

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ

Розрахунково-графічна робота

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою програмою
«Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії»
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2023

Низькопотенційні джерела енергії: розрахунково-графічна робота. [Електронний ресурс]: навчальний посібник для студ. спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»/уклад.: Ю.П. Вишневська, О.В. Козачук / КПІ ім. Ігоря Сікорського, – Електронні текстові дані (1 файл: 2,11 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023. – 28 с.

Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 4 від 19 січня 2023 р.) за поданням Вченої ради факультету електроенерготехніки та автоматики (протокол №5 від 28 листопада 2022 р.)

Електронне мережне навчальне видання

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

Укладачі: *Вишневська Юлія Павлівна*, канд. техн. наук, ст. викладач кафедри відновлюваних джерел енергії ФЕА

Козачук Оксана Володимирівна, асистент кафедри відновлюваних джерел енергії ФЕА

Графічне оформлення: *Козюпа Тарас Костянтинович*

Відповідальний редактор: *Будько Василь Іванович*, докт. техн. наук, доцент кафедри відновлюваних джерел енергії, ФЕА

Рецензент: *Пушкар Микола Васильович*, канд. техн. наук, доцент кафедри автоматизації електромеханічних систем та електроприводу, ФЕА

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Рекомендації щодо виконання та оформлення розрахункової роботи.....	5
Основні теоретичні відомості.....	7
Методика розрахунку парокомпресійного теплового насоса.....	20
Варіанти завдань для виконання розрахункової роботи.....	25
Перелік використаної та рекомендованої літератури.....	26
Додаток А Зразок титульної сторінки розрахункової роботи.....	27
Додаток Б Зразок сторінки завдання до розрахункової роботи.....	28

ВСТУП

Підготовка студентів у межах курсу «Низькопотенційні джерела енергії» як технічного змістовного модуля спрямована на: формування спеціаліста, який має ґрунтовні знання щодо комплексного використання низькопотенційних джерел теплоти, застосування для оцінки їх ефективності ексергетичного та термодинамічного методів аналізу, що забезпечує більш ефективне використання відновлюваних джерел енергії.

Дисципліна «Низькопотенційні джерела енергії» узагальнює дані відповідної науково-практичної діяльності, формує поняття і методологію, необхідні для вивчення у подальшому таких дисциплін як «Енергоресурсозбереження», «Проектування енергоустановок з відновлюваними джерелами енергії», «Фізика і техніка відновлюваної енергетики».

Метою даного навчального посібника є поглиблення вивчення дисципліни та набуття навичок і вмінь, самостійних кваліфікованих розрахунків, аналізу та обґрунтування висновків у процесі вивчення дисципліни «Низькопотенційні джерела енергії».

1. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

Мета виконання розрахунково-графічної роботи (РГР) – закріплення теоретичного матеріалу курсу «Технічна термодинаміка», вироблення у студентів навичок та умінь самостійно користуватись навчальною і спеціальною літературою для виконання типових термодинамічних розрахунків. При виконанні РГР необхідно дотримуватися наведених нижче правил. Роботи, виконані без дотримання цих правил, можуть бути повернені студентові для доопрацювання. Розрахункова робота оформлюється у вигляді розрахунково-пояснювальної записки, яка містить 10-20 сторінок формату А4. Умовні графічні позначення елементів схем повинні відповідати ДСТУ.

Літери позначення і найменування величин повинні бути подані в одиницях СІ.

Структура та зміст роботи. Типова структура розрахунково-пояснювальної записки така:

- титульний аркуш;
- аркуш завдання;
- зміст;
- вступ;
- основна частина;
- список літератури (перелік посилань);
- додатки (за необхідності).

Усі структурні елементи роботи починаються з нової сторінки. Титульний аркуш містить:

- назву вищого навчального закладу та кафедри;
- назву дисципліни і назву роботи, номер варіанту;
- назву групи, прізвище, ім'я і по батькові студента;
- прізвище, ініціали викладача;
- місто та рік.

Приклад оформлення титульного аркуша наведено у додатку А. Аркуш завдання – стандартний бланк завдання (Додаток Б), заповнюється студентом самостійно згідно зі своїм варіантом. Варіант завдання на розрахункову роботу студент визначає за номером в списку групи. Вступ містить коротку характеристику термодинамічних процесів. Основна частина містить розв'язання всіх завдань з усіма необхідними розрахунками, поясненнями, обґрунтовуючи всі дії за ходом розв'язку, з виконанням всіх необхідних рисунків, які обов'язково супроводжуються посиланнями на використану літературу. Порядок розрахунку за формулою:

- записати формулу, за якою обчислюють величини параметра, у загальному вигляді;
- привести значення кожного умовного позначення;

- підставити у формулу числові значення і обчислити величини;
- провести перевірку одиниць вимірювання.

В кінці роботи необхідно зазначити список використаної літератури (джерел).

2. ПОРЯДОК ЗАХИСТУ РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

Кафедра складає графік ходу виконання РГР, де зазначаються контрольні терміни виконання основних розділів, подання роботи до захисту. Якщо при виконанні роботи у студента виникають ускладнення з вирішенням завдань, він може звернутися до викладача за консультацією.

Студент, що не подав роботу, чи не захистив її у встановлений термін, вважається таким, що має академічну заборгованість.

У процесі захисту студент обґрунтовує рішення, що приймаються, відповідає на поставлені запитання.

За результатами захисту розрахункової роботи студент отримує диференційовану оцінку, яка виставляється на титульному аркуші і завіряється підписом викладача.

ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Трансформаторами теплоти називають технічні системи, в яких здійснюються процеси відведення теплоти від менш нагрітого тіла і передача до більш нагрітого. У відповідності до другого закону термодинаміки, реалізація такої системи можлива при виконанні зовнішньої роботи.

Термотрансформатори класифікуються в залежності від положення рівнів температур низькопотенційного джерела T_H і високопотенційного приймача енергії T_B по відношенню до температури навколишнього середовища $T_{H.C.}$:

- якщо температура низькопотенційного джерела нижча за температуру навколишнього середовища ($T_H < T_{H.C.}$), а температура високопотенційного приймача дорівнює температурі навколишнього середовища ($T_B = T_{H.C.}$), то трансформатор називають **холодильною машиною**;
- якщо потенційним джерелом енергії є навколишнє середовище, тобто $T_H = T_{H.C.}$, а температура високопотенційного приймача теплової енергії $T_B > T_{H.C.}$, то такий трансформатор називається **тепловим насосом**.

