75	12	70	8		90

Таблиця 4.3 – Початкові дані для розрахунку

Передостання цифра шифру	Теплоносій		τ_p	p_{5m}	p_{1m}	Δp_m^B	p_{1e}	Δp_e^{BH}	p_{1y}
	t_{1m}	t_{2m}							
	°C	°C							
0	90	70	2 400	150	200	65	280	5	120
1	85	70	1 600	130	220	70	290	8	130
2	90	75	2 200	120	250	75	300	10	140
3	85	70	1 800	140	200	60	290	7	120
4	90	70	3 200	130	225	70	280	6	130
5	85	70	3 800	120	250	75	310	12	150
6	90	70	2 600	140	210	65	300	10	130
7	85	75	1 800	130	220	70	305	8	140
8	90	75	3 000	120	230	75	290	6	150
9	85	75	5 400	140	240	80	295	8	120

БІОГРАФІЧНІ ДАНІ НАУКОВЦІВ ТА ЇХ ВНЕСОК У РОЗВИТОК ТЕРМОДИНАМІКИ

Нікола Леонар Саді Карно (фр. *Nicolas Léonard Sadi Carnot*; 1 червня 1796 р. – 24 серпня 1832 р.) – французький фізик і математик. Започаткував термодинаміку як науку, сформулювавши її перший закон.

Син відомого політичного діяча і математика Лазара Карно і дядько Марі-Франсуа Саді Карно, майбутнього президента Франції. У 1812 р. блискуче закінчив лицей Карла Великого і вступив до Політехнічної школи – найкращого на той час навчального закладу Франції. У 1814 р. Карно закінчив цю школу шостим за успішністю і його направили до Інженерної школи в місті Мец, після закінчення якої в 1816 р. був розподілений в інженерний полк, де провів кілька років.



У 1819 р. став переможцем конкурсу на заміщення вакансії в Головному штабі корпусу в Парижі і переїхав туди. У Парижі Карно продовжив навчання. Відвідував лекції в Сорбонні, Колеж де Франс, Консерваторії мистецтв і ремесел. Там він познайомився з хіміком

Нікола Клеманом, який займався вивченням газів. Спілкування з ним викликало інтерес у Карно до вивчення парових машин.

У 1824 вийшла перша і єдина праця Саді Карно – «Роздуми про рушійну силу вогню і про машини, здатні розвивати цю силу» (фр. *Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance*). Цю працю вважають основоположною в термодинаміці. У ній проаналізовано існуючі в той час парові машини, і виведено умови, за яких ККД досягає максимального значення (у парових машинах того часу ККД не

перевищував 2 %). Крім того, в цій самій праці запроваджені основні поняття термодинаміки: «ідеальна теплова машина», «ідеальний цикл», «оборотність і необоротність термодинамічних процесів».

У 1828 Карно залишив військову службу. Багато працював. Помер Карно в 1832 році від холери. За тодішніми правилами боротьби з епідемією все його майно, зокрема й папери, спалено. Таким чином, наукова спадщина вченого була втрачена. Вцілів лише один записник – у ньому, зокрема, було сформульовано перший закон термодинаміки.

На честь ученого названо астероїд головного поясу, відкритий 8 квітня 1991 року, – 12289 Карно (12289 Carnot).

Джеймс Прескотт Джоуль (англ. *James Prescott Joule*; 24 грудня 1818 р. – 11 жовтня 1889 р.) – англійський фізик, який зробив значний внесок у становлення термодинаміки, і пивовар.

Джоуль вивчав природу тепла і визначив кількість теплоти, що виділяється за механічної роботи. Це привело його до відкриття закону збереження енергії і, врешті, формулювання першого закону термодинаміки. Йому також належить пріоритет



(1840 р.) у визначенні кількості теплоти, що виділяється під час проходження струму через провідник (закон Джоуля – Ленца). Джоуль відкрив явище магнітного насичення феромагнетиків (1840 р.) і магнетострикцію (1842 р.). Він першим обчислив швидкість руху молекул газу і встановив її залежність від температури, тиск газу вважав результатом ударів часток цього газу об стінки посудини (1848 р.). Це стало початком становлення

кінетичної теорії газів. Разом із лордом Кельвіном він працював

над розробленням абсолютної шкали температури та досліджував (1853–1854 pp.) явище охолодження газу за його повільного стаціонарного адиабатичного проходження через пористу перегородку (ефект Джоуля – Томсона). Цей ефект використовують для скраплення газів. Крім того, ці два науковці побудували термодинамічну температурну шкалу, розрахували теплоємність деяких газів, обчислили швидкість руху молекул газу і встановив її залежність від температури.

У 1838 р. в журналі «Аннали електрики» («*Annals of Electricity*») опубліковано його статтю з описом електромагнітного двигуна, в 1840 р. він виявив ефект магнітного насичення, в 1842 р. – явище магнетострикції.

Упродовж 1837–1847 років Джоуль увесь вільний час присвятив різноманітним експериментам із перетворення різних форм енергії – механічної, електричної, хімічної – на теплову енергію. Він розробив термометри, що вимірювали температуру з точністю до однієї двохсоті градуса, що дозволило йому проводити вимірювання з найкращою для того часу точністю. Під впливом праць Майкла Фарадея Джоуль почав вивчати теплові ефекти струму, результатом чого стало відкриття закону, який називають законом Джоуля – Ленца. Згідно з цим законом кількість теплоти, що виділяється в провіднику зі струмом, є пропорційною до електричного опору провідника і сили струму у квадраті.

У 1843 р. Джоуль зацікавився новою проблемою: доказом існування кількісного співвідношення між «силами» (як тоді називали енергію) різної природи, що приводять до виділення тепла. Перші його досліді полягали у вимірюванні кількості тепла, що виділяється в посудині з водою, в якій під дією вантажу, що опускається, обертався електромагніт, а сама посудина була поміщена в магнітне поле. У цих дослідях він уперше визначив механічний еквівалент теплоти (4,5 Дж/кал у сучасних одиницях), а в подальші роки досліджував теплові ефекти під час продавлювання рідини через вузькі отвори (1844 р.), стисненні газу (1845 р.) тощо. Усі ці досліді привели

Джоуля до відкриття закону збереження енергії. Згодом його ім'ям була названа одиниця вимірювання всіх видів енергії (джоуль) – механічної, теплової, електричної, випромінення тощо.

У червні 1847 року Джоуль доповів на зборах Британської асоціації учених, де він повідомив про найточніші вимірювання механічного еквівалента теплоти. Доповідь стала поворотним пунктом у його кар'єрі. У 1850 р. Джоуль був обраний членом Лондонського королівського товариства. Він став одним із найавторитетніших учених свого часу, володарем багатьох титулів та нагород.

З 1854 року Джоуль цілком присвятив себе науці. Невтомно працюючи в тій самій сфері, Джоуль до смерті обнародував 97 наукових праць, з яких близько 20 зроблені у співавторстві з В. Томсоном і Л. Плефером; більшість із них стосується застосування механічної теорії тепла до теорії газів, молекулярної фізики й акустики і належать до класичних праць із фізики.

Помер Джоуль у Сейлі 11 жовтня 1889 року. Похований там же, на кладовищі району Бруклендс, на його могильній плиті вигравіюване число 772,55, що відповідає значенню механічного еквівалента теплоти у фунтах-футах на британську теплову одиницю. У Вестмінстерському абатстві є меморіал Джоуля, а в Манчестерській ратуші стоїть статуя Джоулю – робота Альфреда Гілберта.

Рудольф Клаузіус (нім. *Rudolf Julius Emanuel Clausius*, ім'я при народж. – *Рудольф Готтліб*, нім. *Rudolf Gottlieb*; 2 січня 1822 р., Кеслін, зараз – Кошалін – 24 серпня 1888 р., Бонн) – німецький фізик, який працював у галузі термодинаміки, сформулював другий закон термодинаміки, запровадив поняття ентропії.



Університетську освіту Клаузіус здобув у Берліні.

Перша праця Клаузіуса з механічної теорії тепла опублікована в 1850 році. У цьому самому році у вересні він отримав запрошення на посаду професора в Берлінську інженерно-артилерійську школу (нім. *Vereinigte Artillerie- und Ingenieurschule*). З 1855 року очолював кафедру математичної фізики у Швейцарській Політехнічній школі, тоді ж отримав призначення в Цюрихський університет. У 1867 році Клаузіус прийняв запрошення на посаду професора у Вюрцбурзькому університеті, а з 1869 року працював професором Боннського університету.

Дев'ятнадцятого травня 1865 року за наукові дослідження був обраний членом-кореспондентом Французької академії наук (секція механіки).

Наукові публікації вченого належать до таких галузей науки, як молекулярна фізика, термодинаміка, теоретична механіка, математична фізика.

Керуючись ідеями Саді Карно, Клаузіус точно сформулював принцип еквівалентності теплоти і роботи. У 1850 році в праці «Про рушійну силу теплоти й про закони, які можна звідси отримати для теорії теплоти» незалежно від В. Ренкіна записав загальні співвідношення між теплотою і механічною роботою (перший закон термодинаміки) і розробив ідеальний термодинамічний цикл парової машини (цикл Клаузіуса – Ренкіна). Був першим, хто займався дослідженням властивостей водяної пари (1851 р.), вказав (1856 р.) шлях підвищення ККД теплової машини через підвищення температури робочого тіла. Сформулював (1850 р.) другий закон термодинаміки: «теплота сама по собі не може перейти від холоднішого тіла до теплішого».

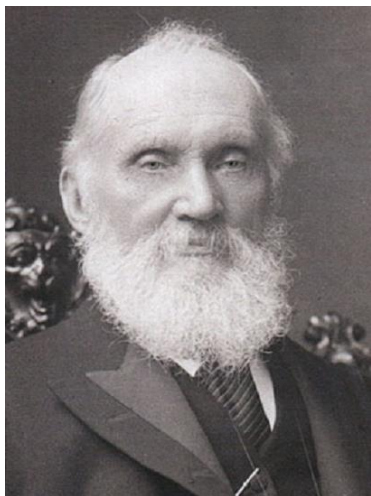
Записав математичний вираз другого закону термодинаміки для випадку оборотних колових термодинамічних процесів (1854 р.), так і необоротних (1862 р.).

Розвиваючи свої ідеї в галузі термодинаміки, в праці «Про різні зручні для використання форми другого закону математичної теорії теплоти» (1865 р.) увів нове важливе поняття – поняття ентропії, виявивши її важливу властивість: у замкнутій системі ентропія або залишається незмінною (для випадку оборотних процесів), або зростає (в разі необоротних процесів). Цим Клаузіус показав, що зміна ентропії визначає напрям перебігу термодинамічних процесів. Поширивши принцип зростання ентропії на Всесвіт, вважаючи його замкнутою системою, прийшов до помилкового висновку про теплову смерть Всесвіту. Хибність цього висновку довів Людвіг Больцман, після обґрунтування статистичного характеру другого закону термодинаміки.

Клаузіус зробив значний внесок у кінетичну теорію газів, систематично виклавши основи цієї теорії у 1857 році. Увів статистичне подання (метод середніх величин), поняття довжини вільного пробігу молекул і обчислив середню довжину шляху між двома зіткненнями (1859 р.), першим теоретично обчислив величину тиску газу на стінки посудини, поняття про сферу дії молекул (1859 р.), у 1870 році довів теорему віріалу, що сполучила середню кінетичну енергію системи із силами, що діють у ній, а в 1880 р. подав рівняння стану газу в більш загальній формі порівняно з рівнянням Ван дер Ваальса.

Обґрунтував (1851 р.) рівняння Клапейрона, що сполучає температуру плавлення речовини з тиском (співвідношення Клаузіуса – Клапейрона). Теоретично обґрунтував закон Джоуля – Ленца, розвинув у 1853 році термодинамічну теорію термоелектрики, увів у 1857 році уявлення про електролітичну дисоціацію. Розробив (1879 р.) теорію поляризації діелектриків, вважаючи на яку, незалежно від Оттавіано Моссотті, вивів рівняння залежності між діелектричною проникністю і поляризованістю діелектрика (співвідношення Клаузіуса – Моссотті).

Вільям Томсон, лорд Кельвін (англ. *William Thomson, 1st Baron Kelvin*; 26 червня 1824, Белфаст – 17 грудня 1907, Ларгс, Ейршир, Шотландія) – один із найвидатніших фізиків у світовій історії. Член Геттінгенської академії наук.



Ще студентом Томсон опублікував низку праць з застосуванням рядів Фур'є до питань фізики і в дослідженні «*The uniform motion of heat in homogeneous solid and its connection with the mathematical theory of electricity*» («*The Cambridge math. Journ.*», 1842 р.) провів важливі аналогії між явищами поширення тепла й електричного струму і показав, як вирішення питань з однієї з цих галузей застосувати до питань іншої галузі. В дослідженні «*The Linear*

Motion of Heat» (1842 р.) Томсон розвинув принципи, які потім плідно застосував до багатьох питань динамічної геології, наприклад, до питання про охолодження Землі.

У 1845 році, перебуваючи в Парижі, Томсон у журналі Жозефа Ліувілля почав друкувати низку статей з електростатики, в яких виклав свій метод електричних зображень, що дав можливість просто розв'язати багато складних задач електростатики.

З 1849 року пішов відлік праць Томсона з термодинаміки, надрукованих у виданнях королівського товариства в Единбурзі. У першій з цих праць Томсон, спираючись на дослідження Джоуля, зазначив, як потрібно змінити принцип Карно, викладений у творі останнього «*Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance*» (1824 р.), для того, щоб принцип узгоджувався із сучасними даними; ця відома праця містить одне з перших формулювань другого закону термодинаміки.

У 1852 році Томсон подав його інше формулювання, а саме вчення про розсіяння енергії. У тому самому році Томсон разом із Джоулем провів відоме дослідження над охолодженням газів під час розширення без виконання роботи, яке стало перехідною ланкою від теорії ідеальних газів до теорії реальних газів.

Розпочата в 1855 році праця з термоелектрики («*Electrodynamic Qualities of Metals*») викликала посилену експериментальну роботу; в ній брали участь студенти, і це стало початком практичних робіт студентів в університеті Глазго – першому у Великій Британії, а також початком лабораторії з фізики в Глазго.

У п'ятдесятих роках Томсон зацікавився питанням трансатлантичної телеграфії; спонукуваний невдачами перших піонерів-практиків Томсон теоретично дослідив питання про поширення електричних імпульсів уздовж кабелів і прийшов до висновків величезної практичної важливості, яка дала можливість здійснити телеграфування через океан. Попутно Томсон вивів умови існування коливального електричного розряду (1853 р.) (перевинайдені пізніше Кірхгофом аж у 1864 році), які стали основою всього вчення про електричні коливання. Експедиція для прокладення кабелю ознайомила Томсона з потребами морської справи і призвела, зрештою, до вдосконалення лота і компаса (1872–1876 рр.).

У «*Biogr.-Litter. Handwörterbuch Poggendorffa*» (1896 р.) наведено список близько 250 статей (крім книг), що належать Томсону. Це, зокрема: термодинамічні дослідження, що привели, крім того, ще й до встановлення абсолютної шкали температур; праці з гідродинаміки та теорії хвиль (відзначені в 1887 році премією Единбурзького королівського товариства); праці з термоелектрики, що стали початком відкриття так званого «ефекту Томсона» – перенесення тепла електричним струмом; дослідження з теорії пружності (1862–1863 рр.), в яких Томсон розширив теорію кульових функцій; праці з динамічної геології.

Не менш значуща діяльність Томсона в практичній фізиці і техніці; йому належать винаходи щодо поліпшення багатьох

інструментів, які увійшли до загального вжитку в науці та техніці, наприклад, дзеркальний гальванометр, ондулятор із сифонною подачею чорнила, квадрантний і абсолютний електрометр, нормальний елемент компаса, лот і безліч технічних вимірювальних електричних приладів, серед яких ампер-ваги, які застосовують для вивіряння електричних приладів. Серед безлічі патентів, отриманих Томсоном, є також і суто практичні пристосування (як, наприклад, водопровідні крани).

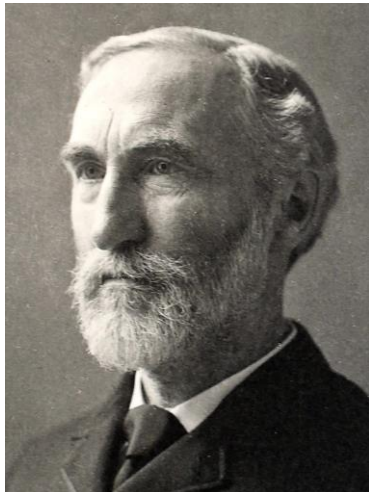
З книг, виданих Томсоном, найбільшою популярністю користується «*Treatise on natural philosophy*» (т. 1, разом з Тетом, 3-тє вид. 1883 р., німецький переклад за ред. Гельмгольца), що містить виклад механічних основ теоретичної фізики.

Статті Томсона передруковані в його «*Reprints of papers on electrostatic and magnetism*» (1872 р.), «*Mathematical and physical papers*» (1882–1883 рр.) і «*Popular lectures and addresses*».

У «*Encyclopedia Britannica*» (1880 р.) вміщено дві статті Томсона – «*Elasticity*» і «*Heat*».

Астероїд головного поясу, який був відкритий 1 вересня 1987 р., назву на честь лорда Кельвіна 8003 Кельвін (8003 Kelvin).

Джозая Віллард Гіббз (англ. *Josiah Willard Gibbs*;



11 лютого 1839 р., Нью-Гейвен, США – 28 квітня 1903 р., там само) – американський математик й фізик, один із засновників векторного аналізу та математичної теорії термодинаміки.

Народився в сім'ї професора теології. Спочатку навчався в Єльському університеті Нью-Гейвена, який закінчив у 1858 році. Із 1863 р. працював над докторською дисертацією з філософії, яку захистив у 1866 р., а в 1871 р. – зайняв посаду професора.

У 1876–1878 рр. написав серію статей із загальною назвою «Про рівновагу гетерогенних субстанцій» (англ. «*On the Equilibrium of Heterogeneous Substances*»), яка стала одним із великих досягнень у фізиці XIX століття і базою фізичної хімії.

У 1880 р. отримав премію Румфорда як засновник хімічної термодинаміки. У 1901 р. був нагороджений медаллю Коплі (англ. *Copley Medal*). Був членом Геттінгенської академії наук.

Визнання прийшло до вченого не відразу (зокрема тому, що Гіббз в основному публікувався у «*Transactions of the Connecticut Academy of Sciences*» – журналі, який видавали за редакцією його зятя-бібліотекаря і який мало читали в Сполучених Штатах та ще менше – в Європі). Мало хто з європейських фізиків-теоретики і хіміків (серед них був Джеймс Клерк Максвелл) звертали увагу на його праці. Лише після того, як статті Гіббза були перекладені німецькою (Вільгельмом Оствальдом у 1892 р.) та французькою (Анрі Луї ле Шательє в 1899 р.) мовами, його ідеї набули поширення в Європі. Його теорія правила фаз була експериментально підтверджена в працях Х. В. Бакхейса Розебома, який продемонстрував її застосування в різних аспектах. На рідному континенті Гіббза в 1880 р. Американська академія мистецтв і наук присудила йому премію Румфорда за праці з термодинаміки. А в 1910 році на пам'ять про вченого Американське хімічне товариство з ініціативи Вільяма Конверса запровадило наукову нагороду «Медаль Вілларда Гіббза».

Зоран Рант (словенськ. *Zoran Rant*; 14 вересня 1904 р., Любляна – 12 лютого 1972 р., Мюнхен) – словенський фахівець у галузі машинобудування та технологічного проектування, вчений та професор, член-кореспондент Словенської академії наук та мистецтв.

Навчався в різних частинах Австро-Угорщини, закінчив у 1922 р. Класичну гімназію у Любляні та в 1926 р. – Технічний коледж у Відні. Проходив військову службу в югославському флоті, на початку 1928 р. працював на металургійному заводі в



Равне-на-Корошкем, а пізніше – у тому самому році – на содовому заводі в Лукаваці. Після закінчення Другої світової війни перейшов із промисловості до університету та став учителем вищої освіти.

Як один із небагатьох словенців, Зоран Рант зайняв чільне місце у світовій скарбниці технічних знань, ввівши терміни «ексергія» («*exergy*») та «анергія» («*anergy*»). Кожна енергія складається з двох частин: частини, яка може бути перетворена на інші форми енергії, і частини, яка в іншому разі необхідна, але не може бути перетворена. Відповідно до цих двох термінів він відомий професійній спільноті в країні та за кордоном.

Інші його досягнення менш відомі, але майже так само важливі. Рант зосередився насамперед на енергетичних проблемах у технологічному проєктуванні. Ідея перетворення енергії з однієї форми на іншу з максимальною ефективністю була думкою, що супроводжувала його майже в усіх теоретичних та практичних дослідженнях. Після Другої світової війни він був одним із небагатьох фахівців у світі, які освоїли процес виробництва соди, тому його, як відомого фахівця, викликали на технічну допомогу до багатьох країн: Колумбії, Аргентини, Єгипту, Індії, Бразилії та майже всіх країн колишньої Східної Європи. Для колишньої Югославії та Словенії це було особливо важливо, тому що там у повоєнний час не було відповідних фахівців (шахтні компресори, виробництво вапна та цементу, будівництво теплових електростанцій і проєктування великих градирень на природній тязі).

Внесок Ранта в розвиток термодинаміки та технологічних процесів був представлений у Німеччині, в Брауншвейзькому університеті, та в усьому світі професором Вольфгангом

Августином, а також його першим помічником – доктором Юргеном Крейєм. Обидві презентації, проілюстровані десятками фотографій, планів та ескізів, були опубліковані в 2001 р. в книзі «Історія технологічного процесу в Технічному університеті Брауншвейга» («*Geschichte der Verfahrenstechnik an der Technischen Universität Braunschweig*»).

