

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет будівництва, транспорту та енергетики

Кафедра «Електротехнічні системи та енергетичний менеджмент»

“Допущено до захисту ”

Зав. кафедри ЕТС та ЕМ

к.т.н., професор

_____Петро ПЛЄШКОВ

“ _____ ” 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за другим (магістерським) рівнем вищої
освіти

на тему:

**«Підвищення енергоефективності роботи насосної станції
стоків комбінату "Ятрань" на основі комплексного
енергетичного аудиту»**

Виконала здобувачка вищої освіти

II курсу групи ЕНМ-22М

ОПП «Енергетичний менеджмент» 141

«Електроенергетика, електротехніка та
електромеханіка»

_____Лінура ШВЕЦЬ

« _____ » 2023 р.

Керівник роботи

к.т.н., проф. _____Сергій СЕРЕБРЕННІКОВ

« _____ » 2023 р.

Рецензент _____

Центральноукраїнський національний технічний університет

Факультет будівництва, транспорту та енергетики

Кафедра електротехнічних систем та енергетичного менеджменту

Рівень вищої освіти другий (магістерський)

Галузь знань 14 «Електрична інженерія»

Спеціальність 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Освітньо-професійна програма «Енергетичний менеджмент»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Завідувач кафедри

Петро ПЛЄШКОВ

« 09 » 10 2023 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗА ДРУГИМ (МАГІСТЕРСЬКИМ) РІВНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ ЗДОБУВАЧА ВИЩОЇ ОСВІТИ

Швець Лінури Шавкатівни

(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема роботи Підвищення енергоефективності роботи насосної станції стоків комбінату "Ятрань" на основі комплексного енергетичного аудиту.

Improving the energy efficiency of the wastewater pumping station at "Yatran" based on a comprehensive energy audit

2. Керівник роботи Серебренніков Сергій Валентинович, к.т.н., професор

(прізвище, ім'я, по-батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання роботи до захисту 30.12.2023 р.

4. Мета та завдання кваліфікаційної роботи Метою роботи є підвищення рівня ефективності функціонування систем енергопостачання за рахунок зменшення втрат в устаткуванні й мережах насосної станції стоків.

Для досягнення поставленої мети у роботі розглянуто наступні завдання:

1) огляд методів скорочення втрат енергії та аналізування режимів енергоспоживання

2) розглянуто конструктивні особливості насосної станції;

3) оцінка втрат та аудит інженерних систем;

4) заходи з підвищення рівня енергоефективності насосної станції;

5) визначено еколого-економічний ефект від обґрунтування та впровадження комплексу енергоефективних заходів;

6) охорона праці

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
<i>Охорона праці</i>	<i>к.т.н., доц. кафедри “ЕТС та ЕМ” Савеленко І.В.</i>		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Вступ. Аналіз проблеми підвищення рівня енергетичної ефективності</i>	<i>10.10.2023 р.</i>	
2	<i>Огляд методів скорочення втрат енергії та аналізування режимів енергоспоживання</i>	<i>13.10.2023 р.</i>	
3	<i>Дослідження конструктивних особливості насосної станції</i>	<i>25.10.2023 р.</i>	
4	<i>Розрахунок втрат та аудит інженерних систем</i>	<i>30.10.2023 р.</i>	
5	<i>Розроблення заходів з підвищення рівня енергоефективності насосної станції</i>	<i>15.11.2023 р.</i>	
6	<i>Визначення еколого-економічного ефекту від впровадження енергоефективних заходів</i>	<i>20.11.2023р.</i>	
7	<i>Охорона праці</i>	<i>30.11.2023 р.</i>	
8	<i>Висновки. Оформлення списку використаних джерел</i>	<i>07.12.2023 р.</i>	
9	<i>Оформлення презентаційної частини КР</i>	<i>11.12.2023 р.</i>	
10	<i>Оформлення розрахунково-пояснювальної записки МР</i>	<i>15.12.2023 р.</i>	

Дата видачі завдання

«__6__» __09__ 2023 р.

Підпис керівника _____

Сергій СЕРЕБРЕННИКОВ

Завдання прийнято до виконання

«__6__» __09__ 2023 р.

Підпис здобувача _____

Лінура ШВЕЦЬ

АННОТАЦІЯ

Швець Л.Ш. Підвищення енергоефективності роботи насосної станції стоків комбінату "Ятрань" на основі комплексного енергетичного аудиту

Кваліфікаційна робота за другим (магістерським) рівнем вищої освіти за спеціальністю 141 "Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка" освітньої програми «Енергетичний менеджмент». – Центральноукраїнський національний технічний університет: Кропивницький, 2023 р.

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності енергоспоживання та пошук шляхів надання допомоги об'єктам для визначення напрямків ефективного енергоспоживання.

Об'єктом енергетичного аудиту є процеси споживання палива та енергії, надання рекомендацій з ефективного використання енергоресурсів.

Предмет аудиту – каналізаційна станція стоків, її енергетичне устаткування, агрегати, що перетворюють, передають та споживають енергію.

За результатами комплексних енергетичних обстежень помпової станції стоків виявлено джерела підвищених втрат теплової та інших видів енергії, розроблено шляхи підвищення енергоефективності роботи устаткування, ряд заходів з енергоощадження, зокрема – впровадження теплопомпових установок.

Результати кваліфікаційної роботи можуть бути використані під час розроблення та впровадження комплексу енергоощадних заходів з метою підвищення рівня енергоефективності.

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ, ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АУДИТ, ПАЛИВНО-ЕНЕРГЕТИЧНІ РЕСУРСИ, ТЕПЛОВІЗІЙНЕ ОБСТЕЖЕННЯ, ЕНЕРГООЩАДЖЕННЯ, ТЕПЛОВА ПОМПА

ABSTRACT

Shvets L.Sh. Increasing the energy efficiency of the Yatran plant wastewater pumping station on the basis of a comprehensive energy audit

Qualification work for the second (master's) level of higher education in the specialty 141 "Electric power engineering, electrical engineering and electromechanics" of the educational program "Energy Management". – Central Ukrainian National Technical University: Kropyvnytskyi, 2023

The purpose of the qualification work is to increase the efficiency of energy consumption and to find ways of providing assistance to objects to determine the directions of effective energy consumption.

The object of the energy audit is the processes of fuel and energy consumption, providing recommendations on the effective use of energy resources.

The subject of the audit is the sewage treatment plant, its energy equipment, units that convert, transmit and consume energy.

Based on the results of comprehensive energy surveys of the sewage pumping station, sources of increased losses of heat and other types of energy were identified, ways of increasing the energy efficiency of the equipment were developed, and a number of energy-saving measures were developed, in particular, the introduction of heat pump installations.

The results of the qualification work can be used during the development and implementation of a set of energy-saving measures in order to increase the level of energy efficiency.

.
ENERGY EFFICIENCY, ENERGY AUDIT, FUEL AND ENERGY RESOURCES, THERMAL VISION SURVEY, ENERGY SAVING, HEAT PUMP

ЗМІСТ

	ст.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	7
1. ВСТУП.....	8
2. ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АУДИТ КАНАЛІЗАЦІЙНОЇ ПОМПОВОЇ СТАНЦІЇ	9
2.1. Результати енергетичного аудиту та аналізу об'єкту досліджень	10
2.2. Аудит системи водопостачання.....	11
2.3. Аудит системи водовідведення.....	13
2.4. Очищення стічних вод.....	14
3. РЕЗУЛЬТАТИ ПРИЛАДНОГО ОБСТЕЖЕННЯ ТА ШУКАННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ ЕНЕРГООЩАДЖЕННЯ.....	18
3.1. Обстеження адміністративної будівлі каналізаційної станції.....	18
3.2. Розроблення переліку енергоощадних заходів	23
3.3. Енергоефективність помпових електроприводів з перетворювачами частоти	25
4. УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛА КАНАЛІЗАЦІЙНИХ СТОКІВ ТА РОЗРОБЛЕННЯ ТЕПЛОПОМПОВОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ КНС.....	32
4.1. Аналіз роботи і термодинамічного циклу теплової помпи.....	33
4.2. Математична модель та дослідження теплотехнологічної системи з теплопомповою установкою.....	39
4.3. Дослідження впливу температур підведення і відведення теплоти та температури довкілля на ефективність роботи ТНУ	43
4.4. Синтез теплотехнологічних систем з ТНУ	47
4.5. Дослідження параметрів стічних вод та обґрунтування вибору теплообмінника ТНУ для теплопостачання КНС.....	53
4.6. Розроблення ТНУ з каналізаційним теплообмінником навколо стічної труби	58
ВИСНОВКИ.....	68
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	70
ДОДАТКИ.....	71

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВКГ	– водопровідно-каналізаційні господарства;
ДБН	– державні будівельні норми;
ДСТУ	– державний стандарт України;
ЕЕ	– електроенергія;
ЕА	– енергетичний аудит;
ЕОЗ	– енергоощадні заходи;
ЄС	– Європейський союз;
КОС	– каналізаційні очисні споруди;
МЕЗ	– можливості енергозаощадження;
НС	– помпова станція;
ОС	– очисні споруди;
ПЕР	– паливно-енергетичні ресурси;
РВВ	– резервуар вихідної води;
СД	– синхронний двигун;
ТЕО	– техніко-економічне обґрунтування.

1. ВСТУП

Під енергетичним аудитом розуміють обстеження підприємств, організацій та виробництв для визначення можливості енергоощадження; а також допомоги з впровадження системи енергетичного менеджменту [1].

Об'єктом енергетичного аудиту є процеси споживання енергії та надання рекомендацій з ефективного використання енергоресурсів.

Предмет енергетичного аудиту – каналізаційна помпова станція стоків комбінату "Ятрань", його енергетичне устаткування.

Каналізаційна помпова станція містить гідротехнічні та водопровідно-каналізаційні споруди і трубопроводи. Стоки від комбінату транспортуються на головну каналізаційну помпову станцію, яка перекачує їх на каналізаційні очисні споруди. На каналізаційних очисних спорудах стоки проходять процес механічного і біологічного очищення. Очищені стічні води проходять процес доочищення на біоставках.

Середній термін експлуатації систем водопостачання та водовідведення складає понад 10 років, їх технічний стан задовільний. Технологічне обладнання дещо застаріле і його використання обумовлює необґрунтовані витрати енергоресурсів, тому здійснення модернізації існуючих систем водопостачання і водовідведення є досить актуальним. Підприємством планується виконати закупівлю обладнання помпових станцій каналізації для заміни помпового обладнання, як наслідок – скорочення витрат підприємства на електричну енергію;

Очікувані результатами:

1. Зниження експлуатаційних витрат за рахунок впровадження новітніх енергозберігаючих технологій в результаті модернізації обладнання.
2. Покращення якості стічних вод за рахунок реконструкції очисних споруд та впровадження новітніх енергозберігаючих технологій очистки.
3. Посилення контролю за споживанням води шляхом встановлення необхідних приладів обліку.

2. ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АУДИТ КАНАЛІЗАЦІЙНОЇ ПОМПОВОЇ СТАНЦІЇ

Енергетичний аудит та аналіз початкового стану підприємства "Ятрань" показує, що каналізаційна помпова станція здійснює експлуатацію систем поводження зі стічними водами, які є застарілими та знаходяться в задовільному експлуатаційному стані. Було доведено, що витрати на ремонт відповідної інфраструктури водопостачання та водовідведення є зависокими.

В системі водопостачання наявна висока ступінь втрат, що пов'язана із зношеною інфраструктурою трубопроводів, що відповідно з інформацією підприємства може становити близько 15%.

Перелік чинників, що впливають на пріоритетність інвестиційних програм для покращення ситуації на підприємстві:

- корисний ресурс активів (інфраструктури) водовідведення є вичерпаним і в певних випадках вони перебувають в стані, що не підлягає ремонту;
- більша частка устаткування є застарілою і працює з незначною енергетичною ефективністю;
- профілактичний ремонт є задорогим і не забезпечує відновлення працездатності устаткування,
- високий рівень інфільтрації каналізаційних ліній.

Оцінка початкового стану означила наступні пріоритетні роботи:

- Відновлення та реконструкція вхідних каналів системи водовідведення.
- Відновлення та реконструкція помпових станцій.
- Відновлення та реконструкція фільтруючих компонентів станцій підготовки води.
- Придбання устаткування для виявлення витоків.
- Зменшення кількості витоків.
- Відновлення та модернізація станції з очищення стічних вод.
- Модернізація системи дезінфікування.
- Модернізація устаткування, що відповідає за контроль якості.

2.1. Результати енергетичного аудиту та аналізу об'єкту досліджень

Проведений аналіз початкового стану, збирання основних даних і вивчення стану наявних активів систем водопостачання та водовідведення дав показники ефективності та основу для оцінювання.

Мета ТЕО проекту полягає, щоб надати допомогу у формулюванні та оцінці модернізованої інфраструктури з керування водопостачанням та водовідведенням, яка буде підкріплена капітальними вкладеннями. Призначення показників ефективності полягає у сприянні визначення ефективних систем керування водопостачанням та водовідведенням через покращену інфраструктуру, можливості керування експлуатаційною діяльністю та відшкодування витрат, що має бути підкріплено тарифами відповідною системою обліку. Проект орієнтований на досягнення самоокупності інвестувань в керування водопостачанням та водовідведенням.

Оцінка показників ефективності виявила області, що потребують інвестування, хоч підвищення якості керування водопостачанням та водовідведенням є першорядним чинником відповідності інвестиційної програми та показників ефективності.

Аналіз інформації проводився на підвалинах тепловізійного обстеження, візуального огляду, опитування персоналу, отримані закономірності споживання енергоресурсів показано на рис. 2.2.1 - 2.2..2

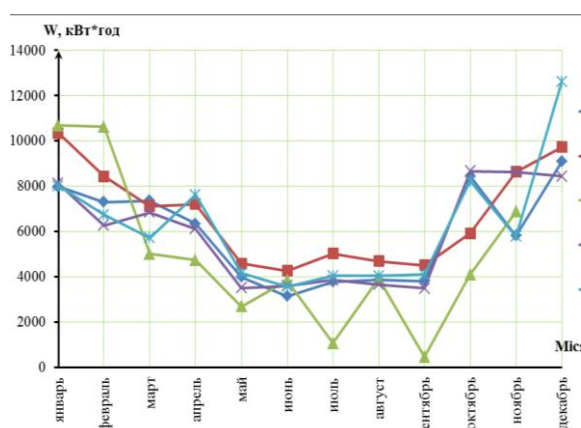


Рисунок 2.2. 1– Графіки споживання електричної енергії

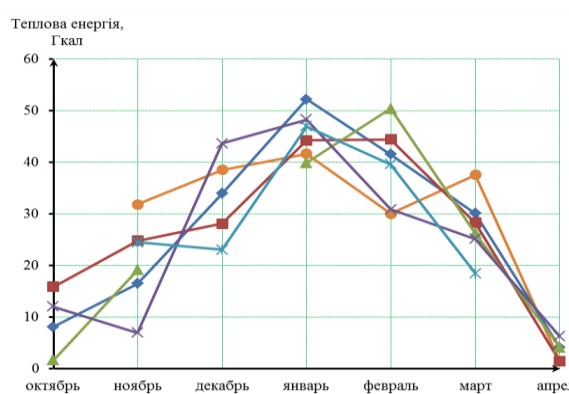


Рисунок 2.2. 2– Графіки споживання теплової енергії

З аналізу динамік енергоспоживання на рис. 2.2.1 - 2.2.2 видно, що характер попиту на електро- й теплоенергію не є ідентичним у всьому періоді, ця протилежність вимагає наукової інтерпретації і пояснень.

2.2. Аудит системи водопостачання

Підвищений рівень втрат води виникає у зв'язку з існуючим зносом трубопроводів, розподільної мережі та арматури на них. Водопровідні та каналізаційні мережі належать до застарілих. Так, за терміном експлуатації труби поділяються:

- а) водопровідні: менше 5 років - 6,1 %; до 10 років - 4,7 %; до 15 років - 13,4 %; до 20 років - 22,9 %; до 25 років - 43,5 %; більш ніж 30 років - 9,4 %.
- б) каналізаційні: менше 5 років - 0,4 %; до 10 років - 1,8 %; до 15 років - 16,8 %; до 20 років - 24,2 %; до 25 років - 41,5 %; понад 30 років - 15,4 %.

Теперішні умови експлуатації системи хлорування класифікуються як аварійні у зв'язку із сильною іржавінням (рис. 2.3.2). Споруда знаходиться в негативному робочому стані. Вода, яка подається, характеризується високою каламутністю та колірністю, високим вмістом заліза та аміаку.

Проект реконструкції включає нові змішувачі коагулянту, модернізовану систему збору мулу в чотирьох баках-відстійниках, нові фільтри та систему хлорування.

Після ВНС вода подається через масив споруд водозберігання та Помпових станцій. Транспортна Помпова система не створює достатнього тиску і швидкість в транспортному трубопроводі нижче, ніж це вимагається. В результаті, вода залишається занадто довгий час в водній системі, що призводить до погіршення її якості, включаючи невідповідність за показником кількості залишкового хлору.

Більша частина трубопроводу виготовлена зі сталевих труб і в той же час, вони мають найвищу ступінь зносу.



Рисунок 2.3.2 – Помповий агрегат



Рисунок 2.3.2 – Потужна корозія

Мережа водопостачання

Згідно з даними підприємства, мережа водопостачання складається з трубопроводу довжиною 8км, 2 Помпових станцій та 20 резервуарів для зберігання води. В табл. 2.4.1дод.А показана приблизна довжина труб за матеріалами, що потребують заміни. Крім того, реєстрація проривів, яку веде підприємство, показує, що наступні ділянки трубопроводу знаходяться в критичному експлуатаційному стані:

Помпові станції мережі водопостачання

Система водопостачання включає 2 помпових станцій водопостачання. На рис. 2.5.1 – 2.5.2 показано, що помпові станції перебувають в поганому стані, оскільки більша їх частина вичерпала свій корисний термін служби. Їх низька експлуатаційна ефективність є фундаментальною причиною високого рівня споживання енергії.

Також зменшує ефективність експлуатації, що на помпових станціях відсутні автоматичні засоби керування.



Рисунок 2.5.1 – Помпова станція



Рисунок 2.5.2 – ВНС

2.3. Аудит системи водовідведення та каналізаційної системи

Система поводження зі стічними водами складається з мережі каналізаційного колектору, з 8 колодязів, 2 Помпових станцій та однієї стандартної каналізаційної очисної споруди з активним мулом.

Послуги каналізації охоплюють приблизно 87,4 % від нинішнього розміру. Щорічний об'єм потоку стічних вод, що проходять через трубопроводи каналізації, оцінюється в розмірі 14 600 м³. Каналізаційна колекторна мережа складається з масиву трубопроводу довжиною приблизно 307,7 м.

У 2021 році виникло 5 проривів каналізаційного колектору, що означає, що підземні каналізаційні лінії перевищують допустиму кількість несправностей (0,1/км). Близько 42 % трубопроводів каналізаційної мережі знаходяться в експлуатації впродовж більше 30 років. Близько каналізаційного трубопроводу наявні ознаки фізичного зносу, керамічного трубопроводу перевищили свій корисний термін служби.