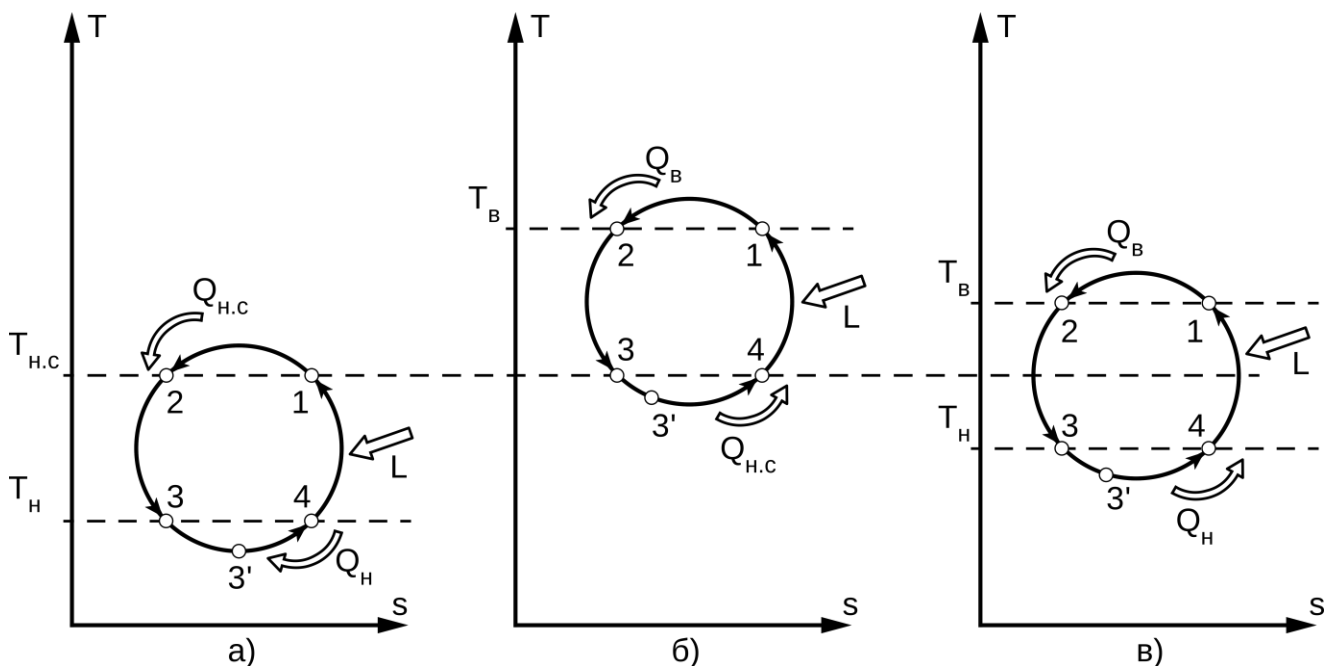


Рис.1 Принципова схема трансформаторів теплоти: а) цикл холодильної машини, б) цикл теплового насосу, в) комбінований цикл.

Термодинамічний цикл таких трансформаторів теплоти складається з наступних процесів:

- 1-2 – відведення теплоти від робочого тіла і зменшення ентропії;
- 2-3 – зниження температури і тиску робочого тіла;
- 3-4 – підведення теплоти до робочого тіла і збільшення ентропії;
- 4-1 – підвищення температури і тиску робочого тіла.

Теплова енергія, яку виробляють теплові насоси, використовується для централізованого та індивідуального опалення, а також для гарячого водопостачання. Теплові насоси класифікують в залежності від джерела відбору теплоти та за принципом роботи.

Класифікація теплових насосів в залежності від джерела відбору теплоти:

- **геотермальні** – установки, що використовують теплову енергію ґрунту, підземних або наземних вод. Геотермальні теплові насоси можуть бути:
 - *замкнутого типу*, що працюють за замкнутим циклом.
 - ✓ горизонтальні;
 - ✓ вертикальні;
 - *відкритого типу* – це системи, які працюють за відкритим циклом;
- **повітряні** – установки, що у якості низькопотенційного джерела енергії використовують повітря навколишнього середовища, яке в подальшому перетворюється у високопотенційне джерело енергії;
- **рекуперативні** – це системи, що використовують відпрацьоване вентиляційне повітря.
- **трасові гідро-газодинамічні теплові насоси** – пристрої з розподіленими параметрами, які переносять низькопотенційну теплову енергію з навколишнього середовища в цільовий трубопровідний контур.
- **детандерні** – насоси, де замість дроселя застосовується детандер.

Класифікація теплових насосів за принципом роботи:

- парокompресійні;
- абсорбційні;
- адсорбційні;
- компресійно-резорбційні;
- термоелектричні (тепловий насос Пельтьє)

ПАРОКОМПРЕСІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ.

Компресійний тепловий насос складається з наступних послідовно з'єднаних трубопроводами компонентів: випарник, компресор, конденсатор, дросель. В замкненому контурі циркулює робоча рідина (холодоагент), яка здійснює «транспортування» теплової енергії.

