

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет інженерних систем і екології

Кафедра теплогазопостачання і вентиляції

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

на тему:

“Підвищення експлуатаційної надійності та енергоефективності
житлового комплексу”

Юзькова Дениса Валерійовича

Київ 2026р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет інженерних систем і екології

Кафедра теплогазопостачання і вентиляції

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТГПіВ
Предун К.М

«__» _____ 20__ р.

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА
на тему:**

“ Підвищення експлуатаційної надійності та енергоефективності житлового
_____ комплексу ”

Виконав студент групи ТВмН-24
Спеціальність: будівництво та цивільна інженерія
ОНП: теплогазопостачання і вентиляція
Юзькова Дениса Валерійовича

Керівник : Предун К.М. док. тех.н.
(вчене звання, науковий ступінь)

Ідентичність підтверджую.

Київ 2026р.

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ**

Факультет: інженерних систем і екології
Кафедра: теплогазопостачання і вентиляції
Освітній рівень: «магістр за ОНП»
Спеціальність: будівництво та цивільна інженерія
Освітня програма: теплогазопостачання і вентиляція

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТГПіВ
Предун К.М

_____ 20__ р.

**ЗАВДАННЯ
ДО ВИКОНАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ ВИПУСКНОЇ РОБОТИ
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

Юзьков Денис Валерійович

_____ (прізвище, ім'я та по батькові студента)

1. Тема роботи “Підвищення експлуатаційної надійності та енергоефективності житлового комплексу”

_____ затверджена наказом ректора КНУБА № ____ від «__» _____ 20__ р.

2. Керівник роботи: Предун К.М. док. тех.н.,
(прізвище, ім'я та по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

3. Строк подання студентом роботи до захисту 2026

4. Зміст пояснювальної записки за розділами:

Розділ 1. Літературний огляд

Розділ 2. Розробка системи вентиляції

Розділ 3 Розробка системи опалення

Розділ 4 Розробка системи теплохолодопостачання орендарів

Розділ 5 Техніко-економічний аналіз вибору джерела теплоти

Розділ 6 Розробка режимів роботи системи теплохолодопостачання

5. Графічний матеріал за розділами

Аркуш 1. Загальні данні

Аркуш 2. Вентиляція. План 1 поверху, на відм. 0,000. План 2 поверху, на відм. +4,000. Розріз ТХП.1. Фрагмент плану -1 поверху на відм. -4,000 в осях Д-П та 1-14

Аркуш 3. Ізометрична схема ПВ1, ПВ2, ПВ3, ПВ6, В4

Аркуш 4. Ізометрична схема ПВ4, ПВ5, ПВ7, ПВ8, ПВ9, В1, В2, В3. Ізометрична схема теплохолодопостачання ПВУ

Аркуш 5. Теплохолодопостачання. План 1 поверху на відм. +0,000. План 2 поверху на відм. +4,000. Ізометрична схема системи теплохолодопостачання фанкойлів

Аркуш 6. План 3 поверху на відм. +8,000. План 11 поверху на відм. +40,000. Розріз ОП.1. Фрагмент плану -1 поверху на відм. -4,000 в осях Ж-П та 7-1

Аркуш 7. Ізометрична схема системи опалення. Типова схема 3-10 поверх. Типова схема 10-18 поверх

Аркуш 8. ІТП. Фрагмент плану в осях О-Т та 1-7 на відм. -4.000. Розріз ІТП.1, ІТП.2, ІТП.4, ІТП.5, ІТП.6

Аркуш 9. Розріз ІТП.3, ІТП.7, ІТП8, ІТП9. Ізометрична схема ІТП 01, 02, 03

Аркуш 10. Схема гідравлічна, принципова

Календарний план виконання роботи:

Види робіт та їх зміст	Дата виконання
Розділ 1. <u>Літературний огляд</u>	13 квітня
Розділ 2. <u>Розробка системи вентиляції</u>	16 квітня
Розділ 3. <u>Розробка системи опалення</u>	21 квітня
Розділ 4. <u>Розробка системи теплохолодопостачання орендарів</u>	30 квітня
Розділ 5. <u>Техніко-економічний аналіз вибору джерела теплоти</u>	5 травня
Розділ 6. <u>Розробка режимів роботи системи теплохолодопостачання</u>	10 травня
Остаточне оформлення роботи	
Направлення роботи на рецензування, перевірку на плагіат	
Попередній захист роботи на кафедрі	

6. Консультанти розділів кваліфікаційної випускної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Перевірів	
		Дата	Підпис
Розділ			
Розділ			

7. Дата видачі завдання _____

Зав. кафедри

Предун К.М
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник

Предун К.М
(підпис) (прізвище та ініціали)

Студент

Юзьков Д.В
(підпис) (прізвище та ініціали)

Вступ

Об'єктом даної роботи є житловий будинок із вбудованими приміщеннями, розташований у місті Київ. Будинок входить до складу сучасного житлового комплексу, що налічує шість окремих будівель, об'єднаних спільною інженерною інфраструктурою. Такий підхід до проєктування забезпечує більш ефективне використання енергетичних ресурсів, а також підвищує надійність та автономність функціонування комплексу в цілому.

На покрівлі наземного паркінгу розміщена котельня, у якій передбачені когенераційні установки, призначені для покриття найбільш критичних потреб об'єкта в електричній енергії. Використання когенерації дозволяє одночасно виробляти електричну та теплову енергію, що значно підвищує загальний коефіцієнт корисного використання палива. Частина виробленої теплової енергії від когенераційних установок рівномірно розподіляється між будинками комплексу, забезпечуючи їх потреби в теплопостачанні.

Основним джерелом теплової та холодильної енергії в будівлі є теплові насоси, які працюють у реверсивному режимі та забезпечують як опалення в холодний період року, так і охолодження в теплий період. Така система дозволяє досягти високої енергоефективності, знизити експлуатаційні витрати та забезпечити комфортні мікрокліматичні умови в житлових і вбудованих приміщеннях. Інтеграція теплових насосів із когенераційними установками та іншими інженерними системами комплексу формує сучасну енергоефективну модель енергозабезпечення будівлі.

У даній роботі застосування когенераційних установок обґрунтовується необхідністю підвищення енергетичної надійності об'єкта в умовах нестабільного зовнішнього електропостачання. Події 2025–2026 років продемонстрували ризики тривалих перерв у подачі електроенергії, що може призводити до критичних наслідків для інженерних систем будівель. Зокрема, у зимовий період відсутність електропостачання створює загрозу замерзання теплоносія та пошкодження трубопроводів, а також унеможливорює

									Ар
									3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

підтримання нормативних параметрів мікроклімату в приміщеннях і безперебійну роботу системи гарячого водопостачання.

З огляду на це, у проєкті передбачається використання когенераційних установок як незалежного джерела електричної та теплової енергії. Вироблена теплота розподіляється між будинками житлового комплексу та використовується для покриття частини теплового навантаження. Електрична енергія, у свою чергу, спрямовується на забезпечення роботи найбільш важливих інженерних систем, зокрема теплових насосів, циркуляційних насосів, а також інших критичних споживачів об'єкта. Такий підхід дозволяє забезпечити безперервність функціонування систем життєзабезпечення будівлі, підвищити її енергонезалежність та зменшити ризики аварійних ситуацій.

У даній роботі розробляються комплексні інженерні рішення щодо впровадження когенераційних установок у поєднанні з тепловими насосами з метою забезпечення надійної та безперервної роботи основних систем будівлі. Запропонована концепція передбачає інтеграцію джерел генерації електричної та теплової енергії в єдину енергетичну систему об'єкта, що дозволяє підвищити рівень його енергонезалежності. Особлива увага приділяється узгодженню режимів роботи когенераційних установок і теплових насосів, що забезпечує ефективне покриття потреб у теплоті, холоді та електроенергії протягом усього року. Реалізація таких системних рішень спрямована на підвищення безпеки об'єкта, мінімізацію ризиків аварійних ситуацій та забезпечення стабільних мікрокліматичних умов для мешканців і користувачів вбудованих приміщень.

Також у складі проєкту передбачається розроблення системи вентиляції орендних приміщень, яка забезпечуватиме нормативний повітрообмін, підтримання необхідних параметрів мікроклімату та комфортні умови для перебування людей. Тепло- та холодопостачання орендних приміщень реалізується на базі системи фанкойлів, що дозволяє гнучко регулювати

									Ар
									4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

температурний режим і ефективно компенсувати змінні теплові навантаження протягом року.

Для житлової частини будівлі передбачається поквартирна горизонтальна система опалення, яка забезпечує індивідуальне регулювання тепlopостачання в кожній квартирі, підвищує енергоефективність системи та покращує комфорт мешканців. Така схема також спрощує експлуатацію та облік теплової енергії.

З метою комплексної інтеграції інженерних систем, а також для розробки ефективних режимів їх роботи в умовах можливих відключень зовнішніх енергоносіїв, у проєкті передбачається впровадження індивідуального теплового пункту (ІТП). ІТП забезпечує координацію роботи систем опалення, вентиляції, гарячого водopостачання та холодopостачання, дозволяє оптимізувати енергоспоживання та підтримувати стабільну роботу об'єкта в різних експлуатаційних режимах, включно з аварійними ситуаціями.

									Ар
									5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

РОЗДІЛ 1
ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД

Студент / Юзьков Д.В. /

Консультант / _____ /

						Ар
						6
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Попередньо для обґрунтування необхідності розробки системи теплопостачання з використанням когенераційних установок було проведено аналіз експлуатаційних умов у зимовий період 2025–2026 років. У межах дослідження здійснено збір та узагальнення даних щодо тривалості та частоти відключень електроенергії, перебоїв у роботі систем опалення та гарячого водопостачання. Отримані результати показали наявність суттєвих ризиків порушення безперервності роботи інженерних систем будівель, що особливо критично в умовах низьких температур зовнішнього повітря.

Виявлені фактори підтвердили необхідність створення резервного та частково автономного джерела енергозабезпечення, здатного забезпечити стабільну роботу систем життєзабезпечення об'єкта. Саме тому в межах проєкту прийнято рішення щодо впровадження когенераційних установок у поєднанні з тепловими насосами як основи енергетичної системи будівлі, що дозволяє мінімізувати вплив зовнішніх перебоїв та підвищити загальну надійність експлуатації комплексу.

У джерелі [1] наведено дані, які свідчать, що у січні відсутність опалення вже стала серйозною експлуатаційною проблемою, оскільки виникає ризик замерзання теплоносія та, як наслідок, пошкодження або прориву трубопроводів інженерних систем. Зазначається, що навіть часткове підвищення температури в приміщеннях на рівні 5–7 °С суттєво знижує ймовірність замерзання систем і може ефективно запобігти виникненню аварійних ситуацій. Таким чином, підтримання мінімально допустимого температурного режиму є критично важливим заходом для забезпечення збереження інженерної інфраструктури будівлі в умовах тривалих перебоїв з теплопостачанням.