Професор Рант – чудовий експерт та практик, широко відомий директор Інституту технологічного проектування, шанований викладач вищої освіти, всесвітньо визнаний вчений та дуже популярний співробітник. Він був вшанований на батьківщині в Словенії з нагоди 90-річчя від дня його народження (1994 р.) у спеціальному випуску журналу «*Strojniški vestnik*», антології «Ранта» («*Zoran Rant – An Anthology*»), виданої словенською та англійською мовами, і до 100-річчя з дня його народження (2004 р.) у журналі «Машинобудування», де також опубліковано декілька наукових матеріалів. У 1994 році на факультеті машинобудування Люблянського університету було встановлено пам'ятник Зорану Ранту.

Джордж Тсатсароніс (англ. *George Tsatsaronis*; 1949 р.) – німецький інженер та науковець грецького походження.



Засновник термoeкономіки як науки, що ґрунтується на спільному термодинамічному та економічному підходах до аналізу ефективності інженерних систем.

Професор Тсатсароніс отримав диплом інженера-механіка (НТУ, Афіни, Греція, 1967–1972 рр.), а також ступінь магістра ділового адміністрування, докторський ступінь у галузі горіння і ступінь доктора хабілітат у галузі термoeкономіки (всі з RWTH Ахена, Німеччина

(1972–1982 рр.)).

Він працював професором-дослідником у Центрі інженерії енергетики та навколишнього середовища Інституту досліджень пустель, США (1982–1986 рр.), та професором машинобудування в Центрі передового досвіду в галузі електроенергетики, Технічний університет Теннессі (1986–1994 рр.). З 1994 року – професор кафедри енергетики та захисту довкілля Технічного університету (м. Берлін, Німеччина).

Сфери його інтересів: методи, що ґрунтуються на ексергетиці (ексергетичний та екологічний аналіз та оцінювання), а також проектування, розроблення, моделювання, аналіз та оптимізація систем перетворення енергії. Він зробив значний внесок в основи та застосування традиційних і передових методів, що базуються на ексергії.

Тсатсароніс є співавтором книги «Теплове проектування та оптимізація» («*Thermal Design and Optimization*», Wiley, 1996) та 20 томів праць, опублікував понад 500 статей, отримав багато міжнародних нагород та відзнак, зокрема, *Doctoris Honoris Causa* від Політехнічного університету Бухареста, золоту медаль Джеймса Гаррі Поттера від Американського товариства інженерів-механіків (ASME), почесного професора від Північно-Китайського університету електроенергії, двічі удостоєний нагороди Едварда Ф. Оберта за кращу роботу від ASME, де є науковим співробітником.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Арсеньєв В. М. Теплові насоси: основи теорії і розрахунку : навчальний посібник / В. М. Арсеньєв, С. С. Мелейчук. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 364 с.
2. Арсеньєв В. М. Теплонасосна технологія енергозбереження : навчальний посібник / В. М. Арсеньєв. – Суми : СумДУ, 2011. – 283 с.
3. Архаров А. М. Криогенные системы: основы теории и расчета : учебник для студентов вузов по спец. «Криогенная техника» / А. М. Архаров, Н. В. Марфенина, Е. И. Никулин. – Москва : Машиностроение, 1988. – 464 с.
4. Бродянский В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. – Москва : Энергия, 1973. – 296 с.
5. Быков А. В. Холодильные компрессоры : справочник / А. В. Быков. – Москва : Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 280 с.
6. Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности / А. Л. Шубенко, В. А. Маляренко, А. В. Сенецкий, Н. Ю. Бабак. – Киев : Институт проблем машиностроения НАН Украины, 2014. – 320 с.
7. Мартыновский В. С. Тепловые насосы / В. С. Мартыновский. – Москва : Госэнергоиздат, 1955. – 191 с.
8. Морозюк Т. В. Теория холодильных машин и тепловых насосов / Т. В. Морозюк. – Одесса : Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
9. Рей Д. Тепловые насосы / Д. Рей. – Москва : Энергоиздат, 1982. – 224 с.
10. Соколов Е. Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е. Я. Соколов, В. М. Бродянский. – Москва : Энергоиздат, 1981. – 320 с.

11. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Расчет циклов, термодинамических и физических свойств рабочих веществ / Л. С. Тимофеевский, и др.; под ред. Л. С. Тимофеевского. – Санкт-Петербург : ГУНиПТ, 2006. – 260 с.

12. Теплофизические основы получения искусственного холода : справочник / под ред. А. В. Быкова. – Москва : Пищевая промышленность, 1980. – 231 с.

13. Тсатсаронис Д. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы / Д. Тсатсаронис. – Одесса : Негоциант, 2002. – 152 с.

14. Хайнрих Г. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / Г. Хайнрих, Х. Найорк, В. Нестлер. – Москва : Стройиздат, 1985. – 351 с.

15. Холодильная техника. Кондиционирование воздуха. Свойства веществ : справочник / С. Н. Богданов, С. И. Бурцев, О. П. Иванов, А. В. Куприянова ; под ред. С. Н. Богданова. – 4-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург : ГАХПТ, 1999. – 320 с.

16. Холодильные машины / Н. Н. Кошкин, и др. : под общ. ред. И. А. Сакуна. – Ленинград : Машиностроение, Ленингр. отделение, 1985. – 510 с.

17. Холодильные машины : учебник / под ред. Л. С. Тимофеевского. – Санкт-Петербург : Политехника, 2006. – 944 с.

18. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – Москва : Энергия, 1968.

19. Янтовский Е. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е. И. Янтовский, Ю. В. Пустовалов. – Москва : Энергоиздат, 1982.

20. VISSSMANN. Тепловые насосы VITOCAL 300/500. Технический паспорт. 5829 119-4 GUS [Электронный ресурс]. – Режим доступа : https://www.viessmann.ua/content/dam/vi-brands/UA/Produkte/Vitocal/PA_5829_539_12-2015_Vitocal-S_GUS.pdf/_jcr_content/renditions/original.media_file.download_attachment.file/PA_5829_539_12-2015_Vitocal-S_GUS.pdf.

21. «CoolPack» (ліцензія Freeware) розробник «IPU & Department of Mechanical Engineering, Technical University of Denmark» [Electronic resource]. – Access mode : <https://www.ipu.dk/products/coolpack>.

22. Мелейчук С. С. Монтаж, експлуатація, обслуговування холодильних і теплонасосних установок : навчальний посібник / С. С. Мелейчук, В. М. Арсеньєв. – Суми : Сумський державний університет, 2011. – 183 с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А (обов'язковий)

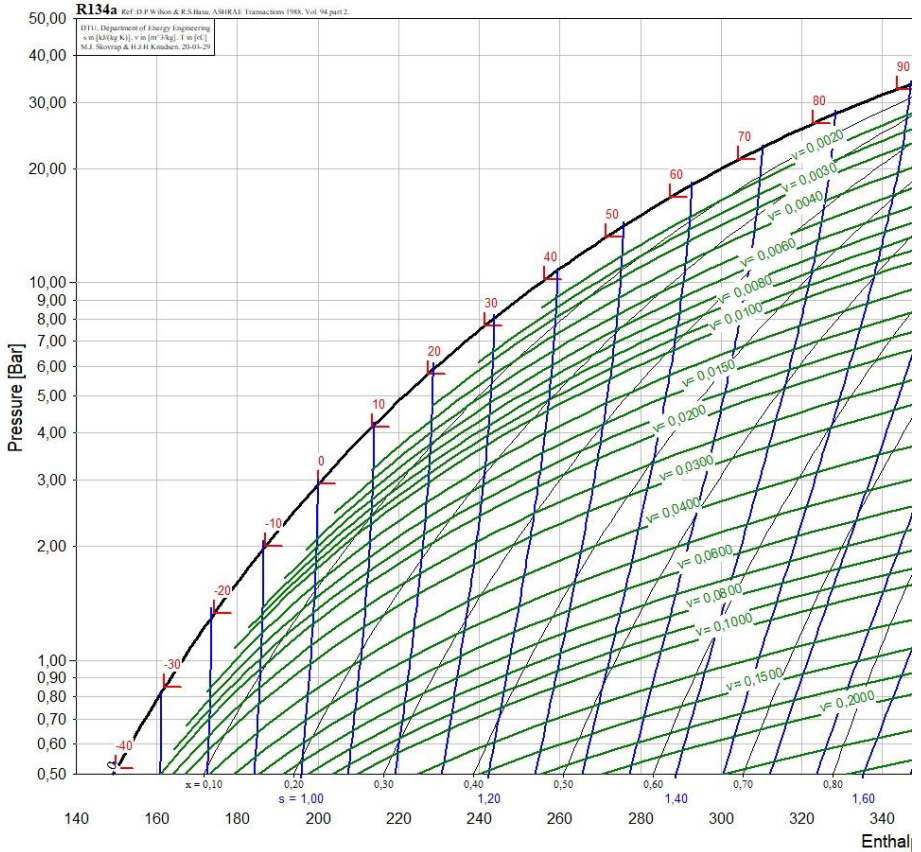


Рисунок А.1 – P, h -діаграма холодильного агента R134a

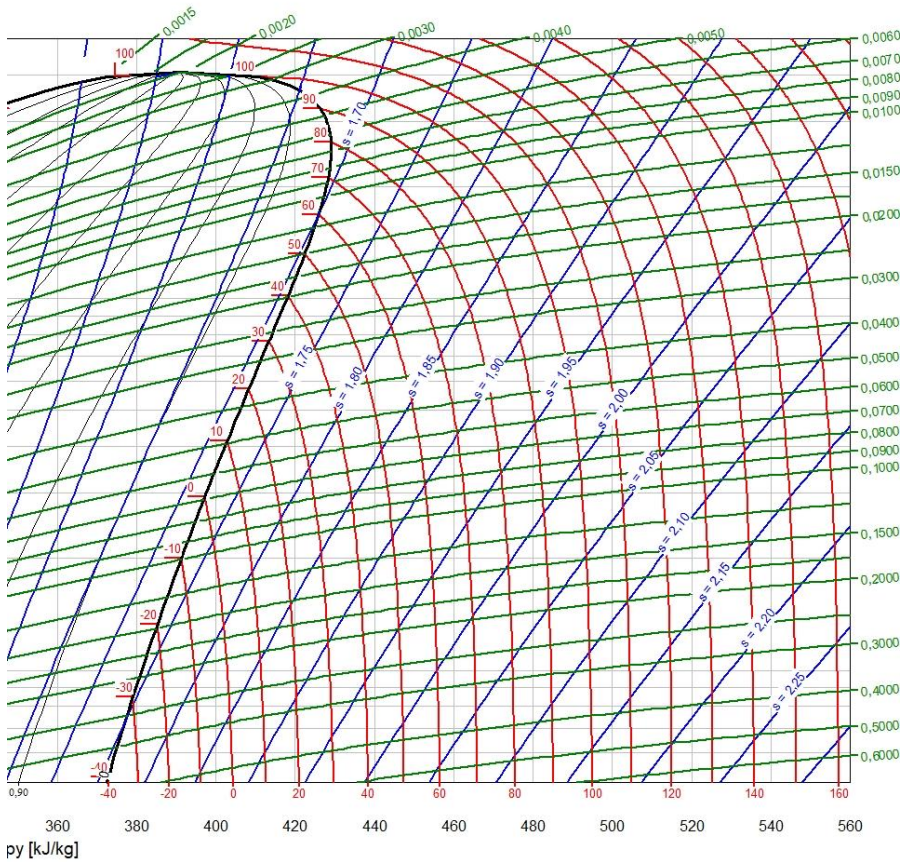


Рисунок А.2 – P, h -діаграма холодильного агента R134a

ДОДАТОК Б (обов'язковий)

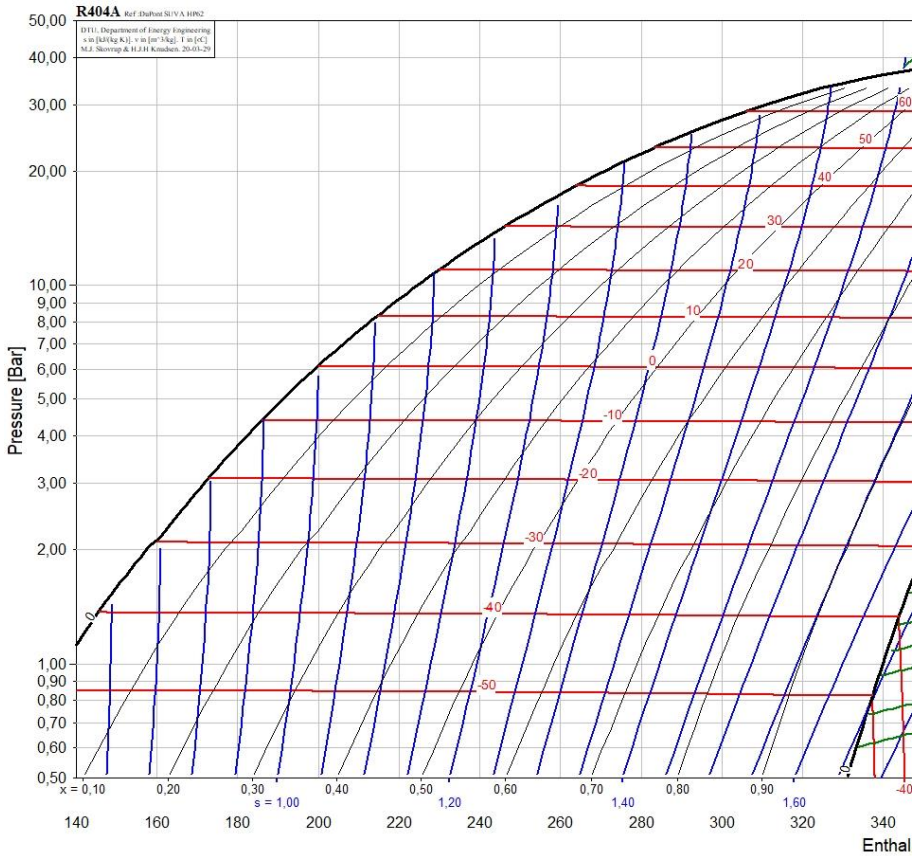


Рисунок Б.1 – P, h -діаграма холодильного агента R404A

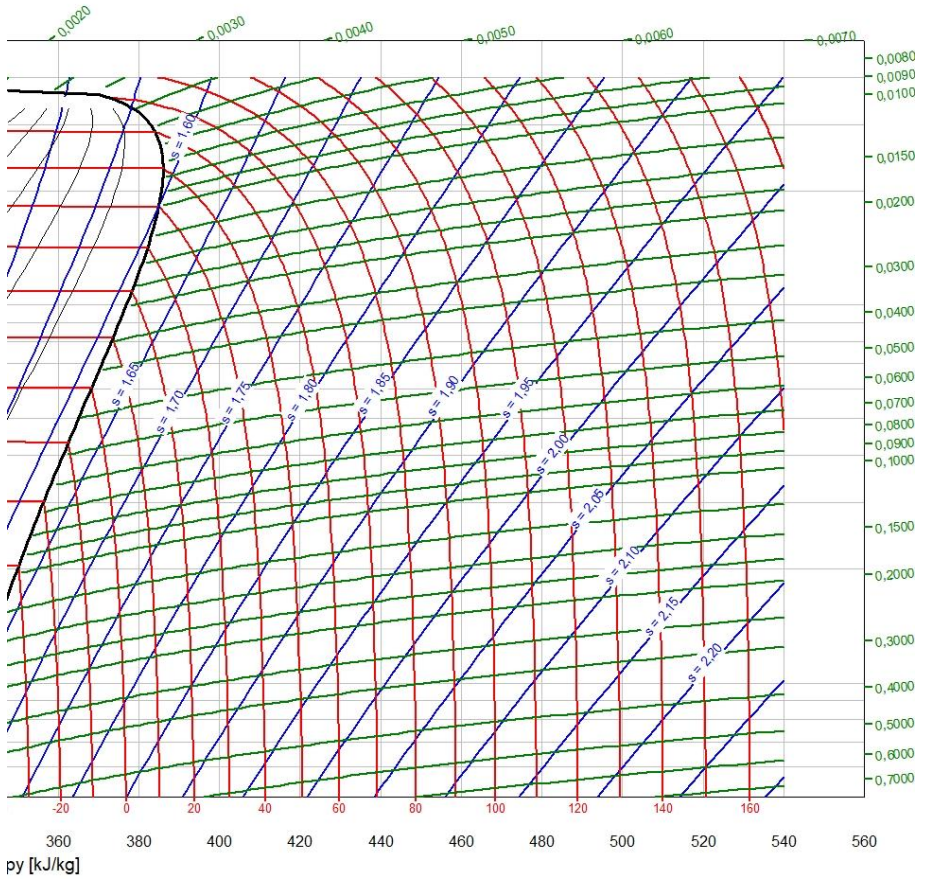


Рисунок Б.2 – P, h -діаграма холодильного агента R404A

ДОДАТОК В (обов'язковий)

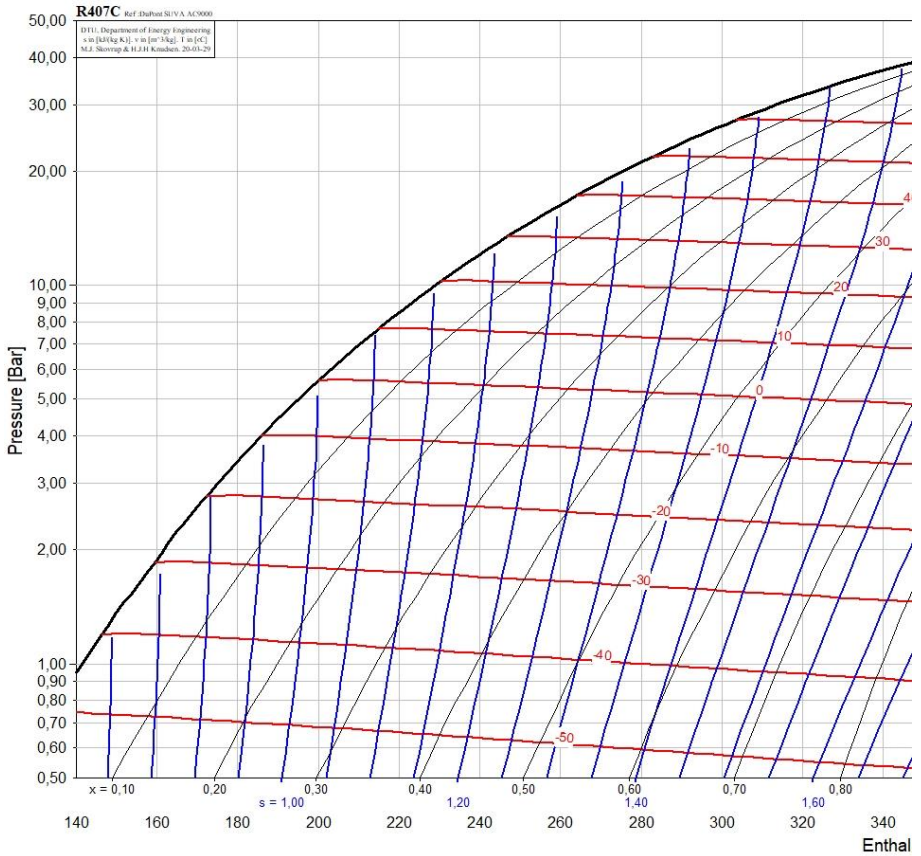


Рисунок В.1 – P, h -діаграма холодильного агента R407C

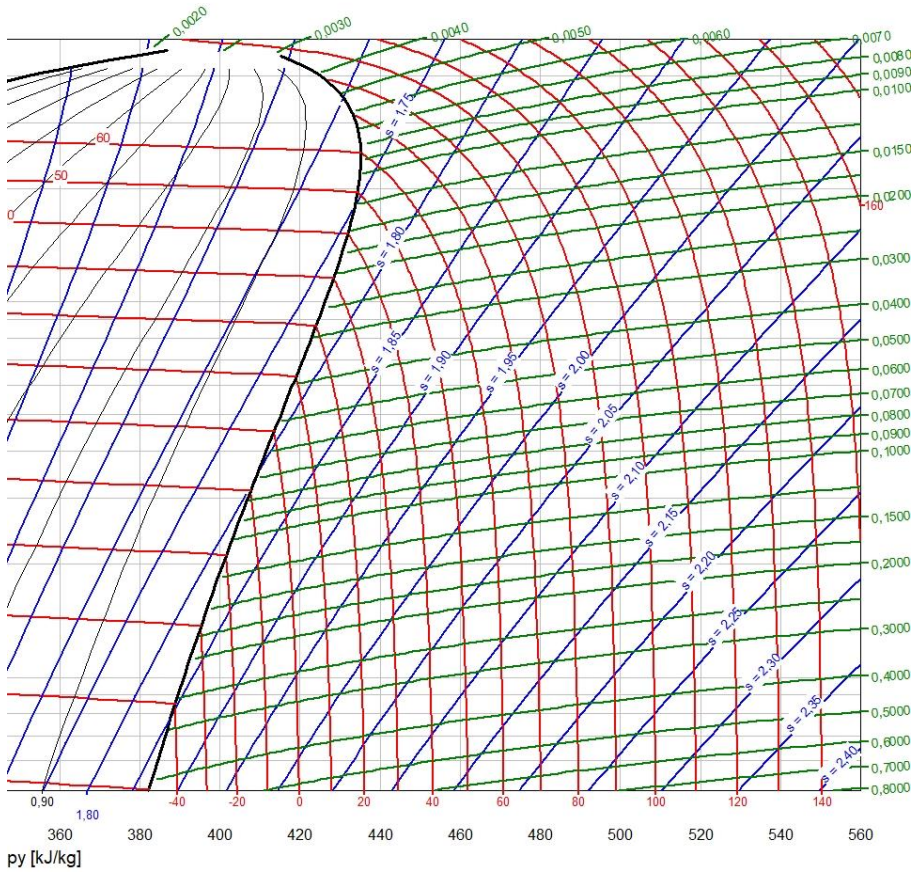


Рисунок В.2 – P, h -діаграма холодильного агента R407C

ДОДАТОК Г (обов'язковий)