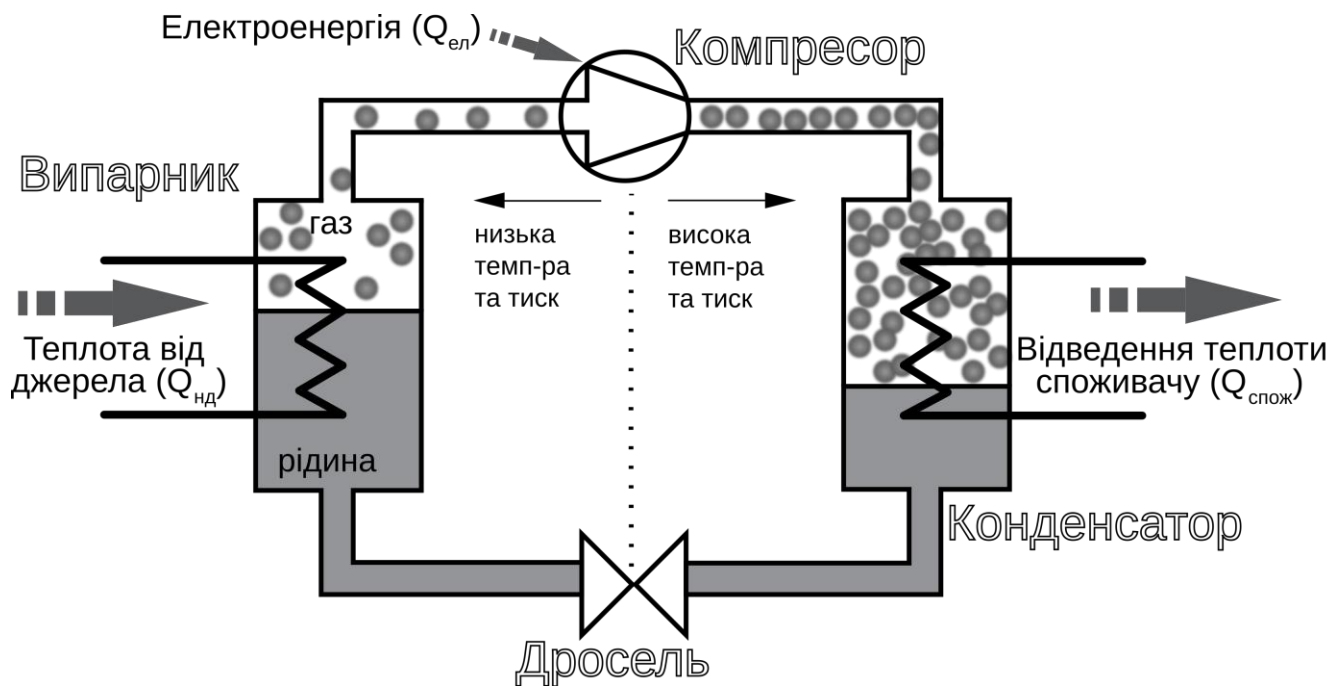


Рис.2 Принципова схема компресійного теплового насосу.

Холодоагент має низьку температуру кипіння і, як наслідок, пароутворення. При виборі холодоагента необхідно дотримуватися наступних вимог: температура пароутворення холодоагента повинна бути нижчою за температуру низькопотенційного джерела, екологічна безпека, нетоксичність.

Випарник. Холодоагент, що має низькі температуру і тиск, надходить у випарник в рідкому стані. Оскільки, температура пароутворення

холодоагента при даному тиску нижче температури низькопотенційного джерела, то при проходженні холодоагента через теплообмінник випарника відбувається теплообмін між холодоагентом і низькопотенційним джерелом. Холодоагент, поглинаючи теплову енергію, випаровується, переходячи в газоподібний стан. Далі газоподібний холодоагент подається в компресор.

Компресор. В компресорі відбувається стиснення газоподібного холодоагента за рахунок підведеної ззовні механічної енергії. Після стиснення відбувається підвищення тиску і температури холодоагента. Подібний ефект називається дроселюючим ефектом Джоуля-Томсона (тобто, підвищення температури газоподібного холодоагента відбувається в результаті зміни його стану (зміни тиску), а процес, який відбувається в компресорі – адіабатний (без підведення теплоти)). На виході з компресора тиск і температура холодоагента підвищуються.

Конденсатор. Після компресора газоподібний холодоагент, який має високі температуру і тиск, подається в конденсатор. В конденсаторі через теплообмінник відбувається відведення теплоти на потреби споживача. Холодоагент, втрачаючи теплову енергію, конденсується і переходить в рідкий стан. Після чого рідкий холодоагент направляється на дросель.

Дросель. В дроселі рідкий холодоагент розширюються до тих пір, поки його тиск не стане рівним тиску у випарнику.

На рисунку 3 наведено термодинамічний цикл з механічною компресією пари на Ts (температура-ентропія) та ph (тиск-ентальпія) діаграмах. Процеси, наведені на діаграмах, є ідеальними. Як видно з діаграм, випаровування холодоагента відбувається у випарнику при постійній температурі і тиску, що відповідає відрізку між точками 1-2. Тобто, енергія низькопотенціального джерела витрачається на зміну агрегатного стану холодоагента, а саме його перехід з рідкого стану в газоподібний. В точці 2 холодоагент в газоподібному стані подається в компресор. В компресорі відбувається стиснення холодоагента (відрізок 2-3) при постійній температурі. При стисненні газу відбувається підвищення температури газу

за рахунок дросельного ефекту Джоуля-Томсона. Особливо на T_s діаграмі видно збільшення температури (з точки 2 на 3) за рахунок роботи компресора. З компресора (точки 3) перегріта пара направляється в конденсатор. Через теплообмінник конденсатора теплова енергія холодоагента передається споживачу, за рахунок чого відбувається його конденсація при постійному тиску, що відповідає відрізку 3-4. В конденсаторі газоподібний холодоагент переходить в рідкий стан. Точка 4 відповідає стану холодоагента перед дроселем. В дроселі відбувається адіабатне дроселювання, що супроводжується постійністю ентальпії, за рахунок чого відбувається зниження тиску холодоагента. Даний процес зображено на ph -діаграмі вертикальною лінією 1-4.

Перевагою ph -діаграми є те, що за термодинамічним циклом можна визначити енергетичну характеристику теплового насоса. Різниця ентальпій (h_3-h_1) це енергія, що підводиться споживачу, а різниця ентальпій (h_3-h_2) відповідає роботі стиснення в компресорі. Відношення підведеної енергії споживачу до затраченої енергії на привод компресора називається *коефіцієнтом перетворення (КОП або COP)*.

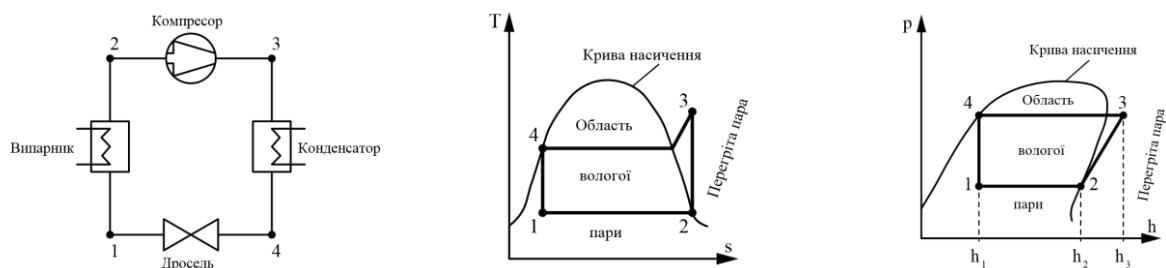


Рис.3 Ідеальний термодинамічний процес теплонасосної установки.

Основна відмінність ідеального термодинамічного циклу від реального пов'язана з втратами, а також технологічними вимогами до компонентів теплового насоса, зокрема, компресора (рис.4). В реальному циклі газоподібний холодоагент, який надходить до компресора, повинен бути сухою і дещо перегрітою парою. Перегрів забезпечує безпечну роботу компресора, гарантуючи попередження потрапляння крапель рідини. При цьому пара стає дещо більш розрідженою, що впливає на компресор, який

для забезпечення реального циклу повинен бути потужнішим. Проте, більш серйозна проблема полягає в підвищенні температури на виході з компресора, яка обмежується стійкістю вихлопних клапанів. Зрештою, в реальному циклі газоподібний холодоагент надходить в компресор з параметрами точки 2', а не як було зазначено в ідеальному випадку 2.