2.4. Очищення стічних вод

Помпові станції каналізаційної системи

Каналізаційна система включає 2 Помпові станції. На рис.2.4.2 – 2.4.7 показано помпові агрегати, що виведені з експлуатації, на помпових станціях; де працює 2 агрегатів, один чи більше pomp відсутні. Отже, існує небезпека того, що каналізаційна система може припинити обслуговування.



Рисунок 2.4.2 – Відсутнє помпове устаткування на помповій станції



Рисунок 2.4.3 – Існуючий стан, відсутня помпа

У табл. 2.5.1 показані експлуатаційні дані каналізаційних очисних споруд КОС.

Підприємство припускає, що установка лічильників, а також спад промислової діяльності привели до скорочення об'єму стічних стоків, що надійшли на КОС.

Подальшого зменшення об'ємів стічних вод не передбачається.



Рисунок 2.5.2 – Зношені механічні грати



Рисунок 2.5.3 – Пісковловлювачі, що вимагають реконструкції



Рисунок 2.5.4 – Відстійник, виведений з експлуатації



Рисунок 2.5.5 – Агрегати повітродувки



Рисунок 2.5.6 – Відстійник, виведений з експлуатації

Огляд аналітичних даних, зафіксованих в лабораторії очисних споруд, показує, що забезпечується дотримання нормативних вимог. Утім, загальна

концентрація фосфору у воді, що скидається, не відповідає вимогам до якості. Крім того, підприємство не виконує контроль вмісту азоту.

Оцінка аналітичних даних табл. 2.5.2 підказує виконувати нітрифікацію на КОС. Фактичний час витримки в аеротенках оцінюється на рівні 6...7 годин, що відповідає тривалості процесу аерації. Отже, нітрифікація може здійснюватись в процесі аерації, який проводиться на спорудах. Як показано в таблиці, різниця між концентрацією аміаку в стічних водах, що надходять та у воді, що скидається, може бути за рахунок його окислення до нітрату. Тому концентрація нітрату вище у воді, що скидається.

Для надійного і ефективного забезпечення стандартів ЄС по комплексному видаленню із стічних вод забруднюючих органічних речовин, сполук фосфору і азоту потрібно вживання на КОС технології нітро-денітрифікації, яка ґрунтується на чергуванні в спорудах біоочистки аеробних і анаеробних зон.

Проведення процесу денітрифікації сприяє зменшенню питомих витрат повітря та прирісту надлишкового мулу, що обумовлює зменшення енерговитрат.

В табл. 2.5.3. показані показники порівняння варіантів застосування технологій денітрифікації із завислим мулом (варіант I) та з комбінацією завислих на інертних носіях мікроорганізмів (варіант II).

Враховуючи переваги Варіанту II, для реконструкції та модернізації комплексу біологічної очистки доцільно застосування технології денітрифікації із комбінацією в зоні аерації аеротенків завислих на інертних носіях культур мікроорганізмів (Варіант II). В якості носіїв біоценозу Потрібно рекомендувати вільно плаваючі в муловодяному потоці та саморегеновані пластмасові біоелементи, оптимальна поверхня яких мусить складати – $250\text{м}^2/\text{м}^3$.

3. РЕЗУЛЬТАТИ ПРИЛАДНОГО ОБСТЕЖЕННЯ ТА ШУКАННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ ЕНЕРГООЩАДЖЕННЯ

3.1. Обстеження адміністративної будівлі КНС

Тепловізійна зйомка адміністративної будівлі засвідчила наявність пошкоджень огорожуючих конструкцій, що вимагають ремонту.



Рисунок 3.1.1 - Стан ізоляції на ділянках теплової системи адміністративного корпусу

Висновки по адмінкорпусу:

1. В результаті аудиту виявлено дефекти огорожуючих конструкцій – місця руйнування, затікання, промерзання.
2. Опитування персоналу показало наявність дискомфортних умов праці в приміщеннях з північної сторони.
3. Аналіз даних за п'ятирічний період засвідчив наявність різких перепадів в електро- й теплоспоживанні, що потребує додаткових енергетичних досліджень.
- З аналізу динамік енергоспоживання очевидно, що характер попиту на електро- і теплоенергію не ідентичний; ця протилежність вимагає наукової інтерпретації і пояснень.
4. Необхідно виконати додаткові вимірювання температур довкілля і теплоносія для визначення ступеню їх кореляції.

5. Потрібно порівняти ефективність застосування систем централізованого теплопостачання і автономного теплопостачання з автоматичним регулювання температури теплоносія.

6. Потребує перевірки відповідності теплових втрат через елементи огорожуючих конструкцій нормативам та визначення класу енергетичної ефективності будівлі.

Тепловізійне обстеження адміністративної будівлі КНС



Рисунок 3.2.1 - Зовнішній вигляд адмінбудівлі КНС.

На рис. 3.2.2 - 3.2.3 показано результати тепловізійних досліджень адмінбудівлі каналізаційної помпової станції.

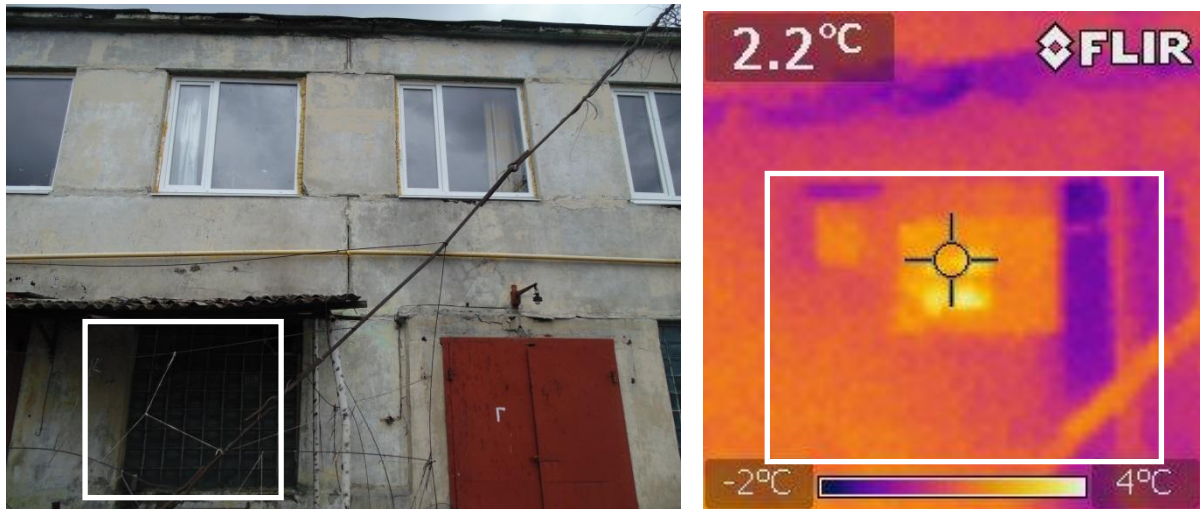


Рисунок 3.2.2 - Вікна у звичайному та інфрачервоному діапазоні



Рисунок 3.2.3 - Фото дверей у інфрачервоному діапазоні

З рис. 3.2.2 очевидно, що теплове випромінювання через вікна нерівномірне по площі, що вказує на пошкодження склоблоків.

На рис.3.2.3 на фото тепловізору відображено, що тепловипромінювання через металеві двері вельми перевищує випромінювання теплової енергії через стіну.

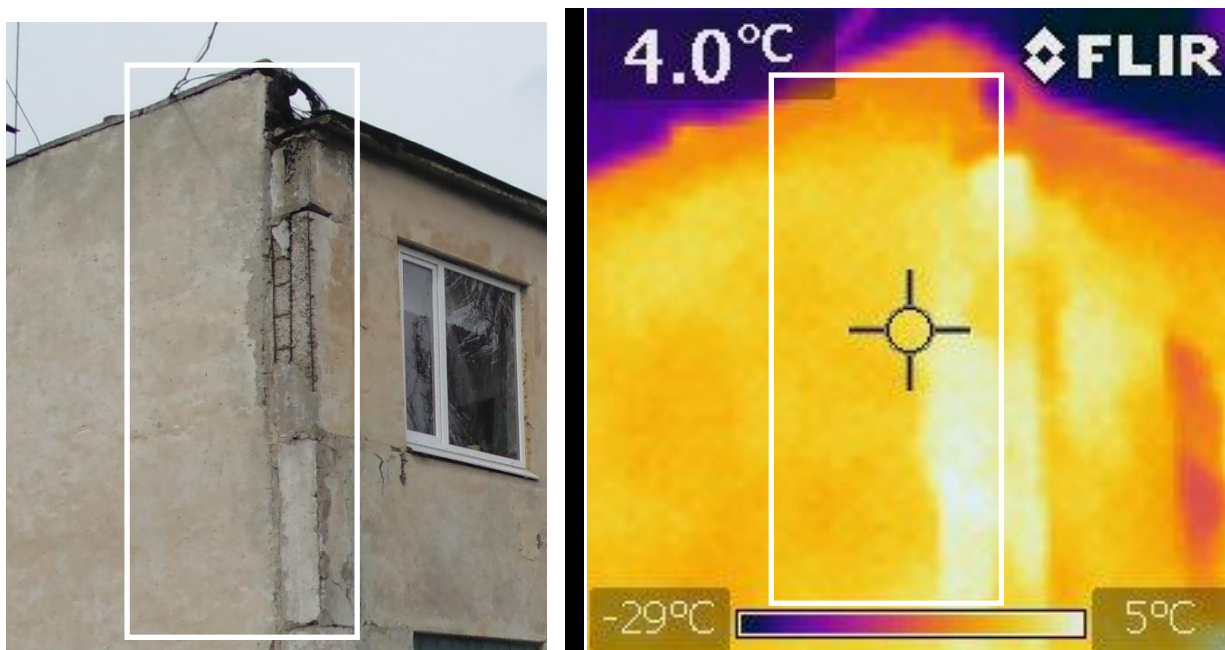


Рисунок 3.2.4 - Фото пошкоджень на рогу адмінбудівлі КНС в інфрачервоному спектрі

З рис. 3.2.4 видно, що пошкоджена ділянка має найвищі температури випромінювання теплоенергії, ніж суміжні ділянки, що перебувають в нормальному стані.

Основним електроспоживачем КНС є синхронний електропривод pomp (рис. 3.2.5), який складається з синхронних двигунів (СД).



Рисунок 3.2.5 - Силове електрообладнання КНС

Встановлено, що в постійній роботі задіяно лише один двигун потужністю 63 кВт, а у разі підвищеної інтенсивності стоків – 2х63 кВт.

За результатами опитування персоналу виявлено, що регулювання режиму роботи СД виконується дискретно у 4 ступені, що є неефективним при сучасному рівні частотно-керованих пристроїв.

Різкі перепади потужності каналізаційних стоків, пов'язані із дощовими зливами, наглими скидами тощо, потребують вдосконалення систем адаптивного контролю та енергетичного керування режимами роботи синхронного електроприводу pomp.

Сучасні системи векторного керування синхронними електроприводами доставляють високі динамічні характеристики приводу, близькі до фізичних обмежень на динамічні властивості ключів інверторів та величину напруги живлення.

Першорядна перевага векторного керування в тому, що контролюється величина і частота напруги живлення, але й її фаза. Векторне керування дозволяє безінерційно регулювати швидкість обертання і момент СД.

Векторне керування над скалярним має ряд переваг:

- висока продуктивність;
- висока точність регулювання;
- плавний старт і плавне обертання СД;
- при зміні навантаження не відбувається зміни швидкості;
- знижуються втрати на нагрів й намагнічування, підвищується ККД.

Висновки по КНС

1. В результаті аудиту виявлено дефекти огорожуючих конструкцій – місця руйнування затікання, промерзання.

2. Опитування персоналу показало наявність дискомфортних умов праці в приміщеннях КНС, не завважаючи на значні витрати газового палива взимку.

3. Необхідно поновити роботу ультразвукового витратоміра та забезпечити його обслуговування.

4. Потрібно виконати детальні дослідження теплового потенціалу каналізаційних стоків.

5. За результатами опитування персоналу встановлено, що регулювання режиму роботи двигунів pomp виконується у 4 ступені, що потребує вдосконалення системи адаптивного контролю та енергетичного керування режимами роботи електроприводу pomp.

3.3. Розроблення енергоощадних заходів

1. Для економії витрат на ПЕР до 30...50% потрібно розробити ряд енергоощадних заходів ЕОЗ з термомодернізації огорожуючих конструкцій будівель.

Термомодернізація проводитиметься на основі економіко-технічного обґрунтування пріоритетності ЕОЗ.

2. Порівняльний аналіз систем централізованого теплопостачання (з автоматичним регулювання температури теплоносія) та автономного теплопостачання на традиційних й альтернативних джерелах дозволить аргументувати оптимальний варіант опалювальної системи.

3. Вдосконалення систем енергетичного контролю та керування режимами роботи електроприводу pomp достатить адаптацію роботи pomp КНС до варіації інтенсивності каналізаційних стоків, приміром впровадження векторного керування дозволить зменшити електроспоживання синхронними двигунами до 24%.

4. Використання теплового потенціалу каналізаційних стоків дозволить відмовитись від використання газу на КНС.

5.

3.2. Заходи з модернізації систем водопостачання та водовідведення

Недоліки систем водопостачання і водовідведення:

1. Дуже високий рівень НВ, близько 15 %;
2. Застарілі і неефективні каналізаційні очисні споруди;
3. Висока вартість енергоспоживання;

5. Відсутність устаткування керування витратою та тиском для оптимізації роботи мережі;

6. Недостатній рівень автоматизації процесу.

Відповідно з даними, що зібрані на місцях, ЗРМ має націлюватись на розширення галузі водовідведення та впровадження ефективної технології водоочищення, щоб забезпечувати вимоги стандартів.

Компоненти ЗРМ включають:

- Вдосконалені каналізаційні очисні споруди.
- Виявлення витоків з метою зменшення втрат води та споживання енергії.
- Відновлення компонентів водопостачання, залучаючи заміну трубопроводів що протікають.

- Збільшення кількості лічильників.
- Реконструкція мережі збору стічних вод.
- Очищення стічних вод згідно стандартів ЄС.

Водоочисні споруди

Підприємство вказало в якості пріоритетних робіт наступні:

- Модернізація системи збирання мулу на баках-відстійниках.
- Нові змішувачі для коагулянту.
- Модернізація системи хлорування.
- Будівництво системи фільтрування.
- Оновлення устаткування лабораторії з контролю якості.

Для використання підземних вод із свердловин, необхідно забезпечення видалення марганцю, заліза і жорсткості.

Помпові станції водопостачання

Заходи, що мають значення для підвищення ефективності Помпових станцій:

- Встановлення енергоефективних pomp.
- Встановлення енергетично ефективних pomp на водних свердловинах.
- Впровадження перетворювачів частоти.
- Встановлення КВПіА для контролю Помпового обладнання.

Реконструкція каналізаційної мережі

Аналіз об'ємів стічних вод показує помітну різницю між прогнозованим об'ємом стічних вод та фактичним об'ємом стічних за фактом забору. В результаті вартість зі стічними водами могла бути вище, ніж якщо б потенціал інфільтрації був нижчим. Обмеження інфільтрації в каналізаційні колектори включала б заміну трубопроводу каналізації та інспекційних колодязів.

3.3. Енергоефективність помпових електроприводів з перетворювачами частоти

Потреба в підвищенні енергоефективності зумовлює актуальність впровадженню помпових регульованих електроприводів (РЕП) в установках з різко змінним навантаженням.

При зміні частоти обертання помпи перерахунок характеристик здійснюється за допомогою формул приведення:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad \frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2; \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^3.$$

При роботі помпи без статичного натиску, формули приведення можна уживати для визначення робочих параметрів помпи, що працює з змінною частотою обертання ω .

Використовувані до тепер тиристорні перетворювачі частоти (ПЧ) мають ряд недоліків, які істотно знижують техніко-економічні показники помпового електроприводу:

- комутаційні провали у момент включення тиристорного випрямляча;
- потужність перетворювача має у 2...3 рази перевищувати потужність помпи, що призводить до завищених масогабаритних показників;

– наявність вищих гармонік у напрузі, зниження яких методами широтно-імпульсної модуляції є нереальним внаслідок малої частоти перемикавання тиристорів;

– неможливість здійснення режиму рекуперативного гальмування.

Для керування асинхронним електроприводом раціонально уживати інвертори напруги з широтно-імпульсним керуванням з частотою понад 20кГц, які забезпечують якість споживаної енергії – не споживання реактивної потужності ($\cos\varphi \approx 1$), уникнення генерації гармонік напруги, що призводить до істотного зниження втрат енергії у електротехнічному устаткуванні.

Застосування методів керування з використанням транзисторних ПЧ дозволяє отримати нові різновиди векторного керування до особливостей якого належать:

1. точне відпрацювання швидкості з компенсацією;
2. збереження моменту сталим при малих частотах;
3. плавність роботи помпи і швидка реакція на стрибки навантаження (при різних стрибках не відбувається зміни швидкості);
4. оптимізація ККД помпи на низьких частотах за рахунок зниження втрат в міді та регулювання намагнічування.

Ефективність застосування частотно-регульованих асинхронних електроприводів помп з мікропроцесорною системою керування обумовлюється:

- енерго- і ресурсозбереженням;
- істотним зниженням споживання реактивної потужності з мережі ($\cos\varphi \approx 1$);
- збільшенням ресурсу роботи гідравлічного і електричного устаткування;
- оптимізацією і автоматизацією керування технологічними процесами.

Окрім дворівневого перетворення електричної енергії – випрямлення і інвертування – , силовий канал вирішує також задачі:

1. керованого зв'язку з мережею - оперативні включення і виключення електроприводу;

2. електромагнітної сумісності електроприводу з мережею;
3. автоматичного захисту елементів ПЧ і електродвигуна;
4. реалізації рекуперативних режимів електроприводу.

Застосування векторного керування ПЧ дозволяє за рахунок введення від'ємного зворотного зв'язку стабілізувати оберти асинхронного двигуна незалежно від навантаження на його валу, тому доцільні області їх вживання:

- складні підйомно-транспортні механізми, ліфти;
- спеціальні верстати з позиціонуванням;
- електричний транспорт.

Натомість, в електроприводах pomp доцільно використовувати більш прості і дешевші ПЧ із скалярним керуванням, які не потребують точної швидкості при коливаннях навантаження.

Результати енергоефективності помпових регульованих електроприводів з перетворювачами частоти, встановлених на водопомповій станції з електродвигуном потужністю 12 кВт, приведені на рис. 3.5.1-3.