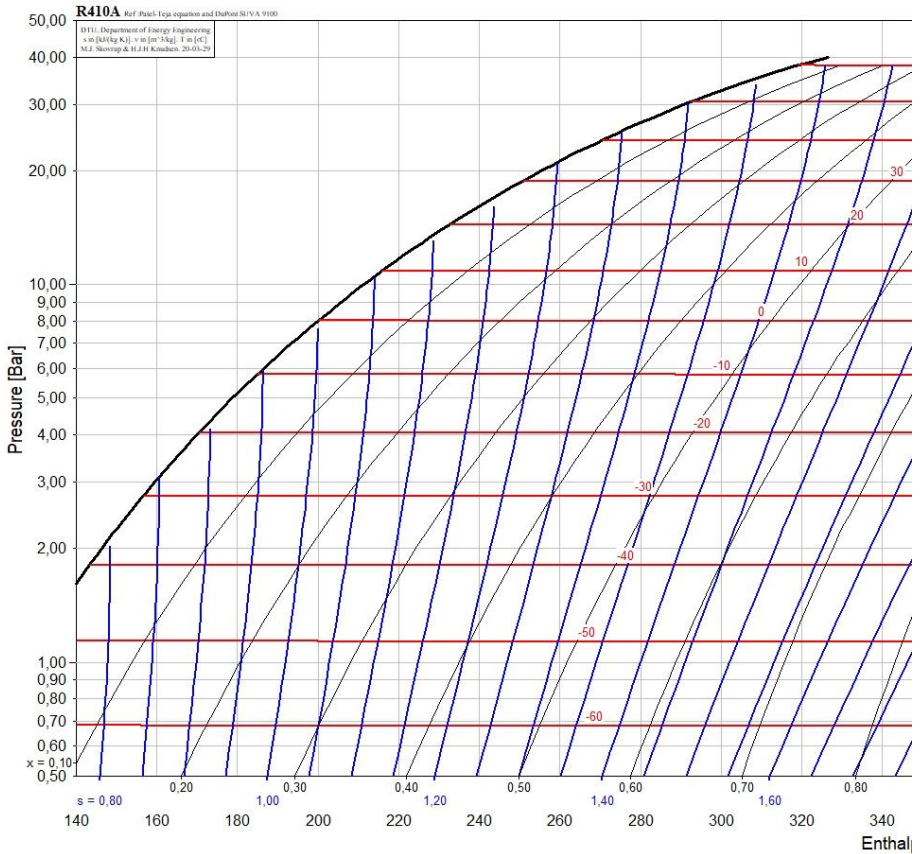


Рисунок Г.1 – P, h -діаграма холодильного агента R410A

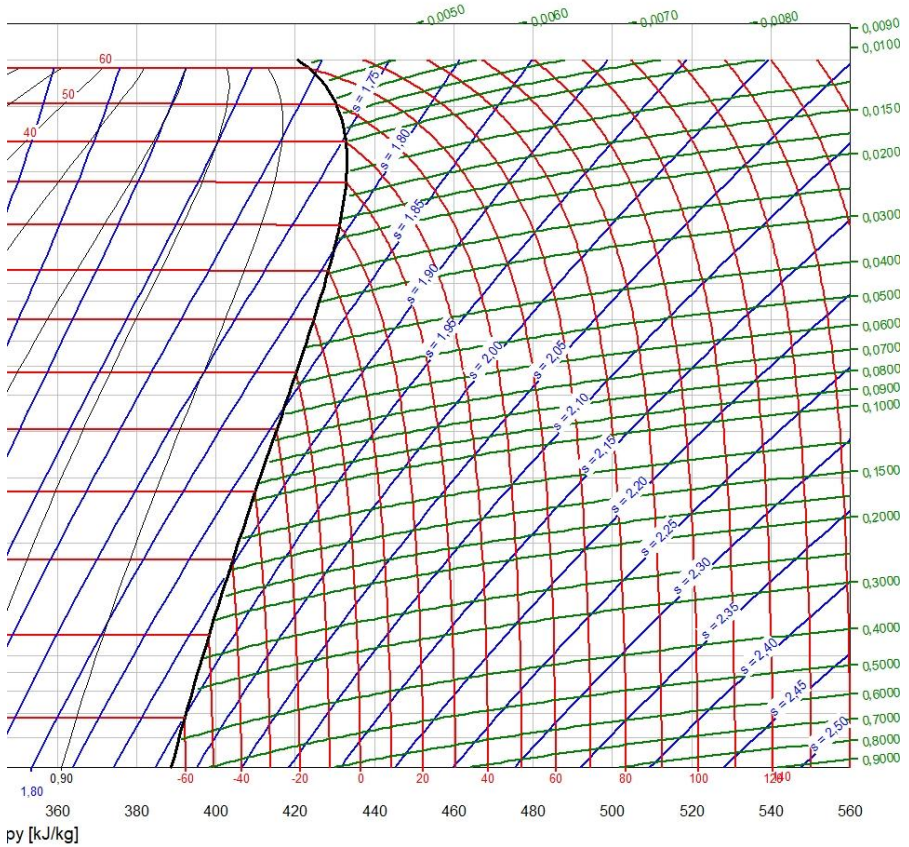


Рисунок Г.2 – P, h -діаграма холодильного агента R410A

ДОДАТОК Д
(обов'язковий)

Таблиця Д.1 – Властивості 27,4%-го водного розчину етиленгліколю

Температура, °С	Густина, кг/м ³	Питома теплоємність, кДж/(кг · К)	Динамічна в'язкість 10 ⁶ , Па · С	Кінематична в'язкість, Вт/(м · К)
50	1 035	3,85	885	0,512
20	1 035	3,78	1 965	0,488
10	1 035	3,73	3 930	0,477
-10	1 035	3,7	5 693	0,477
-15	1 035	3,67	7 060	0,472

ДОДАТОК Е
(обов'язковий)

Таблиця Е.1 – Густина води за різних температур

<i>t</i> , °С	ρ , кг/м ³	ρ , г/мл	<i>t</i> , °С	ρ , кг/м ³	ρ , г/мл	<i>t</i> , °С	ρ , кг/м ³	ρ , г/мл
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	999,8	0,9998	62	982,1	0,9821	200	864,7	0,8647
1	999,8	0,9998	64	981,1	0,9811	210	852,8	0,8528
2	999,9	0,9999	66	980	0,98	220	840,3	0,8403
4	1 000	1	68	978,9	0,9789	230	827,3	0,8273
6	999,9	0,9999	70	977,8	0,9778	240	813,6	0,8136
8	999,9	0,9999	72	976,6	0,9766	250	799,2	0,7992
10	999,7	0,9997	74	975,4	0,9754	260	783,9	0,7839
12	999,5	0,9995	76	974,2	0,9742	270	767,8	0,7678
14	999,2	0,9992	78	973	0,973	280	750,5	0,7505
16	999	0,999	80	971,8	0,9718	290	732,1	0,7321
18	998,6	0,9986	82	970,5	0,9705	300	712,2	0,7122
20	998,2	0,9982	84	969,3	0,9693	305	701,7	0,7017

Продовження таблиці Е.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
22	997,8	0,9978	86	967,8	0,9678	310	690,6	0,6906
24	997,3	0,9973	88	966,6	0,9666	315	679,1	0,6791
26	996,8	0,9968	90	965,3	0,9653	320	666,9	0,6669
28	996,2	0,9962	92	963,9	0,9639	325	654,1	0,6541
30	995,7	0,9957	94	962,6	0,9626	330	640,5	0,6405
32	995	0,995	96	961,2	0,9612	335	625,9	0,6259
34	994,4	0,9944	98	959,8	0,9598	340	610,1	0,6101
36	993,7	0,9937	100	958,4	0,9584	345	593,2	0,5932
38	993	0,993	105	954,5	0,9545	350	574,5	0,5745
40	992,2	0,9922	110	950,7	0,9507	355	553,3	0,5533
42	991,4	0,9914	115	946,8	0,9468	360	528,3	0,5283
44	990,6	0,9906	120	942,9	0,9429	362	516,6	0,5166
46	989,8	0,9898	125	938,8	0,9388	364	503,5	0,5035
48	988,9	0,9889	130	934,6	0,9346	366	488,5	0,4885
50	988	0,988	140	925,8	0,9258	368	470,6	0,4706
52	987,1	0,9871	150	916,8	0,9168	370	448,4	0,4484
54	986,2	0,9862	160	907,3	0,9073	371	435,2	0,4352
56	985,2	0,9852	170	897,3	0,8973	372	418,1	0,4181
58	984,2	0,9842	180	886,9	0,8869	373	396,2	0,3962
60	983,2	0,9832	190	876	0,876	374,12	317,8	0,3178

Таблиця Е.2 – Фізичні властивості води за атмосферного тиску

$t, ^\circ\text{C} \rightarrow$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\rho, \text{кг/м}^3$	999,8	999,7	998,2	995,7	992,2	988	983,2	977,8	971,8	965,3	958,4
$h, \text{кДж/кг}$	0	42,04	83,91	125,7	167,5	209,3	251,1	293	335	387,3	419,1
$C_p, \text{Дж/(кг} \cdot \text{К)}$	4 217	4 191	4 183	4 174	4 174	4 181	4 182	4 187	4 195	4 208	4 220
$\lambda, \text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$	0,569	0,574	0,599	0,618	0,635	0,648	0,659	0,668	0,674	0,68	0,683
$\alpha \cdot 10^8, \text{м}^2/\text{с}$	13,2	13,7	14,3	14,9	15,3	15,7	16	16,3	16,6	16,8	16,9
$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	1 788	1 306	1 004	801,5	653,3	549,4	469,9	406,1	355,1	314,9	282,5
$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	1,789	1,306	1,006	0,805	0,659	0,556	0,478	0,415	0,365	0,326	0,295
$\beta \cdot 10^4, \text{град}^{-1}$	-0,63	0,7	1,82	3,21	3,87	4,49	5,11	5,7	6,32	6,95	7,52
$\sigma \cdot 10^4, \text{Н/м}$	756,4	741,6	726,9	712,2	696,5	676,9	662,2	643,5	625,9	607,2	588,6
Pr	13,5	9,52	7,02	5,42	4,31	3,54	2,93	2,55	2,21	1,95	1,75

ДОДАТОК Ж
(обов'язковий)

Таблиця Ж.1 – Термодинамічні властивості води і перегрітої пари

t	P = 700 кПа t _с = 164,95					P = 800 кПа t _с = 170,41					P = 900 кПа t _с = 175,89					P = 1,00 МПа t _с = 179,89				
	v	h	s	v	s	v	h	s	v	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s	
300	0,3714	3059,5	7,2995	0,3242	3056,9	7,2345	0,2874	3054,3	7,1768	0,2580	3051,7	7,1247								
310	0,3783	3080,4	7,3357	0,3302	3078,0	7,2710	0,2928	3075,5	7,2135	0,2629	3073,1	7,1617								
320	0,3852	3101,4	7,3713	0,3363	3099,1	7,3068	0,2983	3096,7	7,2495	0,2678	3094,4	7,1979								
330	0,3921	3122,3	7,4063	0,3424	3120,1	7,3420	0,3037	3117,9	7,2849	0,2727	3115,7	7,2335								
340	0,3989	3143,2	7,4407	0,3484	3141,1	7,3765	0,3091	3139,0	7,3196	0,2776	3136,9	7,2685								
350	0,4058	3164,1	7,4745	0,3544	3162,2	7,4106	0,3145	3160,2	7,3538	0,2825	3158,2	7,3028								
360	0,4126	3185,1	7,5079	0,3604	3183,2	7,4441	0,3198	3181,3	7,3875	0,2873	3179,4	7,3366								
370	0,4194	3206,1	7,5408	0,3664	3204,2	7,4771	0,3252	3202,4	7,4206	0,2922	3200,6	7,3699								
380	0,4262	3227,0	7,5732	0,3724	3225,3	7,5096	0,3305	3223,6	7,4532	0,2970	3221,9	7,4026								
390	0,4330	3248,1	7,6051	0,3783	3246,4	7,5416	0,3358	3244,8	7,4854	0,3018	3243,1	7,4349								
400	0,4398	3269,1	7,6366	0,3843	3267,6	7,5733	0,3411	3266,0	7,5172	0,3066	3264,4	7,4668								
t	P = 1,5 МПа t _с = 198,30					P = 2,0 МПа t _с = 212,38					P = 2,5 МПа t _с = 223,96					P = 3,0 МПа t _с = 233,86				
	v	h	s	v	s	v	h	s	v	s	v	h	s	v	h	s	v	h	s	
300	0,1697	3038,3	6,9199	0,1255	3024,3	6,7685	0,09893	3009,6	6,6460	0,08118	2994,3	6,5412								
310	0,1731	3060,4	6,9582	0,1282	3047,3	6,8084	0,1012	3033,7	6,6876	0,08312	3019,5	6,5847								
320	0,1765	3082,5	6,9957	0,1308	3070,2	6,8472	0,1034	3057,4	6,7279	0,08500	3044,2	6,6267								
330	0,1799	3104,4	7,0324	0,1334	3092,8	6,8851	0,1055	3080,8	6,7671	0,08689	3068,5	6,6673								
340	0,1832	3126,3	7,0683	0,1360	3115,3	6,9221	0,1077	3104,0	6,8052	0,08874	3092,4	6,7066								
350	0,1866	3148,0	7,1035	0,1386	3137,6	6,9582	0,1098	3127,0	6,8424	0,09056	3116,1	6,7449								
360	0,1899	3169,8	7,1381	0,1412	3159,9	6,9937	0,1119	3149,8	6,8787	0,09235	3139,5	6,7822								
370	0,1932	3191,4	7,1721	0,1437	3182,1	7,0284	0,1140	3172,5	6,9142	0,09413	3162,7	6,8186								
380	0,1965	3213,1	7,2055	0,1462	3204,2	7,0625	0,1160	3195,1	6,9491	0,09590	3185,8	6,8542								
390	0,1998	3234,7	7,2384	0,1487	3226,2	7,0960	0,1181	3217,6	6,9832	0,09764	3208,7	6,8891								
400	0,2030	3256,4	7,2708	0,1512	3248,2	7,1290	0,1201	3240,0	7,0168	0,09938	3231,6	6,9233								

Продовження таблиці Ж.1

t	$p = 3,5 \text{ МПа}$				$p = 4,0 \text{ МПа}$				$p = 4,5 \text{ МПа}$				$p = 5,0 \text{ МПа}$			
	v	h	s	t_s	v	h	s	t_s	v	h	s	t_s	v	h	s	t_s
300	0,06845	2978,4	6,4484	0,05887	2961,7	6,3638	0,05138	2944,1	6,2852	0,04535	2925,6	6,2109				
310	0,07019	3004,8	6,4940	0,06047	2989,4	6,4118	0,05287	2973,3	6,3358	0,04677	2956,6	6,2645				
320	0,07189	3030,5	6,5377	0,06202	3016,3	6,4575	0,05432	3001,5	6,3837	0,04813	2986,2	6,3148				
330	0,07356	3055,7	6,5799	0,06354	3042,5	6,5014	0,05572	3028,8	6,4294	0,04945	3014,7	6,3625				
340	0,07519	3080,5	6,6206	0,06502	3068,1	6,5435	0,05709	3055,5	6,4732	0,05073	3042,4	6,4080				
350	0,07680	3104,8	6,6601	0,06647	3093,3	6,5843	0,05842	3081,5	6,5153	0,05197	3069,3	6,4515				
360	0,07839	3128,9	6,6984	0,06790	3118,1	6,6237	0,05974	3107,0	6,5559	0,05319	3095,6	6,4934				
370	0,07996	3152,7	6,7357	0,06931	3142,5	6,6620	0,06102	3132,1	6,5953	0,05438	3121,4	6,5339				
380	0,08150	3176,4	6,7721	0,07070	3166,7	6,6993	0,06229	3156,9	6,6335	0,05555	3146,8	6,5731				
390	0,08304	3199,8	6,8077	0,07207	3190,6	6,7357	0,06354	3181,3	6,6706	0,05670	3171,9	6,6111				
400	0,08456	3223,0	6,8426	0,07343	3214,4	6,7712	0,06477	3205,6	6,7069	0,05784	3196,6	6,6481				

ДОДАТОК И
(обов'язковий)

Таблиця И.1 – Термодинамічні властивості води і водяної пари у стані насичення (за температурою)

t	p	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''	$s''-s'$
44	$9,1118 \cdot 10^3$	0,0010095	16,013	184,26	2580,7	2396,4	0,6255	8,1816	7,5561
45	$9,5944 \cdot 10^3$	0,0010099	15,253	188,44	2582,5	2394,0	0,6386	8,1634	7,5248
46	$1,0099 \cdot 10^4$	0,0010103	14,535	192,62	2584,2	2391,6	0,6517	8,1454	7,4937
47	$1,0626 \cdot 10^4$	0,0010108	13,856	196,80	2586,0	2389,2	0,6648	8,1276	7,4628
48	$1,1176 \cdot 10^4$	0,0010112	13,213	200,98	2587,8	2386,8	0,6778	8,1099	7,4320
49	$1,1751 \cdot 10^4$	0,0010117	12,604	205,16	2589,5	2384,4	0,6908	8,0923	7,4015
50	$1,2351 \cdot 10^4$	0,0010121	12,028	209,34	2591,3	2382,0	0,7038	8,0749	7,3711
51	$1,2977 \cdot 10^4$	0,0010126	11,482	213,52	2593,1	2379,6	0,7167	8,0576	7,3409
52	$1,3631 \cdot 10^4$	0,0010131	10,964	217,70	2594,8	2377,1	0,7296	8,0405	7,3109
53	$1,4312 \cdot 10^4$	0,0010136	10,473	221,88	2596,6	2374,7	0,7424	8,0235	7,2811
54	$1,5022 \cdot 10^4$	0,0010140	10,007	226,06	2598,4	2372,3	0,7552	8,0066	7,2514
55	$1,5761 \cdot 10^4$	0,0010145	9,5649	230,24	2600,1	2369,9	0,7680	7,9899	7,2219
56	$1,6532 \cdot 10^4$	0,0010150	9,1454	234,42	2601,9	2367,4	0,7807	7,9733	7,1926
57	$1,7335 \cdot 10^4$	0,0010155	8,7471	238,61	2603,6	2365,0	0,7934	7,9568	7,1634
58	$1,8171 \cdot 10^4$	0,0010161	8,3688	242,79	2605,4	2362,6	0,8060	7,9405	7,1344

Таблиця И.2 – Термодинамічні властивості води і водяної пари у стані насичення (за тиском)

p	t	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''	$s''-s'$
$3,40 \cdot 10^3$	26,18	0,0010033	40,563	109,78	2548,7	2438,9	0,3838	8,5316	8,1479
$3,50 \cdot 10^3$	26,67	0,0010034	39,468	111,84	2549,6	2437,7	0,3907	8,5213	8,1306
$3,60 \cdot 10^3$	27,15	0,0010036	38,432	113,84	2550,4	2436,6	0,3973	8,5112	8,1138
$3,80 \cdot 10^3$	28,08	0,0010038	36,519	117,71	2552,1	2434,4	0,4102	8,4918	8,0816
$4,00 \cdot 10^3$	28,96	0,0010041	34,792	121,40	2553,7	2432,3	0,4224	8,4735	8,0510
$4,20 \cdot 10^3$	29,81	0,0010044	33,226	124,94	2555,2	2430,3	0,4341	8,4561	8,0219
$4,40 \cdot 10^3$	30,62	0,0010046	31,799	128,33	2556,7	2428,4	0,4453	8,4395	7,9941
$4,50 \cdot 10^3$	31,01	0,0010047	31,132	129,98	2557,4	2427,4	0,4507	8,4314	7,9807
$4,60 \cdot 10^3$	31,40	0,0010048	30,493	131,60	2558,1	2426,5	0,4560	8,4236	7,9676
$4,80 \cdot 10^3$	32,15	0,0010051	29,293	134,74	2559,5	2424,7	0,4663	8,4084	7,9421
$5,00 \cdot 10^3$	32,88	0,0010053	28,186	137,77	2560,8	2423,0	0,4763	8,3939	7,9177
$5,20 \cdot 10^3$	33,58	0,0010056	27,163	140,69	2562,0	2421,3	0,4858	8,3800	7,8942
$5,40 \cdot 10^3$	34,25	0,0010058	26,213	143,52	2563,2	2419,7	0,4950	8,3665	7,8715
$5,50 \cdot 10^3$	34,58	0,0010059	25,763	144,90	2563,8	2418,9	0,4995	8,3600	7,8605
$5,60 \cdot 10^3$	34,91	0,0010060	25,329	146,26	2564,4	2418,2	0,5039	8,3536	7,8497
$5,80 \cdot 10^3$	35,54	0,0010062	24,505	148,92	2565,6	2416,6	0,5125	8,3412	7,8286
$6,00 \cdot 10^3$	36,16	0,0010064	23,734	151,49	2566,7	2415,2	0,5209	8,3291	7,8083
$6,20 \cdot 10^3$	36,76	0,0010067	23,012	154,00	2567,7	2413,7	0,5290	8,3175	7,7886
$6,40 \cdot 10^3$	37,34	0,0010069	22,314	156,43	2568,8	2412,4	0,5368	8,3063	7,7695
$6,50 \cdot 10^3$	37,63	0,0010070	22,030	157,63	2569,3	2411,7	0,5407	8,3008	7,7601
$6,60 \cdot 10^3$	37,91	0,0010071	21,695	158,80	2569,8	2411,0	0,5444	8,2954	7,7509
$6,80 \cdot 10^3$	38,46	0,0010073	21,093	161,11	2570,8	2409,7	0,5519	8,2848	7,7330
$7,00 \cdot 10^3$	39,00	0,0010075	20,525	163,37	2571,8	2408,4	0,5591	8,2746	7,7155
$7,20 \cdot 10^3$	39,53	0,0010077	19,988	165,56	2572,7	2407,1	0,5661	8,2646	7,6985
$7,40 \cdot 10^3$	40,04	0,0010079	19,478	167,71	2573,6	2405,9	0,5730	8,2549	7,6820
$7,50 \cdot 10^3$	40,29	0,0010080	19,234	168,76	2574,1	2405,3	0,5763	8,2502	7,6739
$8,00 \cdot 10^3$	41,51	0,0010085	18,099	173,85	2576,2	2402,4	0,5925	8,2274	7,6349
$8,50 \cdot 10^3$	42,66	0,0010089	17,095	178,68	2578,3	2399,6	0,6078	8,2060	7,5982
$9,00 \cdot 10^3$	43,76	0,0010094	16,200	183,26	2580,3	2397,0	0,6223	8,1859	7,5636
$9,50 \cdot 10^3$	44,81	0,0010098	15,396	187,63	2582,1	2394,5	0,6361	8,1669	7,5308
$1,00 \cdot 10^4$	45,81	0,0010103	14,671	191,81	2583,9	2392,1	0,6492	8,1489	7,4997
$1,10 \cdot 10^4$	47,68	0,0010111	13,412	199,66	2587,2	2387,6	0,6737	8,1155	7,4417
$1,20 \cdot 10^4$	49,42	0,0010119	12,359	206,91	2590,3	2383,4	0,6963	8,0850	7,3887
$1,30 \cdot 10^4$	51,04	0,0010126	11,463	213,66	2593,1	2379,5	0,7172	8,0570	7,3399
$1,40 \cdot 10^4$	52,55	0,0010133	10,691	219,99	2595,8	2375,8	0,7366	8,0312	7,2945
$1,50 \cdot 10^4$	53,97	0,0010140	10,025	225,94	2598,3	2372,4	0,7548	8,0071	7,2523
$1,60 \cdot 10^4$	55,31	0,0010147	9,4309	231,55	2600,7	2369,1	0,7720	7,9847	7,2127
$1,70 \cdot 10^4$	56,59	0,0010153	8,9089	236,88	2602,9	2366,0	0,7882	7,9636	7,1754
$1,80 \cdot 10^4$	57,80	0,0010160	8,4433	241,95	2605,0	2363,1	0,8035	7,9437	7,1403
$1,90 \cdot 10^4$	58,95	0,0010166	8,0254	246,78	2607,0	2360,2	0,8181	7,9250	7,1069
$2,00 \cdot 10^4$	60,06	0,0010171	7,6482	251,40	2608,9	2357,5	0,8320	7,9072	7,0753
$2,10 \cdot 10^4$	61,12	0,0010177	7,3058	255,83	2610,8	2355,0	0,8452	7,8904	7,0451
$2,20 \cdot 10^4$	62,13	0,0010183	6,9938	260,08	2612,6	2352,5	0,8579	7,8743	7,0164
$2,30 \cdot 10^4$	63,11	0,0010188	6,7081	264,17	2614,2	2350,1	0,8701	7,8589	6,9888
$2,40 \cdot 10^4$	64,05	0,0010193	6,4455	268,12	2615,9	2347,8	0,8818	7,8442	6,9624