Друге суттєве відхилення від ідеалізованого циклу визначається ККД компресора. Через теплообмін між холодоагентом і компресором та необхідності течії всередині компресора, підвищення ентальпії в ньому більше, ніж в ідеалізованому циклі (рh-діаграма, точка 3'), що також підвищує вихідну температуру (Ts-діаграма, точка 3').

Втрати є і в інших елементах робочого циклу. За рахунок опору теплообмінника, тиск холодоагента в ньому падає. Вплив цього падіння тиску проявляється у відхиленні від ізотермічних умов при теплообміні (нахил лінії 1'2' та 3'4').

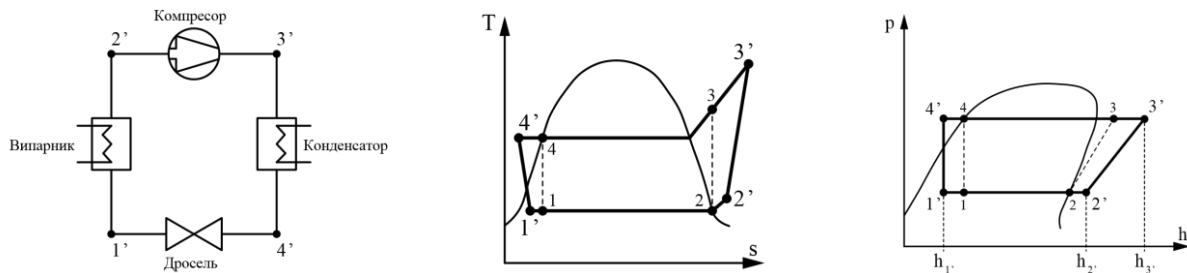


Рис.4 Реальний термодинамічний процес теплонасосної установки.

Останнє відхилення від реального циклу пов'язано з переохолодженням. В ідеальному циклі дроселювання починалось з точки 3 на лівій пограничній кривій. Проте будь-які втрати в трубопроводах між конденсатором і дроселем викликають випаровування, що погіршує роботу дроселя. Тому на практиці бажано вести переохолодження до точки 4'. Переохолодження також знижує долю пари, що надходить у випарник.

Оцінка енергетичної ефективності теплонасосних систем опалення.

Теплові насоси різних типів працюють на різних джерелах енергії – електричній, тепловій, механічній. Оскільки основним джерелом енергії на даний час є хімічна енергія, що виділяється при спалюванні органічних палив – нафти, вугілля, природного газу та її подальше перетворення в інші види енергії, то порівняння енергетичної ефективності теплових насосів, що використовують для роботи різні види енергії, доцільно проводити з урахуванням ККД пристроїв для перетворення енергії первинного палива в конкретний вид енергії. Таким чином, в якості показника ефективності теплового насоса приймається коефіцієнт використання первинної енергії, який визначається як відношення корисної енергії до підведеної первинної енергії. Корисною вважається енергія, яка відводиться на потреби споживача після останнього технічного перетворення і використовується на технологічні потреби.

Тоді коефіцієнт використання первинної енергії для парокомпресійного теплового насоса з електричним приводом компресора можна визначити наступним чином:

$$\xi_k = COP \cdot \eta_{el}$$

де $COP = \frac{Q_n}{N_k}$ – коефіцієнт перетворення теплового насоса, який визначається

як відношення корисної теплопродуктивності Q_n (кВт) до підведеної до компресора електричної потужності N_k , кВт, η_{el} – ККД електростанції, де первинна енергія перетворюється в електричну. Наприклад, якщо прийняти, що COP парокомпресійного теплового насоса дорівнює 3 і ККД електростанції 0,3, то коефіцієнт первинної енергії такого насоса становитиме $\xi_k = 3 \cdot 0.3 = 0.9$, якщо ж в якості привода взяти двигун дизеля, то $\xi_k = 3 \cdot 0.4 = 1.2$, тобто, тепловий насос дає на 20% більше теплової енергії, ніж при прямому спалюванні палива.

Для абсорбційного теплового насоса, що споживає теплову енергію від котельного агрегата, ККД якого $\eta_{\text{кот}} = 0.65$, достатньо мати $\text{COP} = 1.4$, щоб коефіцієнт використання первинної енергії мав значення співмірне з аналогічним показником парокомпресійного теплового насоса.