У джерелі [2] наведено інформацію щодо випадків тривалої відсутності опалення, спричиненої затяжними ремонтними роботами на зовнішніх теплових мережах та енергетичній інфраструктурі. Такі ситуації призводять до

									Ар
									7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

значного порушення нормальних умов експлуатації будівель і створюють ризики для працездатності інженерних систем, особливо в опалювальний період.

Зазначені обставини обґрунтовують необхідність розробки та впровадження рішень щодо незалежного теплопостачання об'єкта, які дозволять забезпечити стабільне підтримання мінімально необхідного температурного режиму навіть за умови тривалого відключення централізованого теплопостачання. Це, у свою чергу, підвищує надійність функціонування будівлі та знижує ризики виникнення аварійних ситуацій.

У джерелі [3] зазначається, що однією з поширених причин аварій у системах опалення є прорив трубопроводів, який виникає внаслідок несвоєчасного спускання води з інженерних мереж. За умов низьких температур це призводить до замерзання залишків теплоносія, його розширення та, як наслідок, механічного пошкодження трубопроводів і арматури.

У джерелі [4] наведено низку випадків аварійних ситуацій у системах опалення, зокрема проривів трубопроводів та навіть руйнування чавунних радіаторів. Основною причиною таких інцидентів визначено тривалу відсутність теплопостачання та електроенергії, що призводить до зниження температури теплоносія нижче допустимих значень і його подальшого замерзання в елементах системи.

У результаті утворення льоду виникають значні внутрішні напруження, які перевищують міцнісні характеристики трубопроводів та опалювальних приладів, що і спричиняє їх механічне пошкодження.

									Ар
									8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					



mariia.duka 12 год
6.1, третя доба без світла



♡ 538 🔍 25 ↻ 1 ▼ 310

Рисунок 1.1 Приклад розриву чугунного радіатора через відсутність опалення та електропостачання в м. Києві

Згідно [9], витісняюча вентиляція, пропонує певний ряд переваг: зниження витрат на охолодження при тій же температурі приміщення, більш тривалий час охолодження і поліпшення якості повітря в робочій зоні завдяки ефективній стратифікації повітряного потоку по висоті приміщення. Однак у неї є й недоліки: ризик холодних протягів на рівні підлоги, які можуть викликати локальний дискомфорт в теплий період року, та значний простір, необхідний для встановлення повітророзподільників повітря, що обмежує її використання в обмежених за площиною приміщеннях. Таким чином, витісняюча вентиляція, є ефективним рішенням для підтримки здорового мікроклімату, але вимагає ретельного проектування та обліку архітектурних особливостей будівлі.

									Ар
									9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

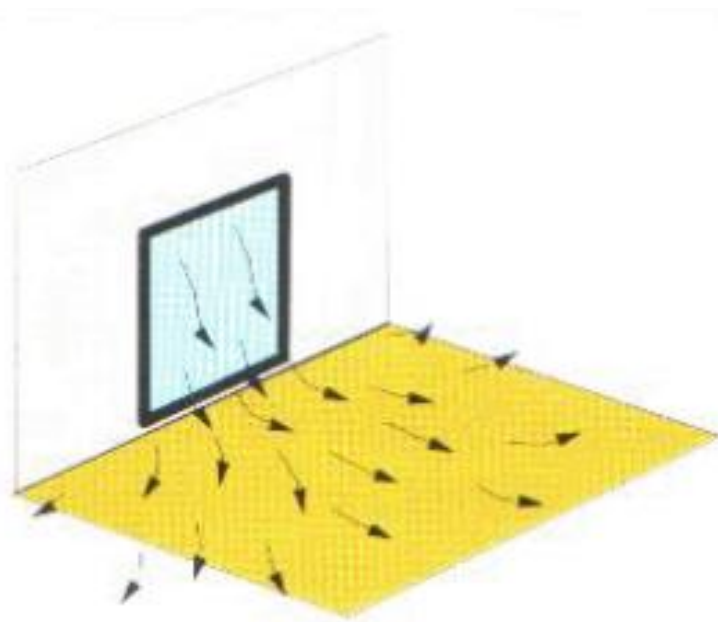


Рисунок 1.2 Приклад розподілення повітря

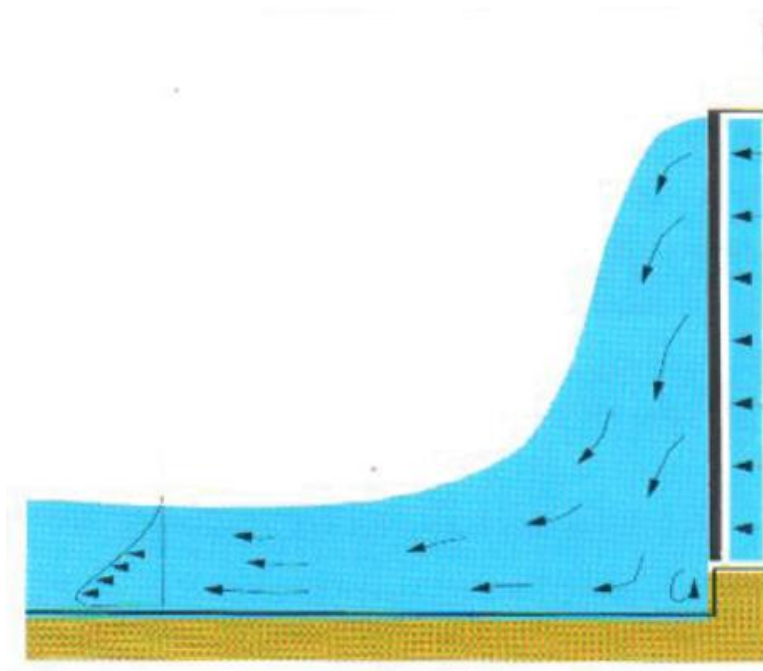


Рисунок 1.3 Приклад розподілення повітря в розрізі

В дослідженні представленому в джерелі [10], систему вентиляції музейних приміщень було змодельовано на основі результатів попередніх теоретичних та експериментальних досліджень.

						Ар
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Посібник [11] В.В. Джеджули «Вентиляція та кондиціонування повітря громадських приміщень» (2021) розглядає способи організації вентиляції в різних типах приміщень та кондиціонування повітря в місцях з високими приміщеннями, зосереджуючись в першу чергу на енергоефективності та високій ефективності повітророзподілу в приміщеннях.

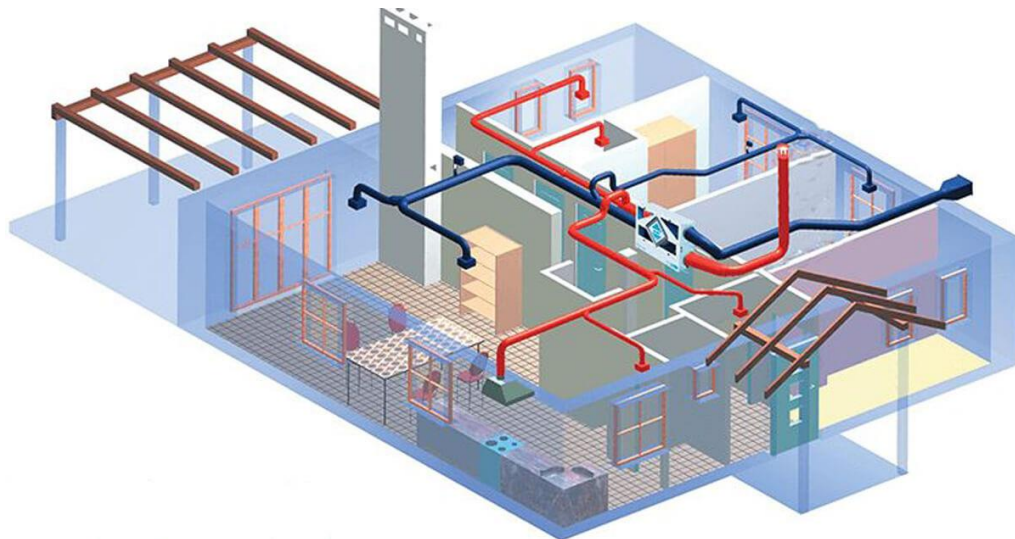


Рисунок 1.4 Приклад загальнообмінної вентиляції в житловому будинку

Посібник [12] Зінича «Вентиляція громадських будівель» (2002) дає базові поняття про проектування змішувальної (загальнообмінної) вентиляції, дає тлумачення нормативних вимог та методи розрахунку потрібного повітрообміну в приміщеннях, які складають базу для розробки систем вентиляції для залів, навчальних аудиторій та театрів. Розрахунки повітрообмінів в розділі вентиляція повністю ґрунтуються на даному джерелі .

Згідно з джерелом [13] Єніна П.М. та Швачки Н.А, представлені основні дані, правила, методи, законодавча база та стандарти щодо систем опалення та охолодження будівель та споруд усіх типів. В рамках техніко-економічного обґрунтування системи, описаної в розділі 5 цієї роботи, було прийнято кількісний погодинний запис температури відповідно до цього джерела. Такий підхід дозволяє точніше фіксувати коливання температури зовнішнього повітря протягом року, тим самим забезпечуючи реалістичні дані про споживання холодоагенту та палива. Таким чином, можна точно розрахувати

						Ар
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приблизну вартість опалення, враховуючи сезонні коливання та фактичні умови експлуатації системи. Тому використання погодинного запису температури є важливим інструментом для підвищення точності розрахунків та оптимізації енергоспоживання будівель усіх типів.

Джерела [14], [15], [16], стали законодавчою базою даної роботи, на підставах яких виконується проектування систем підтримання параметрів мікроклімату в даній роботі, згідно них в проект впроваджуються ті чи інші інженерні рішення. Згідно джерела [17], відбувалася розробка, та підбір джерела теплоти в розрізі 5 даного проекту.

									Ар
									12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

РОЗДІЛ 2
РОЗРОБКА СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Студент / Юзьков Д.В. /

Консультант / _____ /

						Ар
						13
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2.1 Розрахунок повітрообміну

Орендні приміщення розташовані на першому та другому поверхах будівлі. Для забезпечення нормативних санітарно-гігієнічних умов у зазначених приміщеннях передбачено організацію необхідного повітрообміну. Розрахунок витрат припливного та витяжного повітря виконано відповідно до вимог [5] ДБН В.2.5-67:2013. Величина повітрообміну визначається за надходженням вологи або за мінімально допустимою кратністю повітрообміну залежно від призначення приміщень. Остаточне значення витрати повітря приймається за найбільшим із отриманих результатів, що забезпечує підтримання нормативних параметрів мікроклімату та допустимих концентрацій шкідливих речовин у повітрі робочої зони. Для орендних приміщень передбачається механічна припливно-витяжна вентиляція з подачею підготовленого повітря та видаленням відпрацьованого повітря.