Внаслідок автоматичного підтримання сталого рівня напору в магістралі по сигналу датчика тиску (крива 2 на рис.3.5.2), досягнуто істотної економії електроенергії (рис.3.5.3) й зменшення витрати води (рис.3.5.1), обумовлених перебільшеним тиском (крива 1 на рис.3.5.2). Ці дослідження доводять, що наявні до цього часу методи механічного регулювання бойпасами чи дроселюванням є цілковито неефективними, особливо при низькому водорозборі. Результати спостережень за роботою РЕП, встановлених в системах водопостачання засвідчили, що річна економія електроенергії становить понад 50%, а води – близько 30%.

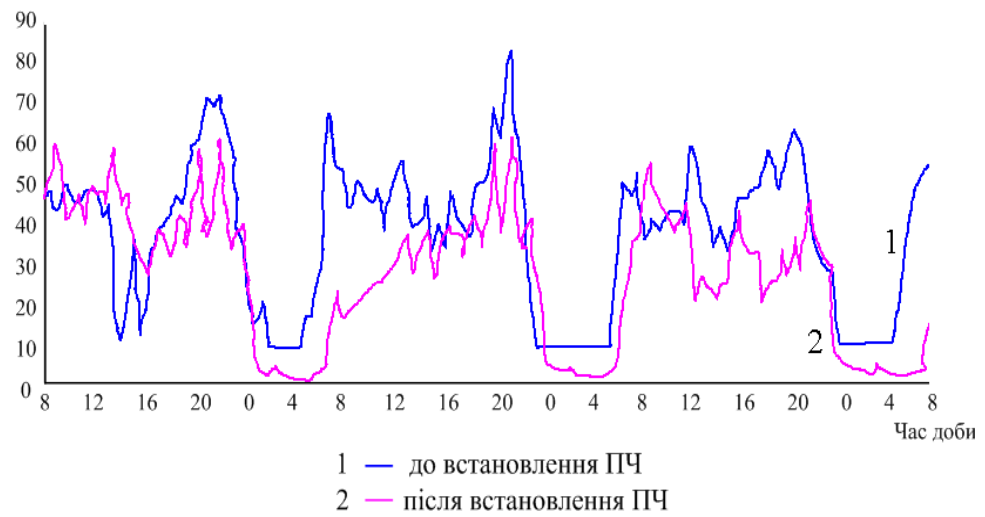


Рис. 3.5.1. Графік витрати води, %

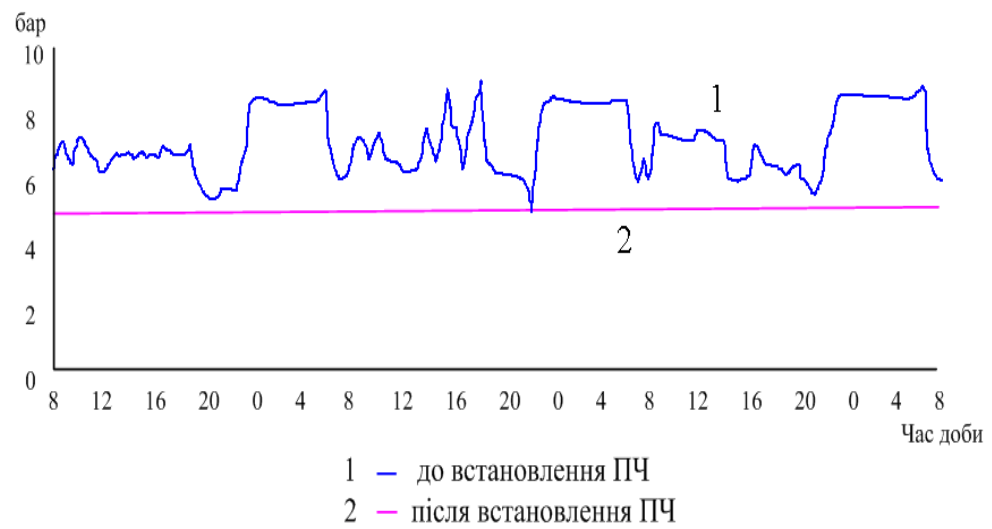


Рис. 3.5.2. Графік тиску на виході помпи

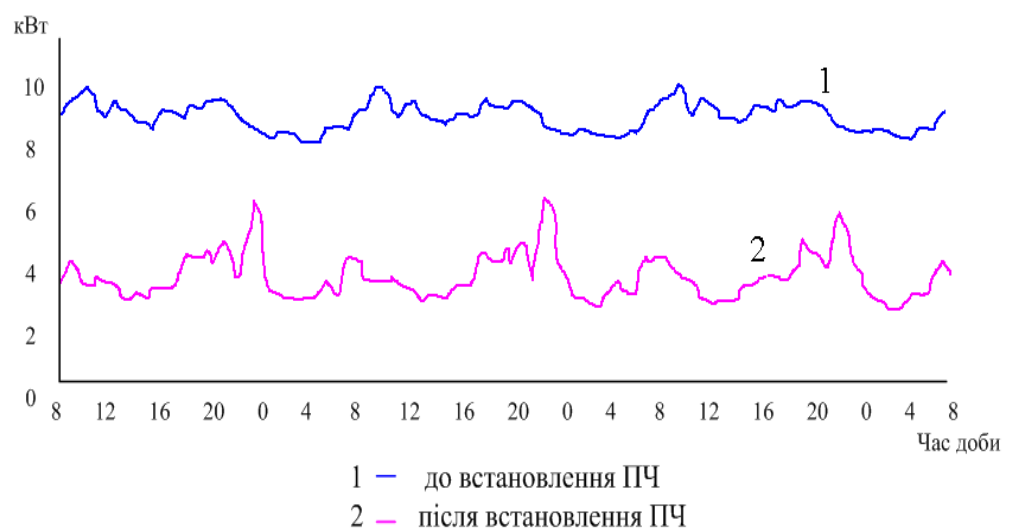


Рис. 3.5.3. Графік спожитої двигунами pomp потужності

Отже, при використуванні ПЧ можуть застосовуватися двигуни істотно меншої потужності. Приміром, на частоті 50 Гц у максимальному режимі помпа споживає замість номінальних 12 кВт лише 5,6 кВт.

Найбільше енергозбереження добувається в електроприводі відцентрових механізмів, бо енергія і потужність, споживані електроприводом, пропорційні частоті обертання в третього ступеня:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^3.$$

На рис. 3.5.4 показана експериментальна залежність потужності, споживаної приводом помпи в функції частоти при живленні від ПЧ. Звідси випливає, що коли в процесі керування продуктивністю відцентрової помпи при живленні від ПЧ удається знизити частоту від 50 Гц до 40 Гц, то споживання енергії зменшиться у 2 рази, так як споживання пропорційно кубу частот: $(40/50)^3 = 0,51$.

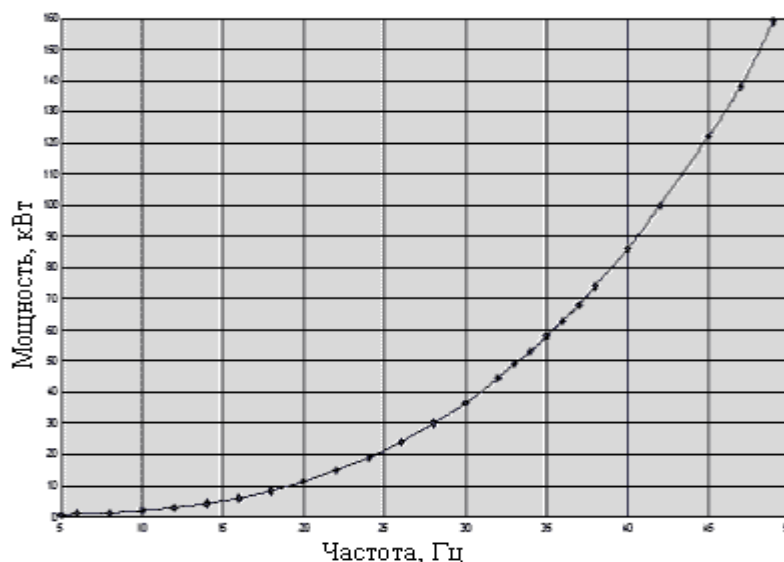


Рис. 3.5.4 Експериментальна залежність потужності помпи від частоти

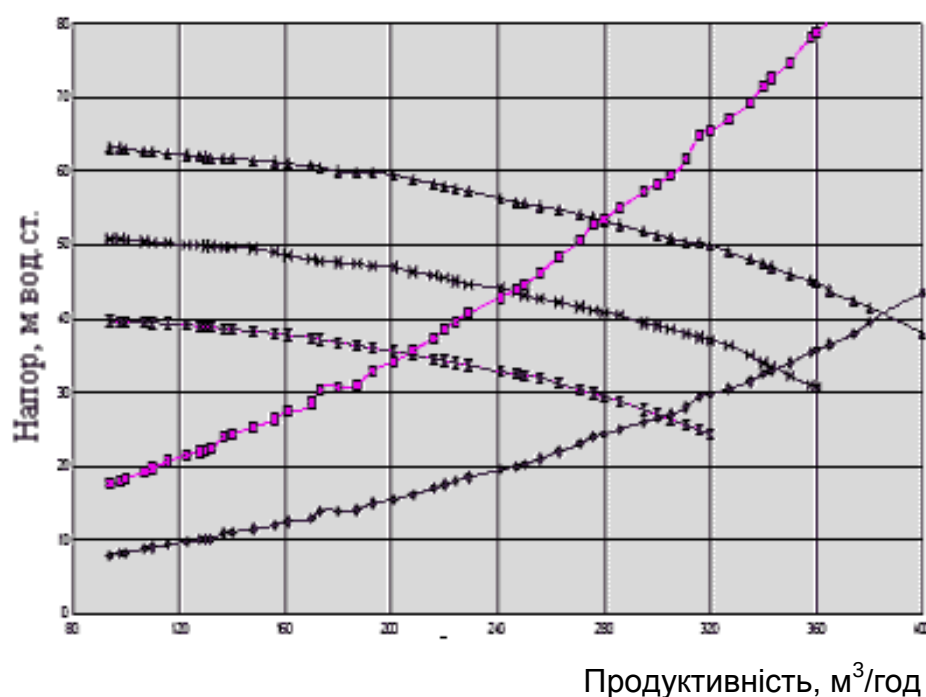
Залежність напору H від продуктивності Q є основною характеристикою відцентрових помп, вентиляторів і компресорів. Ці залежності зображають у вигляді графіків $Q-H$ (напірних характеристик) для різноманітних частот

обертання механізму, які потрібно розглядати спільно з характеристиками гідравлічної лінії.

На рис.3.5.5 представлено гідравлічні характеристики при повністю і частково відкритому дроселі, отримані експериментальним шляхом.

На цьому ж графіку показано напірні характеристики помпи при напорі $H = 50$ м вод.ст та продуктивністю $Q = 320$ м³/год., відповідні відносним частотам обертання 1,0 (50 Гц), 0,8 (40 Гц) і 0,9 (45 Гц). При побудові характеристик враховано, що натиск H пропорційний квадрату частоти обертання, а продуктивність помпи Q – частоті. Режим роботи помпи спільно з магістраллю встановлюють з точки перетину напірної характеристики із характеристиками гідравлічної лінії.

Уникнути неекономічного дросельного регулювання продуктивності за рахунок штучного підвищення гідродинамічного опору, що обумовлює витрати потужності на його подолання дозволяє перехід на частотне керування, що змінює напірну характеристику помпи. При частотному керуванні перетин напірних характеристик при різних частотах обертання з характеристикою лінії гідравлічної визначають необхідні величини напору H і продуктивності Q Помпау (при повністю відкритому дроселі).



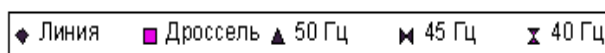


Рис. 3.5.5 Характеристики помпи при частково і повністю відкритому дроселі

Частотне керування дає максимальний ефект енергозбереження та забезпечує ресурсозберігаючий економічний режим експлуатації як електричного, так і технологічного устаткування при значно знижених динамічних впливах і навантаженнях, які сприяють продовженню ресурсу роботи устаткування і зниження витрат на ремонт.

Термін окупності витрат на впровадження частотного керування залежить від факторів:

- тривалості роботи,
- глибини дросельного регулювання і пов'язаного потенціалу енергозбереження,
- тарифу на електроенергію, який може відрізнятися залежно від категорії споживача.

Термін окупності буде менше у агрегатів з більшою одиничною потужністю. Для двигуна помпи потужністю 12 кВт переведений на частотне керування від ПЧ досягнуто термін окупності 0,8 року.

Висновок: впровадження ПЧ дозволить істотно підвищити енергоефективність помпових станцій, що гарантує строк окупності капіталовкладень на рівні 5...9 місяців (залежно від потужності ПЧ).

4. УТИЛІЗАЦІЯ ТЕПЛА КАНАЛІЗАЦІЙНИХ СТОКІВ ТА РОЗРОБЛЮВАННЯ ТЕПЛОПОМПОВОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ КНС

4.1. Аналіз роботи і термодинамічного циклу теплової помпи

Тепловий Помпа – це екологічно чиста установка, що дозволяє отримувати теплоту для гарячого водопостачання та опалення за рахунок трансформації низькопотенціальної теплоти в енергію високого температурного потенціалу.

Принцип діяльності теплової помпи заснований на фізичних явищах при фазовому переході «газ-рідина». Теплота q_2 , що відбирається від низькопотенціального джерела (навколишнє оточення, рис.4.1.), адсорбується легкокиплячим робочим тілом (фреоном) у випарнику 1. Робоче тіло перетворюється з рідкого стану в газ/пару.

Компресор 2 з електро-приводом 3 стискає пари, через що їх тиск і температура підіймаються. Теплота від стиснених парів віддається споживачу теплоти в теплообміннику 4, при цьому робоче тіло, віддаючи теплоту q_1 споживачу, **конденсується** при високому тиску.

Опісля в дроселі 5 тиск робочого тіла знижується до величини, при якій відбувається його випаровування. І Цикл повторяється.

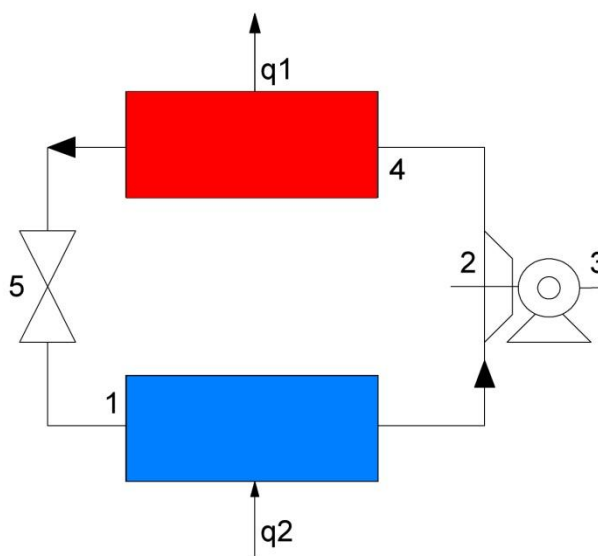


Рисунок 4.1. - Принцип дії теплової помпи

Цикл роботи теплової помпи та холодильника абсолютно однаковий, відмінні лише параметри налаштування. Робоча речовина для теплових pomp – холодагент (фреон, або замінник).

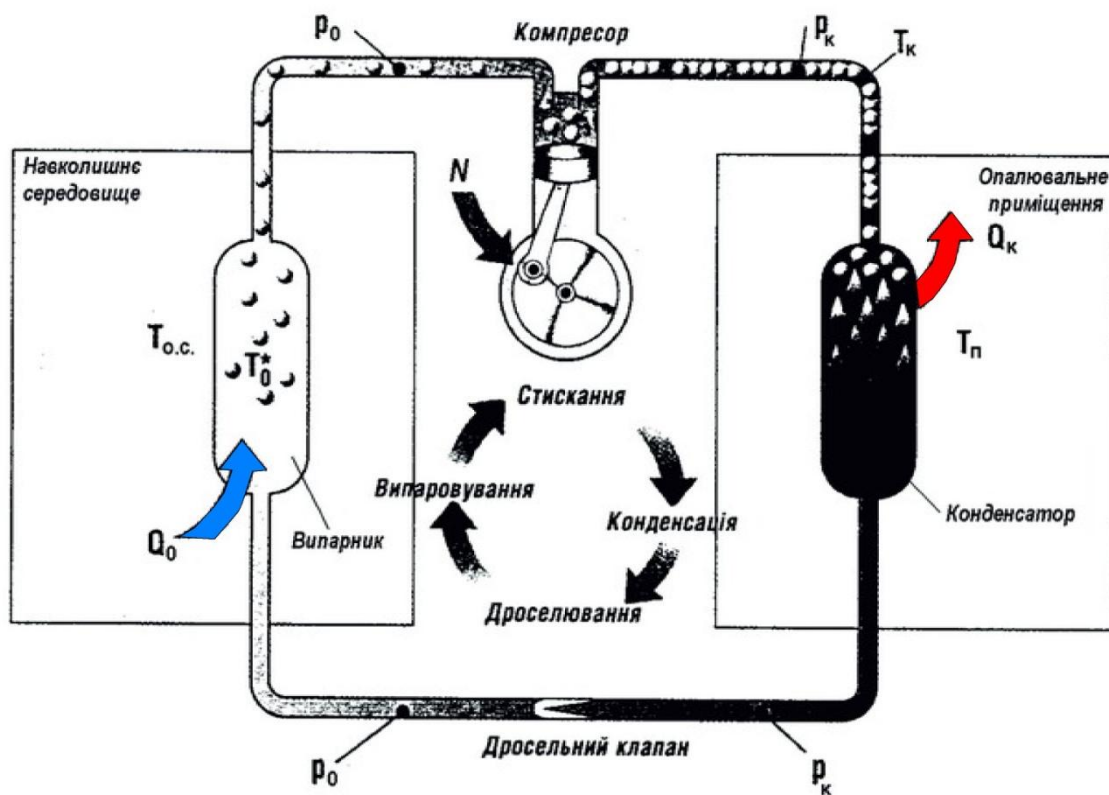


Рисунок 4.2. - Отримання теплової енергії за допомогою теплової помпи

Схематично теплоПомпа можна відобразити у виді системи з трьох замкнутих контурів:

Перший - зовнішній контур, де циркулює теплоносій, що збирає тепло з довкілля. Зовнішній контур, що знімає тепло довкілля, являє собою трубопровід з теплоносієм (30% розчин етиленгліколя).

Другий - контур, де циркулює холодагент, що випаровується, відбираючи тепло у теплоносія і конденсується, приносячи тепло в систему опалення.

Третій - контур холодоносія в системах опалення та гарячого водопостачання будівлі.