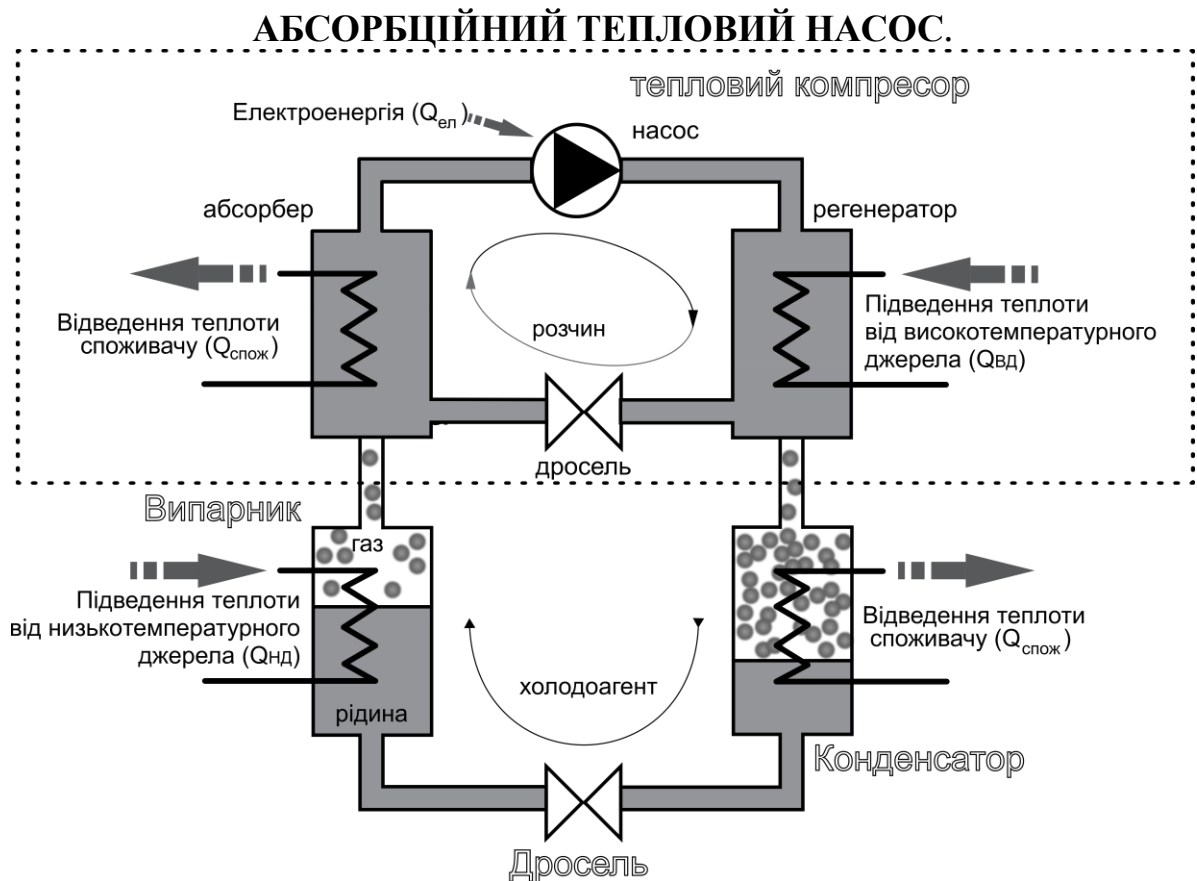


Рис.5 Принципова схема абсорбційного теплового насосу.

Абсорбційні теплові насоси схематично складаються з тих же компонентів, що і компресійні теплові насоси. Основна відмінність полягає в тому, що замість механічного компресора застосовують додатковий контур, який замінює механічну компресію пари як у парокомпресійному теплому насосі. Додатковий замкнений контур складається з абсорбера, насоса, регенератора і дроселя. Працює такий насос за циклом Карно-Карно.

Принцип роботи абсорбційного теплового насосу полягає в наступному: холодоагент (зазвичай аміак – NH_3) потрапляє у випарник. У випарнику холодоагент, поглинаючи енергію низькопотенційного (низькотемпературного) джерела випаровується і надходить в абсорбер.

В *абсорбері* газоподібний холодоагент (NH_3) поглинається абсорбентом (розчинником), наприклад, водою. Класичними комбінаціями холодоагента/абсорбента є аміак (NH_3)/вода (H_2O) та вода (H_2O)/бромід літію (LiBr). При перебігу процесу абсорбції відбувається виділення прихованої теплоті пароутворення (Q_p), що передається через теплообмінник споживачу. Далі водно-аміачний розчин насосом перекачується в регенератор. Насос витрачає менше електричної енергії порівняно з компресором в компресійному тепловому насосі, оскільки на перекачування рідини необхідно менше енергії, ніж на стиснення газу до високого тиску.

В *регенераторі* відбувається розділення розчину на компоненти (аміак і воду). Для цього необхідно підвести високотемпературну теплову енергію. Температура пароутворення у холодоагента і розчинника різна, причому у холодоагента вона нижча. Тому, при нагрівання спочатку випаровується холодоагент, який відділяється від розчинника. Холодоагент, випаровуючись з розчину, надходить в конденсатор, а рідкий розчинник потрапляє в абсорбер через дросель, де змінюється його тиск розширенням до тиску в абсорбері.

В *конденсаторі* відбувається передача теплової енергії споживачу, а відповідно і конденсація холодоагента. Сконденсований холодоагент надходить в дросель, де його тиск розширенням доводиться до тиску у випарнику.

Переваги абсорбційних теплових насосів над парокомпресійними характеризуються такими показниками:

- високими значеннями коефіцієнта перетворення за повним ланцюгом від використання первинного енергоресурсу $\text{COP}_\Sigma = 1.6 \div 1.8$,

- великими абсолютними значеннями тепловиробництва $Q_t = 1 - 5 \text{ МВт}$

- екологічною чистотою за рахунок меншої кількості CO_2 , що виділяється при спалюванні вугілля на одиницю теплопродуктивності в 1,5–2 рази;

- безшумністю під час роботи за рахунок відсутності компресорного устаткування.

Як недоліки можна відзначити таке:

- підвищена металомісткість;
- робочий процес для бромисто-літієвих машин реалізується в умовах вакууму;
- корозійна активність бромистого літію.

АДСОРБЦІЙНИЙ ТЕПЛОВИЙ НАСОС.

Принцип роботи адсорбційних теплових насосів ґрунтується на процесі адсорбції (поверхнєве поглинання) водяної пари твердими матеріалами (активоване вугілля, силікагель або цеоліт). При протіканні процесу адсорбції, тобто поглинанні водяної пари твердими матеріалами, виділяється теплова енергія. Оскільки в якості робочої рідини використовується вода, то необхідно підтримувати сильне розрідження (вакуум), щоб знизити температуру пароутворення рідини.

Експлуатація адсорбційного теплового насосу відбувається в 2 цикли. При протіканні першого циклу процесу високотемпературна теплова енергія підводиться до теплообмінника, де відбувається випаровування і відділення води від твердої речовини (наприклад, цеоліту). Твердою речовиною – цеолітом вкриті внутрішні стінки теплообмінника. Далі вода потрапляє у другий теплообмінник, де вона, віддаючи енергію споживачу, конденсується. Після того, як вся вода сконденсувалась в теплообміннику, починається друга фаза процесу. Припиняється подача теплової енергії, що підводиться для відділення води від твердої речовини. Вода переміщується в теплообмінник, куди підводиться низькотемпературна теплова енергія від зовнішнього джерела. Вода, поглинаючи теплову енергію, переходить в газоподібний стан і потрапляє в теплообмінник вкритий цеолітом. При поглинанні цеолітом водяної пари відбувається виділення енергії, яка передається споживачу. Перевагою адсорбційного теплового насоса є використання нетоксичних матеріалів. В якості джерела

високотемпературної теплової енергії можна використовувати сонячну енергію або енергію спалювання біогазу.