Продовження таблиці І.2

p	t	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''	$s'' - s'$
$1,50 \cdot 10^{-5}$	111,35	0,0010527	1,1594	467,08	2693,1	2226,0	1,4335	7,2229	5,7894
$1,60 \cdot 10^{-5}$	113,30	0,0010544	1,0914	475,34	2696,0	2220,7	1,4549	7,2014	5,7464
$1,70 \cdot 10^{-5}$	115,15	0,0010560	1,0312	483,18	2698,8	2215,6	1,4752	7,1811	5,7059
$1,80 \cdot 10^{-5}$	116,91	0,0010576	0,97753	490,67	2701,4	2210,7	1,4944	7,1620	5,6677
$1,90 \cdot 10^{-5}$	118,60	0,0010591	0,92930	497,82	2703,9	2206,1	1,5127	7,1440	5,6313
$2,00 \cdot 10^{-5}$	120,21	0,0010605	0,88574	504,7	2706,2	2201,6	1,5301	7,1269	5,5968
$2,10 \cdot 10^{-5}$	121,76	0,0010619	0,84619	511,3	2708,5	2197,2	1,5468	7,1106	5,5638
$2,20 \cdot 10^{-5}$	123,25	0,0010633	0,81012	517,6	2710,6	2193,0	1,5628	7,0951	5,5323
$2,30 \cdot 10^{-5}$	124,69	0,0010646	0,77709	523,7	2712,7	2188,9	1,5782	7,0802	5,5021
$2,40 \cdot 10^{-5}$	126,07	0,0010659	0,74672	529,6	2714,6	2185,0	1,5930	7,0660	5,4731
$2,50 \cdot 10^{-5}$	127,41	0,0010672	0,71870	535,4	2716,5	2181,2	1,6072	7,0524	5,4452
$2,60 \cdot 10^{-5}$	128,71	0,0010685	0,69276	540,9	2718,3	2177,4	1,6210	7,0393	5,4183
$2,70 \cdot 10^{-5}$	129,97	0,0010697	0,66869	546,3	2720,0	2173,8	1,6343	7,0267	5,3924
$2,80 \cdot 10^{-5}$	131,19	0,0010709	0,64627	551,5	2721,7	2170,3	1,6472	7,0146	5,3674
$2,90 \cdot 10^{-5}$	132,37	0,0010720	0,62536	556,5	2723,3	2166,8	1,6597	7,0029	5,3432
$3,00 \cdot 10^{-5}$	133,53	0,0010732	0,60579	561,5	2724,9	2163,4	1,6718	6,9916	5,3198
$3,10 \cdot 10^{-5}$	134,65	0,0010743	0,58744	566,3	2726,4	2160,1	1,6835	6,9806	5,2971
$3,20 \cdot 10^{-5}$	135,74	0,0010754	0,57020	570,9	2727,9	2156,9	1,6950	6,9700	5,2751
$3,30 \cdot 10^{-5}$	136,81	0,0010765	0,55397	575,5	2729,3	2153,8	1,7061	6,9597	5,2537
$3,40 \cdot 10^{-5}$	137,85	0,0010775	0,53866	580,0	2730,6	2150,7	1,7169	6,9498	5,2329
$3,50 \cdot 10^{-5}$	138,86	0,0010786	0,52420	584,3	2732,0	2147,7	1,7275	6,9401	5,2126
$3,60 \cdot 10^{-5}$	139,85	0,0010796	0,51051	588,6	2733,3	2144,7	1,7378	6,9307	5,1929
$3,70 \cdot 10^{-5}$	140,82	0,0010806	0,49754	592,7	2734,5	2141,8	1,7478	6,9215	5,1737
$3,80 \cdot 10^{-5}$	141,77	0,0010816	0,48523	596,8	2735,7	2138,9	1,7576	6,9126	5,1550
$3,90 \cdot 10^{-5}$	142,70	0,0010826	0,47353	600,8	2736,9	2136,1	1,7672	6,9039	5,1367
$4,00 \cdot 10^{-5}$	143,61	0,0010836	0,46239	604,7	2738,1	2133,3	1,7766	6,8954	5,1188
$4,10 \cdot 10^{-5}$	144,50	0,0010845	0,45178	608,6	2739,2	2130,6	1,7858	6,8872	5,1014
$4,20 \cdot 10^{-5}$	145,38	0,0010855	0,44166	612,3	2740,3	2127,9	1,7948	6,8791	5,0843
$4,30 \cdot 10^{-5}$	146,24	0,0010864	0,43199	616,0	2741,3	2125,3	1,8036	6,8712	5,0676
$4,40 \cdot 10^{-5}$	147,08	0,0010873	0,42275	619,7	2742,4	2122,7	1,8122	6,8635	5,0513
$4,50 \cdot 10^{-5}$	147,91	0,0010882	0,41390	623,2	2743,4	2120,2	1,8206	6,8560	5,0353
$4,60 \cdot 10^{-5}$	148,72	0,0010891	0,40543	626,7	2744,4	2117,6	1,8289	6,8486	5,0197
$4,70 \cdot 10^{-5}$	149,52	0,0010900	0,39730	630,2	2745,3	2115,2	1,8371	6,8414	5,0043
$4,80 \cdot 10^{-5}$	150,30	0,0010908	0,38950	633,6	2746,3	2112,7	1,8450	6,8343	4,9892
$4,90 \cdot 10^{-5}$	151,08	0,0010917	0,38201	636,9	2747,2	2110,3	1,8529	6,8274	4,9745
$5,00 \cdot 10^{-5}$	151,84	0,0010926	0,37480	640,2	2748,1	2107,9	1,8606	6,8206	4,9600
$5,10 \cdot 10^{-5}$	152,58	0,0010934	0,36787	643,4	2749,0	2105,6	1,8682	6,8139	4,9458
$5,20 \cdot 10^{-5}$	153,32	0,0010942	0,36120	646,6	2749,9	2103,2	1,8756	6,8074	4,9318
$5,30 \cdot 10^{-5}$	154,04	0,0010951	0,35477	649,7	2750,7	2101,0	1,8829	6,8010	4,9180
$5,40 \cdot 10^{-5}$	154,76	0,0010959	0,34857	652,8	2751,5	2098,7	1,8901	6,7947	4,9045
$5,50 \cdot 10^{-5}$	155,46	0,0010967	0,34259	655,9	2752,3	2096,5	1,8972	6,7885	4,8913
$5,60 \cdot 10^{-5}$	156,15	0,0010975	0,33682	658,9	2753,1	2094,2	1,9042	6,7824	4,8782
$5,80 \cdot 10^{-5}$	157,51	0,0010991	0,32584	664,8	2754,7	2089,9	1,9179	6,7706	4,8528
$6,00 \cdot 10^{-5}$	158,83	0,0011006	0,31558	670,5	2756,1	2085,6	1,9311	6,7592	4,8281
$6,20 \cdot 10^{-5}$	160,12	0,0011021	0,30595	676,1	2757,6	2081,5	1,9440	6,7481	4,8041

Продовження таблиці И.2

p	t	v'	v''	h'	h''	r	s'	s''	$s'' - s'$
$6,40 \cdot 10^5$	161,37	0,0011036	0,29690	681,5	2758,9	2077,4	1,9565	6,7374	4,7809
$6,50 \cdot 10^5$	161,99	0,0011044	0,29258	684,2	2759,6	2075,4	1,9626	6,7321	4,7695
$6,60 \cdot 10^5$	162,59	0,0011051	0,28839	686,9	2760,2	2073,4	1,9686	6,7269	4,7583
$6,70 \cdot 10^5$	163,19	0,0011058	0,28431	689,5	2760,9	2071,4	1,9746	6,7218	4,7472
$6,80 \cdot 10^5$	163,79	0,0011065	0,28035	692,1	2761,5	2069,5	1,9805	6,7168	4,7363
$6,90 \cdot 10^5$	164,37	0,0011073	0,27651	694,6	2762,1	2067,5	1,9863	6,7119	4,7255
$7,00 \cdot 10^5$	164,95	0,0011080	0,27276	697,1	2762,7	2065,6	1,9921	6,7070	4,7149
$7,10 \cdot 10^5$	165,53	0,0011087	0,26912	699,6	2763,3	2063,7	1,9978	6,7022	4,7044
$7,20 \cdot 10^5$	166,09	0,0011094	0,26558	702,1	2763,9	2061,8	2,0034	6,6974	4,6940
$7,30 \cdot 10^5$	166,65	0,0011101	0,26213	704,6	2764,5	2059,9	2,0089	6,6927	4,6838
$7,40 \cdot 10^5$	167,21	0,0011108	0,25877	707,0	2765,1	2058,1	2,0144	6,6881	4,6737
$7,50 \cdot 10^5$	167,76	0,0011114	0,25550	709,4	2765,6	2056,3	2,0198	6,6835	4,6637
$7,60 \cdot 10^5$	168,30	0,0011121	0,25231	711,8	2766,2	2054,4	2,0252	6,6790	4,6539
$7,70 \cdot 10^5$	168,83	0,0011128	0,24920	714,1	2766,7	2052,6	2,0305	6,6746	4,6441
$7,80 \cdot 10^5$	169,37	0,0011135	0,24617	716,4	2767,3	2050,8	2,0357	6,6702	4,6345
$7,90 \cdot 10^5$	169,89	0,0011141	0,24321	718,7	2767,8	2049,1	2,0409	6,6658	4,6250
$8,00 \cdot 10^5$	170,41	0,0011148	0,24033	721,0	2768,3	2047,3	2,0460	6,6615	4,6156
$8,10 \cdot 10^5$	170,93	0,0011154	0,23751	723,3	2768,8	2045,5	2,0511	6,6573	4,6062
$8,20 \cdot 10^5$	171,44	0,0011161	0,23476	725,5	2769,3	2043,8	2,0561	6,6531	4,5970
$8,30 \cdot 10^5$	171,95	0,0011167	0,23207	727,7	2769,8	2042,1	2,0610	6,6490	4,5879

ДОДАТОК К (обов'язковий)

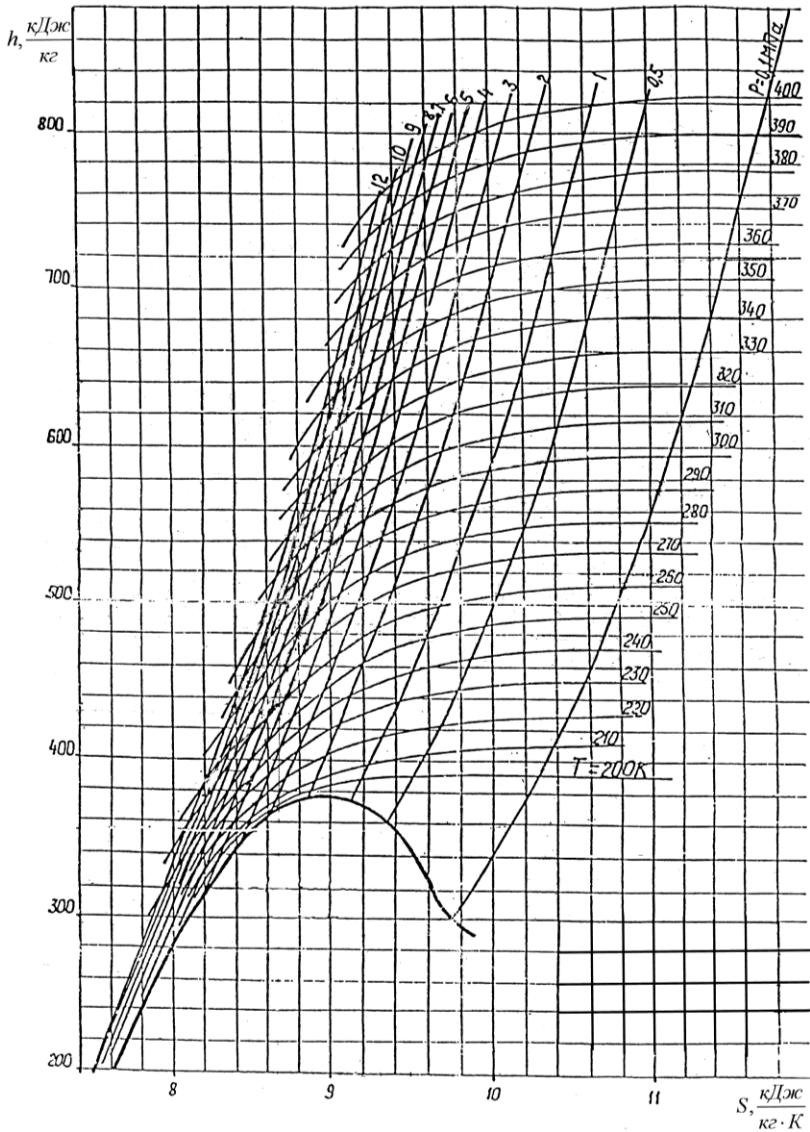


Рисунок К.1 – h, s -діаграма для природного газу

ДОДАТОК Л
(обов'язковий)

Таблиця Л.1 – Властивості газів

Газ	Критичний параметр		Масова теплоємність (за 0 °С і $p = 0,1013 \text{ МПа}$), $C_p, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	Показник адиабати k (за 0 °С і $p = 0,1013 \text{ МПа}$)
	$T_{кр},$ К	$P_{кр},$ МПа		
Азот	126,0	3,39	1,038	1,40
Водень	32,8	1,29	14,195	1,41
Повітря	132,5	3,77	1,005	1,40
Кисень	154,6	5,08	0,915	1,40
Метан	190,5	4,64	2,165	1,32
Двооксид вуглецю	304,0	7,38	0,815	1,31
Етан	32,2	4,87	1,729	1,202

ДОДАТОК М
(обов'язковий)

Таблиця М.1 – Ізобарна теплоємність робочих тіл ГТУ

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$c_p^П, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$c_p^ПЗ, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$c_p^П, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$c_p^ПЗ, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$
0	1,005	1,042	700	1,135	1,239
100	1,009	1,068	800	1,156	1,264
200	1,026	1,097	900	1,172	1,290
300	1,048	1,122	1 000	1,185	1,306
400	1,068	1,151	1 100	1,197	1,323
500	1,093	1,185	1 200	1,210	1,340
600	1,114	1,214	1 300	1,223	1,357

ДОДАТОК Н (обов'язковий)

Таблиця Н.1 – Параметри сухої насиченої пари й води на лінії насичення

Тиск, p_w , бар	Темпе- ратура, T_{2w} , °C	Ентальпія		Теплота пароутво- рення, кДж/кг	Ентропія	
		рідини, кДж/кг	пари, кДж/кг		рідини, кДж/(кг·K)	пари, кДж/(кг·K)
8	170,41	720,9	2 769,0	2 048,1	2,0461	6,6630
9	175,36	742,7	2 773,7	2 031,0	2,0945	6,6223
10	179,88	762,4	2 777,8	2 015,3	2,1383	6,5867
11	184,05	781,3	2 781,2	1 999,9	2,1786	6,5523
12	187,95	798,4	2 784,6	1 986,2	2,2156	6,5224
13	191,60	814,6	2 787,4	1 972,7	2,2510	6,4954
14	195,04	830,0	2 789,7	1 959,7	2,2841	6,4699
15	198,28	844,5	2 791,8	1 947,3	2,3148	6,4458
16	201,36	858,3	2 793,5	1 935,2	2,3437	6,4221
17	204,30	871,7	2 795,3	1 923,5	2,3712	6,4000
18	207,10	884,2	2 796,5	1 912,3	2,3975	6,3794
19	209,78	896,6	2 797,9	1 901,3	2,4224	6,3597
20	212,37	908,6	2 799,2	1 890,7	2,4471	6,3411

ДОДАТОК П
(обов'язковий)

Таблиця П.1 – Фізичні властивості води

t , $^{\circ}\text{C}$	$P \cdot 10^{-5}$, Па	ρ , кг/м^3	c , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$	h , кДж/кг	s , $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$
0	1,013	999,9	4,212	0	0
10	1,013	999,7	4,191	42,04	0,1507
20	1,013	998,2	4,183	83,91	0,2965
30	1,013	995,7	4,174	125,70	0,4369
40	1,013	992,2	4,174	167,50	0,5717
50	1,013	988,1	4,174	209,30	0,7038
60	1,013	983,2	4,179	251,10	0,8319
70	1,013	977,8	4,187	293,00	0,9548
80	1,013	971,8	4,195	335,00	1,0753
90	1,013	965,3	4,208	377,00	1,1926
100	1,013	958,4	4,220	419,10	1,3069

ДОДАТОК Р (обов'язковий)

Схеми термомеханічних систем. Паротурбінні установки (ПТУ)

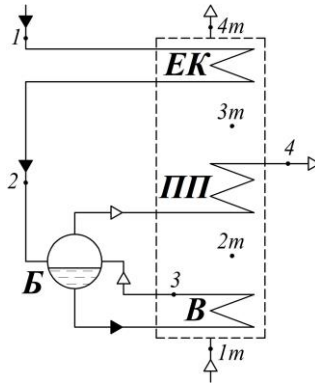


Рисунок Р.1 – Схема секцій парогенератора:
 ЕК – економайзер; ПП – пароперегрівник; В – випарник;
 Б – барабан; 1m–4m – вузлові точки стану продуктів згоряння;
 1–4 – вузлові точки стану рідини і пари

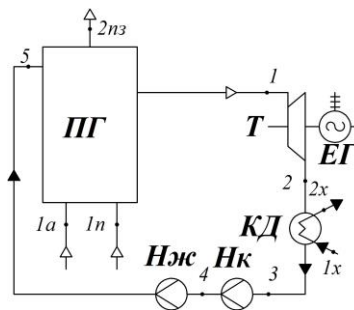


Рисунок Р.2 – Спрощена схема ПТУ для виробництва
 електроенергії: ПГ – парогенератор; Т – турбіна;
 ЕГ – електрогенератор; КД – конденсатор; Нк – насос
 конденсатний; Нж – живильний насос; вузлові точки стану:
 1–5 – рідини і пари робочої речовини; 1a – повітря; 1n – палива;
 2nз – продуктів згоряння; 1x, 2x – холодоносія конденсатора

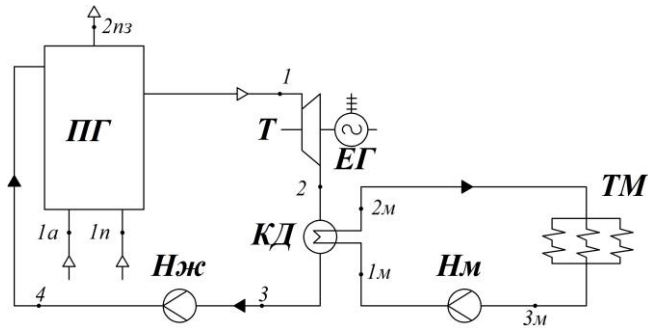


Рисунок Р.3 – Схема ПТУ з конденсатором теплопостачання:
 ПГ – парогенератор; Т – турбіна; ЕГ – електрогенератор;
 КД – конденсатор; Нж – живильний насос;
 Нм – насос мережевої води; вузлові точки стану: 1–4 – робочої речовини; 1а – повітря; 1n – палива; 2нз – продуктів згоряння; 1м–3м – мережевої води