Теплообмінники – це Випарник і конденсатор (рис.4.2.). Для підвищення тиску фреону - компресор, для зниження тиску - дросельний клапан(рис.4.2.). Всі апарати пов'язані в єдиний контур замкнутим трубопроводом. У системі

циркулює холодоагент, який в частині циклу являє рідину, а в іншій - газ. Холодоагент має закипати навіть при мінусовій температурі. Точка кипіння холодоагенту лежить приблизно при -30°C . Далі пари холодоагенту стискаються в компресорі, – при підвищенні тиску температура холодоагенту збільшується до $+30^{\circ}\text{C} \dots +60^{\circ}\text{C}$. Потому стиснутий гарячий пар холодоагенту направляється до конденсатору з водяним охолодженням. На холодних поверхнях пара холодагенту конденсується у рідину, а його тепло віддається воді в системі опалення та гарячого водопостачання. Дросельний клапан знижує тиск і температуру пари після конденсатора. Потому фреон поступає у випарник і цикл замикається.

Принцип дії парокомпресійної теплової помпи, схему та термодинамічний цикл у діаграмі “температура T - ентропія S ” показано на рис. 4.3.

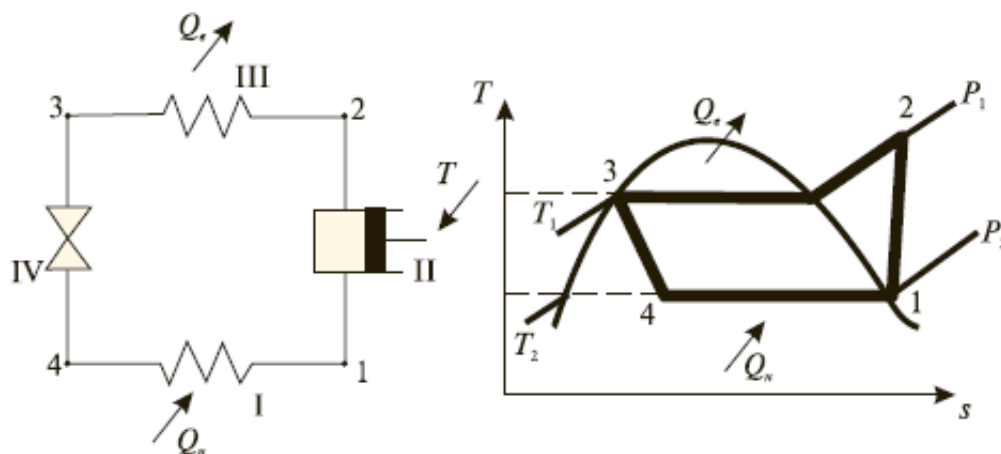


Рисунок 4.3. - Схеми парокомпресійної теплової помпи і T - S циклу: I – випарник; II – компресор; III – конденсатор; IV – дросель

T - S цикл: Тиск робочої речовини, що знаходиться в пароподібному стані, зростає у компресорі від P_2 до P_1 (процес 1-2). Потому відбувається конденсація робочої речовини (процес 2-3) за умови постійного тиску в конденсаторі. Тепло, одержане при конденсації передається споживачу при температурі T_1 (нагрів води). У дроселі чиниться розширення робочої речовини до тиску P_2 з її випаровуванням (процес 3-4). У випарнику робоча речовина повністю перетворюється на пару при температурі T_2 , – де тепло відбирають від джерела, (наприклад, – від продуктів згорання або нагрітого вентиляційного повітря).

Основними характеристиками теплової помпи є: коефіцієнт перетворення тепла, термодинамічний ККД та питома вартість, – вартість, віднесена до теплопродуктивності помпи.

Коефіцієнт перетворення тепла — відношення одержуваної теплової потужності до потужності, що затрачується на компресор.

Він істотно залежить від температури прохолодного джерела теплоти T_1 довкілля і температури гарячого теплоносія T_2 . У результаті можна отримати в **4...6** разів більше теплоти від помпи, ніж у разі прямого підігрівання теплоносія в електрокалорифері;

опалювальний коефіцієнт ε_T :

$$\varepsilon_T = \frac{Q_B}{N} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (4.1)$$

де Q_B – теплопродуктивність помпи, а N – потужність, що витрачається на компресор.

Термодинамічна довершеність теплової помпи визначається її *ексергетичним ККД*:

$$\eta_E = \frac{Q_B \cdot \omega}{N} \quad (4.2)$$

де ω – термічний ККД циклу Карно між температурами T_1 та температурою довкілля T_2 :

$$\omega = \frac{T_2 - T_{oc}}{T_2} \quad (4.3)$$

Залежність коефіцієнта трансформації теплоти ε_T від температури T_2 показана на рис. 4.4. За малої різниці температур конденсації й випаровування у випарнику й конденсаторі коефіцієнт ε_T може досягати чималих значень – не нижче 2,5.

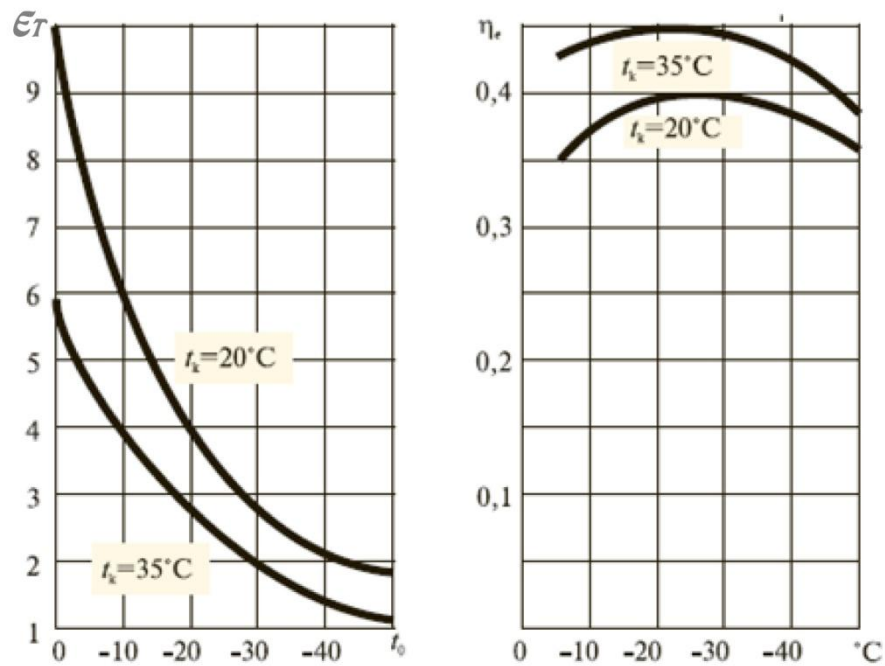


Рисунок 4.4. - Залежність коефіцієнта ϵ_T (а) та ексергетичного ККД (б) від температур

Джерелом тепла може фігурувати повітря, ґрунт, водойми, ґрунтові води, вихід теплого повітря з вентиляції, або будь-яке джерело енергії з температурою від -5°C .

Зовнішній контур являє собою трубопровід з теплоносієм (30% розчин етиленгліколя).

Теплота Q_0 , що відбирається на низькому температурному ступені, переноситься на більш високий щабель, що забезпечує опалення об'єкта за рахунок компресора, який споживає потужність N . У наслідку на опалення використовується енергія $Q_1 = Q_0 + N$ – сума низькопотенціальної теплоти й електричної потужності. Відношення енергії Q_1 до електричної потужності N називають *коефіцієнтом* $COP = Q_1/N$ (у зарубіжних виданнях), який показує, у скільки разів потужність опалювання більша, ніж спожита електрична потужність.

Величина $COP = Q_1/N = 2,5 \dots 4,5$ залежно від температур відведення і підведення теплоти. При ККД теплової електростанції 50% енергія Q_1 , що

споживається на опалення, у 2 рази більше за згорання палива, використаного на вироблення електричної потужності N .

Для розуміння ефективності ТН використовують коефіцієнт сезонної продуктивності SEER, – відношення теплової енергії, що виробляється, до кількості електроенергії, споживаної для роботи ТН. Сучасні теплові помпи класу «повітря-повітря» забезпечують SEER = 3, класів «вода-вода» і «грунт-вода» - до SEER = 4. Теплові помпи - це єдині установки, які виробляють в рази більше теплової енергії, ніж споживають електричної енергії.

Переваги теплових pomp:

1) Економічність. Приміром, $\varepsilon_T = 3,5$ означає, що піднісши до машини 1 кВт, на виході одержимо 3,5 кВт теплової потужності.

2) Екологічність. Агрегат не спалює паливо, а отже, не утворюються шкідливі оксиди типу CO_2 , SO_2 , NO_2 .

3) Універсальність. Теплові помпи мають позначку оборотності.

4) Безпека. Ці агрегати вибухо- та пожежобезпечні.

Теплові помпи можна класифікувати за ознаками.

1) за принципом дії;

2) за схемою;

3) за джерелами низькотемпературної теплоти;

4) за джерелом енергії.

За ознакою «1» розрізняють: абсорбційні, парокомпресійні та термоелектричні ТН.

За джерелами теплоти можуть бути використані: каналізаційні скиди або низькопотенціальні вторинні енергоресурси (скидні води, очищена вода станцій аерації, нагріті продукти технологічних процесів, витяжне повітря систем вентиляції та ін.), атмосферне повітря; вода річок, озер, моря, ґрунт.

Схеми з тепловими помпами універсальні. При класифікації за схемою розрізняють варіанти: вода-вода, повітря-повітря; повітря-вода; ґрунт-вода; вода-повітря.

$$l_{ni\partial} = l_{\kappa M} / \eta_{eM} = (h_{2a} - h_1) / (\eta_{0i} \cdot \eta_{eM}), \quad (4.5)$$

де $\eta_{ед}$ – електромеханічний ККД електродвигуна.

Питома теплота, що виводиться із конденсатора

$$q_k = h_2 - h_3 = h_2 (h''_2 - r), \quad (4.6)$$

де r – тепло пароутворення робочої рідини.

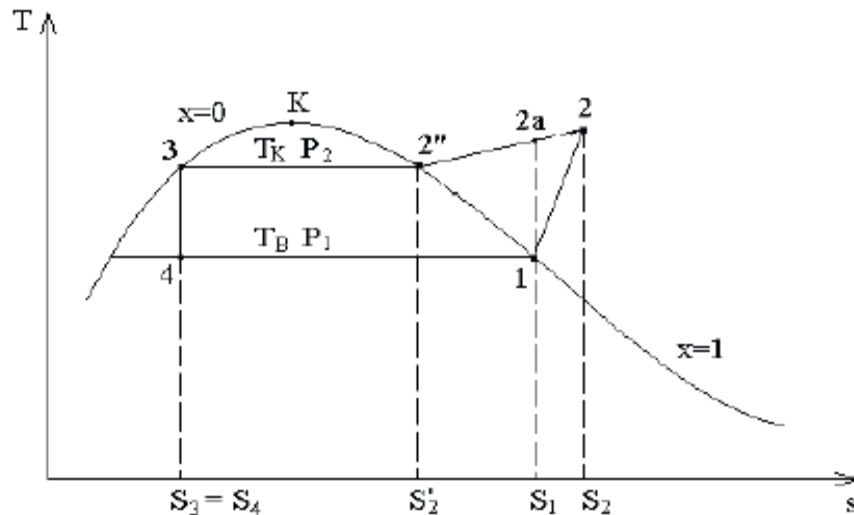


Рисунок 4.6. - Цикл парокompресійної ТНУ

Питома теплота, що підводиться у випарник із зовнішнього середовища:

$$q_{\partial} = h_1 - h_4 = h_1 - h_3 \quad (4.7)$$

Рівняння енергетичного балансу:

$$\begin{aligned} l_{\kappa M} + q_{\partial} &= q_k = q_{THV}, \\ l_{\kappa MO} / \eta_{0i} + q_{\partial} &= q_k = q_{THV}, \end{aligned} \quad (4.8)$$

де $l_{\kappa MO}$ – робота компресора $h_{2a} - h_1$ в оборотному циклі.

Енергетична ефективність ТНУ, або коефіцієнт перетворення:

$$\varphi = q_{THV} / l_{e\partial} = (l_{\kappa M} + q_{\partial}) / l_{e\partial} = l_{\kappa M} / (l_{\kappa M} / \eta_{eM}) + \varepsilon = \eta_{eM} + \varepsilon, \quad (4.9)$$

де $\varepsilon = q_{\partial} / l_{e\partial}$ – коефіцієнт холодильний.

Критерієм термодинамічної довершеності ТНУ є ексергетичний ККД:

$$\eta_e = e_{\partial} / e_{ni\partial} = e_{\kappa} / (e_{\partial} + l_{np}) = q_{\kappa} \eta_{\kappa}^c / (q_e \eta_{\kappa}^c + l_{np}), \quad (4.10)$$

де e_{nid} , e_{vid} – ексергія підведеної до випарника і компресора та відведеної з конденсатора енергії; $\eta_c^B = 1 - \frac{T_{uc}}{T_{cp}^B}$ – ексергетична температурна функція (Карно)

для підведеної до випарника теплоти;

$\eta_c^K = 1 - \frac{T_{uc}}{T_{cp}^K}$ – фактор Карно для відведеної теплоти;

T_{cp}^s і T_{cp}^K – середньотермодинамічні температури підведення і відведення теплоти; T_{nc} – температура довкілля.

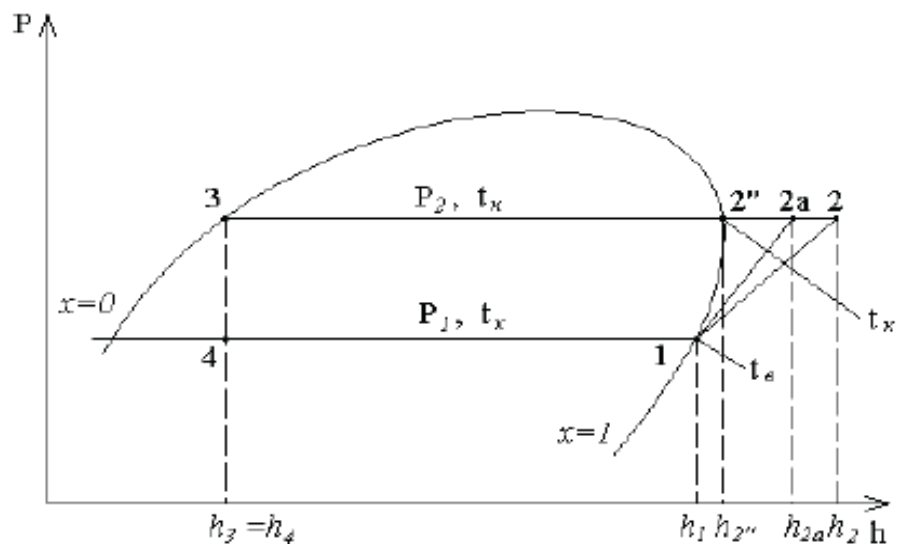


Рисунок 4.7. - Цикл парокомпресійної ТНУ

З конденсатора тепло відводиться при сталій температурі T_k , яка має бути більшою за температуру гар. джерела на недогрів θ , тобто $T_k = T_c + \theta$. У випарнику теплота підводиться при сталій температурі T_v , яка має бути меншою від температури хол. джерела на θ , тобто $T_v = T_x - \theta$.

Математичний опис ефективності парокомпресійної ТНУ

Температура води після конденсатора, °C:

$$t_{mn} = t_k - \theta, \quad (4.11)$$

де t_k – температура конденсації холодоагенту, °C; θ – недогрів, °C.

Витрата води, що циркулює в системі:

$$G_{мв} = Q_{mc} / [C_{Pв} \cdot (t_{нмв} - t_{змв})] , \quad (4.12)$$

де Q_{mc} – потужність теплових споживачів; $C_{Pв}$ – питома теплоємність води, $t_{змв}$, $t_{нмв}$ – температура мережевої води.

Теплова потужність конденсатора:

$$Q_{\kappa} = G_{мв} \cdot C_{Pв} \cdot (t_{мн} - t_{змв}), \quad (4.13)$$

Температура холодоагенту у випарнику:

$$t_{\theta} = t''_{нм} - \theta , \quad (4.14)$$

де $t''_{нм}$ – температура теплоносія на виході з випарника; θ – недогрів.

Питома теплова продуктивність випарника:

$$q_{\theta} = h_1 - h_4 , \quad (4.15)$$

де h_1, h_4 – ентальпії холодоагенту в точках 1 і 4 (рис.4.7.).

Адіабатний теплоперепад в компресорі:

$$H_a = h_{2a} - h_1 , \quad (4.16)$$

де h_{2a} – ентальпія холодоагенту в точці 2а (рис. 4.7.).

Робочий тепло-перепад в компресорі:

$$H_p = \frac{H_a}{\eta_{oi}^{км}} , \quad (4.17)$$

де $\eta_{oi}^{км}$ – ККД компресора.

Ентальпія холодоагенту в точці 2 (рис. 4.7.):

$$h_2 = h_1 + H_p , \quad (4.18)$$

Питома теплова продуктивність конденсатора:

$$q_{\kappa} = h_2 - h_3 , \quad (4.19)$$

де h_3 – ентальпія холодоагенту в т. 3 (рис. 4.7.).

Кількість холодоагенту в ТНУ:

$$G_{ха} = Q_{\kappa} \cdot 10^3 / (q_{\kappa} \cdot \eta_m) , \quad (4.20)$$

де η_m – ККД конденсатора.

Потужність, що витрачається на компресор:

$$N_{\kappa} = G_{ха} \cdot H_p / (\eta_{ем}) , \quad (4.21)$$

де $\eta_{ем}$ – електромех. ККД компресора.

Теплова потужність випарника:

$$Q_6 = G_{ха} \cdot q_6 \cdot \eta_m \cdot 10^{-3}, \quad (4.22)$$

де η_m – ККД випарника.

Коефіцієнт перетворення ТНУ:

$$\varphi = Q_k / N_{ки}, \quad (4.23)$$

Витрата палива на компресор:

$$B_y^{THV} = \frac{N_k}{(Q_{ny}^p \cdot \eta_{ec} \cdot \eta_{em})}, \quad (4.24)$$

де Q_{ny}^p – нижча теплота згорання палива; η_{ec} , η_{em} – ККД електростанцій і електромереж.

Загальна теплова потужність ТНУ

- з електро приводом компресора:

$$Q_{THV} = Q_k; \quad (4.25)$$

- з приводом компресора від ГТУ:

$$Q_{THV} = Q_k + \Sigma Q_{ym}, \quad (4.26)$$

де ΣQ_{ym} – потужність теплоутилізаційного устаткування .

Питома витрата умовного палива ТНУ:

$$b_y^{THV} = \frac{B_y^{THV}}{[Q_{THV} \cdot 10^{-3}]} . \quad (4.27)$$

4.3. Дослідження впливу температур підведення та відведення теплоти і температури довкілля на ефективність роботи ТНУ

Розглянемо вплив температур на ефективності парокompресійної ТНУ. У випарнику 1 (рис.4.8.а.) ТНУ завдяки охолодженню теплоносія ($\Delta t_{nm} = t'_{nm} - t''_{nm}$) випаровується рідина холодоагенту (4–1) за незмінної температури $t_6 = t'_{nm} - \theta$, де $\theta = 3-5$ °C – величина недогріву.