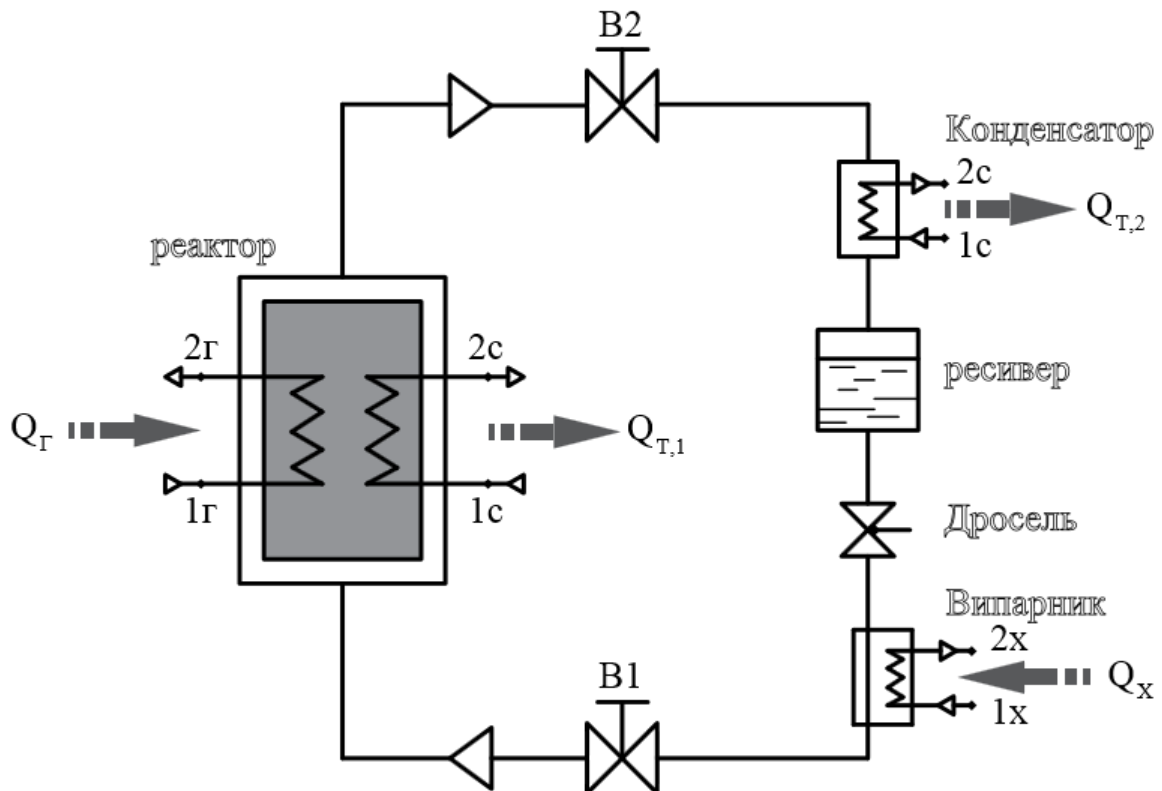


Рис.5 Схема адсорбційного теплового насоса.

Проте, адсорбційні теплові насоси є капіталоємними і використовують дорогу технологію отримання вакууму.

КОМПРЕСІЙНО-РЕЗОРБЦІЙНІ ТЕПЛОВІ НАСОСИ

Основними перевагами гібридних теплових насосів порівняно з парокомпресійними є:

- використання двокомпонентних середовищ на основі озонобезпечних холодоагентів, що відповідають вимогам до екологічної чистоти енергетичного обладнання;
- менший рівень тисків у випарнику і конденсаторі при використанні того ж холодоагента (наприклад, NH_3);
- можливість широкого вибору бінарних робочих сумішей з заданими теплофізичними властивостями, які дозволяють отримувати рівень

досить високих температур (150...160°C) при прийнятних значеннях тисків в конденсаторі (до 2МПа);

- пара в компресорі не піддається перегріву, що знижує втрати енергії;
- процеси випаровування та конденсації холодоагента заміщуються процесами десорбції і абсорбції, що дозволяє підвищити енергетичну ефективність теплового насоса.

В гібридному теплому насосі процес абсорбції відбувається (на відміну від абсорбційного теплового насоса) при високому тиску.

Принцип роботи компресійно-резорбційного теплового насосу базується на циклі Джоуля, який складається з двох ізоентропій і двох ізобар. В якості холодоагента використовують аміак NH_3 , в якості абсорбента – вода H_2O . У випарнику при низькому тиску P_0 в результаті підведення теплоти $Q_{\text{дж}}$ від низькопотенційного джерела енергії з насиченого водоаміачного розчину випаровується переважно аміак. Низький тиск у випарнику підтримується за рахунок постійного відсмоктування з нього парів аміаку компресором, до якого підводиться електрична енергія L_k . Двокомпонентна пара, яка містить аміак 99-99,5 % стискається компресором до тиску P і нагнітається в конденсатор-резорбер. Випарений у випарнику слабкий водоаміачний розчин нагнітається насосом в резорбер через теплообмінник, де нагрівається зустрічним потоком насиченого концентрованого розчину. В резорбері при резорбції парів аміаку виділяється $Q_{\text{рез}}$, яка корисно використовується як джерело високої температури. Насичений концентрований розчин з резорбера охолоджується в теплообміннику, дроселюється в дросельному регулюючому вентилі і потрапляє у випарник.