Повітря подається у зони постійного перебування людей, а видаляється з верхньої зони приміщень або із зон найбільшого забруднення. У приміщеннях, де передбачено приготування їжі, системи вентиляції в даному проєкті не розробляються, оскільки їх проєктування виконується спеціалізованим підрядником відповідно до технологічних вимог і нормативних документів для закладів громадського харчування.

Система CROSSSTAR CS4(ПВ1) призначена для вентиляції спортивної зали. Визначення необхідного повітрообміну виконано за критерієм мінімально допустимої витрати повітря відповідно до вимог [5] ДБН В.2.5-67:2013 з урахуванням призначення приміщення та кількості людей, що перебувають у ньому. Прийнятий повітрообмін забезпечує подачу свіжого повітря у зону перебування людей та видалення відпрацьованого повітря, що сприяє підтриманню нормативних параметрів мікроклімату, допустимого рівня вмісту вуглекислого газу та комфортних умов для занять. Система передбачає механічну припливно-витяжну вентиляцію з організованою подачею повітря у робочу зону та його видаленням із верхньої зони приміщення.

						Ар
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$ТП: t_l = 22 * (4 * (4 - 2,2)) = 29,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Таблиця 2.2 Розрахункові параметри витяжного повітря спортивна зала 01

Приміщення	Період року	Температура t_l , $^\circ\text{C}$	Ентальпія I_l , кДж/кг	Вологовміс t d_l , г/кг	Відносна вологість ϕ_l , %
Спортивна зала 01	ТП	29,2	50,55	8,24	33
	ХП	27,2	47,89	8,00	36

Таблиця 2.3 Розрахункові параметри повітря робочої зони спортивна зала 01

Приміщення	Період року	Температура t_l , $^\circ\text{C}$	Ентальпія I_l , кДж/кг	Вологовміс t d_l , г/кг	Відносна вологість ϕ_l , %
Спортивна зала 01	ТП	22,0	42,92	8,14	50
	ХП	20,0	38,45	7,19	50

Таблиця 2.4 Розрахункові параметри припливного повітря спортивна зала 02

Приміщення	Період року	Температура t_l , $^\circ\text{C}$	Ентальпія I_l , кДж/кг	Вологовміс t d_l , г/кг	Відносна вологість ϕ_l , %
Спортивна зала 01	ТП	17,0	36,16	7,50	62
	ХП	15,0	32,37	6,81	63

3. За надлишковою теплотою і вологонадходженням в теплий період визначають кутовий коефіцієнт променю процесу в приміщенні, кДж/г,:

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot \Delta Q_{hf}}{\Delta M_{вл}} = 13,16 \text{ кДж/г}$$

- Визначаємо необхідний повітрообмін з умов асиміляції теплонадлишків в приміщенні спортивної зали 01 в ТП

$$G_Q = \frac{3,6 \cdot \Delta Q_{hf}}{I_l - I_{ext}} = \frac{3,6 * 54820}{50,55 - 36,16} = 13715 \text{ кг/год} = 11525 \text{ м}^3/\text{год}$$

									Ар
									16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

- Визначаємо необхідний повітрообмін з умов асиміляції вологонадлишків в приміщенні спортивної зали 01 в ТП

$$G_w = \frac{\Delta M_{вл}}{dl-dext} = \frac{15000}{8,24-7,5} = 14999 \text{ кг/год} = 12604 \text{ м}^3/\text{год}$$

- Визначаємо необхідний повітрообмін з умов асиміляції CO₂ в приміщенні спортивної зали 01 в ТП

$$G_{CO_2} = \frac{M_{CO_2} \cdot 1000}{1,83 \cdot \Delta C} = \frac{1000 \cdot 6000}{1,83 \cdot 800} = 4098 \text{ м}^3/\text{год} = 4877 \text{ кг/год}$$

3. За надлишковою теплою і вологододержанням в холодний період визначають кутовий коефіцієнт променю процесу в приміщенні, кДж/г,:

$$\varepsilon = \frac{3,6 \cdot \Delta Q_{hf}}{\Delta M_{вл}} = 12,21 \text{ кДж/г}$$

- Визначаємо необхідний повітрообмін з умов асиміляції теплонадлишків в приміщенні спортивної зали 01 в ХП

$$G_Q = \frac{3,6 \cdot \Delta Q_{hf}}{I_I - I_{ext}} = \frac{3,6 \cdot 50030}{47,89 - 32,37} = 11605 \text{ кг/год} = 9752 \text{ м}^3/\text{год}$$

- Визначаємо необхідний повітрообмін з умов асиміляції вологододержання в приміщенні спортивної зали 01 в ХП

$$G_w = \frac{\Delta M_{вл}}{dl-dext} = \frac{15500}{8-6,81} = 15499 \text{ кг/год} = 13024 \text{ м}^3/\text{год}$$

- Визначаємо необхідний повітрообмін з умов асиміляції CO₂ в приміщенні спортивної зали 01 в ХП

$$G_{CO_2} = \frac{M_{CO_2} \cdot 1000}{1,83 \cdot \Delta C} = \frac{1000 \cdot 1820}{1,83 \cdot 800} = 4098 \text{ м}^3/\text{год} = 4877 \text{ кг/год}$$

Оскільки приміщення спортивна зала 01 та спортивна зала 02 фактично утворюють єдиний простір без конструктивного поділу, для забезпечення належних умов мікроклімату прийнято рішення застосувати одну припливну вентиляційну установку, яка буде працювати на приплив, забезпечуючи необхідні параметри мікроклімату як у нижній зоні, так і у верхній зоні, при

										Ар
										17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Загальна витрата в ТП

L= 4100 м3/год

Загальна витрата в ТП

L= 2869 м3/год

Параметри для ID діаграми для ХП: Визначаємо температуру припливного повітря після рекуперації:

$$T_t = T_{ext} + \varepsilon \cdot (T_1 - T_{ext})$$

T_t - температура повітря після рекуперації;

T_{ext} - температура повітря зовнішня;

ε - ККД теплообмінника;

T_1 - температура повітря витяжна;

$$T_t = (-22) + 0,5 \cdot (27,2 - (-22)) = 2,5^\circ\text{C}$$

Таблиця 2.5 Параметри для ID діаграми для ХП

	Точка	Опис	t, °C	I, кДж/кг	d, г/кг	φ %
Холодний	ext	Зовнішнє повітря	-22	-21,22	0,41	45,0
	T1	Рекуперація	2,5	3,55	0,41	9
	O	Зрошення	8	24,3	6,5	98
	T2	Воняний калорифер	14	30,57	6,5	66
	in	Припливне повітря	15	31,59	6,5	62
	wz	Робоча зона	20	38,5	7,19	50
	l	Видаляємо повітря	27,2	47,89	8,0	36

Таблиця 2.6 Параметри для ID діаграми для ТП

Період	Точка	Опис	t, °C	I, кДж/кг	d, г/кг	φ %
Теплий	ext	Зовнішнє повітря	30	60,5	11,84	45,0
	O	Охолодження	10,7	29,75	7,5	95
	T	Водяний калорифер	16	35,14	7,5	67
	in	Припливне повітря	17	36,16	7,5	63
	wz	Робоча зона	22	42,9	8,14	50
	l	Видаляємо повітря	29,2	50,55	8,2	33

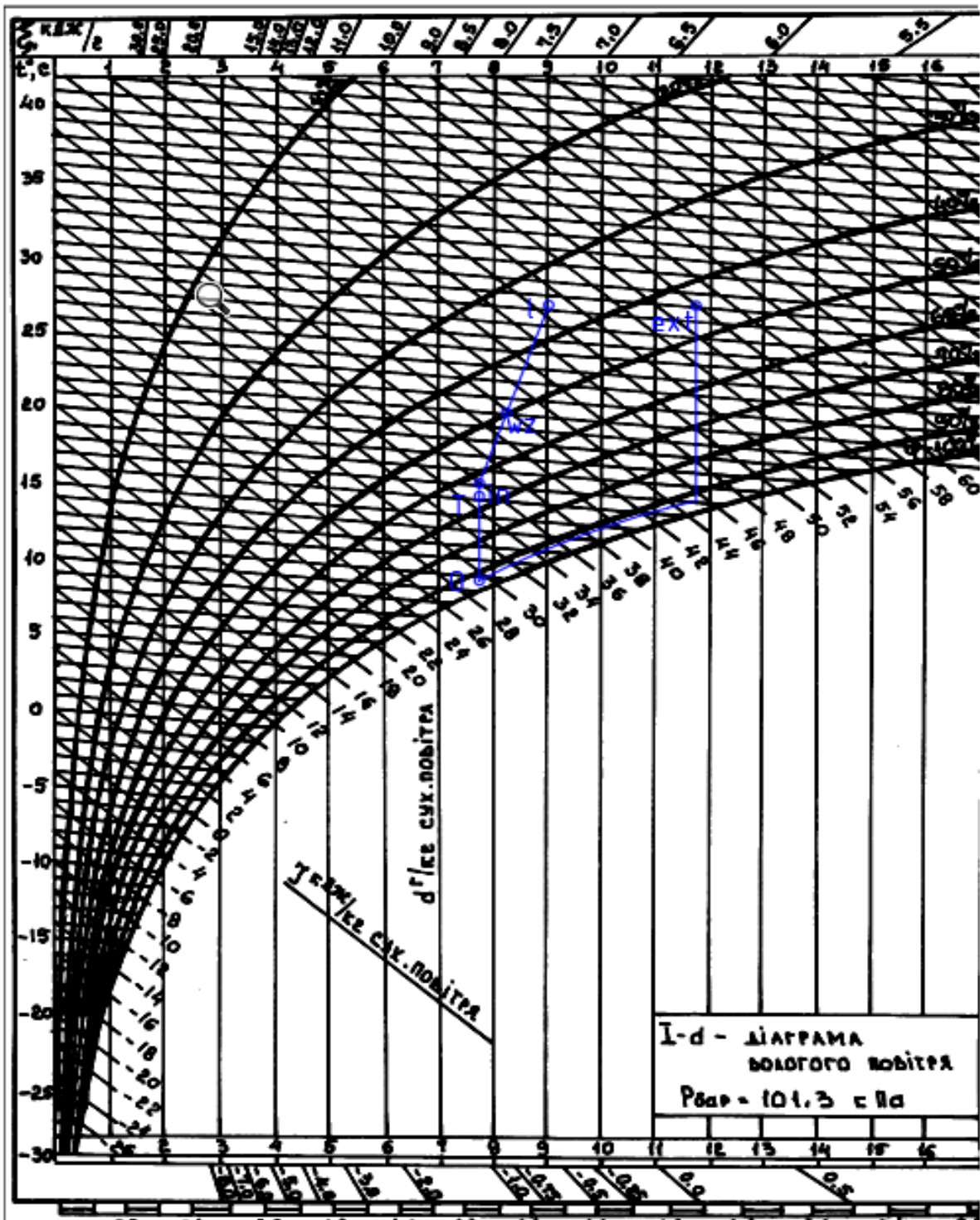


Рисунок 2.1 ID діаграма для ТП

Для інших систем розрахунок проводиться аналогічно.