Після компресора пара конденсується у конденсаторі за умови сталої температури $t_k = const$ (2–3), віддаючи теплоту воді системи теплофікації, яка підігрівається від t'_{mv} до температури $t''_{mv} = t_k - \theta$.

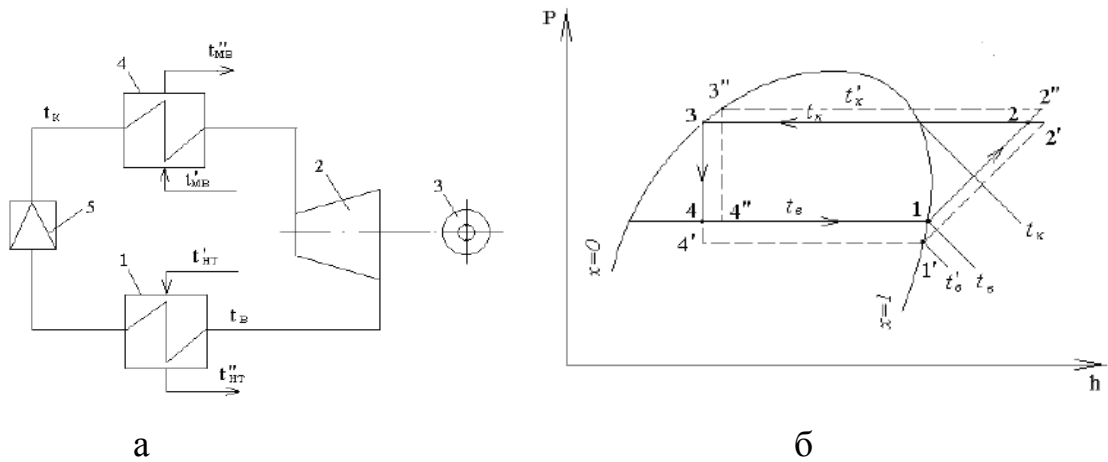


Рисунок 4.8. - Схема парокompресійної ТНУ (а); цикл парокompресійної ТНУ (б).

Питома теплота, що віддана воді в конденсаторі по (4.6):

$$q_k = h_2 - h_3 = q_{\text{с}} + l_{\text{км}}, \quad (4.30)$$

Конденсат пари дроселюється в дросельному вентилі ($h_3 = h_4$) (3–4) і з температурою $t_{\text{с}}$ надходить у випарник.

Втрати енергії в приводі компресора на підставі (4.30) і (4.9) можна записати:

$$q_k = \frac{q_{\text{с}}}{\left(1 - \frac{\eta_{\text{пр}}}{\varphi}\right)}, \quad (4.31)$$

З урахуванням (4.30) і (4.31) отримаємо вираз ексергетичного ККД

$$\eta_e = \frac{\eta_c^k \cdot \varphi}{\left[1 + \eta_c^b (\varphi + \eta_{\text{пр}})\right]}, \quad (4.32)$$

який за умови $T_{\text{ср}}^{\text{с}} = T_{\text{нс}}$ спрощується до:

$$\eta_e = \eta_c^k \cdot \varphi, \quad (4.33)$$

Отже, за умови сталого значення $\eta_{\text{пр}}$, ексергетичний ККД залежить від величин: $\eta_c^{\text{с}}$, $\eta_c^{\text{к}}$ і φ . Значення чинників Карно для теплоти у випарнику і конденсаторі залежать від температури $T_{\text{нс}}$, $T_{\text{ср}}^{\text{с}}$ і $T_{\text{ср}}^{\text{к}}$.

На рис. 4.10 показані розрахункові значення η_c залежно від зазначених температур. Температура довкілля істотно впливає на значення η_c . Так, зміна $T_{\text{нс}}$ від 273 до 293 К спричинює зменшення η_c на 30 % для $T_{\text{ср}} = 303$ К і на 20 % для

$T_{cp}=353$ К. Отже, від вибору температури доквілля залежить значення ексергетичного ККД.

В зв'язку з цим, варто приймати $T_{nc}=273$ К. Якщо ж температура підведення теплоти $T_{cp}^e < 273$ К, то чинник Карно має визначатись як

$$\eta_c = \frac{T_{nc}}{T_{cp}^e} - 1.$$

Розглянемо вплив температур T_{cp}^e і T_{cp}^k на ефективність ТНУ. За базовий Візьмемо цикл 1–2–3–4–1(рис. 4.8.б.) із значеннями температур випаровування t_g і конденсації t_k .

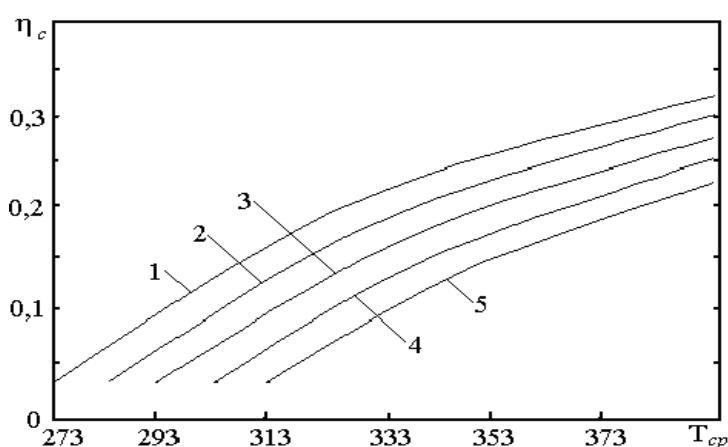


Рисунок 4.9. - Значення Карно залежно від температури підведення (відведення) теплоти і температури доквілля T_{nc} : 1 – 263; 2 – 273; 3 – 283; 4 – 293; 5 – 303 К

Якщо за $t_k=const$ температура t_g зменшиться до t_g' , то робота ТНУ буде здійснюватись за циклом 1'–2'–3–4–1, в якому збільшується робота компресора $1'_{km} = \frac{(h'_2 - h'_1)}{\eta_{km}}$ і зменшується теплота, що підводиться до випарника $q'_g = h'_1 - h'_4$. Зі зменшенням t_g зменшується η_c^e за умови $T_{nc}=const$. На підставі (4.9) і (4.32), значення ϕ і η_e можуть бути незмінними, зменшуватись або збільшуватись. При збільшенні температури t_k за умови $t_g=const$ і $T_{nc}=const$ (1–2''–3''–4''–1 на рис. 4.8.б.). Отже, вплив температури t_g і t_k на ϕ і η_e є невизначеним. На рис. 4.10. і 4.11., показані залежності коефіцієнта перетворення і ексергетичного ККД від T_{cp}^e і T_{cp}^k , які обчислені для ТНУ потужності 1 МВт за умови $T_{nc} = 273$ К і $\theta = 5$ °С.

Із рис. 4.10. видно, що в діапазоні температур T_{cr}^k коефіцієнт φ зменшується в 2 для всіх температур у випарнику. Найбільший вплив T_{cr}^e на φ помічається для менших температур T_{cr}^k . Характер ексергетичних ККД ТНУ неоднозначний (рис. 4.11.). Значення η_e мають максимум, що зміщується в бік низьких температур $T_{кр}$ у міру скорочення температури T_{cr}^e . Це зумовлюється властивостями теплофізичних якостей холодоагенту.

Прогнозування оптимальних температурних режимів підігріву води в конденсаторі. Зокрема, для 5 на рис. 4.11 оптимальний режим відповідає: $T_{cr}^k = 337$ К, $t_{ce}' = 45$ °С, $t_{ce}'' = 86$ °С; для 1 – $T_{cr}^k = 327$ К; $t_{ce}' = 35$ °С; $t_{ce}'' = 71$ °С.

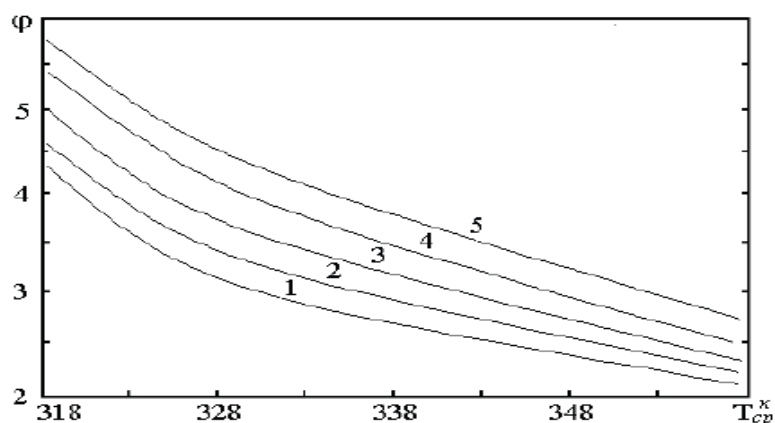


Рисунок 4.10. - Коефіцієнт перетворення залежно від температур теплоносіїв в конденсаторі й випарнику T_{cr}^e : 1 – 278; 2 – 283; 3 – 287; 4 – 293; 5 – 298

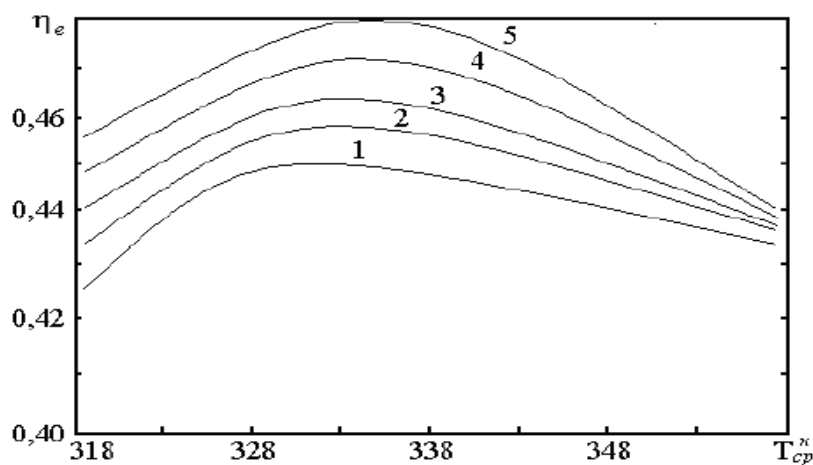


Рисунок 4.11. - Ексергетичний ККД залежно від температур теплоносіїв в конденсаторі й випарнику ТНУ T_{cr}^e : 1 – 278; 2 – 283; 3 – 288; 4 – 293; 5 – 298

Згідно з проведеними дослідженнями **висновки:**

1. Показники ефективності теплопомпових установок істотно залежать від температур підведення і відведення теплоти, а також від температури довкілля.
2. Аналіз впливу температур на ефективність ТНУ дозволяє прогнозувати оптимальні температурні режими роботи.

4.4. Синтез теплотехнологічних систем з ТНУ

Ефективність теплових pomp визначається розташуванням їх в енергетичній системі. Усі агрегати з'єднуються в єдину охолоджувально-нагрівальну систему з тепловими помпами.

У спрощеному вигляді схема опалювальної системи з тепловими помпами показана на рис. 4.12.



Рисунок 4.12. - Схема опалювальної системи з тепловими Помпами

Така схема має певні недоліки:

- 1) показані тільки теплові зв'язки (відсутність енергетичних зв'язків);
- 2) відсутній привод компресора як складова системи;
- 3) не показані зв'язки верхнього та нижнього рівнів помпи;

4) теплова помпа, котельня та теплові мережі пов'язані між собою через акумулятор;

5) не розглянуті альтернативні джерела теплоти;

6) Не передбачено холодопостачання на нижньому рівні.

Тож необхідним є подальше удосконалення схеми.

За температурними щаблями можливе використання в системі ТН отаких джерел низькотемпературної теплоти:

- комунальні стоки ($t = 10\text{--}25^\circ\text{C}$);

- промислові стоки ($t = 40\text{--}75^\circ\text{C}$);

- вода з шахт ($t = 40\text{--}70^\circ\text{C}$);

- вода з річок ($t = 4\text{--}20^\circ\text{C}$);

- теплота ґрунту ($t = 7\text{--}15^\circ\text{C}$).

Потрібні дослідження частин теплової схеми джерела теплопостачання, а також дослідження комплексного впливу приводу ТНУ та режимів роботи на показники ефективності джерел теплопостачання.

Прийmemo, що температура t_{HT} на вході у випарник та t_{TH} на виході з конденсатора є сталими. Сталим t_{HT} і t_{TH} будуть відповідати сталі температури випаровування t_B та конденсації t_K . Зміна температур випаровування та конденсації в системі з 3-х ТНУ показана в табл. 4.1.

Таблиця 4.1. Температури випаровування та конденсації в 3-х ТНУ

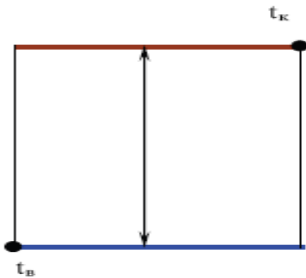
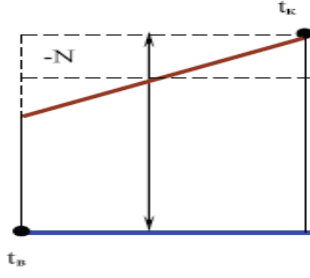
№ схеми	Характеристика схеми	Різниці температур		
		ТН - 1	ТН - 2	ТН - 3
I	$t_B = \text{const}$ $t_K = \text{const}$	$t_K - t_B = \text{const}$	$t_K - t_B = \text{const}$	$t_K - t_B = \text{const}$
II	$t_B = \text{const}$ $t_K = \text{var}$	$t_{K1} - t_B$	$t_{K2} - t_B > t_{K1} - t_B$	$t_{K3} - t_B > t_{K2} - t_B$
III	$t_B = \text{var}$ $t_K = \text{const}$	$t_K - t_{B1}$	$t_K - t_{B2} > t_K - t_{B1}$	$t_K - t_{B3} > t_K - t_{B2}$
IV	$t_B = \text{var}$ $t_K = \text{var}$	$t_{K1} - t_{B1}$	$t_{K2} - t_{B2} > t_{K1} - t_{B1}$	$t_{K3} - t_{B3} > t_{K2} - t_{B2}$

Вплив зміни різниці $t_K - t_B$ на значення потужностей компресорів показано у табл. 4.2, 4.3. З табл. 4.2 видно, що для 3-х ТНУ у схемі I $N_1 = N_2 = N_3$, а потужність компресорів $[\sum N]_I = 3N_1$. Схema II забезпечує заощадження енергії на ΔN . Схema III (табл. 4.3) має перевитрату енергії порівняно з I, II.

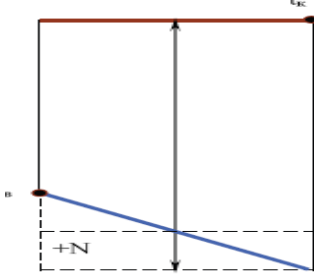
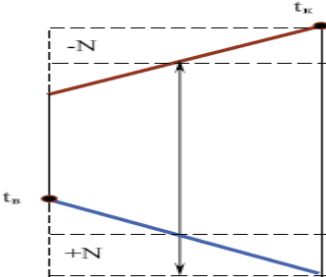
Отже, з аналізу схем приходить висновок, що найбільш ефективною з енергетичної точки зору є схema II.

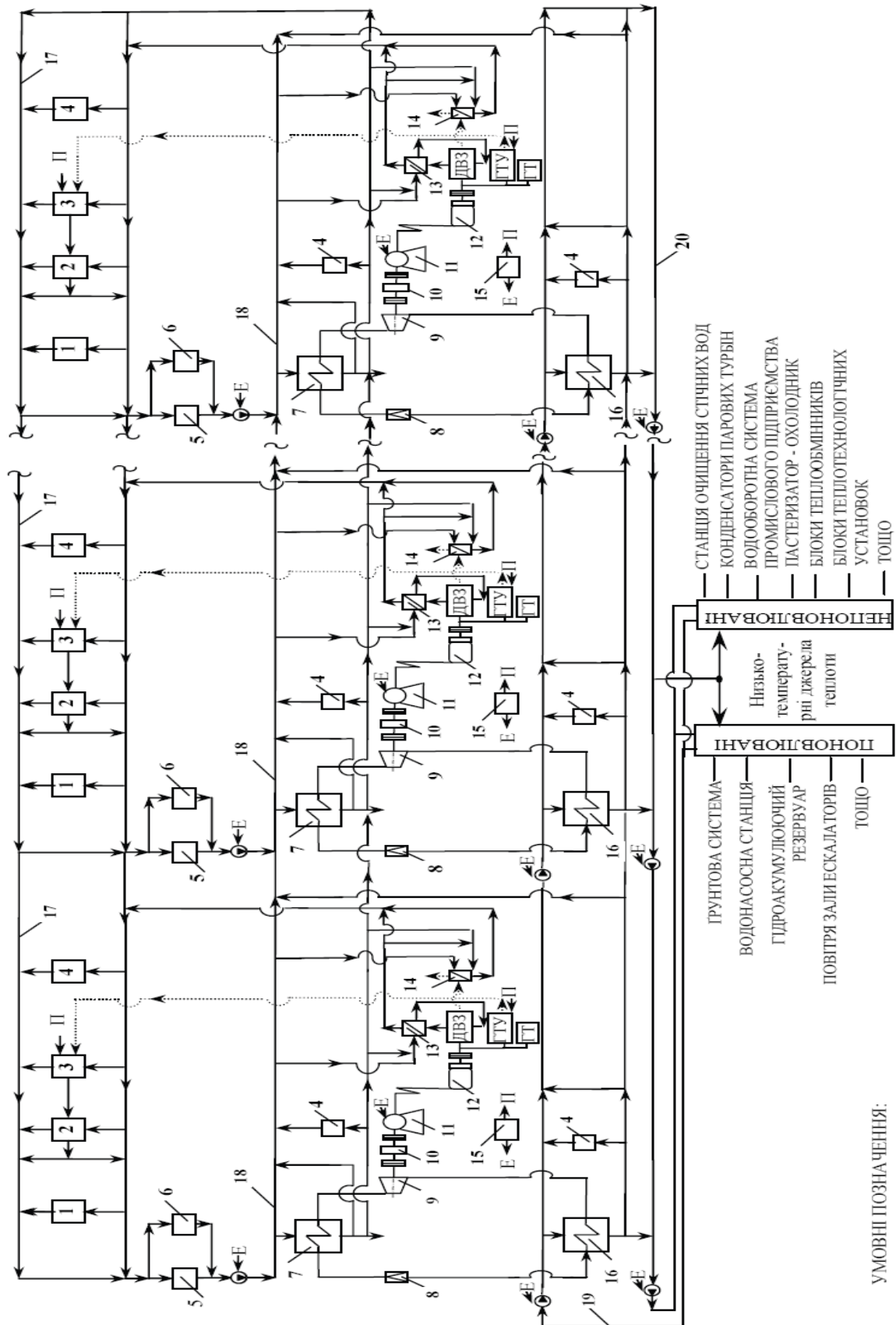
Приведем приклади реальних схем із застосування теплових pomp (рис. 4.13, рис. 4.14). Приведені схеми теплотехнологічних систем з ТНУ використовуються для гарячого водопостачання і опалення будинків, приміщень тощо.