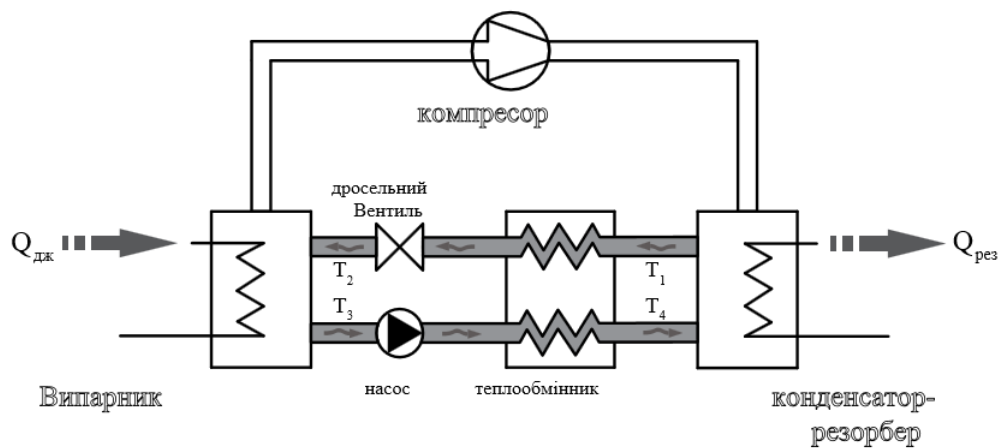
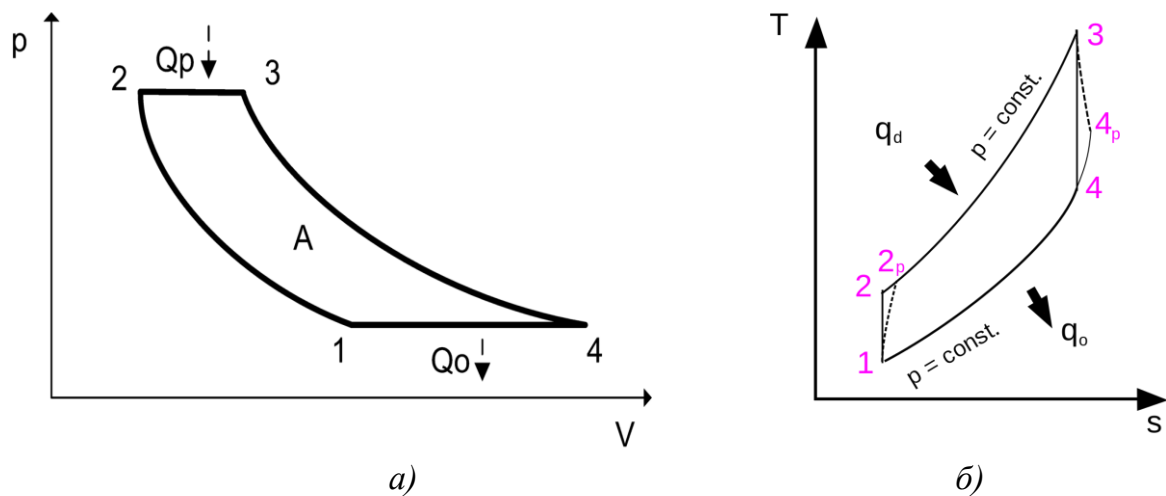


Рис.6 Схема компресійно-резорбційного теплового насосу.

Особливістю циклу КРТН є те, що на відміну від ідеального циклу пароконпресійного теплового насосу, який складається з двох ізотерм та двох адіабат (ізоентропій) (обернений цикл Карно), даний цикл складається з двох ізоентропій та двох ізобар (Джоуля), а також процеси випаровування і резорбції протікають при перемінних температурах. Це приводить до меншої необоротності в процесах теплообміну з зовнішніми джерелами і дає енергетичний виграш.



а) p - V -діаграма циклу Джоуля (Брайтона-Джоуля); б) T - s -діаграма циклу: ідеального (1 – 2–3–4–1) та реального (1–2_p–3–4_p–1).

Методика розрахунку парокомпресійного теплового насоса з регенерацією теплоти (схема №2) та з регенерацією теплоти та переохолоджувачем (схема №3) [1]

Параметр	Розмір-ність	Номер схеми		
		1	2	3
Температура випаровування фреону $t_{\text{вип}}$	°C	$t_{\text{вип}} = t_{\text{н2}} - \Delta t_{\text{вип}}$		
Ентальпія фреону після випарника h_1	кДж/кг	Визначається за температурою $t_{\text{вип}}$ і властивостями насиченої пари фреону		
Тиск фреону у випарнику $p_{\text{вип}}$	МПа	Визначається за температурою $t_{\text{вип}}$ і властивостями насиченої пари фреону		
Температура конденсації фреону $t_{\text{к}}$	°C	$t_{\text{к}} = t_{\text{с2}} + \Delta t_{\text{к}}$		
Ентальпія фреону після конденсатора h_3	кДж/кг	Визначається за властивостями насиченої рідини при температурі $t_{\text{к}}$		
Тиск конденсації фреону $p_{\text{к}}$	МПа	Визначається за властивостями насиченої рідини при температурі $t_{\text{к}}$		
Температура фреону на вході в компресор t_{1a}	°C	-	$t_{1a} = t_{\text{вип}} + \Delta t_{\text{н}}$	
Ентальпія фреону на вході в компресор h_{1a}	кДж/кг	-	Визначається за властивостями перегрітої пари фреону за температурою t_{1a} та тиском $p_{\text{вип}}$	
Ентальпія фреону після адіабатного стиснення h_{2a}	кДж/кг	Визначається за властивостями перегрітої пари фреону за ентропією S_1 та тиском $p_{\text{к}}$	Визначається за властивостями перегрітої пари фреону за ентропією S_{1a} та тиском $p_{\text{к}}$	

Адіабатний ККД компресора	-	$\eta_a = 0,98 \frac{273 + t_0}{273 + t_k}$		
Ентальпія фреону після компресора h_2	кДж/кг	$h_2 = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_a}$	$h_2 = h_{1a} + \frac{h_{2a} - h_{1a}}{\eta_a}$	
Теплоємність фреону після конденсатора c'_{p3}	кДж/(кг К)	-	-	Визначається за властивостями насиченої рідини і тиску p_k
Температура холодного фреону після переохолоджувача t_{3a}	°С	-	-	$t_{3a} = \frac{c'_{p3} \cdot t_k + c_e (\Delta t_{по} + t_{d1})}{c'_{p3} + c_e}$
Ентальпія холодного фреону після переохолоджувача h_{3a}	кДж/кг	-	-	Визначається за властивостями рідкого фреону за температурою t_{3a} та тиску p_k
Температура води після переохолоджувача $t_{вп}$	°С	-	-	$t_{вп} = t_{3a} - \Delta t_{по}$
Ентальпія гарячого фреону на вході в проміжний теплообмінник $h_{3б}$	кДж/кг	-	$h_{3б} = h_3 - (h_{1a} - h_1)$	$h_{3б} = h_{3a} - (h_{1a} - h_1)$
Температура гарячого фреону після проміжного теплообмінника $t_{3б}$ (за р, h-діаграмою)	°С	-	Визначається за властивостями рідкого фреону за температурою $t_{3б}$ та тиску p_k	
Ентальпія фреону перед	кДж/кг	$h_4 = h_3$	$h_4 = h_{3б}$	