2.2 Розробка системи вентиляції

Для забезпечення повітрообміну в приміщеннях об'єкта передбачено встановлення припливно-витяжних установок. Для спортивно-хореографічної зали прийнято установку Вентс AirVENTS CFV 3500 (ПВ2) з витратою повітря 2000 м³/год. Для кухні закладу громадського харчування передбачено

					Ар
					20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

установку Вентс AirVENTS CFV 6000 (ПВ3) з витратою повітря 5300 м³/год, при цьому повітрообмін визначено за максимально необхідним значенням — за теплонадлишками. Для кухні кафе-бару використовується установка CROSSSTAR CS4 (ПВ4) з витратою повітря 5800 м³/год. У залі прийому їжі передбачено установку CROSSSTAR CS3 (ПВ5) з витратою повітря 3950 м³/год. Для верхньої та нижньої зал прийнято установку Вентс AirVENTS CFH 9000 (ПВ6) з витратою повітря по 3950 м³/год для кожного приміщення.

Для всіх зазначених приміщень застосовуються припливно-витяжні установки з пластинчастими рекуператорами з коефіцієнтом корисної дії 40 %, що дозволяє зменшити витрати теплової енергії на нагрів припливного повітря. Усі припливно-витяжні установки розміщені в приміщенні вентиляційної камери на цокольному поверсі будівлі на відмітці -4,000, що забезпечує зручність обслуговування обладнання та оптимізацію трасування повітроводів.

$$Q=L3600\cdot\rho\cdot c_p\cdot\Delta T$$

Після визначення витрат повітря для вентиляційних систем виконується розрахунок теплової потужності водяних калориферів, необхідної для нагріву припливного повітря до розрахункової температури. При цьому на першому етапі враховується робота пластинчастого рекуператора, в якому відбувається попередній підігрів припливного повітря за рахунок тепла витяжного повітря. Таким чином, температура повітря після рекуператора підвищується, що дозволяє зменшити необхідну теплову потужність калорифера.

Розрахунок виконується з урахуванням температури повітря після теплообмінника та проводиться відповідно до вимог ДБН В.2.5-67:2013. Основою розрахунку є залежність:

де Q — теплова потужність калорифера, кВт;

L — масова витрата повітря, кг/с;

									Ар
									21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

ρ — питома теплоємність повітря (приймається 1.005 кДж/(кг·°C));

t_{cp} — температура припливного повітря, °C;

ΔT — різниця температура повітря, °C.

Розрахунок виконується для кожної припливно-витяжної установки окремо. Отримані значення теплової потужності калориферів для систем ПВ1–ПВ6 наведені у таблиці та враховують попередній підігрів повітря в рекуператорі. В ХП:

Таблиця 2.7 Витрати ПВУ, параметри повітря та холодильна потужність калориферів систем вентиляції

Установка	Витрата L, м³/год	Витрата, м³/с	Маса, кг/с	ΔT , °C	Потужність калорифера, кВт
ПВ1	7000	1.944	2.333	25,2	58.8
ПВ2	2000	0.556	0.667	25,2	16,8
ПВ3	5300	1.472	1.766	25,2	44.5
ПВ4	5800	1.611	1.933	25,2	48.7
ПВ5	6100	1.694	2.033	25,2	51.3
ПВ6	7900	2.194	2.633	25,2	66.4

В ТП:

Таблиця 2.8 Параметри ПВУ та холодильна потужність калориферів систем вентиляції

Установка	Витрата L, м³/год	Потужність на холод, кВт
ПВ1	7000	39.7
ПВ2	2000	11,3
ПВ3	5300	30,1
ПВ4	5800	32.9
ПВ5	6100	34.6
ПВ6	7900	44.8

У приміщенні книжкового магазину було встановлено ПВУ Вентс ВУТ 3500 ПБ ЕС (ПВ-7) для забезпечення належного повітрообміну та підтримки комфортного мікроклімату в приміщенні. Система використовує зовнішній блок теплового насосу, що працює як у режимі охолодження, так і в режимі обігріву. Його холодопродуктивність становить 10,4 кВт, що ефективно знижує температуру повітря, що подається влітку. У режимі обігріву забезпечує потужність 20,2 кВт, гарантуючи приємний мікроклімат у приміщенні навіть за низьких температур зовнішнього повітря. Така конфігурація забезпечує оптимальне поєднання енергоефективності, стабільності роботи та відповідності вимогам до мікроклімату у громадських будівлях.

У приміщеннях орендаря спортивного залу, а саме в роздягальнях та на ресепшені, встановлено ПВУ Вентс ВУТ 3500 ПБ ЕС (ПВ-8). Він забезпечує ефективний повітрообмін, підтримуючи комфортний мікроклімат та видаляючи надмірну вологість та запахи, що особливо важливо для приміщень інтенсивного використання. У системі використовується фреоновий калорифер, який працює як у режимі охолодження, так і в режимі обігріву. Його холодопродуктивність становить 8,7 кВт, що дозволяє знизити температуру повітря, що подається влітку, а теплопродуктивність — 16,8 кВт, що забезпечує підтримку комфортних умов у холодну пору року. Така конфігурація обладнання поєднує в собі енергоефективність, стабільну роботу та відповідність вимогам до мікроклімату в громадських будівлях, гарантуючи надійну роботу навіть за значних коливань температури зовнішнього повітря.

С/В різних орендарів об'єкту обладнані незалежними витяжними системами, що забезпечують ефективне видалення повітря, що застоюлося, і підтримання оптимальної гігієни. Кожна ванна кімната має власний вентилятор, що дозволяє незалежно керувати системою і таким чином запобігає перетіканню забрудненого повітря між приміщеннями. Крім того, кожен орендар оснащений зворотним клапаном, що запобігає циркуляції повітря з одного С/В в інший, тим самим запобігаючи поширенню запахів і

									Ар
									23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

забезпечуючи ізоляцію повітряних потоків. Ця система вентиляції гарантує комфорт, енергоефективність та відповідність санітарним нормам для багатофункціональних будівель.

В нижній залі та зоні прийому їжі були передбачені щілинні дифузори, що створюють повітряний бар'єр, що перешкоджає проникненню повітря із зон приготування їжі до зон де знаходяться відвідувачі. Ця система розподілу повітря ефективно розділяє робочу та зону прийому їжі, зменшує поширення запахів та тепла з кухні, забезпечує комфортний мікроклімат в залах та відповідає санітарним нормам та правилам безпеки. Використання щілинних дифузорів у системі вентиляції створює стабільний повітряний бар'єр, ізолюючи кухонні зони від зон обслуговування клієнтів і тим самим гарантуючи якість повітря, енергоефективність та комфорт у приміщенні.

Подача тепла та холоду до ПВУ здійснюється водяною мережею від приміщення ІТП, що забезпечує стаціонарну подачу теплоносія та холодоносія. Кожен вузол підключення обладнаний комбі-клапаном з електроприводом, який автоматично регулює витрату теплоносія або холодоагенту в залежності від потреб установки, фільтрами для очищення робочого середовища від механічних домішок, запірними клапанами для можливості відключення окремих ділянок системи під час технічного обслуговування або ремонту, а також лічильниками теплової та холодильної енергії Multical. Така конфігурація дозволяє системі працювати стабільно та енергоефективно, забезпечує надійність експлуатації та дозволяє здійснювати детальний моніторинг енергоспоживання, що особливо важливо для багатофункціональних будівель з кількома користувачами.

									Ар
									24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

РОЗДІЛ 3
РОЗРОБКА СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Студент / Юзьков Д.В. /

Консультант / _____ /

						Ар
						25
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

3.1 Розрахунок тепловтрат

Для проектування системи опалення необхідно визначити тепловтрати будівлі з урахуванням кліматичних умов та характеристик огорожувальних конструкцій. Відповідно до ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 «Будівельна кліматологія» у Києві для визначення різниці між температурою всередині та зовні приміщень використовується розрахункова температура зовнішнього повітря $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$. Розрахунок враховує тепловтрати через вікна, стіни, дах, підлогу, елементи будівлі, що контактують із ґрунтом, а також через неопалювані приміщення, інфільтрацію, вентиляцію та мінімальний повітрообмін. Також враховується тепловіддача допоміжних систем опалення. Загальне теплове навантаження є сумою втрат через огорожувальні конструкції будівлі, інфільтрацію, вентиляцію, теплові мости та додаткові джерела тепла. Це дозволяє отримати реалістичні значення та забезпечити правильний вибір обладнання для стабільної роботи навіть за умов сильного холоду. Тепловтрати приміщень через огорожувальні конструкції будівлі розраховуються за такою формулою:

$$\Phi_{T,i} = (HT_{ie} + HT_{iue} + HT_{ir} + HT_{ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e), [\text{Вт}],$$

де HT_{ie} — характеристика трансмісійних тепловтрат через огорожувальні конструкції приміщення назовні, HT_{iue} — характеристика тепловтрат опалювального приміщення через неопалювальне приміщення назовні, HT_{ir} — характеристика тепловтрат через огорожувальні конструкції приміщення у ґрунт, а HT_{ij} — характеристика тепловтрат опалювального приміщення через огорожувальну конструкцію до суміжного опалювального приміщення з іншою розрахунковою температурою. Різниця температур $(\theta_{int,i} - \theta_e)$ враховує різницю між внутрішнім повітрям приміщення та зовнішнім середовищем.