Таблиця 4.2. - Вплив різниці температур $t_K - t_B$ на потужність у схемах I, II

Схema I	Схema II
 $N_1 = N_2 = N_3$ $[\sum N]_I = 3 \cdot N_1$	 $N_1 < N_2 < N_3$ $[\sum N]_{II} = 3 \cdot N_2$ $[\sum N]_{II} < [\sum N]_I$

Таблиця 4.3. - Вплив різниці температур $t_K - t_B$ на потужність у схемах III, IV

Схema III	Схema IV
 $N_1 < N_2 < N_3$ $[\sum N]_{III} = 3 \cdot N_2$ $[\sum N]_{III} > [\sum N]_I > [\sum N]_{II}$	 $N_1 < N_2 < N_3$ $[\sum N]_{IV} = 3 \cdot N_2$ $[\sum N]_{IV} \approx [\sum N]_I$



16 – випарник теплового насоса;
 17 – лінія прямої мережевої води;
 18 – лінія зворотної мережевої води;
 19 та 20 – відповідно лінії підведення та відведення низькотемпературних теплот

Рисунок 4.14. - Теплова схема теплопостачання з ТН установками

Схема системи з ТН (DNC-станція), що основані на використанні низькотемпературної теплової енергії стічних вод представлена на рис. 4.16.

Станції, які споживають стічні води як джерело низькопотенціальної енергії для ТН, можуть забезпечити теплом та гарячою водою (або охолоджувати) будівлю чималої площі (понад 120000 м²), приносячи вироблену теплову енергію через тепломережу, прокладену на глибині. Для вирівнювання теплового навантаження на станціях встановлюють баки-акумулятори.

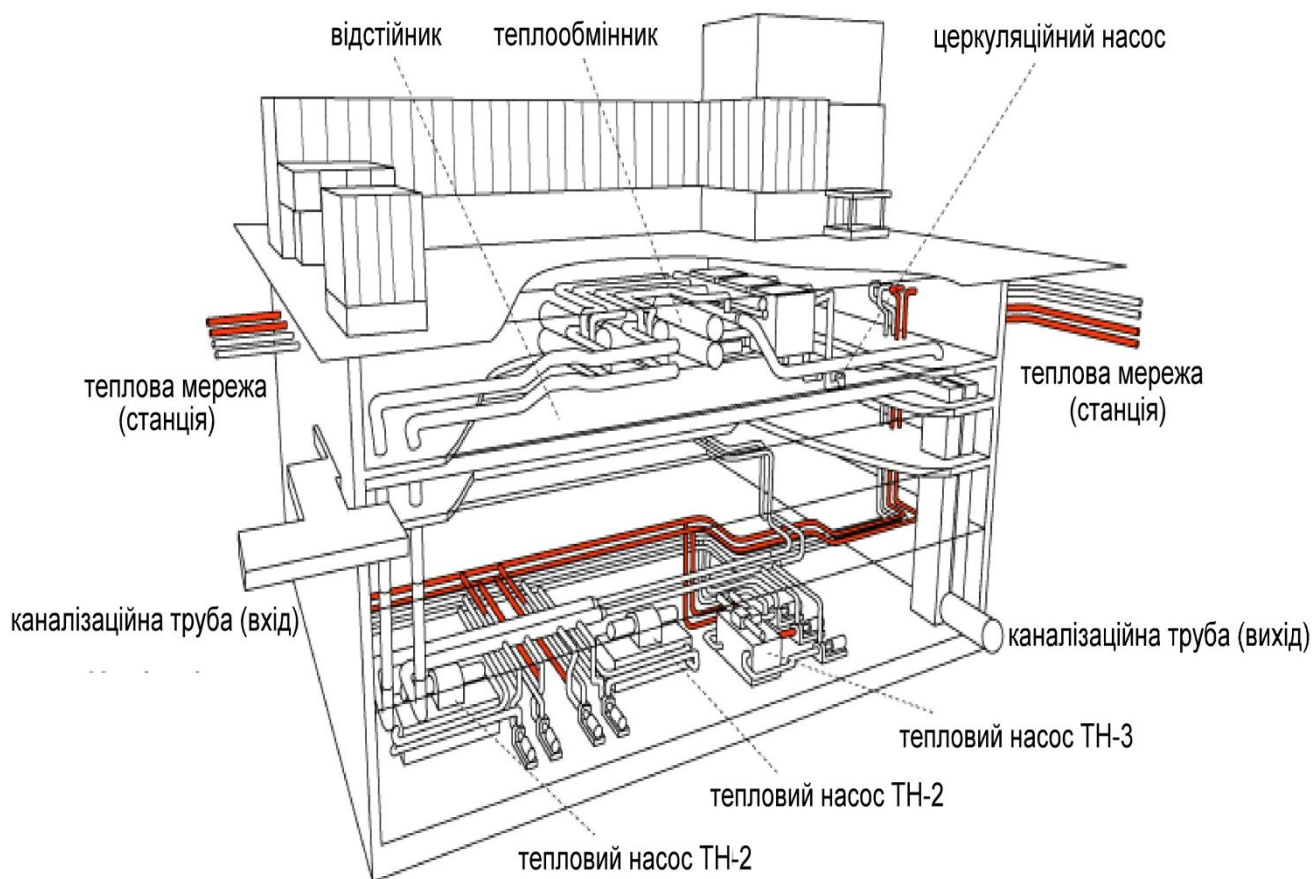


Рисунок 4.16. - Схема системи з 3-х ТН, що використовує джерело теплоти від стічних вод

4.5. Дослідження параметрів стічних вод і мотивування вибору теплообмінника ТНУ задля тепlopостачання КНС

Дані зміни температури стічних вод дають можливість бачити, наскільки теплова потужність ТНУ достатня для повністю забезпечувати теплового балансу – потреби в опаленні та гарячій воді.

Тепло з альтернативних джерел отримуватиметься за допомогою теплової помпи від каналізаційних стоків.

У роботі [2] розглядались Вар-ти використання ТН, що працює на низькопотенційній енергії каналізаційних стоків з використанням стічно-гліколевого теплообмінників.

В утепленій будівлі, що має низькі втрати тепла через огорожуючі конструкції, кількість тепла, що міститься в каналізаційних стоках будинку, достатня для використання в системі опалювання.

Температурні вимірювання (рис. 4.18), проведені на каналізаційних системах, показали, що характер перебігу температури стоків дозволяє їх використати як джерело енергії для ТН.

Рис. 4.18 демонструє, як змінювалися 9 лютого 2021 р. температури стічних вод каналізаційної системи. Вимірювання проводили з застосуванням електронного термометра (рис. 4.19).

Найтепліші температури стоки відмічені під час піків. Одночасно малі коливання – уночі (рис. 4.18).

Коливання температур стічної рідини мають закономірний характер. По кривих, що віддзеркалюють показники температурних коливань в стічній системі, можна відбудувати динаміку процесів.

Температура стічної рідини, яку зливають в каналізацію, досягає взимку 30°C, а її тепловий потенціал можна використовувати. Нерівномірність витрати стічної рідини протягом доби допускає закономірність притягнення додаткових джерел низькопотенціального тепла. Таким джерелами можуть слугувати ґрунт, на якому є будівля.

Конструкцію теплообмінників що відбиратимуть тепло від стічних вод каналізаційної системи використано з [12]. За рідину що циркулює (робоче тіла) в системі використовується водний розчин етиленгліколю.

Метою вибору конструкції теплообмінників було не перешкоджати руху стічної рідини в заданому проектом напрямі.

Відібрана конструкція стічно-гліколевого теплообмінника не є оптимальною щодо ефективності теплообміну, але вона відвічає оптимальній технології видалення каналізаційних стоків.

Стічно-гліколеві теплообмінники мусить забезпечити близько половини потужності теплового помпи. Подальші дослідження засвідчать, наскільки ефективно вдасться за сприянням такої конструкції відібрати тепловий потенціал від стічної рідини.

Стічно-гліколевий теплообмінник з двох коаксіальних труб показан на рис. 4.20. Стічна рідина переноситься по каналізаційних чавунних трубах 1. По трубній порожнині такого ж діаметру стічна рідина підходить до теплообмінника.

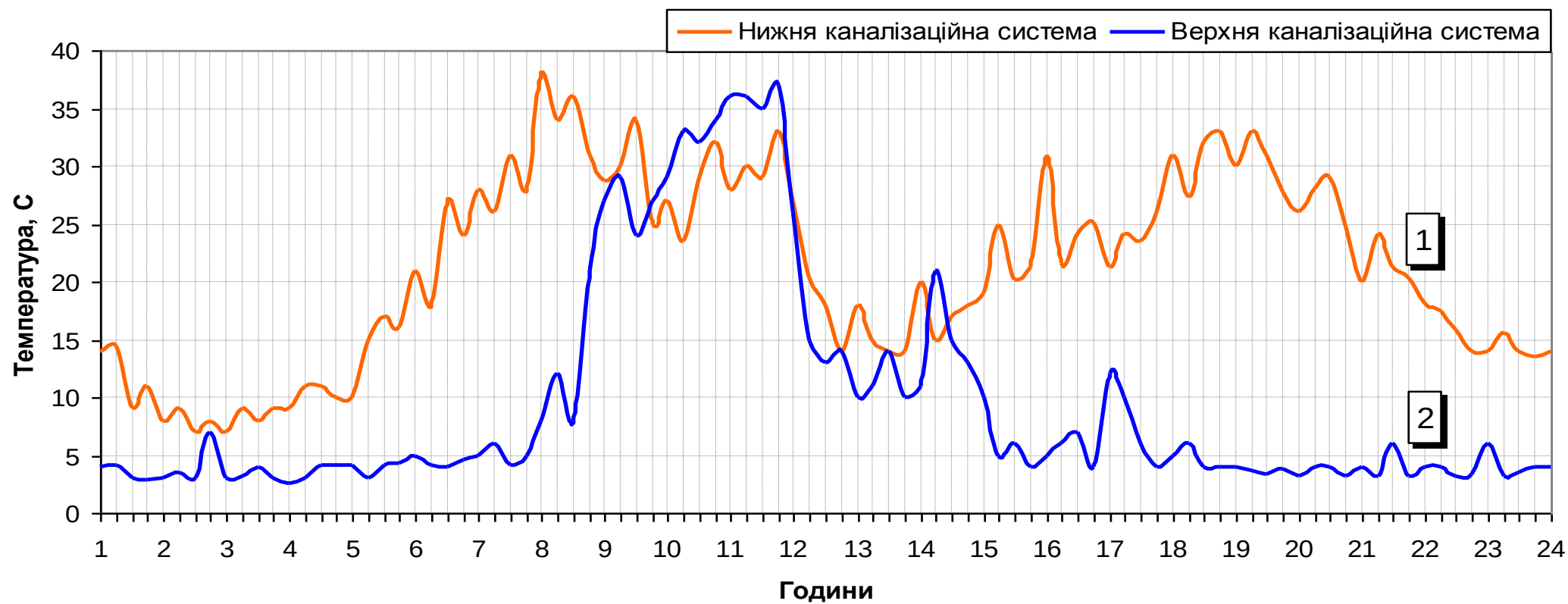


Рисунок 4.18. - Температура стічних вод каналізаційних стоків протягом доби:

1 – нижня каналізаційна система; 2 – верхня каналізаційна система



Рис. 4.19. Електронний термометр, яким проводили вимірювання температури

Розчин етиленгліколя циркулює у міжтрубній порожнині 2. Для скорочення гідравлічного опору етиленгліколевого контуру і збільшення швидкості обтікання поверхні теплообміну, – патрубки входу і виходу розчину спрямовано тангенціально.



Рис. 4.20. Схема стічно-гліколевого теплообмінника:

1- порожнина стоків, 2 - порожнина для етилгліколя.

Конфігурація існуючої каналізаційної системи надає можливість установки 3-х варіантів розстановки утилізаторів тепла (рис.4.21):

1 – розстановка утилізаторів навколо стічної труби;

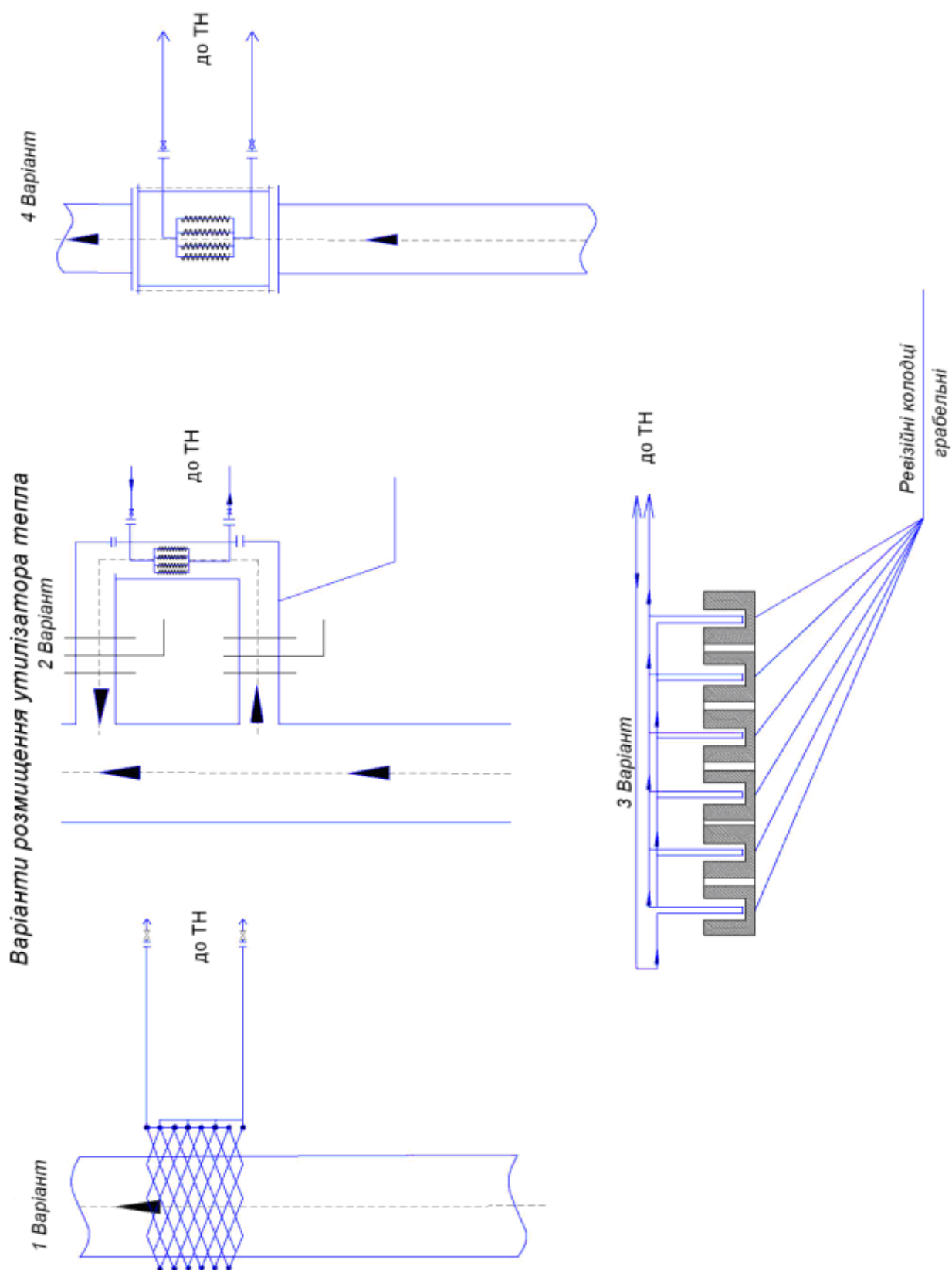


Рисунок 4.21 - Вибір варіанта розстановки теплообмінника ТНУ: 1 – навколо стічної труби; 2 – навколо лотка бойпасного; 3 – у колодцях грабельні; 4 – у середині стічної труби.

- 2 – розстановка утилізаторів навколо лотка бойпасного;
- 3 – розміщення утилізаторів у колодцях грабельні;
- 4 – розміщення утилізаторів у середині стічної труби.

Тепло від каналізаційних стоків

Питома теплова потужність стічно-гліколевого теплообмінника, на метр його довжини, пробуває в інтервалі $\lambda = 0,55 \dots 1,2$ кВт/м [12]. Тому, величина теплового потоку стічно-гліколевого теплообмінника мається в діапазоні:

$$Q_{cm} = N \cdot \lambda \cdot L = 4 \cdot 12 (0,55 \dots 1,2) = 25,5 \dots 60 \text{ кВт.}$$

Тепло від ґрунту

Питома теплова потужність ґрунтового теплообмінника, до одного метра свердловин завглибшки 5 м, перебуває в інтервалі $\lambda = 25 \dots 53$ Вт/м [1]. Тому, величинь теплового потоку від ґрунтового теплообмінника мнеться в діапазоні:

$$Q_{gp} = N \cdot \lambda \cdot L = 765 \cdot 5 \cdot (0,025 \dots 0,053) = 92 \dots 199 \text{ кВт.}$$

Значення теплової потужності, на 1 м трубопроводу: в піску - 30-40 Вт, у глині - 50-60 Вт. Для теплообмінника у вологій глині приймаємо для розрахунків $Q_{gp} = 199$ кВт.

4.6. Розроблення ТНУ з каналізаційним теплообмінником навколо стічної труби

За джерела тепlopостачання використовуємо тепловий Помпа ТН-50. В якості споживача холоду ропного контуру використовуємо:

1. ґрунт по трасах холодоносія ТН. Трубопроводи подачі холодоносія від теплової помпи прокладено не ближче 1,5 м від каналізаційних трубопроводів;
2. ділянки трубопроводів каналізаційних стоків діаметром 0,8м в системі помпи Н1 машинної зали. Довжина ділянок 12 м (рис. 4.22). Трубопровід напірний, заповнений середовищем з температурою 17°C;

3. ділянку трубопроводу каналізаційних стоків діаметром 1,2м в приміщенні (рис. 4.23). Довжина ділянки – 12 м. Трубопровід напірний, заповнений середовищем. Знімання тепла з каналізаційних трубопроводів проводиться за допомогою петель-зондів (рис. 4.24), покладених спірально на ділянки каналізаційних трубопроводів. При утилізації отримано теплоносій (воду) 50...45°C, Даний теплоносій використовується для опалення та ГВП душових адміністративного корпусу.

Отже, теплова помпа використовують як джерело теплопостачання, а для покриття пікових навантажень, та резервного джерела, використовують газові котли.