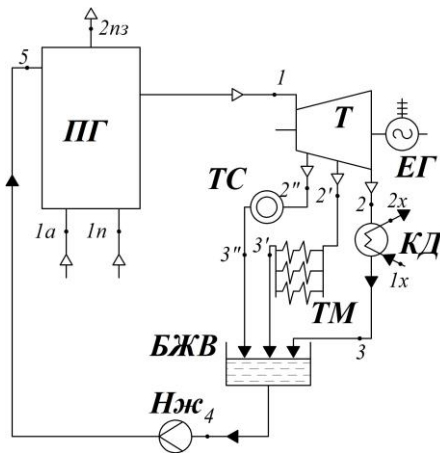


Рисунок Р.4 – Схема теплоелектроцентралі (ТЕЦ):
 ПГ – парогенератор; Т – турбіна; ЕГ – електрогенератор;
 КД – конденсатор; ТС – теплоспоживач; ТМ – тепла мережа;
 БЖВ – бак живильної води; Нж – насос живильної води; вузлові точки стану: 1–5 – робочої речовини; 1а – повітря; 1n – палива; 2нз – продуктів згоряння; 1х, 2х – холодоносія конденсатора

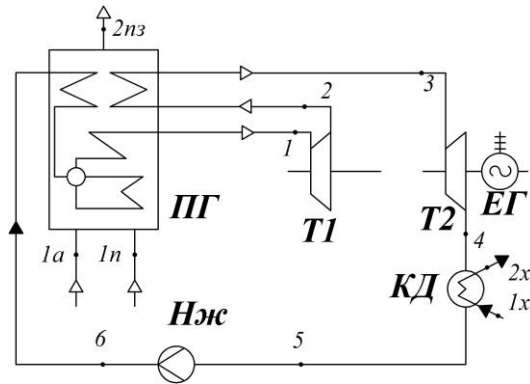


Рисунок Р.5 – Схема ПТУ з проміжним перегріванням пари:
 Т1, Т2 – ступені парової турбіни; ЕГ – електрогенератор;
 КД – конденсатор; Нж – живильний насос; ПГ – парогенератор;
 1–6 – вузлові точки стану рідини і пари робочої речовини;
 1а – повітря; 1n – палива; 1x, 2x – холодоносія конденсатора

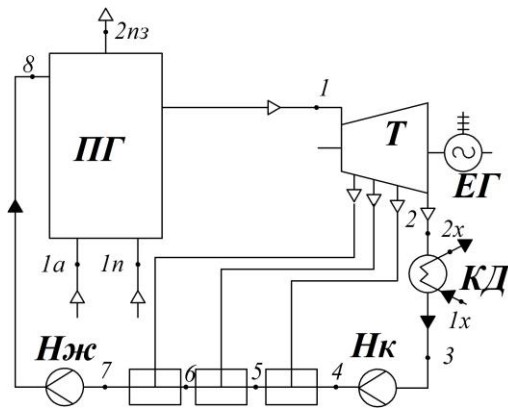


Рисунок Р.6 – Схема ПТУ з регенеративним підігріванням живильної води: ПГ – парогенератор; Т – турбіна;
 ЕГ – електрогенератор; КД – конденсатор;
 П1, П2, П3 – змішувальні підігрівники живильної води;
 Нж – насос живильної води; вузлові точки стану: 1–8 – робочої речовини; 1а – повітря; 1n – палива; 2nz – продуктів згорання;
 1x, 2x – холодоносія конденсатора

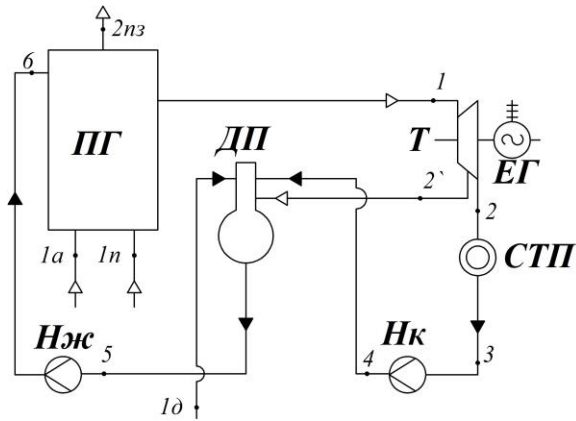


Рисунок Р.7 – Схема ТЕЦ з турбіною протитиску:
 ПГ – парогенератор; Т – турбіна; ЕГ – електрогенератор;
 СТП – споживач технологічної пари; ДП – деаератор-
 підігрівник; Нк – конденсатний насос; Нж – насос живильної
 води; вузлові точки стану: 1–6 – робочої речовини; 1а – повітря;
 1n – палива; 2nз – продуктів згоряння; 1д – живильної води

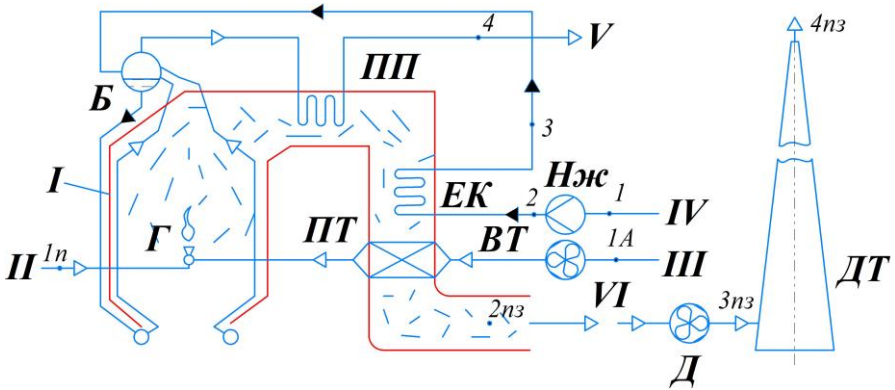


Рисунок Р.8 – Схема котельної установки:

I – контур топки та газоходу; *II* – підведення палива; *III* – атмосферне повітря; *IV* – вода після деаератора; *V* – водяна перегріта пара; *VI* – продукти згоряння (димові газ);
Г – пальник; *Б* – барабан; *ПП* – пароперегрівник;
ЕК – економайзер; *ПТ* – повітряний теплообмінник (повітропідігрівник); *ВТ* – дуттєвий вентилятор;
Нж – насос живильної води; *Д* – димосос; *ДТ* – димар (димова труба); вузлові точки стану: *1–4* – робочої речовини;
1a – повітря; *In* – палива; *2nз–4nз* – продуктів згоряння після газоходу котельного агрегата

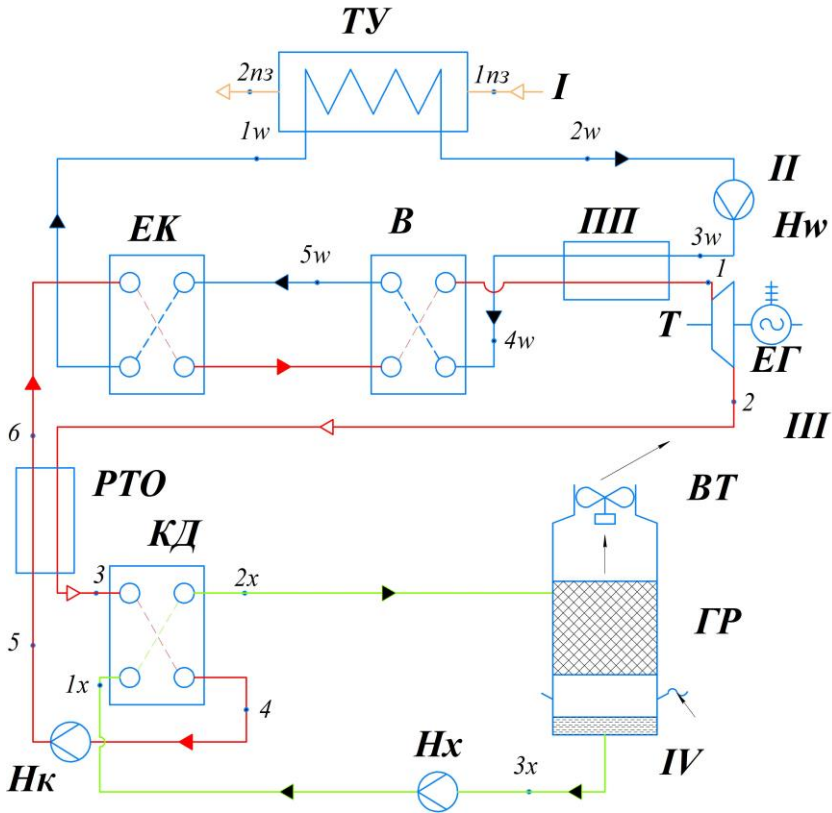


Рисунок Р.9 – Утилізаційна енергетична установка на базі ORC (Organic Rankine Cycle):

I – продукти згоряння котельного агрегата; *II* – проміжний циркуляційний контур води; *III* – робоча речовина ORC в силовому контурі; *IV* – контур циркуляції холодоносія (система оборотного водопостачання); *ТУ* – теплоутилізатор; *ЕК* – економайзер; *ПП* – пароперегрівач; *Т* – турбіна; *ЕГ* – електрогенератор; *ГР* – градирня; *ВТ* – вентилятор градирні; *Н_в*, *Н_к*, *Н_х* – насоси для води, конденсату та оборотної води (холодоносія); вузлові точки стану: *1–6* – робочої речовини; *1_{нз}–2_{нз}* – продуктів згоряння; *1_в–5_в* – води в проміжному контурі; *1_х–3_х* – холодоносія

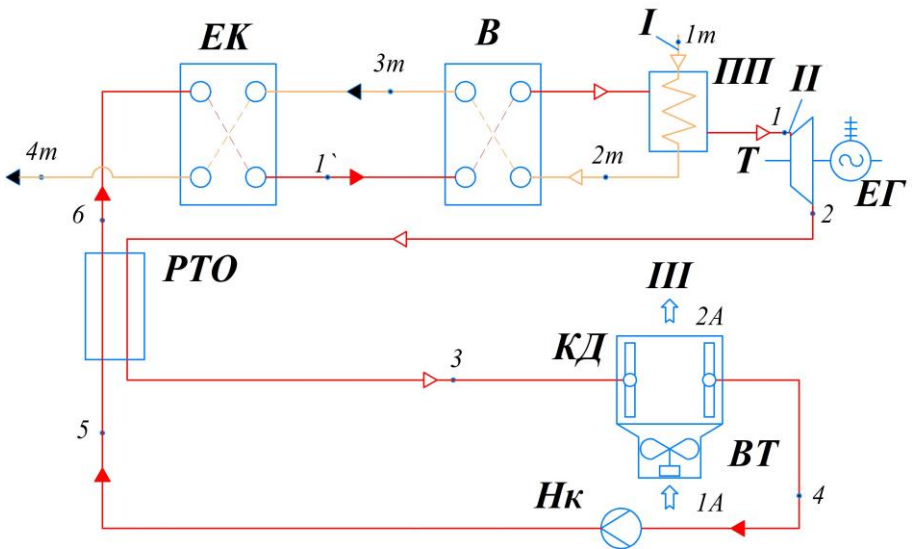


Рисунок Р.10 – Утилізаційна енергетична установка на базі ОРС із застосуванням парових або рідинних теплових скидань:
 I – гарячий теплоносій рідинного або парового стану;
 II – робоча речовина в силовому контурі ОРС;
 III – атмосферне повітря; EK – економайзер; B – випарник;
 III – перегрівник пари; T – турбіна; EG – електрогенератор;
 Hk – насос конденсатний; KD – конденсатор із повітряним охолодженням; VT – вентилятор у складі конденсатора

ДОДАТОК С
(обов'язковий)

Схеми термомеханічних систем. Газотурбінні установки (ГТУ)

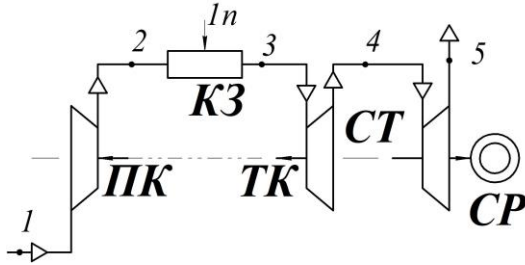


Рисунок С.1 – Схема газотурбінного двигуна без регенерації тепла: *ПК* – повітряний компресор; *КЗ* – камера згоряння; *ТК* – турбіна компресора; *СТ* – силова турбіна; *СР* – споживач роботи; вузлові точки стану: *1–5* – повітря і продуктів згоряння; *In* – палива

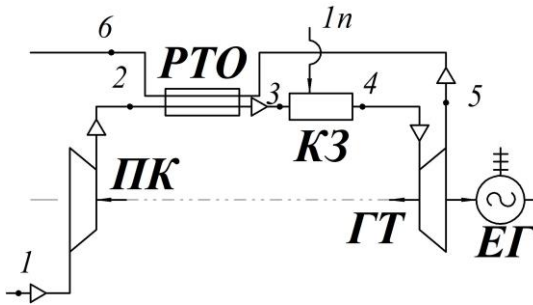


Рисунок С.2 – Схема газотурбінної установки в разі електричного навантаження турбіни:
ПК – повітряний компресор;
РТО – регенеративний теплообмінник (регенератор);
КЗ – камера згоряння; *ГТ* – газова турбіна;
ЕГ – електрогенератор; вузлові точки стану: *1–6* – повітря і продуктів згоряння; *In* – палива

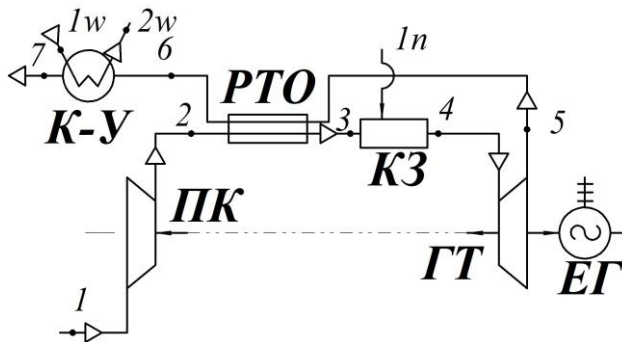


Рисунок С.3 – Схема когенераційної газотурбінної установки:
 ПК – повітряний компресор; РТО – регенеративний теплообмінник (регенератор); КЗ – камера згоряння;
 ГТ – газова турбіна; ЕГ – електрогенератор;
 К-У – котел-утилізатор; вузлові точки стану: 1–6 – повітря, суміші продуктів згоряння і водяної пари; In – палива;
 1w – води; 2w – водяної пари

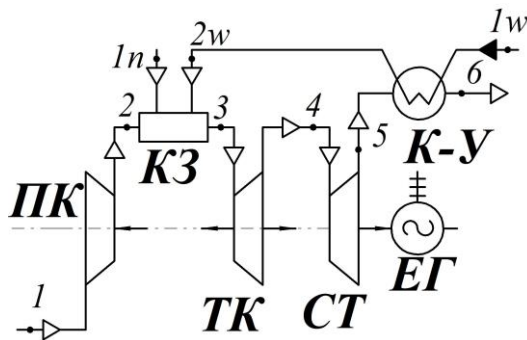


Рисунок С.4 – Схема ГТУ з уприскуванням у продукти згоряння (STIG-цикл): ПК – повітряний компресор;
 КЗ – камера згоряння; ТК – турбіна компресорна;
 СТ – силова турбіна; ЕГ – електрогенератор;
 К-У – котел-утилізатор; вузлові точки стану: 1–6 – повітря, суміші продуктів згоряння і водяної пари;
 In – палива;
 1w – води; 2w – водяної пари

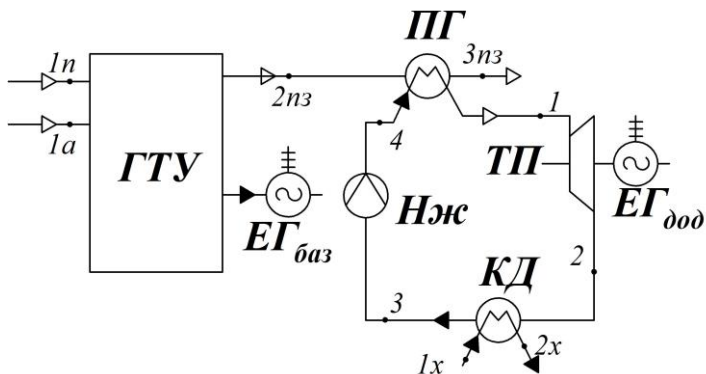


Рисунок С.5 – Схема утилізації теплоти продуктів згоряння ГТУ з метою додаткової електрогенерації:

ГТУ – газотурбінна установка; *ПГ* – парогенератор;
ТП – турбіна парова; *КД* – конденсатор; *Нж* – насос живильної води; *ЕГ_{баз}*, *ЕГ_{дод}* – базовий і додатковий електрогенератори;
 вузлові точки стану: *1–4* – робочої речовини паротурбінного модуля; *I_n* – палива; *I_a* – повітря; *2_{nз}*, *3_{nз}* – продуктів згоряння; *1_x*, *2_x* – холодоносія конденсатора

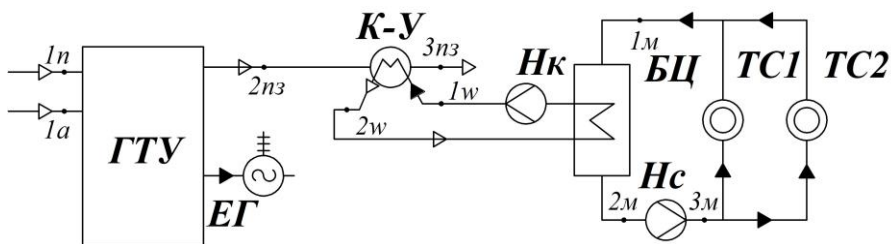


Рисунок С.6 – Схема мініТЕЦ на базі ГТУ:

ГТУ – газотурбінна установка; *ЕГ* – електрогенератор;
К-У – котел-утилізатор; *Нк* – конденсатний насос;
БЦ – центральний бойлер; *ТС1*, *ТС2* – теплоспоживачі;
 вузлові точки стану: *1_w* – *3_w* – води і пари в грійочому контурі для БЦ, *1_m* – *3_m* – мережевої води; *I_n* – палива; *I_a* – повітря; *2_{nз}*, *3_{nз}* – продуктів згоряння в ГТУ

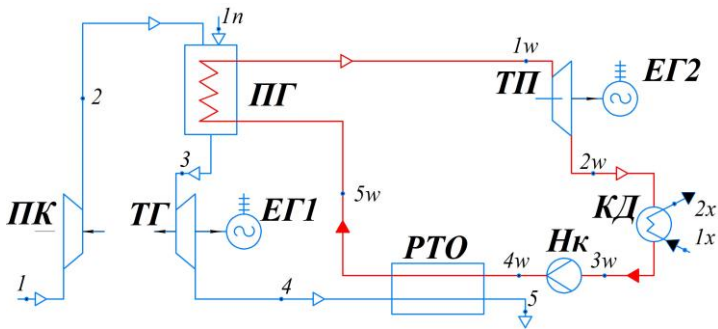


Рисунок С.7 – Схема бінарної парогазової енергетичної установки: *ПК* – повітряний компресор; *ТГ* – газова турбіна; *ПГ* – парогенератор; *РТО* – регенеративний теплообмінник (регенератор); *ТП* – парова турбіна; *КД* – конденсатор; *Нк* – конденсатний насос; *ЕГ1*, *ЕГ2* – електрогенератори; вузлові точки стану: *1–5* – повітря і продуктів згоряння; *1n* – палива; *1w–5w* – води і водяної пари; *1x*, *2x* – холодоносія конденсатора

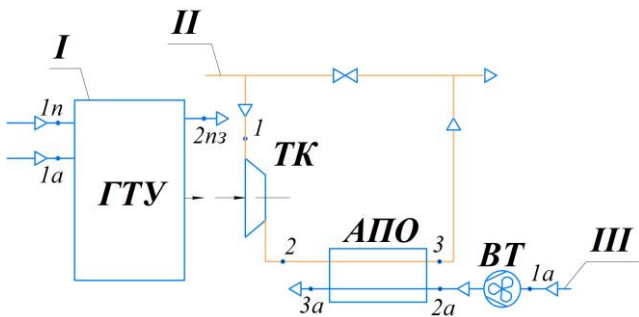


Рисунок С.8 – Схема газоперекачувального агрегата:
I – продукти згоряння ГТД;
II – магістральний трубопровід природного газу;
III – атмосферне повітря; *ГТД* – газотурбінний двигун;
ТК – турбокомпресор; *АПО* – апарат повітряного охолодження;
ВТ – вентилятор; вузлові точки стану: *1–3* – природного газу;
1a–3a – повітря; *1n* – палива