Осьові розміри будівлі, її орієнтація відносно сторін світу та додаткові тепловтрати, виражені як сума коефіцієнтів $\Sigma\beta$, повинні бути вказані безпосередньо на плані. Це дозволяє всебічно врахувати геометричні параметри, вплив орієнтації на сонячне випромінювання та тепловий баланс, а

									Ар
									26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$V_i = \max(V_{inf,i}, V_{min,i}),$$

де інфільтраційна складова:

$$V_{inf,i} = 2 \cdot v_i \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i,$$

а мінімальна витрата для нежитлових та невиробничих приміщень:

$$V_{min,i} = Q_{tot} = n \cdot q_p + S \cdot q_B.$$

Додаткова компенсаційна теплова потужність для системи періодичного опалення визначається як:

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH} [\text{Вт}].$$

Проектне теплове навантаження будівлі визначається за формулою:

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} + \sum \Phi_{RH,i} [\text{Вт}].$$

За спрощеною методикою загальні тепловтрати приміщення обчислюються як:

$$\Phi_i = (\Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}) \cdot f_{\Delta\theta,i} [\text{Вт}],$$

де трансмісійні тепловтрати визначаються як:

$$\Phi_{T,i} = \sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) [\text{Вт}].$$

Вентиляційні тепловтрати за спрощеною методикою:

$$\Phi_{V,i} = 0,34 \cdot V_{min,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e) [\text{Вт}].$$

Визначення теплової потужності системи опалення будівлі за спрощеною методикою виконується за формулою:

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} + \sum \Phi_{RH,i} [\text{Вт}].$$

Розрахунок теплових характеристик огорожувальних конструкцій будівлі провадиться з використанням програмного забезпечення OZC 7.0, яке визначає теплові властивості будівлі та її окремих приміщень. Оскільки зовнішні стіни контактують як із внутрішнім, так і зовнішнім простором, розрахунки виконуються в найбільш несприятливих кліматичних умовах. У Києві температура -22°C вважається найхолоднішим п'ятиденним періодом. Розрахунок визначає кількість тепла, що втрачається зсередини назовні через огорожувальні конструкції будівлі. Додатково було розраховано потужність

									Ар
									28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

системи опалення при нижчих температурах для розробки техніко економічного розрахунку.

Крім того, враховуються тепловтрати через різницю температур між внутрішніми приміщеннями, оскільки тепло може передаватися між суміжними зонами з різною температурою. З урахуванням усіх внутрішніх та зовнішніх тепловтрат розраховуються тепловтрати кожного окремого приміщення. Це дозволяє провести комплексну оцінку енергоефективності будівлі та правильно вибрати системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря (ОВК). Розрахунок тепловтрат див. додаток 3.

3.2 Підбір насосного обладнання

Гідравлічний розрахунок системи опалення виконується з використанням програмного комплексу KAN.SET. Див. додаток 2. У процесі розрахунку визначається статичний тиск у циркуляційних петлях, що проходять через горизонтальні гілки контрольно-вимірювальних приладів на третьому поверсі будівлі, у найбільш віддаленій точці системи.

Для забезпечення гідравлічної стійкості системи під час статичного балансування прийнято умову, за якою втрати тиску в секціях контрольно-вимірювальних приладів повинні становити не менше 70% від загальних втрат тиску в головному циркуляційному контурі. Відповідно, мінімальні втрати тиску в найбільш навантаженій секції контрольно-вимірювальних приладів на третьому поверсі повинні становити не менше 0,7 від загальних втрат тиску в головному контурі.

Розрахунок природного тиску у циркуляційних кільцях системи опалення виконується за формулою

$$\Delta P_{\text{пр.і}} = g \cdot h_i \cdot (\rho_o - \rho_r),$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — прискорення вільного падіння, h_i — вертикальна відстань між центром нагрівання води та центром охолодження води в опалювальних приладах горизонтальної приладової вітки і-го поверху, м, а

						Ар
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\rho_o - \rho_r$ — різниця густини охолодженої та гарячої води в системі опалення, кг/м³.

Дана формула показує, що тиск, який створюється природним в системі виникає за рахунок різниці густин теплоносіїв при нагріванні та охолодженні, а також залежить від висоти розташування приладів. Чим більша різниця температур та чим вища висота між точками, тим більший створюється природний тиск забезпечуючи циркуляцію теплоносія в системі.

Тиск насоса для системи опалення визначається за наступними формулами:

$$P_n = 1.1 \cdot (\Delta P_{co} - 0.7 \cdot P_e),$$

де ΔP_{co} — сумарні гідравлічні втрати тиску в системі опалення, а P_e — максимальний природний (гравітаційний) тиск, що зменшує необхідний напір насоса. Коефіцієнт **1.1** додає 10% резерву на неточності та експлуатаційні відхилення, а множник **0.7** враховує частку природного тиску, яка ефективно компенсує втрати в основному циркуляційному кільці.

Максимальний природний тиск обчислюється як

$$P_e = 10^{-3} \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot (H_{\max ,o/n} - H_{ит}),$$

де $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ — прискорення вільного падіння, $\beta = 0.624 \text{ кг}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$ — середній приріст об'ємної маси води при охолодженні на **1°C** в інтервалі температур 50–45 °С, Δt — розрахункова різниця температур подаючого та зворотного трубопроводів, °С, $H_{\max ,o/n}$ — відмітка найвіддаленішого опалювального приладу по вертикалі від джерела теплоти, м, $H_{ит}$ — відмітка джерела теплоти, м. Формула для P_e враховує різницю густин гарячої й охолодженої води (через $\beta \cdot \Delta t$) та висотний перепад між джерелом теплоти і найвищою точкою контуру, що створює природну циркуляційну рушійну силу.

									Ар
									30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

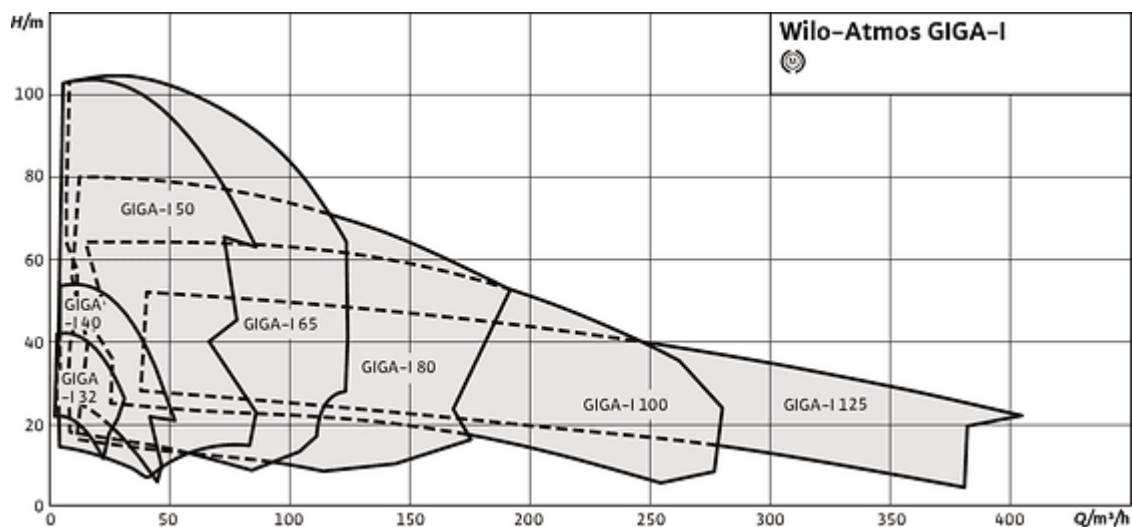


Рисунок 3.1 Крива роботи насосного обладнання GIGA-I системи опалення

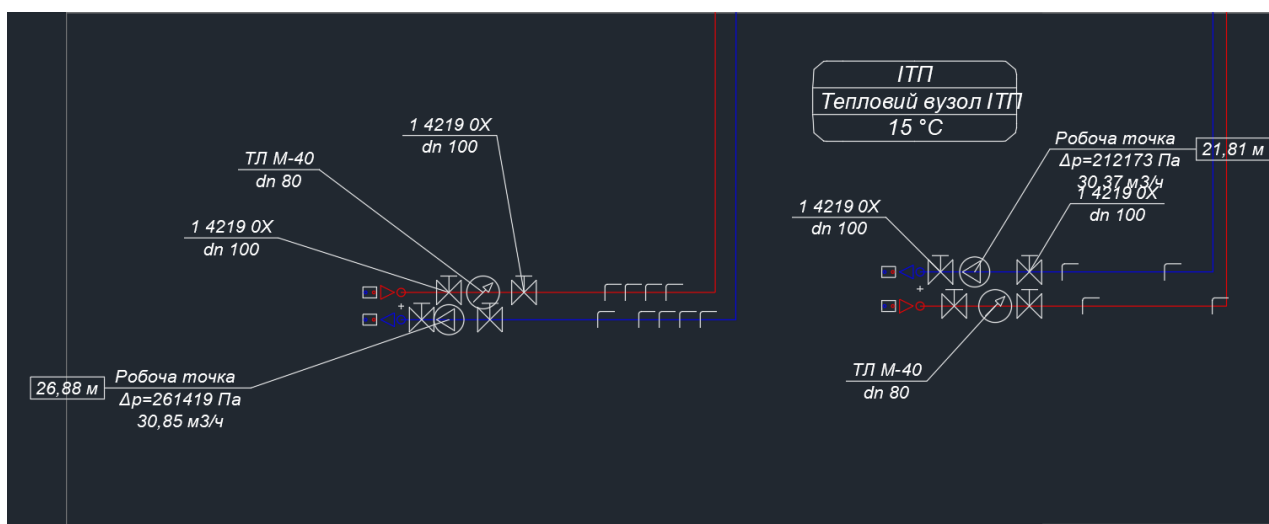


Рисунок 3.2 Фрагмент гідравлічного розрухунку системи опалення в програмному забезпеченні KAN SET 7.2

3.3 Розробка системи опалення

Система опалення призначена для забезпечення комфортного мікроклімату в будівлі в холодну пору року, підтримки температури в приміщенні в межах визначених параметрів та гарантування належного функціонування будівлі. Її основна функція полягає в компенсації втрат тепла через зовнішні конструкції, вентиляцію та інфільтрацію холодного повітря.

Ця система опалення забезпечує підтримку регульованого рівня температури та вологості відповідно до вимог стандарту ДБН В.2.5-67:2013, створюючи таким чином оптимальні умови комфорту для мешканців будівлі,

						Ар
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

персоналу та видів діяльності, незалежно від їхньої функції. Окрім теплового комфорту, система опалення відіграє вирішальну роль у захисті будівлі та її технічних мереж від негативного впливу холоду, запобігаючи надмірному охолодженню конструкції, конденсації та замерзанню труб та обладнання.

Система опалення є невід'ємною частиною системи технічного забезпечення будівлі та працює разом із системами вентиляції, опалення та автоматизації. Використання сучасного високоенергоєфективного обладнання, автоматичного регулювання та погодозалежного управління оптимізує споживання теплової енергії, забезпечує стабільну роботу системи та підвищує загальну енергоєфективність будівлі.