Для обрахунку системи теплопостачання прийнято такі параметри повітря:

Найменування	Розрахункова географічна широта, пн.ш.	Барометричний тиск, ГПа	Період року	Параметри А			Параметри Б			Середньодобова амплітуда температури повітря
				температура повітря	питома ентальпія, кДж / кг	швидкість вітру, м / с	температура повітря	питома ентальпія, кДж / кг	швидкість вітру, м / с	
Кропивницький	48	1010	Теплий	26,5	54	1	31	57,4	1	11,3
			Холодний	-9	-5,4	7	-23	-22	5,7	

Характеристики циркуляційних pomp

Позначення	Найменування	Модель	N, кВт
Н1	Циркуляційний Помпа ропного контуру	ТОР-3 65/13 3	1,45
Н2	Циркуляційний Помпа бойлера	ТОР-3 25/7 1	0,2
Н3	Циркуляційний Помпа бака-акумулятора	ТОР-3 40/7 1	0,4
	ВСЬОГО		2,05

Основні ознаки

Найменування приміщення	Затрати тепла				Затрати холода, кВт	потужність ел. двигунів, кВт
	На опалення	На вентиляцію	На ГВС	Загалом, кВт		
1	2	3	4	5	6	7
	-	-	-	50	-	17,45*

* Не враховано електричні навантаження pomp опалення та ГВП. (В якості pomp опалення використовують помпи, вбудовані в існуючі газові котли).

Теплозъомний зонд.

Читати разом
з листом 2 кресленням 07 -VIP "Розміщення
теплозъомних зондів"

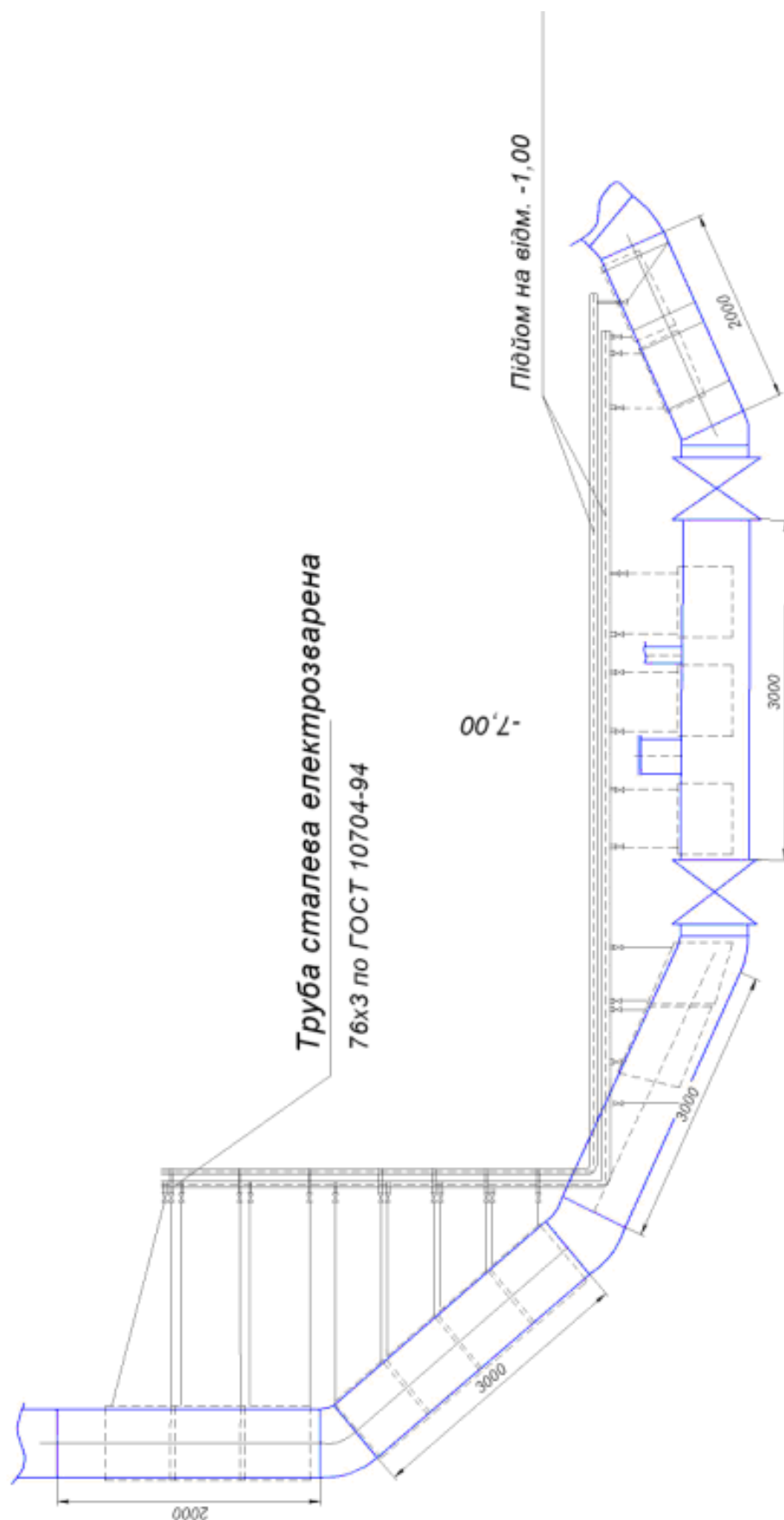


Рисунок 4.22. - Стїчно-гліколевї теплообмінники навколо стїчної труби

План КН на відм. 0.0

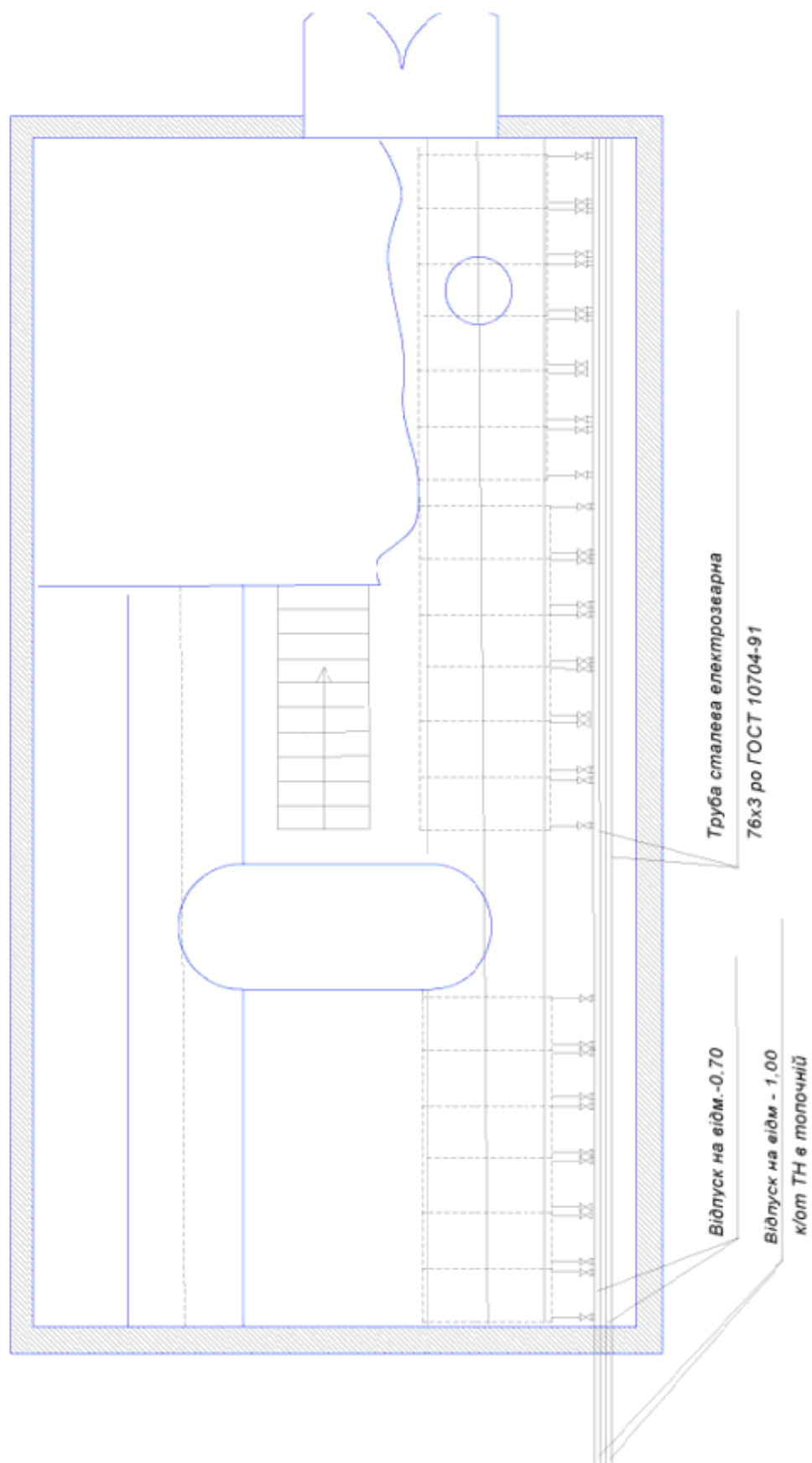


Рисунок 4.23 - КНС

Тепловий потік від ґрунтового та стічно-каналізаційного теплообмінників:

$$Q_{\Sigma} = Q_{cm} + Q_{ep} = 25,4...55,7 + 199 = 224,3...254,6 \text{ кВт.}$$

Враховуючі, що питоме теплоспоживання залежить від теплоізоляції споруди:

- будівля з низьким споживанням (сучасні матеріали, вікна із склопакетів, утеплення стін) - 40 Вт/м^2 ;
- будівля із стандартною теплоізоляцією - 80 Вт/м^2 ;
- старі будівлі без ізоляції - 120 Вт/м^2 ,

визначимо опалювальну площу:

$$S = Q_{\Sigma}/40 = 224,3...254,6/0.04 = 5609...6365 \text{ м}^2.$$

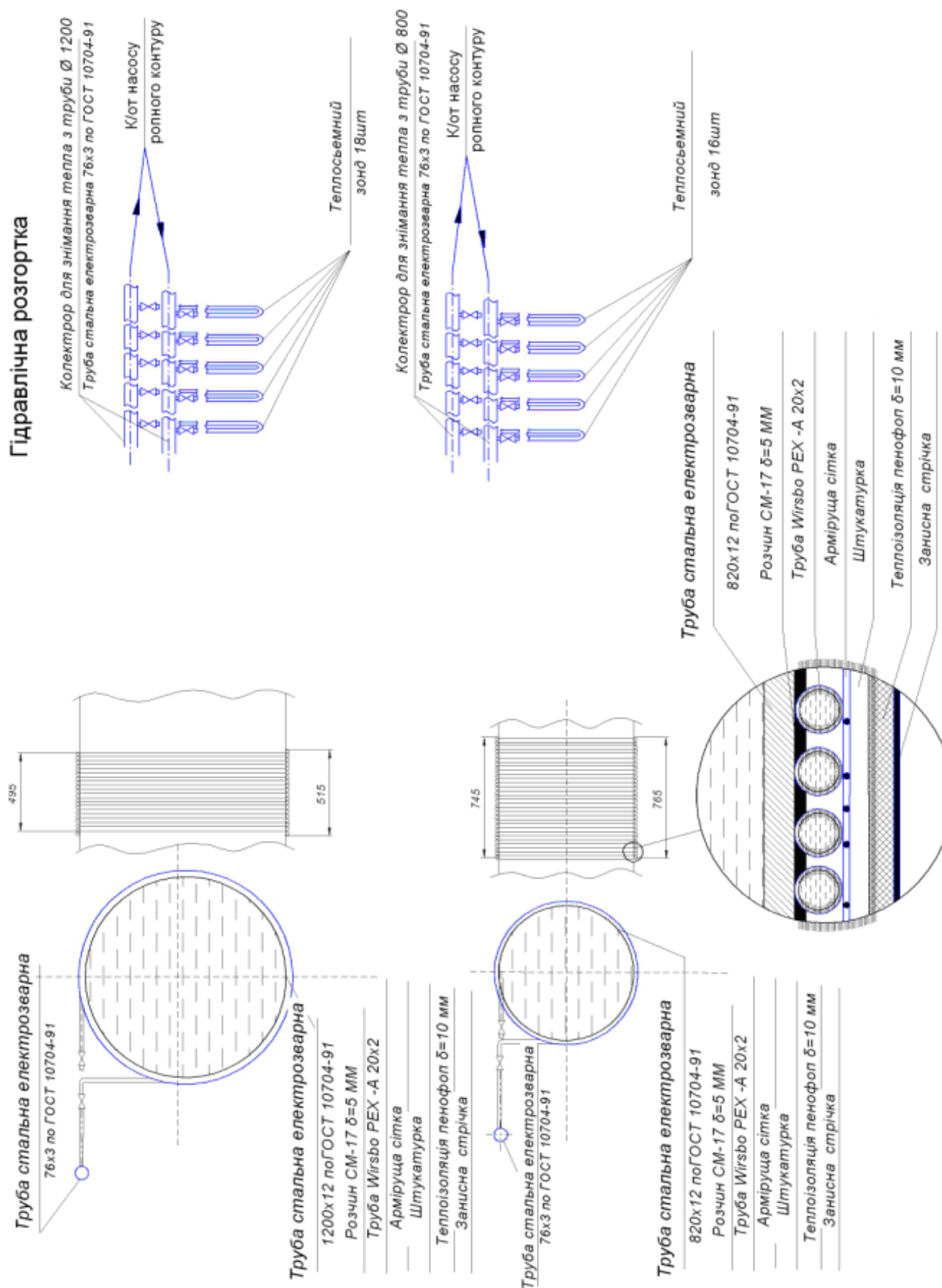


Рисунок 4.24. - Знімання тепла з каналізаційних трубопроводів за допомогою петель-зондів

Оскільки площа корпусу становить $S = 6364 \text{ м}^2$, то надлишок тепла може використаний для ГВП.

Значення коефіцієнта перетворення ε перебувають в діапазоні $2,75 < \varepsilon < 4,0$, що відповідає ефективності теплових pomp. Сумарний коефіцієнт перетворення може досягати $\varepsilon = 12,7$ [52], що характеризує високу енергетичну ефективність теплових pomp. Реальні показники трохи нижчі і нагромаджують $\varepsilon = 3-5$. Економічність: щоб передати до системи опалення 1 кВт теплової енергії теплової помпи потрібно лише 0,20...0,35 кВт електроенергії. Тому до розрахунків потужності компресора обираємо значення $\varepsilon = 4$.

Потужність, споживана компресором:

$$N = Q_{\text{ср}} / \varepsilon = 240/4 = 60 \text{ кВт},$$

де $Q_{\text{ср}}$ – тепловий потік від ґрунтового та стічно-каналізаційного теплообмінників, $\varepsilon = 4$ – коефіцієнт перетворення.

До встановлення обираємо теплової Помпа потужністю – 55,9 кВт/243,6 кВт (спожита/що віддається).

Вартість ТН становить 68985 Євро.

Економія покупної теплової енергії:

$$\Delta Q = Q_{\text{ср}} \cdot 0,86 \cdot T = 0,24 \text{ МВт} \cdot 0,86 \cdot 24 \text{ год} \cdot 30 \text{ діб} = 144 \text{ Гкал/міс}$$

Економія в оплаті теплової енергії:

$$\Delta O = \Delta Q \cdot C = 144 \text{ Гкал/міс} \cdot 148,7 \text{ грн /Гкал} = 21408 \text{ грн/міс.}$$

Термін окупності ТНУ:

Враховуючи, що опалювальний сезон триває 185 діб, отримуємо:

$$T = \text{вартість котла} / \text{економія} = ((68985 \text{ €} \cdot 41 \text{ грн/€}) / 21408) \cdot 365 / 185 = 19,8 \text{ років.}$$

З урахуванням динаміки цін на теплову енергію та що $T < 20$ років, ефективність встановлення ТН можна вважати задовільною.

Опис системи опалення з ТНУ для адмін. корпусу

Забезпечення теплом адмінкорпусу від теплової помпи, щоб використовувати низкопотенціальну енергію каналізаційних стоків (рис. 4.25): M

стічно-гліколевих теплообмінників 1, виконані з нержавіючих коаксіально встановлених труб, що працюють в циркуляційному контурі з ґрунтовими теплообмінниками 2, виготовленими з поліетиленових U-подібних форми труб діаметром 25 мм (600 шт.).

Помпа 6 забезпечує циркуляцію розчину етилгліколя (20%) між джерелами низкопотенціального тепла 1, 2 і випарником теплової помпи 5.

При роботі компресора теплової помпи в конденсаторі підігрівається вода, циркулююча за допомогою помпи 7, що подає цю воду в баки-накопичувачі 10. Паралельно конденсатору теплової помпи встановлено теплообмінник 3, приєднаний до вузла тепломережі 4.

Для регулювання теплового потоку використано регулювальник, вбудований в теплову Помпу 5. Регулювальник, налагоджений для роботи в системі гарячого водопостачання. Отже, він автоматично включає компресор помпи при температурі води, що поступає в конденсатор, нижче 25°C , а при появі з бака води з вищою температурою компресор автоматично відключається. Отже, якщо баки-накопичувачі настільки заповнені гарячою водою, що в найхолоднішій точці бака температура перевищує 25°C , то Помпа працювати не буде.

Інший автомат, не дозволить компресору за умовами його захисту включитися раніше, чим через 5 хв після відключення. Тому в схему доданий електромагнітний клапан 12, який при роботі компресора відкритий, а при останові - закривається. За відсутності клапана холодна вода могла б 5 хв, вільно протікаючи через конденсатор непрацюючої помпи, поступати в найгарячішу частину бака-накопичувача.

Конструктивно 12 виконаний з можливістю пропуску невеликої води при закритому клапані для того, щоб датчик температури міг уловити момент, коли в конденсатор почне поступати вода із температурою нижче за 25°C , щоб Помпа міг вчасно включитися.

Температура холодної води, що поступає на підігрівання в конденсатор теплової помпи, змінюється в інтервалі від 4 до 25° , тоді як температура підігрітої води повинна бути у вужчому діапазоні допустимих температур 50-55

°C. Забезпечити діапазон удалося за допомогою регулювальника температури 11 і ручного балансування на байпасній лінії.

Якби байпаса не було, то при пуску компресора і відсутності води через конденсатор спрацював би автомат захисту. За наявності байпасної лінії вода відразу після пуску компресора починає поступати на підігрів в об'ємі, обмеженому положенням вентиля балансування. Через кілька секунд, після того, як температура води досягне 50 °с, автоматично відкривається регулювальник температури 11, і витрата води, збільшується, тоді як її температура залишається на рівні 50-55 °C.

Циркуляційні помпи 6 і 7 працюють перманентно. Помпа 7 подає воду в конденсатор теплового помпи, але і в теплообмінник 3, потужність якого регулюється клапаном 13.