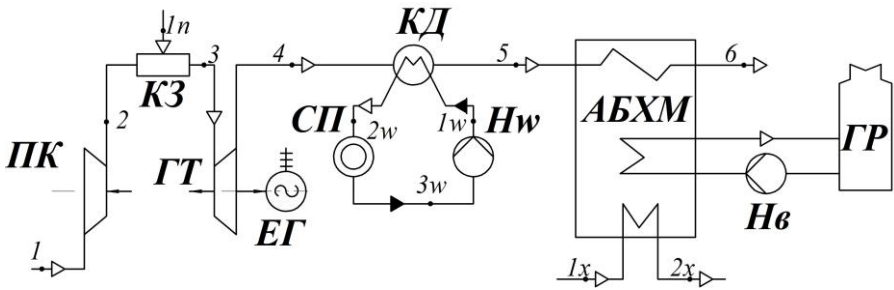


Рисунок С.9 – Схема тригенераційної ГТУ (електроенергія, пара, холод): ПК – повітряний компресор; КЗ – камера згоряння; ГТ – газова турбіна; ЕГ – електрогенератор; К-У – котел-утилізатор; СП – споживач пари; Нв – насос контуру генерації пари; АБХМ – абсорбційна холодильна машина; ГР – вентиляційна градирня для охолодження води в контурі абсорбера і конденсатора АБХМ; Нв – насос системи оборотного водопостачання між АБХМ і градирнею; вузлові точки стану: 1–6 – повітря і продуктів згоряння; In – палива; 1w–3w – води і водяної пари; 1x, 2x – холодоносія конденсатора з $t_{2x} = 7-10\text{ }^{\circ}\text{C}$

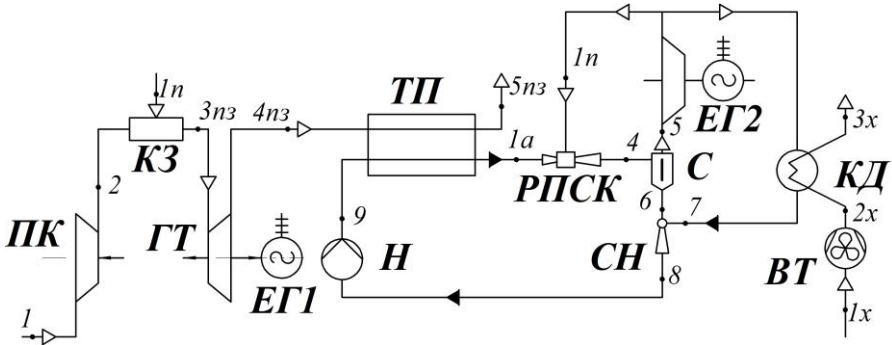


Рисунок С.10 – Схема утилізації теплоти продуктів згоряння ГТУ з використанням струминної термокомпресії:
 ПК – повітряний компресор; КЗ – камера згоряння;
 ГТ – газова турбіна; ТП – теплообмінник-підігрівник;
 РПСК – рідинно-паровий струминний компресор; С – сепаратор;
 Н – насос активного потоку РПСК;
 ЕГ1, ЕГ2 – електрогенератори; вузлові точки стану:
 1–5_{нз} – повітря і продуктів згоряння; 1_п – палива;
 1_а, 1_п, 4–9 – вузлові точки стану робочої речовини в колі
 циркуляції струминного термокомпресорного модуля
 (СТК-модуля); 1_х–3_х – повітря для конденсатора

ДОДАТОК Т (обов'язковий)

Схеми термомеханічних систем. Кліматичні системи:
теплонасосні та холодильні машини й установки

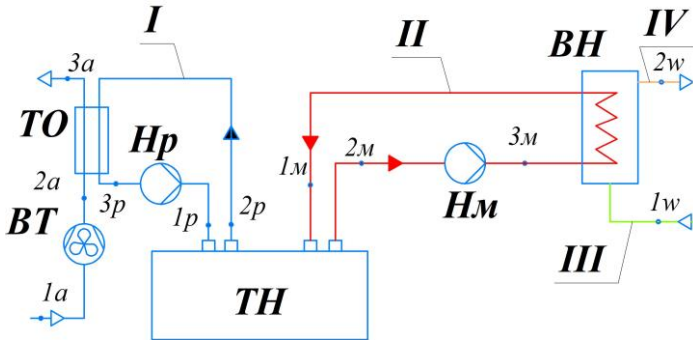


Рисунок Т.1 – Схема теплонасосної установки «повітря – вода»
для потреб гарячого водопостачання:

I – первинний контур розсільної рідини; *II* – вторинний контур
циркуляції мережевої води; *III* – вхід холодної санітарної води;

IV – вихід нагрітої санітарної води до споживача;

ТН – тепловий насос; *ТО* – теплообмінник «повітря – рідина»;

Нр – насос циркуляції розсільної рідини;

ВТ – вентилятор подавання атмосферного повітря;

Нм – насос мережевої води; *ВН* – емнісний водонагрівник;

вузлові точки стану: *1a–3a* – повітря; *1p–3p* – розсільної рідини;

1m–3m – мережевої води; *1w, 2w* – санітарної води

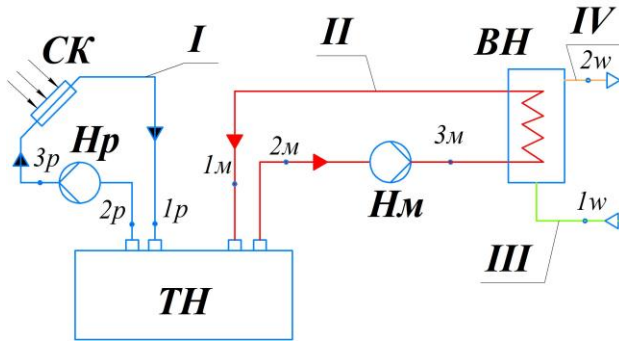


Рисунок Т.2 – Схема теплонасосної установки «геліосистема – вода» для потреб гарячого водопостачання:
I – первинний контур розсільної рідини; *II* – вторинний контур циркуляції мережевої води; *III* – вхід холодної санітарної води; *IV* – вихід нагрітої санітарної води; *ТН* – тепловий насос; *СК* – сонячний колектор; *Нр* – насос розсільної рідини; *Нм* – насос мережевої води; *ВН* – смісний водонагрівник; вузлові точки стану: *1р–3р* – розсільної рідини; *1м–3м* – мережевої води; *1w, 2w* – санітарної води

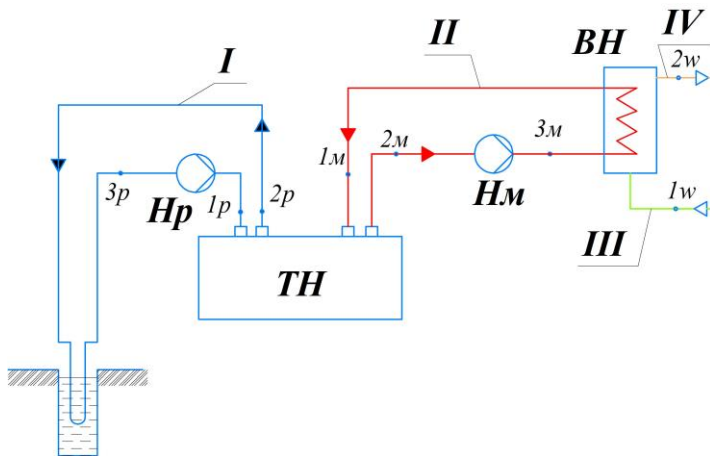


Рисунок Т.3 – Схема теплонасосної установки «грунт – вода» для потреб гарячого водопостачання:

I – первинний контур розсільної рідини; *II* – вторинний контур циркуляції мережевої води; *III* – вхід холодної санітарної води;

IV – вихід нагрітої санітарної води; *ТН* – тепловий насос;

ГТЗ – ґрунтовий тепловий зонд; *Нр* – насос розсільної рідини;

Нм – насос мережевої води; *ВН* – ємнісний водонагрівник;

вузлові точки стану: *1р–3р* – розсільної рідини;

1м–3м – мережевої води; *1w, 2w* – санітарної води

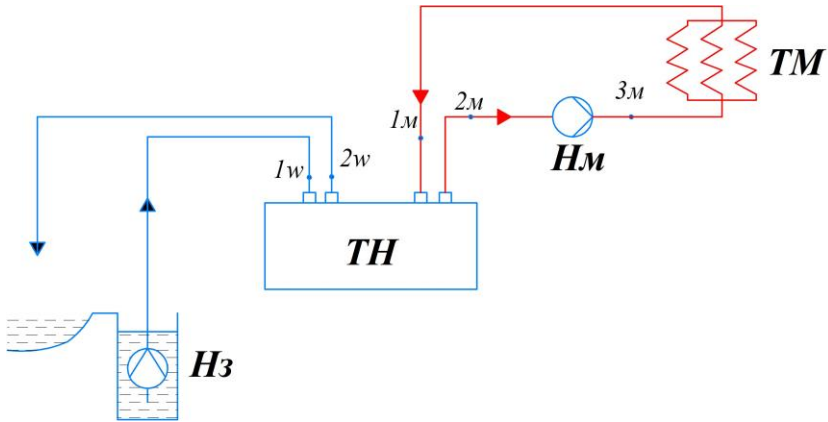


Рисунок Т.4 – Схема теплонасосної установки «грунтова вода – вода» для потреб теплопостачання (опалення):
ТН – тепловий насос; *Hz* – занурений насос; *Нм* – насос мережевої води; *ТМ* – тепла мережа; вузлові точки стану:
1w, 2w – ґрунтової води; *1M–3M* – мережевої води

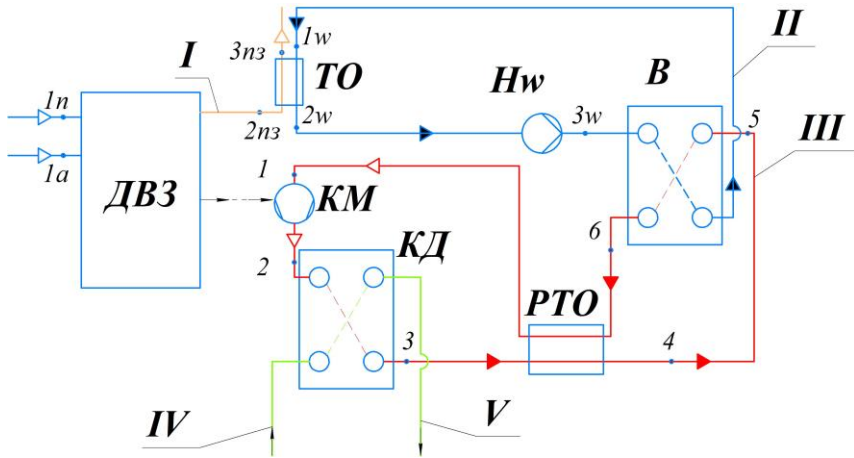


Рисунок Т. 5 – Схема теплового насоса з приводом від теплового двигуна: *I* – продукти згоряння; *II* – контур циркуляції води; *III* – контур циркуляції робочої речовини; *IV*, *V* – вхід і вихід середовища для споживача теплового навантаження, що передається в конденсаторі;

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння; *ТО* – теплообмінник;

Нw – водяний насос; *КМ* – компресор; *КД* – конденсатор;

РТО – регенеративний теплообмінник; *В* – випарник;

ДП – дросельний пристрій; вузлові точки стану: *1–3* – робочої речовини (холодоагенту); *In* – палива; *Ia* – повітря;

2nз, *3nз* – продуктів згоряння; *1w–3w* – води

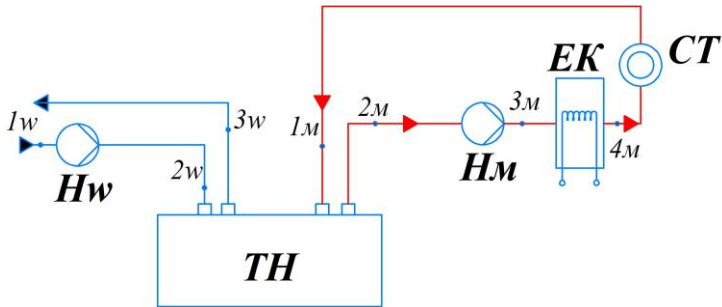


Рисунок Т.6 – Схема бівалентної теплонасосної установки:
 ТН – тепловий насос; ЕК – електродотел; СТ – споживач тепла;
 Нв – водяний насос; Нм – насос мережевої води;
 вузлові точки стану: 1w–3w – води для випарника;
 1м–4м – мережевої води

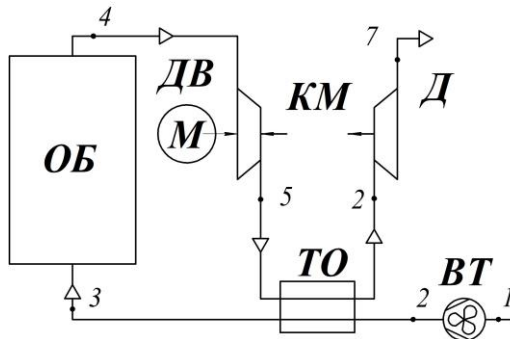


Рисунок Т.7 – Схема повітряного теплопостачання об'єкта
 за теплонасосною технологією:
 ОБ – об'єкт повітряного теплопостачання (сушильна камера);
 КМ – компресор; Д – детандер; ДВ – двигун;
 ТО – теплообмінник; ВТ – вентилятор;
 1–7 – вузлові точки атмосферного повітря

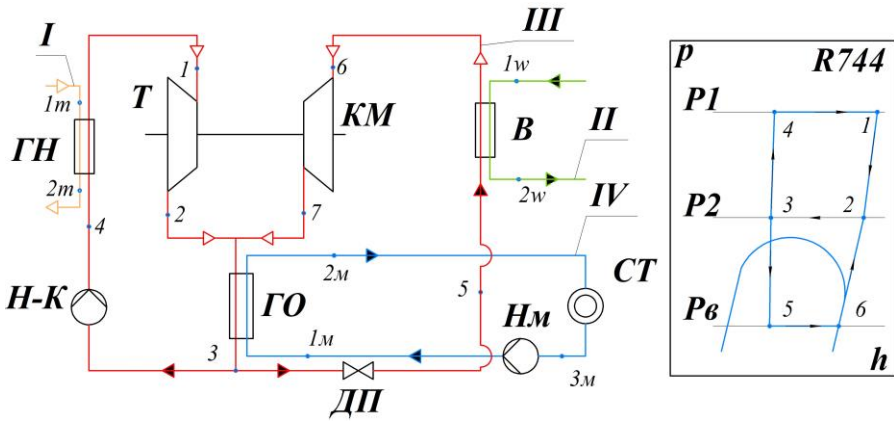


Рисунок Т.8 – Схема і цикл теплонасосної установки на базі циклу з механічною термокомпресією діоксиду вуглецю:

- I* – підведення зовнішнього гарячого джерела;
- II* – підведення теплоти від низькопотенціального джерела;
- III* – циркуляційний контур робочої речовини (R744);
- IV* – контур циркуляції мережевої води системи теплоспоживання; ГН – газонагрівник; Т – турбіна;
- КМ – компресор; ГО – газоохолоджувач; В – випарник;
- ДП – дросельний пристрій; СТ – система теплоспоживання;
- Нм – насос мережевої води; Н-К – насос-компресор для діоксиду вуглецю транскритичного стану зі значною густиною (процес 3–4 в *p, h*-діаграмі)

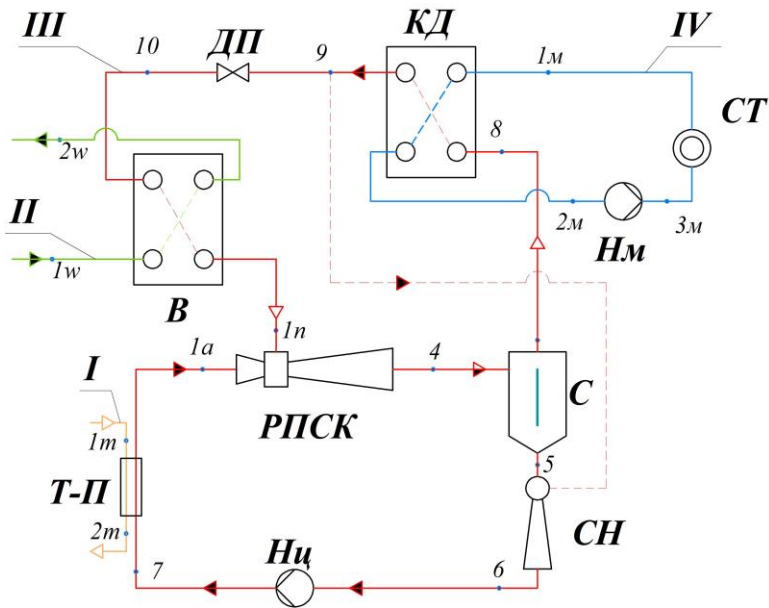


Рисунок Т. 9 – Схема теплонасосної установки на базі циклу зі струминною термокомпресією:

- I* – підведення зовнішнього гарячого теплоносія;
- II* – підведення теплоти від низькопотенціального джерела;
- III* – циркуляційний контур робочої речовини;
- IV* – контур циркуляції мережевої води системи теплоспоживання; *СТ* – система теплоспоживання;
- КД* – конденсатор; *В* – випарник; *РПСК* – рідинно-паровий струминний компресор; *С* – сепаратор; *СН* – струминний насос;
- Нц* – насос циркуляції активного потоку РПСК;
- Нм* – насос мережевої води; вузлові точки стану: *1–10* – робочої речовини циклу; *1м–3м* – мережевої води; *1т, 2т* – теплоносія; *1в, 2в* – води або розсільної рідини

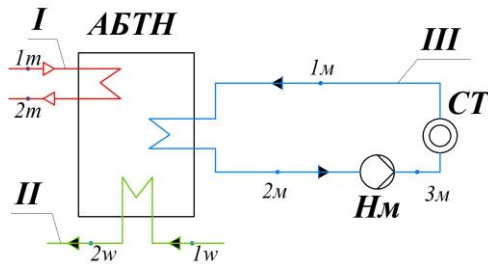


Рисунок Т.10 – Схема теплонасосного теплопостачання на базі абсорбційного теплового насоса:

I – підведення зовнішнього гарячого теплоносія (рідина, пара, продукти згоряння); *II* – підведення теплоти від низькопотенціального джерела; *III* – циркуляційний контур мережевої води для відбору теплоти конденсації та абсорбції; *АБТН* – абсорбційний тепловий насос; *СТ* – система теплоспоживання; *Нм* – насос мережевої води; вузлові точки стану: *1m, 2m* – гріючого теплоносія; *1w, 2w* – утилізованого середовища (води); *1M–3M* – мережевої води

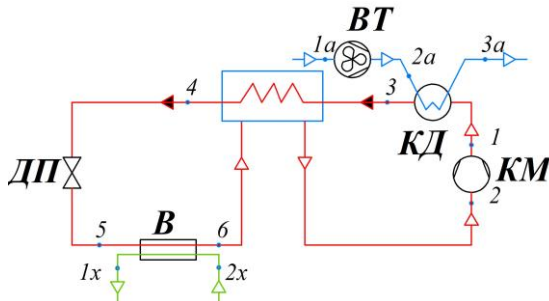


Рисунок Т.11 – Схема парокомпресійної холодильної машини з робочою речовиною НФС-типу: *КМ* – компресор; *КД* – конденсатор; *ВТ* – вентилятор конденсатора; *РТО* – регенеративний теплообмінник; *ДП* – дросельний пристрій; *В* – випарник; вузлові точки стану: *1–6* – робочої речовини; *1a–3a* – атмосферного повітря; *1x, 2x* – холодоносія

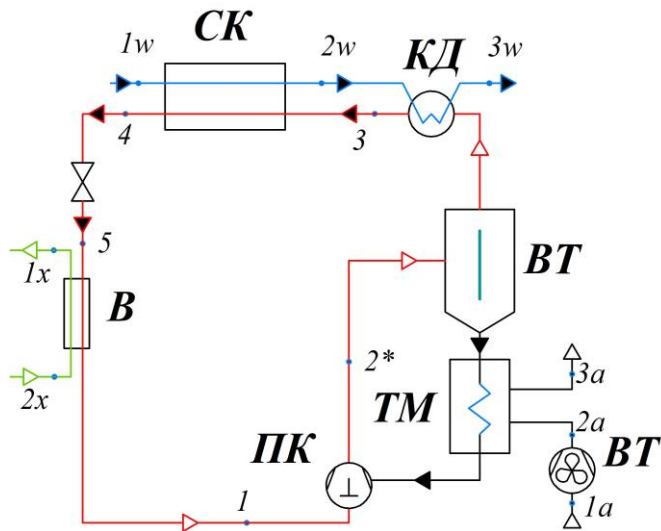


Рисунок Т.12 – Схема парокompресійної холодильної машини з робочою речовиною R717 (аміак): ПК – поршневий компресор; ВМ – віддільник мастила; ТМ – теплообмінник охолодження мастила; ВТ – вентилятор ТМ; КД – конденсатор; СК – субкулер (переохолоджувач конденсату); ДП – дросельний пристрій; В – випарник; вузлові точки стану: 1–5 – робочої речовини; 1w–3w – охолоджувальної води; 1a–3a – атмосферного повітря; 1x, 2x – холодоносія

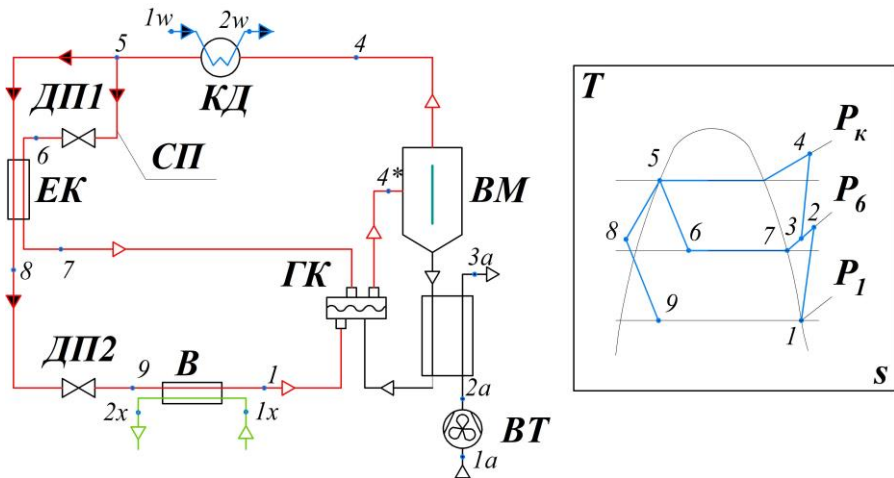


Рисунок Т.13 – Схема і цикл холодильної машини з гвинтовим компресором та економайзером:

ГК – гвинтовий компресор із проміжним впусканням пари;
ВМ – віддільник мастила; *ТМ* – теплообмінник охолодження мастила; *ВТ* – вентилятор ТМ; *КД* – конденсатор;
ЕК – економайзер із кипінням холодоагенту сервісного потоку (СП); *В* – випарник; *ДП1*, *ДП2* – дросельні пристрої;
 вузлові точки стану: *1–9* – холодоагенту;
1w, *2w* – охолоджувальної води; *1a–3a* – атмосферного повітря;
1x, *2x* – холодоносія

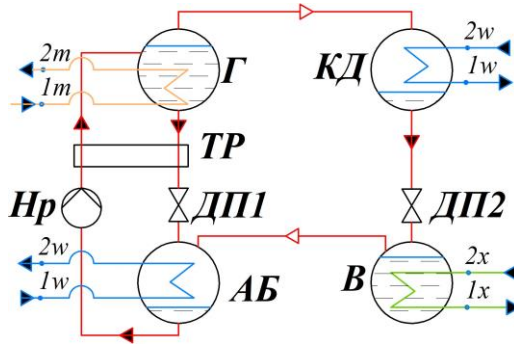


Рисунок Т.14 – Схема абсорбційної бромисто-літієвої холодильної машини: *Г* – генератор; *КД* – конденсатор; *В* – випарник; *АБ* – абсорбер; *ТР* – теплообмінник розчинів; *Нр* – насос розчину; *ДП1*, *ДП2* – дросельні пристрої; вузлові точки стану: *1m*, *2m* – гріючого теплоносія; *1w* – *4w* – охолоджувальної води; *1x*, *2x* – холодоносія

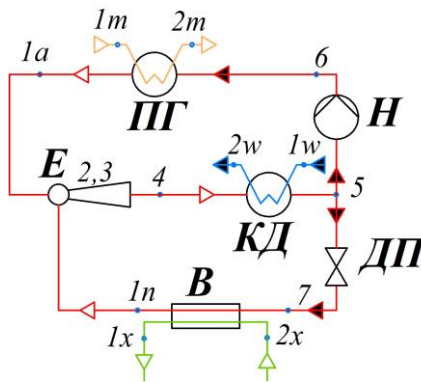


Рисунок Т.15 – Схема пароежекторної холодильної машини: *ПГ* – парогенератор; *Е* – ежектор; *КД* – конденсатор; *В* – випарник; *Н* – насос; *ДП* – дросельний пристрій; вузлові точки стану: *1a*, *1n*–*7* – робочої речовини; *1m*, *2m* – теплоносія; *1w* – *4w* – охолоджувальної води; *1x*, *2x* – холодоносія

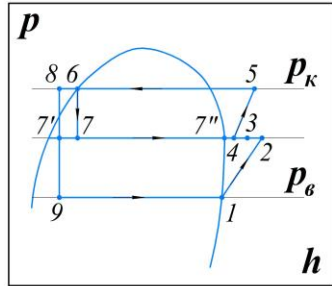
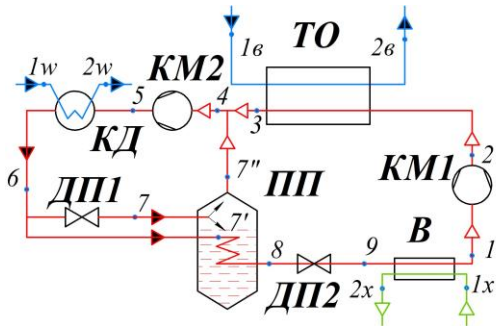


Рисунок Т.16 – Схема і цикл двоступінчастої аміачної холодильної машини: *КМ1*, *КМ2* – компресори низького та високого тиску; *ПП* – проміжна ємність; *КД* – конденсатор; *В* – випарник; *ТО* – теплообмінник; *ДП1*, *ДП2* – дросельні пристрої; вузлові точки стану: *1–9* – аміаку; *1w*, *2w* – охолоджувальної води конденсатора; *1v*, *2v* – охолоджувальної води теплообмінника; *1x*, *2x* – холодоносія

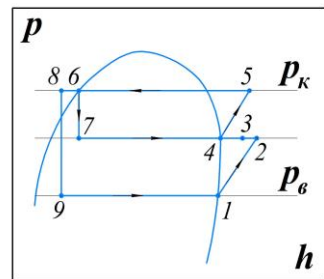
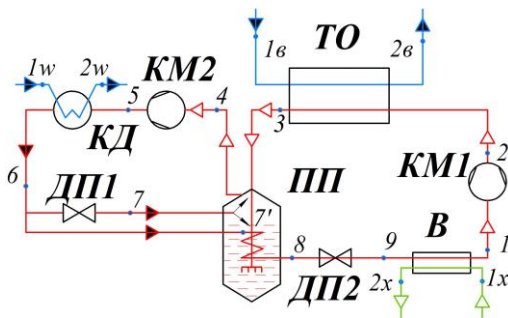


Рисунок Т.17 – Схема і цикл двоступінчастої аміачної холодильної машини з повним проміжним охолодженням: *КМ1*, *КМ2* – компресори низького та високого тиску; *ПП* – проміжна ємність; *КД* – конденсатор; *В* – випарник; *ТО* – теплообмінник; *ДП1*, *ДП2* – дросельні пристрої; вузлові точки стану: *1–9* – аміаку; *1w*, *2w* – охолоджувальної води конденсатора; *1v*, *2v* – охолоджувальної води теплообмінника; *1x*, *2x* – холодоносія

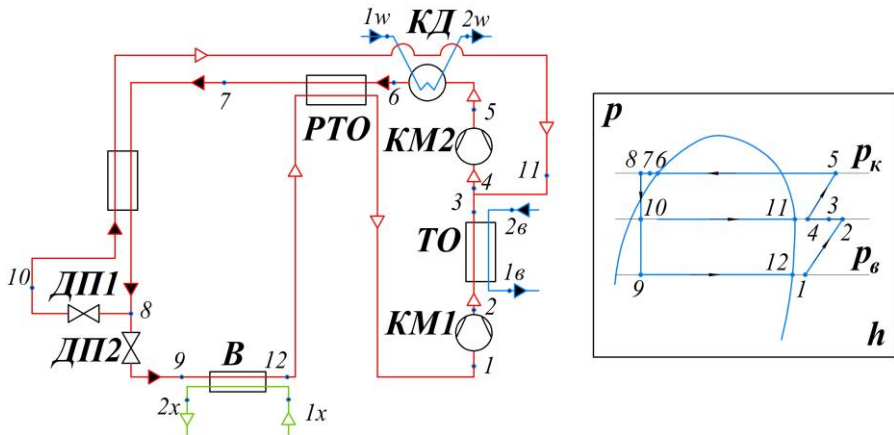


Рисунок Т.18 – Схема і цикл двоступінчастої холодильної машини на робочих речовинах НФС-типу (фреонах):
 КМ1, КМ2 – компресори (ступені компресора) низького та високого тиску; КД – конденсатор; РТО – регенеративний теплообмінник; ЕК – економайзер; В – випарник;
 ТО – теплообмінник; ДП1, ДП2 – дросельні пристрої;
 вузлові точки стану: 1–12 – холодоагенту;
 1_w, 2_w – охолоджувальної води конденсатора;
 1_в, 2_в – охолоджувальної води теплообмінника;
 1_х, 2_х – холодоносія

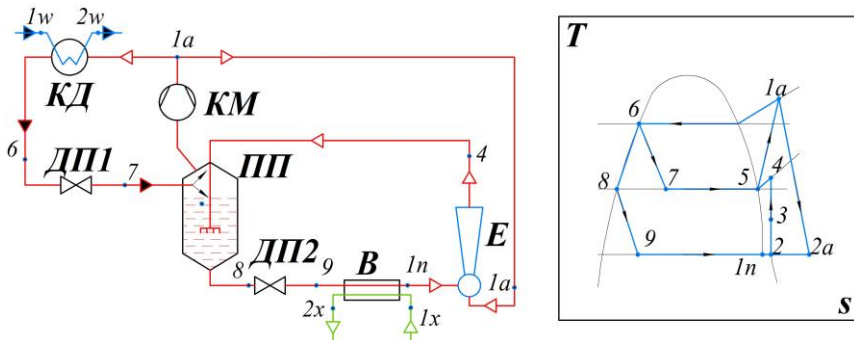


Рисунок Т.19 – Схема й цикл холодильної машини з одноступінчастим компресором і пароструминним агрегатом (ежектором): *КМ* – компресор високого тиску; *Е* – ежектор; *КД* – конденсатор; *ПП* – проміжна ємність; *В* – випарник; *ДП1*, *ДП2* – дросельні пристрої; вузлові точки стану: *1a*, *1n*–*9* – робочої речовини; *1w*, *2w* – охолоджувальної води конденсатора; *1x*, *2x* – холодоносія

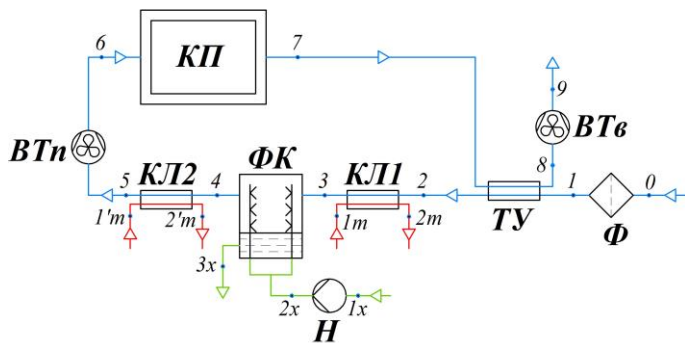


Рисунок Т.20 – Схема системи зимового кондиціонування повітря: *КП* – кондиційоване приміщення; *ВТн* – припливний вентилятор; *ВТв* – витяжний вентилятор; *КЛ1*, *КЛ2* – калорифери 1-го та 2-го етапів підігрівання; *ФК* – форсунокова камера; *Н* – насос; *ТУ* – теплоутилізатор; *Ф* – фільтр; вузлові точки стану: *0*–*9* – атмосферного повітря; *1m*, *2m*, *1'm*, *2'm* – теплоносія; *1x*, *2x* – холодоносія (води)

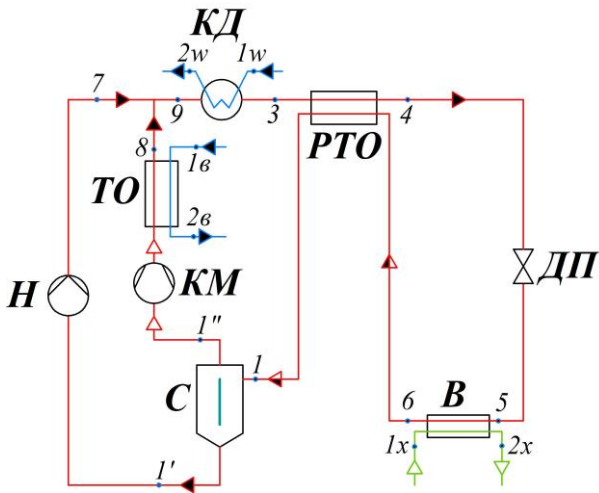


Рисунок Т.21 – Схема холодильної машини на неізотропній суміші з розподілом насиченої пари: *КМ* – компресор; *ФКД* – форконденсатор; *КД* – конденсатор; *РТО* – регенеративний теплообмінник; *В* – випарник; *С* – сепаратор; *Н* – насос; *ДП* – дросельний пристрій; опис циклу в [8, рис. 17.8 в, с. 451]; вузлові точки стану: *1-6* – робочої речовини; *1w, 2w* – охолоджувальної води конденсатора; *1x, 2x* – холодоносія

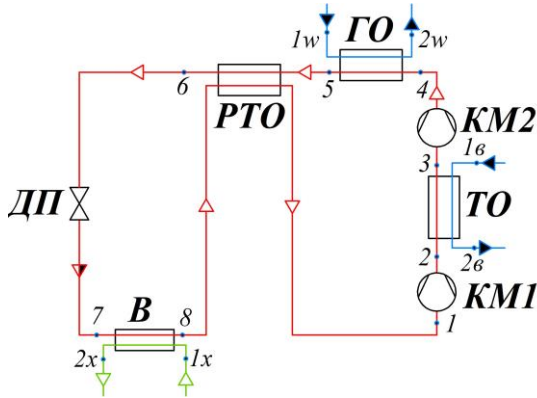


Рисунок Т.22 – Схема двоступінчастого стиснення з одноразовим дроселюванням і проміжним охолодженням для холодильної машини, що працює на діоксиді вуглецю:
КМ1, КМ2 – компресори; *ГО* – газоохолоджувач;
РТО – регенеративний теплообмінник;
ДП – дросельний пристрій; вузлові точки стану: *1–8* – R744;
1w, 2w – охолоджувальної води газоохолоджувача;
1e, 2e – охолоджувальної води теплообмінника;
1x, 2x – холодоносія

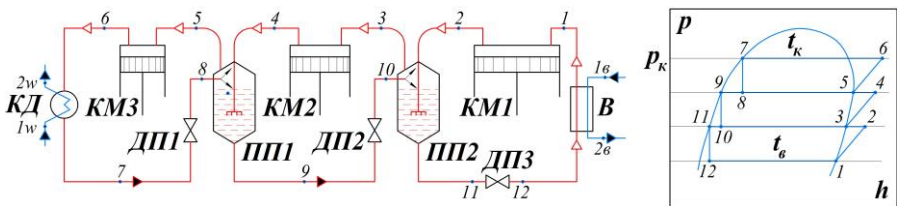


Рисунок Т.23 – Схема і цикл триступеневої холодильної машини: *КМ1, КМ2, КМ3* – компресори 1-го, 2-го і 3-го ступенів стиснення; *КД* – конденсатор; *ПП1, ПП2* – проміжні ємності;
В – випарник; *ДП1, ДП2, ДП3* – дросельні пристрої;
вузлові точки стану: *1–12* – робочої речовини;
1w, 2w – охолоджувальної води конденсатора;
1x, 2x – холодоносія

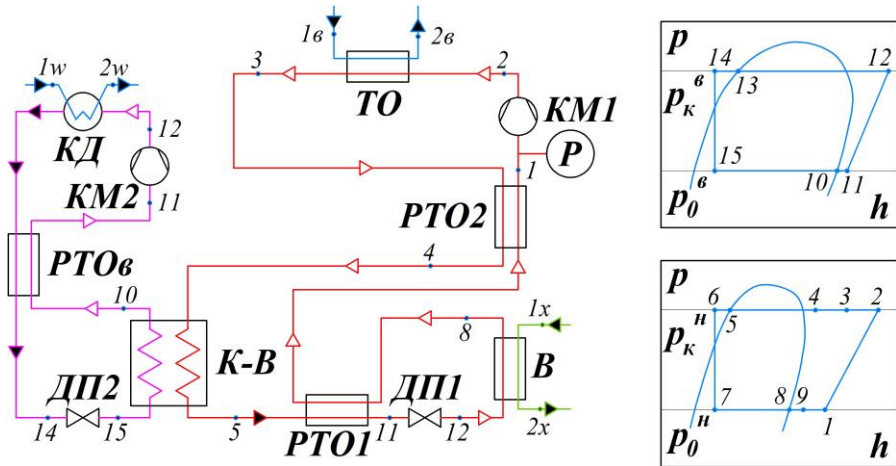


Рисунок Т.24 – Схема і цикл каскадної холодильної машини на робочих речовинах НФС-типу:

- $KM1, KM2$ – компресори нижнього і верхнього каскадів;
- $K-B$ – конденсатор-випарник; B – випарник нижнього каскаду;
- $KД$ – конденсатор верхнього каскаду;
- $PТО1, PТО2$ – регенеративні теплообмінники нижнього каскаду;
- $PТОв$ – регенеративні теплообмінники верхнього каскаду;
- $ДП1, ДП2$ – дросельні пристрої; вузлові точки стану:
- $1-9$ – робочої речовини нижнього каскаду; $10-15$ – верхнього каскаду; $1w, 2w$ – охолоджувальної води конденсатора;
- $1v, 2v$ – охолоджувальної води теплообмінника;
- $1x, 2x$ – холодоносія випарника

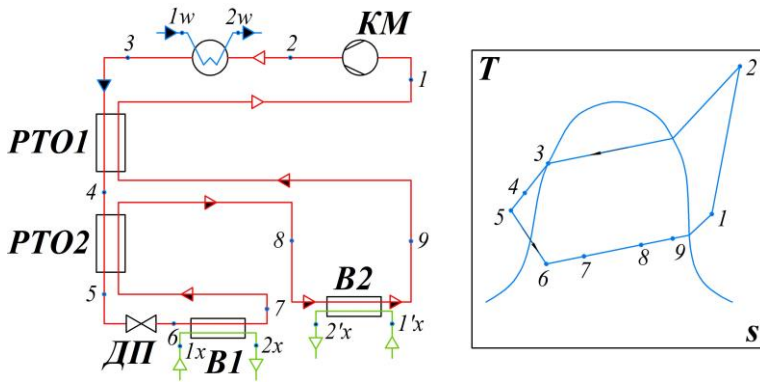


Рисунок Т.25 – Схема і цикл холодильної машини, що виробляє холод на двох температурних рівнях із неазетропної суміші як робочої речовини:

КМ – компресор; *КД* – конденсатор;

PTO1, *PTO2* – регенеративні теплообмінники;

B1, *B2* – випарники; вузлові точки стану: *1–9* – робочої речовини; *10–15* – верхнього каскаду;

1w, *2w* – охолоджувальної води конденсатора;

1x, *2x*, *1'x*, *2'x* – холодоносія випарників

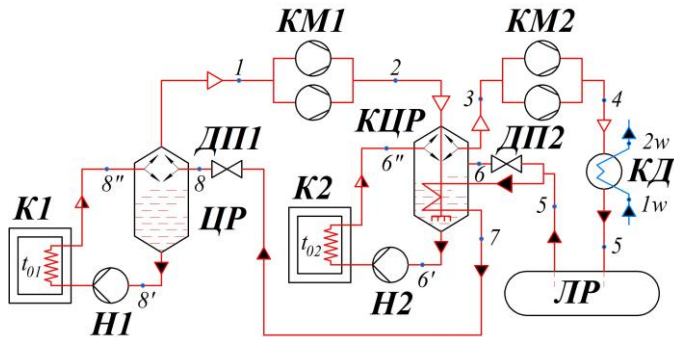


Рисунок Т.26 – Схема холодильної установки для виробництва холоду на двох температурних рівнях (компаунд-схема):

- КМ1, КМ2* – компресори низького та високого тиску;
КД – конденсатор; *ЛР* – лінійний ресивер; *КЦР* – компаундний циркуляційний ресивер; *ЦР* – циркуляційний ресивер;
К1, К2 – холодильні камери з температурою кипіння в приладах охолодження t_{01} і t_{02} , де $t_{01} < t_{02}$; *Н1, Н2* – аміачні насоси;
ДП1, ДП2 – дросельні пристрої;
 вузлові точки стану: *1–8* – робочої речовини (аміаку);
1w, 2w – охолоджувальної води конденсатора

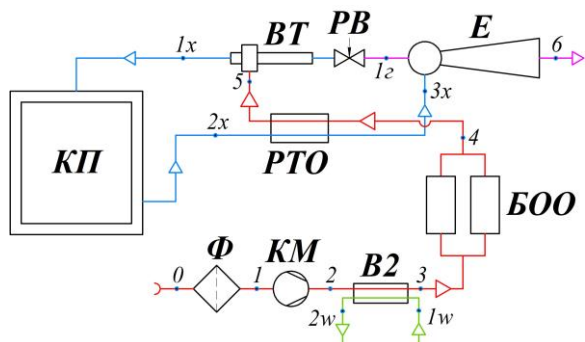


Рисунок Т.27 – Схема системи кондиціювання повітря із застосуванням вихрової труби:

КП – кондиційоване приміщення; *ВТ* – вихрова труба;

Е – ежектор; *РТО* – регенеративний теплообмінник;

БОО – блок осушування та очищення повітря;

ТО – теплообмінник; *КМ* – компресор;

Ф – фільтр атмосферного повітря; *РВ* – регулювальний вентиль;

вузлові точки стану: *0–6* – повітря; *1x – 2x* – холодного потоку

повітря; *1z* – гарячого потоку повітря; *1x, 2x* – холодоносія

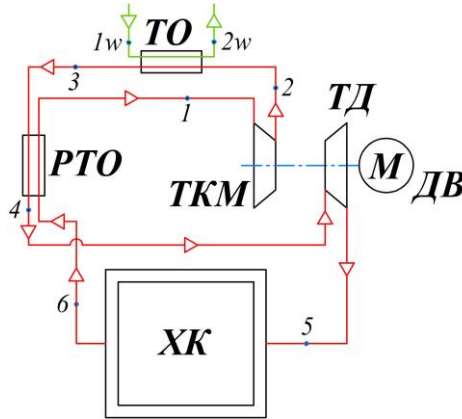


Рисунок Т.28 – Схема повітряної холодильної машини:
 ХК – холодильна камера; ТКМ – турбокомпресор;
 ТД – турбодетандер; ДВ – двигун; ТО – теплообмінник;
 РТО – регенеративний теплообмінник; вузлові точки стану:
 1–6 – повітря; 1w, 2w – охолоджувальної води теплообмінника