Система опалення будівлі має два стояки, для зниження статичного тиску по висоті труби для того, щоб в опалювальних приладах не було прориву. Трубопроводи KAN Steel, відомі своєю високою міцністю довговічністю та простотою в монтажі, ці трубопроводи ізолювані тепловою ізоляцією зі вспіненого каучуку K-Flex. Попередньо ізолювані горизонтальні трубопроводи KAN Ultraline з'єднують колектори з опалювальними приладами, мінімізуючи втрати тепла та спрощуючи монтаж. На розподільчих вузлах передбачено розміщення фільтрів для видалення із теплоносія механічних домішок перед потріпанням в опалювальний прилад, балансувальними клапанами для регулювання гідравліки в контурі та запірними клапанами для ізоляції окремих гілок за потреби. Автоматичні повітроспускники в найвищих точках системи запобігають утворенню повітряних скупчень, а крани в найнижчих точках дозволяють спуск теплоносія під час технічного обслуговування або в надзвичайних ситуаціях.

Однотрубна вертикальна система опалення була широко поширена у багатоповерхових будівлях радянського періоду завдяки простоті монтажу, мінімальній кількості трубопроводів та відносно низькій вартості реалізації. Така схема передбачала послідовне проходження теплоносія через опалювальні прилади, розташовані на різних поверхах будівлі, що дозволяло

									Ар
									32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

спростити конструкцію системи та зменшити витрати матеріалів під час будівництва.

Однак сьогодні однотрубне вертикальне проведення вважається морально і технічно застарілим і практично не використовується в сучасному будівництві. Головним недоліком такої системи є неможливість ефективного індивідуального регулювання теплопередачі опалювальних приладів, оскільки температура теплоносія безпосередньо залежить від розташування приладу в стояку. В результаті верхні або розташовані ближче до джерела тепла прилади отримують більш високу температуру теплоносія, у той час як у нижніх або віддалених приміщеннях температура може бути недостатньою, що призводить до нерівномірного обігріву будівлі та зниження рівня теплового комфорту.

Додатковим недоліком є складність модернізації та реконструкції системи. Встановлення сучасних термостатів, індивідуальних теплोलічильників або підключення нових опалювальних приладів у більшості випадків потребує суттєвого перепроектування всієї системи опалення. Крім того, відсутність повного гідравлічного балансування та автоматичного регулювання призводить до перевитрати теплової енергії та зниження загальної енергоефективності будівлі.

У сучасному проектуванні перевага надається двотрубним горизонтальним системам опалення або колекторним схемам розподілу теплоносія. Такі системи забезпечують рівномірний розподіл тепла між усіма приміщеннями, можливість індивідуального регулювання температури у кожному приміщенні, точний облік споживання теплової енергії та підвищення енергоефективності. Використання сучасних схем дозволяє створити комфортні умови експлуатації будівлі, знизити енергоспоживання та забезпечити відповідність чинним нормативним вимогам у галузі енергозбереження та інженерного забезпечення будівель. Danfoss розробила сучасне технічне рішення для модернізації однотрубних систем опалення. Це рішення долає їх традиційні недоліки та забезпечує ефективне регулювання

						Ар
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплопередачі від опалювальних агрегатів. Воно засноване на використанні автоматичних балансувальних клапанів АВ-QM у поєднанні з термоелектричними приводами та автоматичною системою керування. Ця система забезпечує динамічне регулювання потоку теплоносія у стояках відповідно до теплового навантаження.

Запропонована технологія, яка називається АВ-QTE, дозволяє перетворити звичайну однотрубну систему опалення з постійним потоком теплоносія в систему зі змінним гідравлічним потоком. Завдяки автоматичному регулюванню потоку гарантується стабільна робота опалювальних агрегатів незалежно від положення в стояку, що призводить до більш рівномірного розподілу тепла між поверхами і приміщеннями будівлі.

Це рішення значно знижує втрати енергії в системі, надає можливість індивідуального регулювання температури у приміщеннях та підвищує загальну енергоефективність будівлі. Крім того, динамічне балансування допомагає стабілізувати втрати тиску в системі, знизити рівень шуму в трубах та підвищити надійність обладнання.

Таким чином, навіть у застарілих однотрубних вертикальних системах опалення завдяки сучасним технологічним рішенням від Danfoss можна досягти сучасного рівня теплового комфорту, автоматизації та енергозбереження без необхідності повної заміни системи.

Системи опалення квартир з розподільчими колекторами призначені для індивідуального постачання тепла до кожної квартири та дозволяють індивідуальне регулювання параметрів опалення. У цих системах центральний колектор служить розподільчою точкою для теплоносія, до якого окремими трубами підключаються радіатори, конвектори або інші опалювальні прилади.

Система розподілу тепла забезпечує рівномірний розподіл теплоносія по всіх контурах, спрощує монтаж труб та полегшує експлуатацію та обслуговування. Крім того, ця система дозволяє ремонтувати або замінювати окремі компоненти без переривання опалення всієї будівлі.

									Ар
									34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

РОЗДІЛ 4
РОЗРОБКА СИСТЕМИ ТЕПЛОХОЛОДОПОСТАЧАННЯ
ОРЕНДАРІВ

Студент / Юзьков Д.В. /

Консультант / _____ /

									Ар
									36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

4.1 Розрахунок теплонадходжень

Для точного проектування системи теплохолодопостачання для орендарів першого, другого поверху важливо розрахувати теплонадходження в теплий період року та тепловтрати в холодний період року. Розрахунки тепловтрат в холодний період року наведено в Додатку 3. Влітку теплонадходження необхідно визначати від їх основних джерел основних джерел: людьми, виходячи з їхньої кількості, активності та одягу; освітлення, сонячної інсоляції, яке залежить від орієнтації та площі поверхні вікон та стін та обладнання всередині приміщення, яке виробляє тепло під час роботи. Такий комплексний підхід надає точні дані про потрібні холодильні навантаження приміщень, забезпечуючи таким чином вибір відповідної кількості обладнання та точну оцінку річного споживання енергії.

Повна кількість теплоти що надходить від людей, визначається за формулою:

$$Q_{л}^{hf} = \sum_{i=1}^n q_i^{hf} \cdot n_i$$

n_i — люд - кількість робітників;

q_i^{hf} — питома виділення повної теплоти однією людиною, Вт/люд:

Явна кількість теплоти що надходить від людей, визначається за формулою:

$$Q_{л} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot n_i$$

n_i — люд - кількість робітників;

q_i - питома виділення явної теплоти однією людиною, Вт/люд:

Розрахунок виконуємо в табличному вигляді.

Таблиця 4.1 Теплонадходження від людей

Приміщення	Період	Кіл-ть людей, люд	Питома теплонадходження, Вт/люд		Сумарні теплонадходження, Вт/люд	
			явні	повні	явні	повні
Спортивна зала 01	ТП	50	140	300	<u>7000</u>	<u>15000</u>
	ХП	50	130	290	<u>6500</u>	<u>14500</u>
Спортивна зала 02	ТП	35	140	300	<u>4900</u>	<u>10500</u>
	ХП	35	130	290	<u>4550</u>	<u>10150</u>

						Ар
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кухня закладу громадського харчування	ТП	14	140	300	<u>1960</u>	<u>4200</u>
	ХП	14	130	290	<u>1820</u>	<u>4060</u>
Кухня кафе-бару	ТП	11	140	300	<u>1540</u>	<u>3300</u>
	ХП	11	130	290	<u>1430</u>	<u>3190</u>
Кальянна зала	ТП	46	140	300	<u>6440</u>	<u>13800</u>
	ХП	46	130	290	<u>5980</u>	<u>13340</u>
Зона приготування кальянна	ТП	4	140	300	<u>560</u>	<u>1200</u>
	ХП	4	130	290	<u>520</u>	<u>1160</u>
Верхня зала	ТП	58	140	300	<u>8120</u>	<u>17400</u>
	ХП	58	130	290	<u>7540</u>	<u>16820</u>
Нижня зала	ТП	24	140	300	<u>3360</u>	<u>7200</u>
	ХП	24	130	290	<u>3120</u>	<u>6960</u>
Книжковий магазин	ТП	26	140	300	<u>3640</u>	<u>7800</u>
	ХП	26	130	290	<u>3380</u>	<u>7540</u>
Зона відпочинку	ТП	5	140	300	<u>700</u>	<u>1500</u>
	ХП	5	130	290	<u>650</u>	<u>1450</u>
Спортивно-хореографічний зал	ТП	22	140	300	<u>3080</u>	<u>6600</u>
	ХП	22	130	290	<u>2860</u>	<u>6380</u>

Теплонадходження від освітлення визначаємо за формулою:

$$Q_{осв} = F \cdot E \cdot q_{осв} \cdot \eta_{осв}$$

F— м² - площа підлоги приміщення;

E— лк - освітленість приміщення;

q_{осв}-Вт/м² - питомі виділення теплоти;

η_{осв}-коефіцієнт, що враховує надходження теплоти в робочу зону;

Розрахунок виконуємо в табличному вигляді.