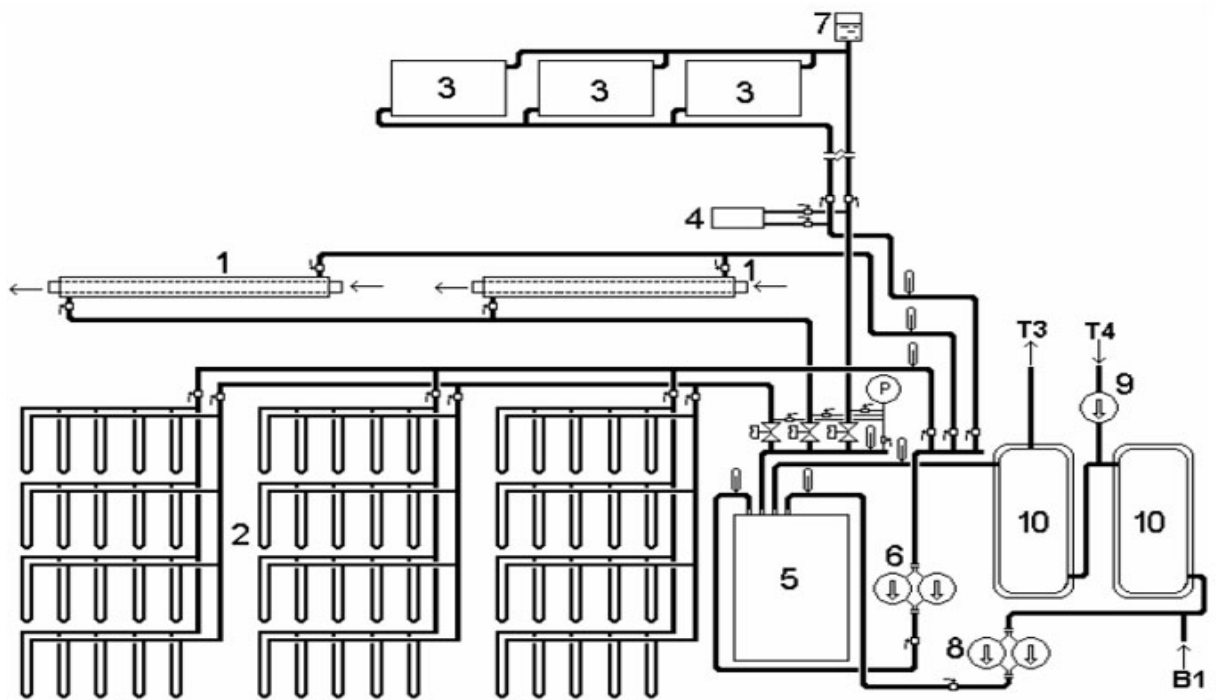


Рисунок 4.25. - Система тепло-водопостачання з ТН

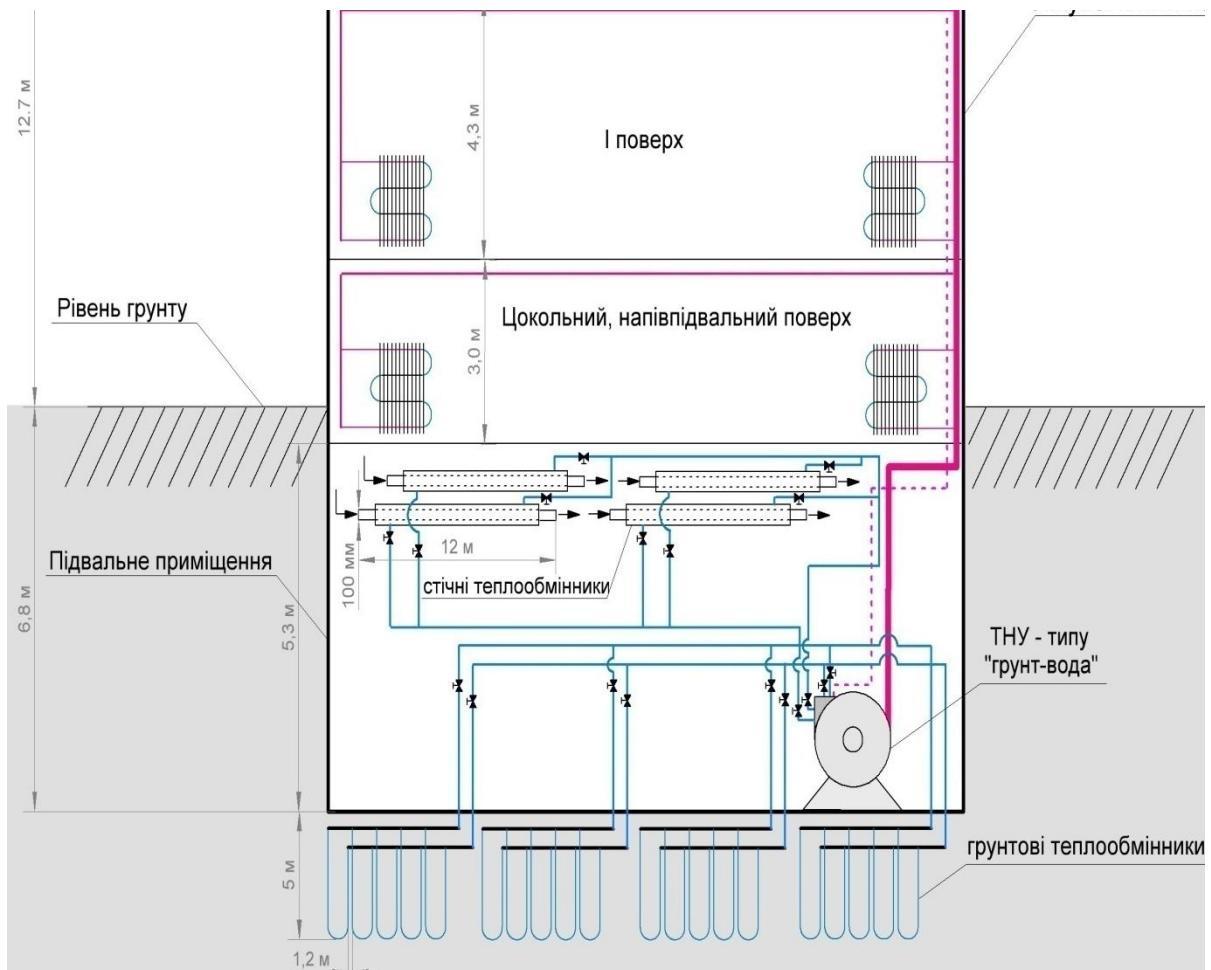


Рисунок 4.26. - Проєкт встановлення ТНУ в адмінкорпусі

Результати дослідження ТНУ

1. Температура каналізаційних стоків, які зазвичай зливають до каналізацію, досягає взимку $+38^{\circ}\text{C}$, і її тепловий потенціал потрібно споживати.
2. Величина теплового потоку від стічно-гліколевого теплообмінника, на одного метра довжини, перебуває в інтервалі значень $0,55\text{--}1,2\text{ кВт/м}$, а загальна величина теплового потоку стічно-гліколевих теплообмінників мається в діапазоні $25,4\text{--}55,7\text{ кВт}$.
3. При величині коефіцієнта перетворення 4, споживана компресором потужність – 60 кВт , а Термін окупності ТНУ: до 6 років.
4. Розроблено технологічних рішення щодо забезпечення теплом системи гарячого водопостачання та опалення адмінкорпусу від теплової помпи, що споживатиме низькопотенціальну енергію каналізаційних стоків. Надлишок теплової енергії можна застосувати для інших корпусів.

ВИСНОВКИ

1. Системи водопостачання та поводження зі стічними водами є застарілими та знаходяться в незадовільному стані. В системі водопостачання наявна висока ступінь втрат. Практично усі одиниці арматури на водовідних мережах потребують заміни.

Вода, характеризується зависокою каламутністю, великим вмістом заліза та аміаку.

2. Помпові станції системи водопостачання перебувають в поганому стані. Їх низька ефективність є першорядною причиною високого рівня споживання енергії. На помпових станціях відсутні автоматичні засоби керування, що зменшує ефективність експлуатації.

3. Недоліки систем водопостачання і водовідведення:

- Застарілі та зношені каналізаційні очисні споруди;
- Низька якість води;
- Висока вартість енергоспоживання;
- Відсутність обладнання керування витратою та тиском для оптимізації роботи;

- Недостатній рівень автоматизації процесу,

Компоненти ЕЗЗ включають наступне:

- Вдосконалені каналізаційні очисні споруди.
- Відновлення компонентів системи водопостачання, включаючи заміну трубопроводів.
- Збільшення кількості лічильників.
- Виявлення додаткових джерел водопостачання;
- Реконструкція мережі збору стічних вод.
- Очищення стічних вод відповідно до зі стандартами ЄС.

Основні результати дослідження ТНУ

1. Температура стічної рідини, яку зазвичай зливають в каналізацію, досягає + 38 °С і її тепловий потенціал потрібно використовувати.

2. Величина питомого теплового потоку від теплообмінника, до одного метра довжини, знаходиться в інтервалі 0,55-1,2 кВт/м, а загальна величина теплового потоку теплообмінників коливається в діапазоні 25...56 кВт.

4. Розроблено технічні рішення щодо забезпечення теплом системи гарячого водопостачання та опалення адмінкорпусу від теплової помпи, що використовуватиме низкопотенціальну енергію каналізаційних стоків.

5. Аналіз впливу температур на ефективність ТНУ дозволяє прогнозувати якнайкращі температурні режими.

6. Температура каналізаційних стоків, які зливають до каналізації, досягає взимку $+38^{\circ}\text{C}$, і цей тепловий потенціал потрібно споживати.

7. Величина теплового потоку від стічно-гліколевого теплообмінника перебуває в інтервалі 0,55-1,2 кВт/м, а загальна величина теплового потоку мається в діапазоні 25,4...56 кВт.

3. При величині коефіцієнта перетворення 4, споживана компресором потужність – 60 кВт, а Термін окупності ТНУ: до 6 років.

4. Розроблено технологічне рішення щодо забезпечення теплом гарячого водопостачання та опалення адмінкорпусу від теплової помпи, що споживатиме низкопотенціальну енергію каналізаційних стоків.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Енергетичний інжиніринг та менеджмент : в 3-х ч. Ч. 1. Проектування ефективних енергетичних систем / П. Г. Плешков, С. В. Серебренніков, О. І. Сіріков, І. В. Савеленко. – Кропивницький: ЦНТУ, 2018.– 156 с.
2. Методичні вказівки до практичних занять і самостійної роботи з навчальної дисципліни „Енергетичний аудит” для студентів спеціальності 7.000008 “Енергетичний менеджмент” усіх форм навчання. / Укладачі: Плешков П.Г., Серебренніков С.В., Сіріков О.І., Зінзура В.В. – Кропивницький, КНТУ, 2010. – 89 с.
3. Методичні вказівки до курсової роботи з курсу “Енергетичний аудит” для студентів спеціальності 7.000008 “Енергетичний менеджмент” усіх форм навчання. / Укладачі: Плешков П.Г., Серебренніков С.В., Котиш А.І., Савеленко І.В., Сіріков О.І. – Кропивницький: КНТУ, 2010 – 109 с.
4. Закон України «Про енергоощадження» від 1 липня 1994 року №74/94 із змінами та доповненнями згідно з Законами України №783-XIV (783-14) від 30.06.1999 р. та №2509-IV від 05.04.2005 р.;
5. ДСТУ 2420-94 «Енергоощадження. Терміни та визначення»;
6. Постанова Кабінету Міністрів України від 15 липня 1997 р. №786 «Про порядок нормування питомих витрат ПЕР у суспільному виробництві».
7. ДСТУ 1.5:2003 «Національна стандартизація. Правила побудови, викладення, оформлення та вимоги до змісту нормативних документів».
8. ДСТУ 2420-94 «Енергоощадність. Терміни та визначення».
9. ДСТУ 2155-93 Енергоощадження. Методи визначення економічної ефективності заходів по енергозбереженню.
10. ДСТУ 2389-94 «Технічне діагностування та контроль технічного стану. Терміни та визначення».
11. ДБН В.2.6-31:2006 «Теплова ізоляція будівель».
12. ДБН А.2.2-3-2004 С.29 «Склад, порядок оформлення, узгодження і затвердження проектної документації для будівництва»

13. СНіП 23-01-99 Будівельна кліматологія, ДБН В.2.6-31:2006

14. Міжгалузеві норми споживання електричної та теплової енергії для установ і організацій бюджетної сфери України. (Наказ Державного комітету України з енергоощадження від 25 жовтня 1999 р. N 91).

15. ДСТУ 4713:2007 Національний стандарт України «Енергетичний аудит промислових підприємств».

16. Плешков П.Г., Орлович А.Ю., Котиш А.І. Електропостачання промислових підприємств: Навчальний посібник для курсового та дипломного проектування. – Кропивницький РВЛ КНТУ, 2007

17. Маліновський А.А. Основи електроенергетики та електропостачання: Підручник – Львів: Вид. Нац.ун-ту «Львівська політехніка», 2009. – 436 с.

18. Основи ефективного використання електричної енергії в системах електроспоживання промислових підприємств: навч. посіб. / [О.І. Соловей, В.П. Розен, П.Г. Плешков, С.В. Серебренніков, В.Ф. Ткаченко, К.Г. Петрова]; М-во освіти і науки України, Кіров. нац. техн. ун-т. – Черкаси: видавець Чабаненко Ю., 2015. – 316 с.

ДОДОТКИ

Додаток А

Таблиця 2.4.1 – Ступінь зносу за типом матеріалів труб

Матеріал труб	Довжина за ступеню зносу (%), км				
	< 25	26-50	51-75	76-90	> 90
Сталь	22,704	7,910	17,946	221,201	89,231
Чавун	10,493	36,104	29,795	243,971	41,431
Залізобетон	0,000	0,000	0,331	23,177	4,916
Азбестовий цемент	0,000	0,000	0,740	1,964	1,761
Пластмаса	57,434	0,000	0,000	0,000	0,000
Загалом	90,631	44,014	48,812	490,313	137,339
%	11,174	5,426	6,018	60,450	16,932

Додаток Б

ОХОРОНА ПРАЦІ

Розрахунок заземлення

Всі металеві частини електроустановок, які в процесі роботи не мають з'єднання з струмопровідними частинами, але можуть потрапити під напругу, повинні бути заземлені.

Трансформаторні підстанції напругою 10/0,4 кВ на стороні 0,4 кВ мають глухо заземлену нейтраль. Ґрунт – супісь, другий кліматичний район. В якості заземлювача використовуємо металеву технологічну конструкцію, яка частково занурена у землю. $R_e = 150\text{ м}, d = 0,02\text{ м}, L = 5\text{ м}, b = 0,04\text{ м}, h = 1, a = 5\text{ м}.$

Для установок до 1000 В при потужності установки (трансформатора) більше 100 кВа, опір заземлювача повинен бути не більше 4 Ом.

1. Розрахунковий опір вертикального заземлювача:

$$\rho_{розр1} = \rho_m \times \psi_3 = 300 \times 1,4 = 420 \text{ Ом}$$

де $\rho_m = 300 \text{ Ом}$ - питомий опір ґрунту

$\psi_3 = 1,4$ - кліматичний коефіцієнт опору ґрунту

2. Розрахунковий опір ґрунту горизонтальної смуги:

$$\rho_{розр2} = \rho_m \times \psi_2 = 300 \times 1,5 = 450 \text{ Ом}$$

3. Необхідний опір заземлюючого пристрою з урахуванням природного заземлювача:

$$R_3 = \frac{R_3'' \times R_e}{R_e - R_3''} = \frac{4 \times 15}{15 - 4} = 5,5 \text{ Ом}$$

4. Опір одного вертикального заземлювача довжиною 5 м:

$$\begin{aligned} R_0 &= \frac{0,366 \times \rho_{роз} \times \left(\lg \frac{2L}{d} + \frac{1}{2} \times \lg \frac{4t + L}{4t - L} \right)}{L} = \\ &= \frac{0,366 \times 420 \times \left(\lg \frac{2 \times 5}{0,02} + \frac{1}{2} \times \lg \frac{4 \times 3,5 + 5}{4 \times 3,5 - 5} \right)}{5} = 29,3 \text{ Ом} \end{aligned}$$

Приймаємо, що електроди закладені по замкненому контуру і знаходимо орієнтовну кількість заземлювачів:

$$n = \frac{R_0}{R_3'' \times \eta_t} = \frac{29,3}{15 \times 0,49} = 12 \text{ шт}$$

де $\eta_t = 0,49$ - коефіцієнт використання ряду заземлювачів при $a/t = 1$

5. Довжина з'єднувальної горизонтальної смуги:

$$L_n = 1,05 \times a \times n = 1,05 \times 5 \times 12 = 63 \text{ м}$$

6. Опір смуги з урахуванням екранування:

$$R_{n.e.} = 0,366 \frac{\rho_{роз2}}{L_n \times \eta_t} \times \lg \frac{2L_n}{bn} = 0,366 \frac{450}{63 \times 0,49} \times \lg \frac{2 \times 63}{0,04 \times 1} = 18,66 \text{ Ом}$$

7. Необхідний опір в вертикальному заземлювачі:

$$R_\kappa = \frac{R_{ne} \times R_3}{R_{ne} - R_3} = \frac{18,66 \times 5,5}{18,66 - 5,5} = 7,8 \text{ Ом}$$

8. Остаточна кількість заземлювачів:

$$n = \frac{R_0}{R_k \times \eta_t} = \frac{29,3}{7,8 \times 0,49} = 7_{шт}$$

9. Перевірка відповідності:

$$R_{\partial} = \frac{1}{\frac{1}{R_k} + \frac{1}{R_{ne}} + \frac{1}{R_e}} = \frac{1}{\frac{1}{7,8} + \frac{1}{18,66} + \frac{1}{15}} = 4 \text{ Ом}$$

Таким чином, розрахункове значення заземлювача задовольняє заданій умові.

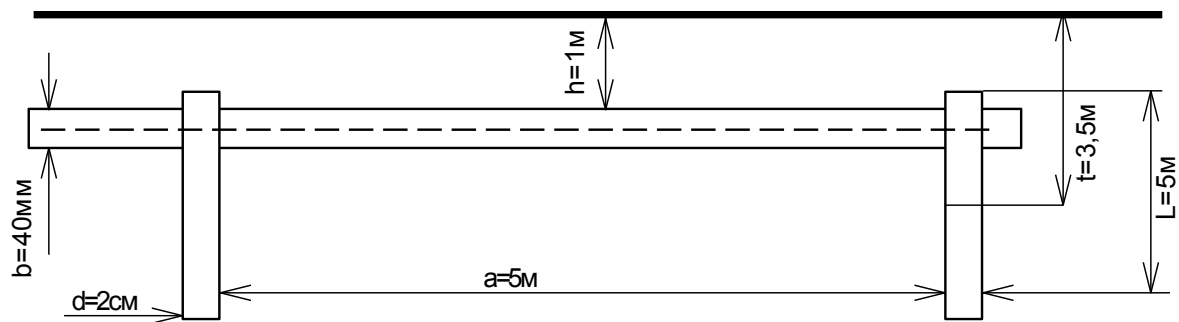


Рис. А1. Схема прокладки заземлення