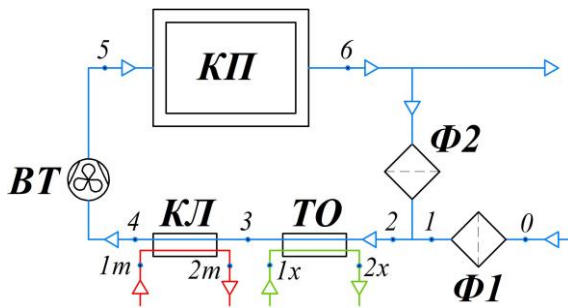


Рисунок Т.29 – Схема системи літнього кондиціонування повітря:
 КП – кондиційоване приміщення; ВТ – вентилятор;
 КЛ – калорифер; ПО – повітроохолоджувач; Ф1, Ф2 – фільтри;
 вузлові точки стану: 0–6 – атмосферного повітря;
 1m–2m – теплоносія; 1x, 2x – холодоносія

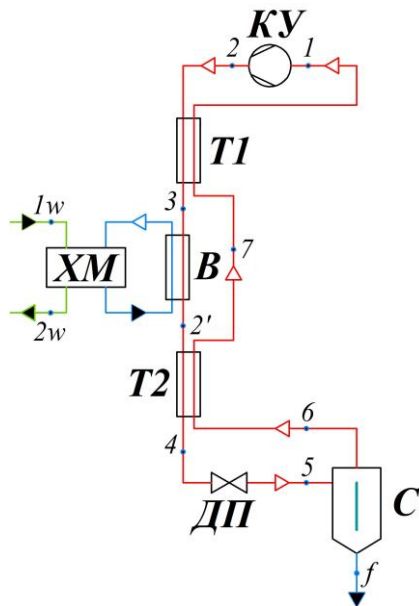


Рисунок Т.30 – Схема криогенної установки, що працює за циклом К. Лінде із зовнішнім попереднім охолодженням:
 КУ – компресорна установка; $T1$, $T2$ – теплообмінники;
 В – випарник; ХМ – холодильна машина;
 ДП – дросельний пристрій; С – сепаратор;
 вузлові точки стану: 1–7, f – криоагенту;
 $1w$, $2w$ – охолоджувальної води конденсатора ХМ

ДОДАТОК У (обов'язковий)

Схеми термомеханічних систем. Системи компресії
і вакуумування газових середовищ

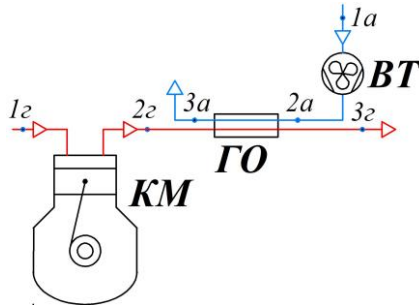


Рисунок У.1 – Схема одноступеневого поршневого компресора з повітряним охолодженням стисненого газу:

КМ – компресор; *ГО* – газоохолоджувач; *ВТ* – вентилятор;
вузлові точки стану: $1z-3z$ – газу; $1a-3a$ – атмосферного повітря

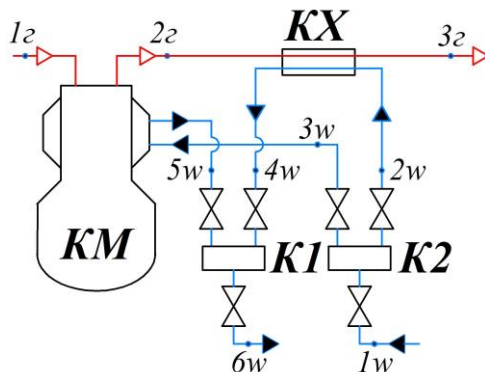


Рисунок У.2 – Схема поршневого компресора з водяним охолодженням: *КМ* – компресор; *КХ* – кінцевий холодильник; *К1*, *К2* – колектори підведення і відведення води; вузлові точки стану: $1z-3z$ – газу; $1w-6w$ – води

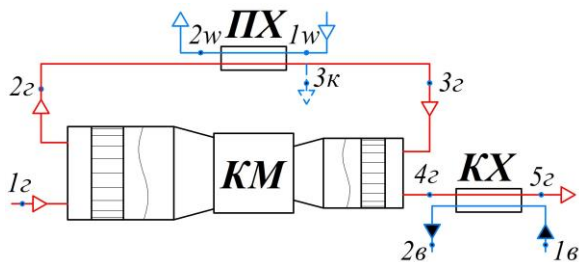


Рисунок У.3 – Схема опозитного компресора з водяним охолодженням: *КМ* – компресор; *ПХ* – проміжний холодильник; *КХ* – кінцевий холодильник; вузлові точки стану: *1z–5z* – газу; *1w, 2w* – води для *ПХ*; *1в, 2в* – води для *КХ*; *3к* – конденсату водяної пари повітря

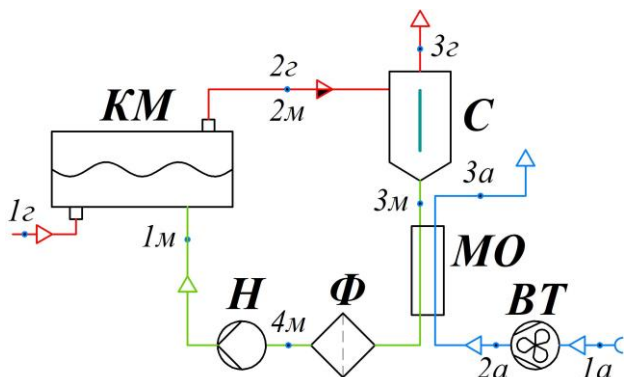


Рисунок У.4 – Схема гвинтової компресорної установки: *КМ* – гвинтовий компресор; *С* – сепаратор мастила; *МО* – охолоджувач мастила; *Ф* – фільтр; *Н* – насос; *ВТ* – вентилятор; вузлові точки стану: *1z–3z* – газу; *1m–4m* – мастила; *1a–3a* – повітря

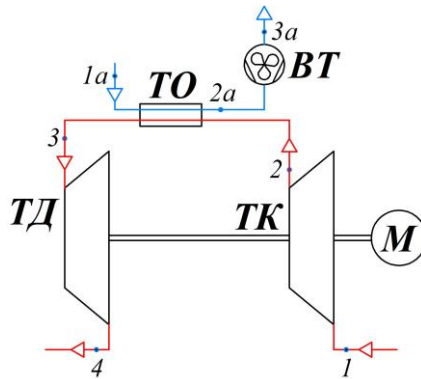


Рисунок У.5 – Схема агрегата «компресор – турбіна» для повітряної холодильної машини: *ТК* – турбокомпресор; *М* – двигун; *ТД* – турбодетандер; *ТО* – теплообмінник; *ВТ* – вентилятор; вузлові точки стану: *1–4* – робочого середовища; *1а–3а* – повітря для охолодження

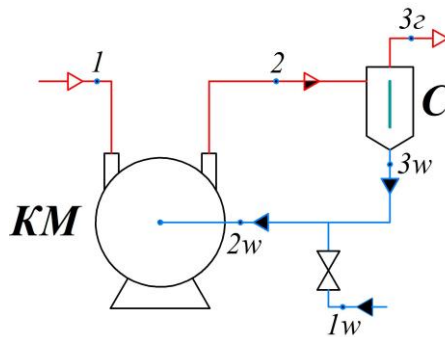


Рисунок У.6 – Схема рідинно-кільцевої компресорної машини: *КМ* – компресор; *С* – сепаратор (водовіддільник); вузлові точки стану: *1–3* – газу; *1w* – холодної води з мережі; *2w* – води після змішування; *3w* – води після водовіддільника

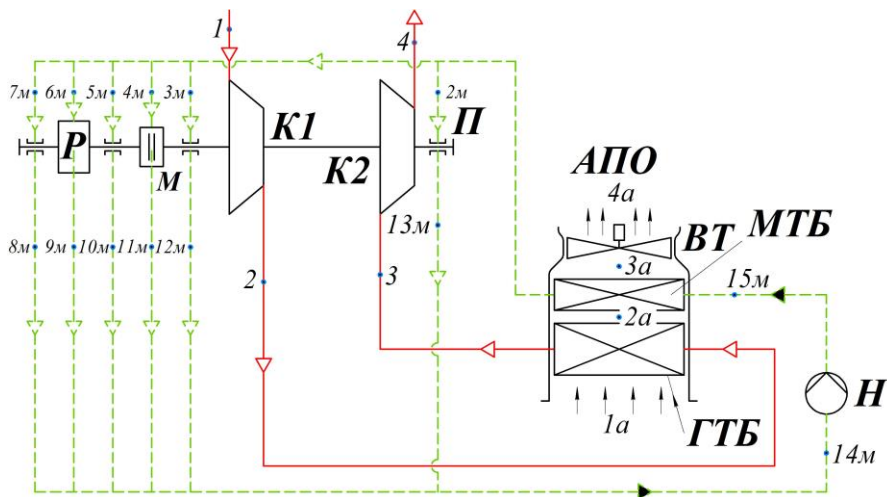


Рисунок У.7 – Схема турбокомпресорної установки

(без привода): $K1, K2$ – секції турбокомпресора;

P – редуктор (або мультиплікатор); M – муфта; Π – підшипники;

$АПО$ – апарат повітряного охолодження і його компоненти;

$ВТ$ – вентилятор; $МТБ$ – масляний теплообмінний блок;

$ГТБ$ – газовий теплообмінний блок; H – насос для циркуляції

мастила; вузлові точки стану: $1-4$ – газу; $1M-15M$ – мастила;

$1a-4a$ – атмосферного повітря

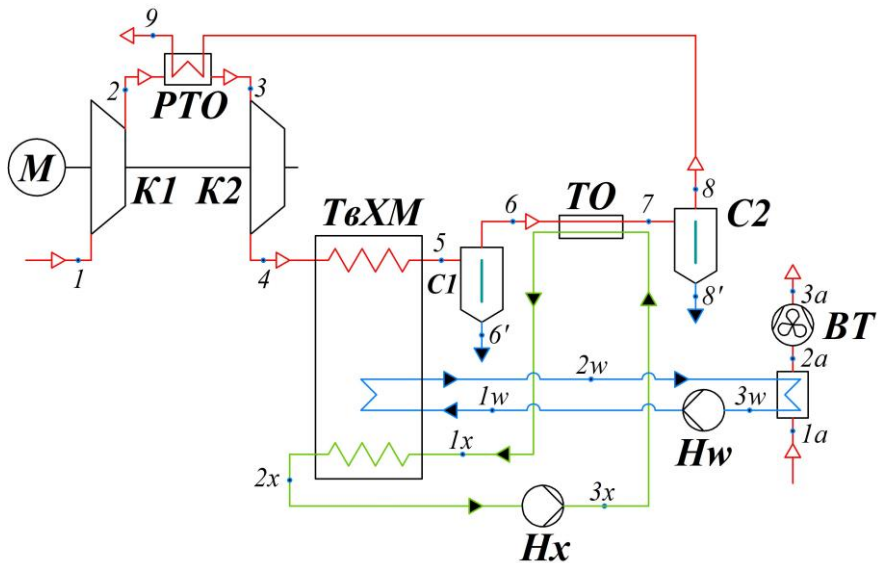


Рисунок У.8 – Схема компресорної установки з охолодженням та осушуванням газу за рахунок утилізації теплоти стиснення в тепловикористовувальній холодильній машині:

K1, K2 – ступені турбокомпресора; *M* – двигун;

TвХМ – тепловикористовувальна холодильна машина;

PTO – регенеративний теплообмінник; *ТО* – теплообмінник;

C1, C2 – сепаратори вологи; *ГР* – градирня;

ВТ – вентилятор градирні; *Нw* – насос циркуляції холодоносія;

Нх – насос циркуляції холодоносія;

вузлові точки стану: *1–9* – газу; *1x–3x* – холодоносія;

1w–3w – води; *1a–3a* – повітря; *6'–8'* – конденсату водяної пари повітря

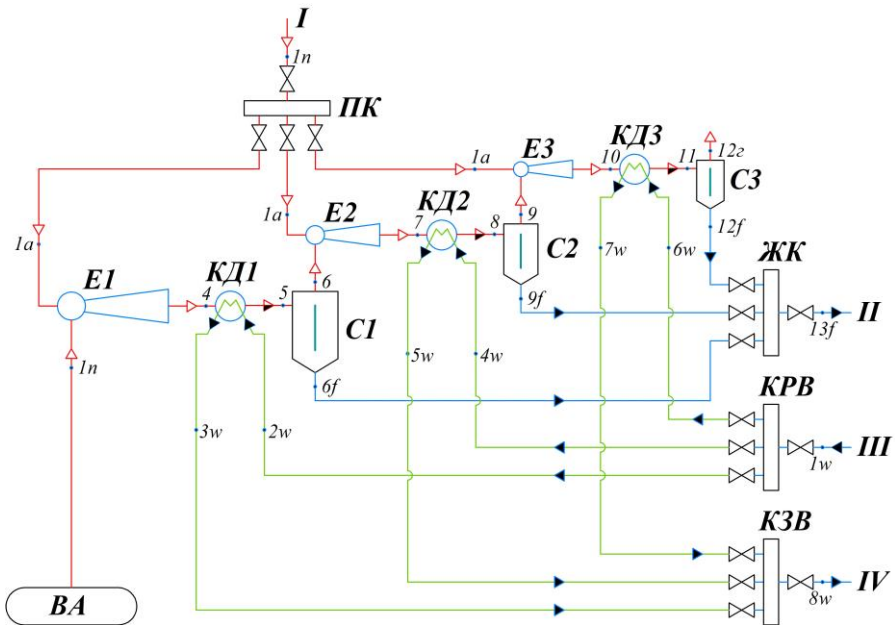


Рисунок У.9 – Схема триступеневої пароежекторної вакуумної установки: ВА – вакуумний апарат;

Е1, Е2, Е3 – ежектори; КД1, КД2, КД3 – конденсатори;

С1, С2, С3 – сепаратори; ПК – паровий колектор;

ЖК – рідинний колектор конденсату; КРВ – колектор розподілу

води; КЗВ – колектор збирання води; I – лінія подавання

котельної пари; II – лінія відведення конденсату;

III – лінія підведення охолоджувальної води;

IV – лінія відведення води на охолодження;

вузлові точки стану: 1а, 1н, 4, 6, 7, 9, 10 – пари;

5, 8, 11, 6f, 9f, 12f, 13f – конденсату, 1w–8w – води;

12z – несконденсованих газів

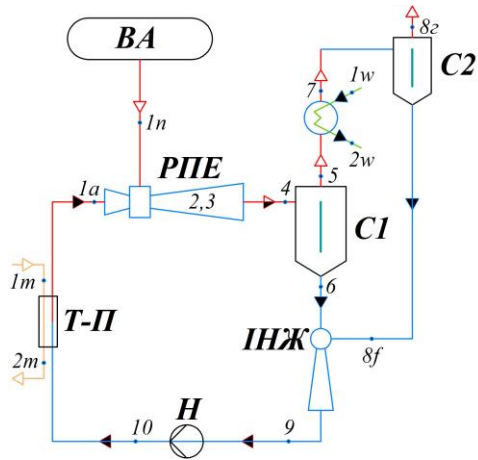


Рисунок У.10 – Схема вакуумної установки на базі струминного термоежекторного модуля (схема С. О. Шарапова):

ВА – вакуумний апарат; *РПЕ* – рідинно-паровий ежектор;

С1, С2 – сепаратори; *КД* – конденсатор, *ІНЖ* – інжектор;

Н – насос; *Т-П* – теплообмінник-підігрівник;

вузлові точки стану: $1a, 1n, 4, 5, 6, 7, 8f, 9, 10$ – конденсату;

$1m, 2m$ – теплоносія; $1w, 2w$ – води;

$8z$ – несконденсованих парів

ДОДАТОК Ф
(за ДСТУ EN 1861:2005) [22]
(довідковий)

Таблиця Ф.1 – Позначення на принципових схемах запірно-регулювальної апаратури та засобів автоматизації

Позначення		Розшифрування позначення
1	2	3
1		Холодоагент, розчин холодоагенту; основне коло
2		Холодоагент; вторинне коло
3		Теплообмінне середовище
4		Охолоджувальна вода для випарника
5		Інші речовини (наприклад, масло)
6		Продукт нагрівання або охолодження (враховуючи воду)
7		Потік / рух у напрямку стрілки
8		Стрілка для впускного-випускного клапана для основних речовин
9		Трубопровід, що його нагрівають або охолоджують
10		Трубопровід заізолюваний
11		Сигнальна лінія
12		Лінія збуджування
13		Капілярна трубка
14		Гнучкий трубопровід
15		Клапан загальний, відкритий за нормальної експлуатації
16		Клапан загальний, закритий за нормальної експлуатації

Продовження таблиці Ф.2

1	2	3
17		Кульковий клапан
18		Кульовий клапан
19		Дисковий (шиберний) клапан
20		Безперешкодний перекривально-випускний клапан, захищений від навмисного збуджування
21		Кутовий клапан, загальний
22		Триходовий клапан, загальний
23		Кутовий клапан, захищений проти навмисного збуджування
24		Чотириходовий клапан, загальний
25		Поворотна заслінка
26		Зворотний клапан, загальний
27		Штовхальний зворотний клапан
28		Кутовий зворотний клапан
29		Шарнір зворотного клапана
30		Клапан зі сталим режимом керування
31		Прямий кульковий клапан зі сталим режимом керування
32		Шиберний клапан зі сталим режимом керування
33		Поворотна заслінка зі сталим режимом керування
34		Убезпечувальний клапан. Груба лінія показує впускний бік клапана


Продовження таблиці Ф.2

1	2	3
35		Розривальна мембрана. Опуклість показує впускний бік клапана
36		Загальний привод із збуджуванням за допомогою енергії або автоматичний
37		Електромоторний привод
38		Соленоїдний привод
39		Поршневий привод
40		Діафрагмовий привод
41		Скеровано робочим тиском, що діє проти власної ваги
42		Скеровано робочим тиском, що діє проти пружин
43		Привод поплавкового клапана
44		Ручний привод
45		Трубопровідний компенсатор
46		Редуктор загальний
47		Розтруб
48		Випускання в атмосферу
49		Роз'єднувальне з'єднання
50		Оглядове скло

Продовження таблиці Ф.2

1	2	3
51		Оглядове скло з гігрометром
52		Глушник
53		Вимірювальна діафрагма
54		Конденсаційний горщик
55		Поплавковий клапан низького тиску (відкривається в разі зниження рівня)
56		Поплавковий клапан високого тиску (відкривається в разі зростання рівня)
57		Посудина, загальне зображення
58		Колонна, загальна; посудина з внутрішньокорпусними пристроями, загальна
59		Посудина з тарілками, загальна; колонна з піддоном, загальна
60	Пристрої нагрівання або охолодження, загальні	
61		Запалювальна система, форсунка
62		Теплообмінник із перехрещеними лініями зв'язку
63		Теплообмінник без перехрещення ліній зв'язку
64		Стояк водяного охолодження, загальний
65		Пучок труб із теплообмінним покриттям і теплообмінник трубчастого типу із зафіксованими трубчастими пластинами

Продовження таблиці Ф.2

1	2	3
66		Пучок із плавальною головою
67		Пучок із U-труб
68		Теплообмінник типу «труба в трубі»
69		Теплообмінник із шлангом
70		Форсунковий холодильник
71		Теплообмінник із ребристою трубою
72		Пластинчастий теплообмінник
73		Теплообмінник спірального типу
74		Паровий котел
75		Фільтр, загальний; фільтрувальне устаткування, загальне
76		Рідинний фільтр, загальний
77		Газовий фільтр, загальний; повітряний фільтр, загальний
78		Фільтр із нерухомим шаром наповнювача, наприклад фільтр-вологівіддільник
79		Патронний фільтр
80		Фільтр з активованим вугіллям
81		Рукавний фільтр; патронний фільтр для газів
82		Сепаратор, загальний

Продовження таблиці Ф.2

1	2	3
83		Ударний сепаратор
84		Змішувач, загальний
85		Пропелерний змішувач
86		Насос, загальний; стрілка показує напрямок потоку
87		Відцентровий насос
88		Зворотно-поступальний насос
89		Діафрагмовий насос
90		Шестеренний насос
91		Гвинтовий насос
92		Рідинно-струминний насос
93		Компресор, загальний; вакуумний насос, загальний
94		Поршневий компресор, зворотно-поступальний вакуумний насос
95		Обертвий поршневий компресор, обертвий поршневий вакуумний насос
96		Турбокомпресор, турбовакуумний насос
97		Спіральний компресор
98		Ротаційний пластинчастий компресор, ротаційний компресор, роликівий лопатевий вакуумний насос

Продовження таблиці Ф.2

1	2	3
99		Гвинтовий компресор
100		Рідинний кільцевий компресор, рідинний кільцевий вакуумний насос
101		Ежекторний компресор, ежекторний вакуумний насос
102		Вентилятор, загальний
103		Радіальний вентилятор
104		Осьовий або пропелерний вентилятор
105		Неперервний конвеєр, загальний
106		Стрічковий транспортер, загальний
107		Розподільний пристрій для плинних середовищ; розпилювальна насадка
108		Привод, загальний
109		Електродвигун загальний
110		Двигун внутрішнього згорання
111		Гідропривод
112		Пневмопривод
113		Привод із розширенням робочої рідини, турбіна

Навчальне видання

**Арсеньєв Вячеслав Михайлович,
Шарапов Сергій Олегович**

**МЕТОДИ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО АНАЛІЗУ
ТЕРМОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ:
ОСНОВИ ТЕОРІЇ, ПРИКЛАДИ ТА ЗАВДАННЯ**

Підручник

Художнє оформлення обкладинки С. О. Шарапова
Редактори: Н. З. Клочко, С. М. Симоненко
Комп'ютерне верстання С. О. Шарапова

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 18,83. Обл.-вид. арк. 20,41. Тираж 500 пр. Зам. №

Видавець і виготовлювач
Сумський державний університет,
вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 3062 від 17.12.2007.