Таблиця 4.2 Теплонадходження від освітлення

Приміщення	Період	F, м ²	E, лк	q _{осв} , Вт/м ²	η _{осв}	Q _{осв} , Вт
Спортивна зала 01	ТП,	188,0	150	0,166	0,55	2575
	ХП					
Спортивна зала 02	ТП,	143	150	0,166	0,55	1958
	ХП					

						Ар
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Хліборізка

$$N_v = 0,4 \text{ кВт} \quad k_{\text{п}} = 0,8 \quad \eta_{\text{д}} = 0,86$$

$$k_c = 0,5 \quad k_t = 0,9$$

$$Q_{\text{заг.уст}} = 1000 * 0,37 * 0,5 * (1 - 0,75 * 0,86 + 0,9 * 0,75 * 0,86) = 173,1 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{заг.уст}} = 173,1 \text{ Вт}$$

Зводимо теплонадходження від устаткування в загальну таблицю

Таблиця 4.2 Загальні теплонадходження в приміщення

Приміщення	Джерело теплонадходжень	Теплонадходження, Вт			
		Теплий період		Холодний період	
		явні	повні	явні	повні
<u>Спортивна зала 01</u>	Люди	7000	15000	6500	15000
	Освітлення	2575	2575	2575	2575
	Обладнання	42295	42295	42295	42295
	Інше	2950	2950	1200	1200
Всього:		<u>54820</u>	<u>62820</u>	<u>52570</u>	<u>61070</u>
<u>Спортивна зала 02</u>	Люди	4900	10500	4550	10500
	Освітлення	1958	1958	1958	1958
	Обладнання	16454	16454	16454	16454
	Інше	3450	3450	1600	1600
Всього:		<u>26765</u>	<u>32365</u>	<u>24565</u>	<u>30515</u>
<u>Спортивно-хореографічний зал</u>	Люди	3080	6600	2860	6600
	Освітлення	794	794	794	794
	Обладнання	0	0	0	0
	Інше	3150	3150	2500	2500
Всього:		<u>7025</u>	<u>10545</u>	<u>6155</u>	<u>9895</u>
<u>Кухня закладу громадського харчування</u>	Люди	1960	4200	1820	4200
	Освітлення	561	561	561	561
	Обладнання	9528	9528	9528	9528
	Інше	13030	17740	13030	20880
Всього:		<u>25080</u>	<u>32030</u>	<u>24940</u>	<u>35170</u>
<u>Кухня кафе-бару</u>	Люди	1540	3300	1430	3300
	Освітлення	616	616	616	616
	Обладнання	13481	13481	13481	13481
	Інше	24060	27980	24060	30600
Всього:		<u>39700</u>	<u>45380</u>	<u>39590</u>	<u>48000</u>

										Ар
										40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

<u>Кальянна зала</u>	Люди	6440	13800	5980	13800
	Освітлення	3081	3081	3081	3081
	Обладнання	8000	8000	8000	8000
	Інше	11938	11938	10438	10438
Всього:		<u>29460</u>	<u>36820</u>	<u>27500</u>	<u>35320</u>
<u>Зона приготування кальянна</u>	Люди	560	1200	520	1200
	Освітлення	178	178	178	178
	Обладнання	6400	6400	6400	6400
	Інше	16750	19880	16750	21980
Всього:		<u>23890</u>	<u>27660</u>	<u>23850</u>	<u>29760</u>

4.2 Розробка системи теплохолодопостачання

У приміщеннях орендарів як спосіб опалення та охолодження використовуються фанкойли Galletti ACQVARIA, які поєднують у собі функції обігріву та охолодження в залежності від періода року, забезпечуючи підтримку комфортного мікроклімату у будь-яку пору року. Використання фанкойлів дозволяє ефективно регулювати температуру в окремих приміщеннях завдяки комплекту автоматики яка йде в комплекті, знижувати енергоспоживання за рахунок оптимальної роботи системи, забезпечувати швидку реакцію на зміни теплових навантажень та інтегрувати систему опалення та кондиціонування в єдину мережу. Фанкойли Alletti ACQVARIA відрізняються компактними розмірами, низьким рівнем шуму та високою надійністю, що робить їх оптимальним рішенням для громадських та комерційних приміщень, де важливі комфорт, енергоефективність та довговічність обладнання.

В проекті використовуються трубопроводи за ДСТУ 8943:2019 Труби сталеві електрозварні [7] та за ДСТУ 8936:2019 Труби сталеві водогазопровідні [8].

Усі трубопроводи покриваються тепловою ізоляцією згідно СНиП 2.04.14-88 Теплова ізоляція обладнання і трубопроводів[6].

Для підключення фанкойлів у системі теплохолодопостачання використовується вузол HerzCON, який призначений для простого та

						Ар
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

надійного монтажу обладнання з міжосьовою відстанню 65 мм. Такий вузол забезпечує компактність, зручність у встановленні та обслуговуванні, а також оптимальну гідравлічну ув'язку фанкойлів із системою. Використання HerzCON дозволяє мінімізувати кількість монтажних операцій, зменшити ризик помилок під час підключення та забезпечити стабільну роботу приладів у режимах опалення й охолодження.

Для підключення фанкойлів до мережі виконується за допомогою вузла HerzCON, який дає змогу забезпечити нам простий та надійний монтаж арматури і виконує одразу декілька важливих функцій. Він дозволяє здійснювати і балансування, промивку та відключення окремих фанкойлів від системи, має байпас для промивки відповідно до стандарту BSRIA/BG29/2011, а корпуси всіх клапанів і кранів виготовлені з латуні, стійкої до селективної цинкової корозії. HerzCON призначений для використання в системах опалення та кондиціонування і включає: комбі-клапан марки 4006 M SMART, багатофункціональні кульові крани HERZ, сітчастий фільтр зі зливним краном 2512 та ізоляційний бокс чорного кольору.

Проект також передбачає встановлення водяних повітряних завіс для орендарів, які захищають внутрішні простір приміщення від проникнення холодного зовнішнього повітря при відкритті дверей. Ці завіси створюють рівномірний потік теплого повітря, утворюючи бар'єр між зовнішнім та внутрішнім середовищем, тим самим зменшуючи втрати тепла взимку та надходження тепла влітку. Використання водяних повітряних завіс допомагає підтримувати стабільний мікроклімат у приміщенні, підвищує енергоефективність системи в цілому, а також забезпечує комфорт відвідувачів та персоналу. Крім того, їх інтеграція в загальну систему опалення будівлі робить їх оптимальним рішенням для комерційних та громадських закладів.

										Ар
										42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Таблиця 4.3 Експлікація обладнання системи теплохолодопостачання орендарів

HerzCON			Номерація	Q _T	Q _x	Налаштування вентилятора
Вузол підключення		Кіль.	FC.1.1	6200 Вт	9000 Вт	AQ60-60
DN20 HF, n=20%		2	FC.1.2	1200 Вт	9860 Вт	AQ60-80
DN20 HF, n=25%		2	FC.1.3	1200 Вт	9860 Вт	AQ60-80
DN20 HF, n=35%		1	FC.1.4	1200 Вт	9860 Вт	AQ60-80
DN20 HF, n=45%		4	FC.1.5	1200 Вт	9860 Вт	AQ60-80
DN20 HF, n=60%		2	FC.1.6	1200 Вт	9860 Вт	AQ60-80
DN20 HF, n=65%		5	FC.1.7	1500 Вт	3150 Вт	AQ30-60
DN25 dn25, n=80%		1	FC.1.8	1500 Вт	1700 Вт	AQ30-40
DN25 dn25, n=90%		2	FC.1.9	1500 Вт	1700 Вт	AQ30-40
DN25 dn25, n=65%		4	FC.1.10	6000 Вт	6000 Вт	AQ60-50
DN25 dn25, n=90%		3	FC.1.11	6000 Вт	6000 Вт	AQ60-50
DN32 dn32, n=70%		5	FC.2.1	2500 Вт	6670 Вт	AQ60-60
			FC.2.2	2500 Вт	6670 Вт	AQ60-60
			FC.2.3	2500 Вт	6670 Вт	AQ60-60
			FC.2.4	2500 Вт	6670 Вт	AQ60-60
			FC.2.5	1500 Вт	2165 Вт	AQ30-40
			FC.2.6	1500 Вт	2165 Вт	AQ30-40
			FC.2.7	1100 Вт	6270 Вт	AQ60-60
			FC.2.8	1100 Вт	6270 Вт	AQ60-60
			FC.2.9	1100 Вт	6270 Вт	AQ60-60
			FC.2.10	1100 Вт	6270 Вт	AQ60-60
			FC.2.11	1100 Вт	6270 Вт	AQ60-60
			FC.2.12	2700 Вт	4200 Вт	AQ60-20
			FC.2.13	2700 Вт	4200 Вт	AQ60-20
			FC.2.14	2700 Вт	4200 Вт	AQ60-20
			FC.2.15	2700 Вт	4200 Вт	AQ60-20

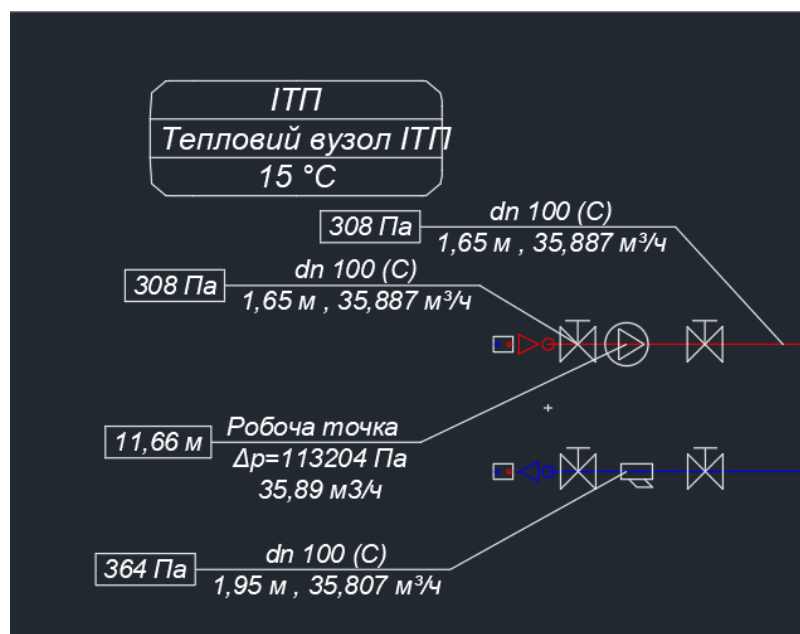


Рисунок 4.1 Підбір насосного обладнання системи теплохолодопостачання орендарів

РОЗДІЛ 5
*ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗ ВИБОРУ ДЖЕРЕЛА
ТЕПЛОТИ*