випарником h_4			
Питоме теплове навантаження випарника $q_{\text{вип}}$	кДж/кг	$q_{\text{вип}} = h_1 - h_4$	
Питоме теплове навантаження конденсатора $q_{\text{к}}$	кДж/кг	$q_{\text{к}} = h_2 - h_3$	
Питоме теплове навантаження переохолоджувача $q_{\text{по}}$	кДж/кг	-	$q_{\text{по}} = h_3 - h_{3a}$
Питоме теплове навантаження теплового насоса $q_{\text{тн}}$	кДж/кг	$q_{\text{тн}} = q_{\text{к}}$	$q_{\text{тн}} = q_{\text{к}} + q_{\text{по}}$
Питоме теплове навантаження проміжного теплообмінника $q_{\text{пто}}$	кДж/кг	-	$q_{\text{пто}} = h_{1a} - h_1$
Робота стиснення в компресорі $l_{\text{см}}$	кДж/кг	$l_{\text{см}} = h_2 - h_1$	$l_{\text{см}} = h_2 - h_{1a}$
Питома енергія, що споживається електродвигуном W	кДж/кг	$W = \frac{l_{\text{см}}}{\eta_{\text{е.м.}} \cdot \eta_{\text{е}}}$	
Перевірка теплового балансу	-	$q_{\text{вип}} + q_{\text{см}} = q_{\text{к}}$	$q_{\text{вип}} + q_{\text{см}} = q_{\text{к}} + q_{\text{по}}$
Коефіцієнт стиснення ε	-	$\varepsilon = \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{вип}}}$	
Коефіцієнт перетворення теплоти COP	-	$COP = \frac{q_{\text{к}}}{l_{\text{см}}}$	
Коефіцієнт перетворення електроенергії	-	$\mu_{\text{е}} = \eta_{\text{е.м.}} \cdot \eta_{\text{е}} \cdot COP$	

μ_e				
Питома витрата первинної енергії ПЕ	-	$ПВ = \frac{1}{\eta_{e.m.} \cdot \eta_e \cdot \eta_{e.c.} \cdot \eta_{nep}} \cdot \frac{1}{COP}$		
Середня температура низькопотенційного джерела $T_{середн.н}$	К	$T_{середн.н} = \frac{t_{н1} - t_{н2}}{\ln \frac{t_{н1} + 273}{t_{н2} + 273}}$		
Термодинамічна температура низькопотенційного джерела τ_n	-	$\tau_n = \frac{T_{середн.н} - (t_0 + 273)}{T_{середн.н}} = 1 - \frac{(t_0 + 273)}{T_{середн.н}}$		
Ексергія, що віддається низькопотенційним теплоносієм e_n	кДж/кг	$e_n = \tau_n \cdot q_{вин}$		
Середня температура високопотенційного джерела $T_{середн.в}$	К	$T_{середн.в} = \frac{t_{в2} - t_{в1}}{\ln \frac{t_{в2} + 273}{t_{в1} + 273}}$		$T_{середн.в} = \frac{t_{в2} - t_{ВП}}{\ln \frac{t_{в2} + 273}{t_{ВП} + 273}}$
Термодинамічна температура високопотенційного джерела τ_v	-	$\tau_v = \frac{T_{середн.в} - (t_0 + 273)}{T_{середн.в}} = 1 - \frac{(t_0 + 273)}{T_{середн.в}}$		
Ексергія, що отримана високопотенційним теплоносієм e_v	кДж/кг	$e_v = \tau_v \cdot q_{\kappa}$		
Середня температура високопотенційного теплоносія в переохолоджувач	К	-	-	$T_{середн.ВП} = \frac{t_{ВП} - t_{в1}}{\ln \frac{t_{ВП} + 273}{t_{в1} + 273}}$

і $T_{\text{середн.ВП}}$				
Термодинамічна температура високопотенційного теплоносія в переохолоджувачі і $\tau_{\text{вп}}$	-	-	-	$\tau_{\text{вп}} = 1 - \frac{(t_0 + 273)}{T_{\text{середн.ВП}}}$
Ексергія, що отримана високопотенційним теплоносієм в переохолоджувачі і $e_{\text{вп}}$	кДж/кг	-	-	$e_{\text{вп}} = \tau_{\text{вп}} \cdot q_{\text{по}}$
Ексергія спожитої електроенергії e_e	кДж/кг	$e_3 = W$		
Ексергетичний ККД η_e	-	$\frac{e_{\text{в}}}{e_{\text{н}} + e_e}$		$\frac{e_{\text{в}} + e_{\text{вп}}}{e_{\text{н}} + e_e}$

Завдання.

Проектування теплонасосної установки для опалення індивідуального будинку. В якості джерела низькопотенційної теплоти використовують ґрунт. Схема опалення – водяна «тепла підлога». Вибір фреону – довільний.

Вихідні дані:

- теплове навантаження Q_{TH} $3 + \frac{1}{n}$ кВт
(n – номер варіанту)
- температура низькопотенційного теплоносія (розсолу) на виході в тепловий насос $t_{н1}$ 5°C
- температура низькопотенційного теплоносія (розсолу) після теплового насоса $t_{н2}$ -5°C
- температура високопотенційного теплоносія (гаряча вода) на виході в тепловий насос $t_{в1}$ 35°C
- температура високопотенційного теплоносія (гаряча вода) після теплового насоса $t_{в2}$ 45°C
- температура навколишнього середовища t_0 -10°C
- перепади температури на виході з теплообмінників:
випарника $\Delta t_{вин}$, конденсатора $\Delta t_{к}$,
переохолоджувача $\Delta t_{по}$ 5°C
- температура перегріву пари в проміжному теплообміннику $\Delta t_{п}$ 20°C

Перелік 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. ДСТУ Б В.2.5-44:2010. Інженерне обладнання будинків і споруд. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами (60810)
3. DIN 8901, Refrigerating systems and heat pumps-Protection of soil, ground and surface water-Safety and environmental requirements and testing (Охолоджуючі системи і теплові насоси – Збереження ресурсів землі, ґрунту і поверхневої води – Захист, екологічні вимоги і перевірка).
4. CEN/TS 14825, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling-Testing and rating at part load conditions (Кондиціонери повітря, блоки з охолоджуючою рідиною і теплові насоси з компресорами, які мають електричний привід, для охолодження і нагрівання середовища – Випробування і класифікація відносно умов завантаження).

ДОДАТОК А

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ім. ІГОРЯ
СІКОРСЬКОГО»
КАФЕДРА ВІДНОВЛЮВАНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ



РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА
з дисципліни
“НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ”

Виконав студент:
гр. ЕД-31 Петренко П.П.
Перевірив: к.т.н., ст.викладач
кафедри ВДЕ
Вишневецька Ю.П.

КИЇВ 2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ім. ІГОРЯ
СІКОРСЬКОГО»

Кафедра відновлюваних джерел енергії
енергії

З А В Д А Н Н Я

до розрахунково-графічної роботи
з дисципліни «Низькопотенційні джерела енергії»

студентові _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «_____»
_____»

2. Термін здачі студентом РГР «_____» _____ 20____ р.

3. Початкові дані до РГР: _____

4. Дата видачі завдання «_____» _____ 20____ р.

Керівник _____ (Вишневська Ю.П.)
(підпис)

Завдання до виконання прийняв студент _____ (_____)
(підпис)