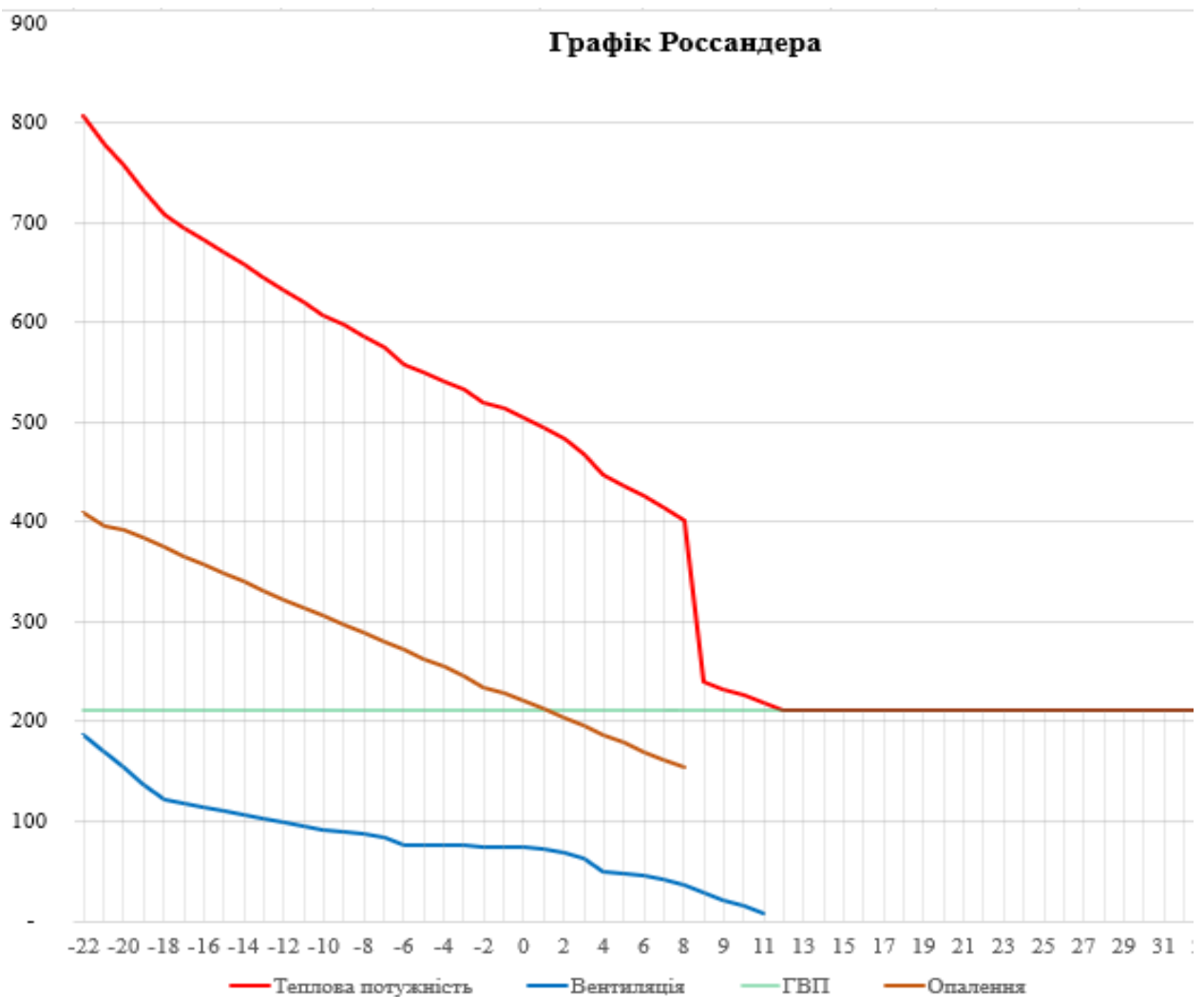
Студент / Юзьков Д.В. /

Консультант / _____ /

						Ар
						44
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

5.1 Техніко-економічний аналіз джерела теплоти

У цій роботі розглядаються різні варіанти вибору джерел тепла, кожен з яких має свої характеристики, переваги та недоліки. Вибір джерела теплоти для великого житлового комплексу не може ґрунтуватися на одному критерії, оскільки кожен варіант має переваги та недоліки, що виявляються по-різному залежно від умов експлуатації. Тому проводиться ретельний аналіз, що охоплює технічні, економічні, екологічні та експлуатаційні аспекти кожного джерела тепла. Такий підхід дозволяє не лише визначити сильні сторони кожного рішення, а й виявити обмеження та потенційні ризики, які можуть вплинути на його ефективність у конкретних умовах. Діаграма Россандера, що показує теплову потужність, представлена на рисунку .



У цьому аналізі оцінюються інвестиційні (капітальні) витрати, пов'язані з придбанням та монтажем обладнання, а також подальші експлуатаційні витрати, пов'язані зі споживанням електроенергії, технічним обслуговуванням, паливом та ремонтом. Технічні характеристики також мають важливе значення, включаючи надійність, довговічність, ефективність та можливість інтеграції з існуючими системами. Особлива увага приділяється екологічним показникам, таким як рівень шкідливих викидів та вплив на навколишнє середовище, які особливо важливі з урахуванням сучасних вимог до енергоефективності та сталого розвитку країни.

Крім того, враховуються зовнішні фактори, такі як доступність та стабільність енергопостачання, тарифна політика, кліматичні умови та специфічні характеристики даного об'єкта, для якого обирається джерело генерації теплоти. Даний комплексний підхід дозволить всебічно порівняти усі варіанти, оцінити їх переваги та недоліки, а також обґрунтувати вибір найбільш відповідного джерела тепла, що забезпечує оптимальне поєднання ефективності, економічності та надійності.

Електричний котел простий в монтажі та використанні, оскільки він не потребує ні зберігання палива, ні складної інфраструктури. Однак його експлуатація пов'язана зі значними експлуатаційними витратами через високу ціну на електроенергію, не зважаючи навіть на майже 100% ККД.

Газовий котел – це традиційне та поширене рішення, яке пропонує відносно низькі витрати на опалення, але його ефективність та надійність залежать від стабільного постачання газу та коливань цін на газ. Зима 2025-2026, показала, що навіть в складні моменти, газова інфраструктура здатна забезпечити безперебійність.

Більш ефективною альтернативою є конденсаційний газовий котел, який, використовуючи тепло конденсації водяної пари, дає вищий ККД і тому є більш економ, ніж звичайні газові котли. Проте потрібно звертати увагу, що

						Ар
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ККД ніякого джерела теплоти не може бути вищим 100%. Коли виробники газових конденсаційних котлів зазначають надвисокі показники ККД — це спекуляція і зловживання неосвідченості людей в даному питанні.

Твердопаливні котли, особливо ті, що працюють на вугіллі, характеризуються доступною вартістю палива, але призводять до збільшення викидів шкідливих речовин і потребують більше місця для зберігання. Використання деревини, особливо дуба, як палива є більш екологічним варіантом, але призводить до вищих витрат на паливо та складніших операцій завантаження та обслуговування.

Особлива увага приділяється тепловим насосам «повітря-вода» — енергоефективному рішенню, яке використовує відновлювані джерела енергії. Незважаючи на значні початкові інвестиції, ця система дозволяє суттєво знизити довгострокові експлуатаційні витрати. Централізований розподіл тепла через мережі централізованого тепlopостачання забезпечує стабільність та позбавляє споживачів необхідності встановлювати власне обладнання, але робить їх залежними від цінової політики та технічного стану мереж.

Сонячні колектори вважаються екологічно чистим джерелом енергії, яке може зменшити споживання традиційних ресурсів. Однак їхня ефективність сильно залежить від кліматичних умов та сезонних коливань сонячної активності.

Котли, що працюють на мазуті, пропонують автономність та високу теплову потужність, що є значною перевагою в певних ситуаціях, але призводять до високих витрат на паливо та негативного впливу на навколишнє середовище. Когенераційні установки, з іншого боку, дозволяють одночасно виробляти тепло та електроенергію з високим загальним ККД, але вимагають значних початкових інвестицій та складного обслуговування.

Джерела тепла, які можуть бути використані в системах опалення та гарячого водопостачання, мають різну природу, конструктивні особливості та

									Ар
									47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

економічну ефективність. В рамках цього техніко-економічного обґрунтування розглянуто такі варіанти: традиційний газовий котел, газовий конденсаційний котел, дизельний теплогенератор, твердопаливний котел на вугіллі, твердопаливний котел на дубових дровах, електричний котел та повітряний тепловий насос. Кожне з цих джерел має свої переваги та обмеження, які проявляються залежно від режиму роботи, вартості енергоносія, доступності палива, екологічних вимог та технічної надійності. Як приклад було взято систему опалення з регулюванням потужності за температурою зовнішнього повітря, а також систему гарячого водопостачання з постійним навантаженням. Такий підхід дозволяє оцінити реальну динаміку споживання енергії протягом року з урахуванням сезонних коливань температури. У таблиці (5.1) наведено витрати на відповідний вид палива або електроенергію для кожного типу джерела тепла залежно від температури зовнішнього повітря, що безпосередньо впливає на необхідну потужність системи. Це дозволяє обґрунтовано вибрати джерело тепла, враховуючи не лише економічні показники, але й здатність системи забезпечувати стабільну та безперебійну роботу в умовах змінного теплового навантаження.

									Ар
									48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

фактичну кількість енергії, яку можна отримати з кожного джерела енергії, та забезпечує надійність техніко-економічного аналізу навіть при коливаннях температури.

Для проведення економічної оцінки джерел теплоти було використано тарифи, що діяли на момент завершення написання даної кваліфікаційних робіт. Ціна на природний газ була на рівні 25 гривень за кубічний метр, що відповідає комерційному тарифу для нежитлових будівель. Ціна на дизельне паливо була проаналізована за два періоди для можливості порівняння: 57 гривень за літр у 2025 році та 92 гривні за літр у 2026 році. Це дозволяє оцінити вплив коливань цін на економічну доцільність дизельних котлів і врахувати палітичний аспект даного виду палива.

Під час аналізу твердого палива, зокрема котлів на вугіллі та дубу, також враховувалися пов'язані з ним експлуатаційні витрати. До них належать витрати на транспортування палива до об'єкту, а також витрати на оплату праці персоналу з обслуговування котлів, який працює у три зміни, зарплата працівників була обрана мінімальна по Україні. Середня погодинна заробітна плата працівника була встановлена на рівні 78 гривень. Також було врахована специфічність зберігання даних видів палива, згідно чинного ДБН ``Котельні``. Таким чином, фактичні витрати на виробництво тепла з твердого палива значно вищі, ніж номінальні витрати на саму сировину, що необхідно враховувати при порівняльному аналізі.

Під час аналізу твердого палива також враховувалися пов'язані з ним експлуатаційні витрати. Для електричних джерел тепла застосовується диференційований тариф на електроенергію: 4,32 гривні за кВт·год вдень та 2,16 гривні за кВт·год вночі. Це дозволяє точніше оцінити витрати, оскільки нічний тариф потенційно може зменшити експлуатаційні витрати. Ці тарифи використовуються для розрахунку питомого споживання енергії та витрат на виробництво тепла за різних температурних умов. Результати представлені в таблиці 5.2.

									Ар
									51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Таблиця 5.2 Вартості генерації тепла в залежності від палива

Потуж системи теплопостачання		Вартість прир. газу, грн	Вартість прир. газу (конд), грн	Вартість дизельного палива (2025), грн	Вартість дизельного палива (2026), грн	Вартість вугілля, грн	Вартість електроенергії, грн	Витрата дубу, кг
-22	808	2393	2198	5298	8550	1724	2832	1186
-21	778	2311	2122	5116	8257	1667	2730	1146
-20	757	2253	2069	4987	8050	1627	2658	1117
-19	733	2185	2007	4836	7806	1580	2573	1084
-18	708	2116	1943	4683	7559	1532	2487	1049
-17	695	2081	1911	4606	7434	1508	2444	1032
-16	683	2046	1879	4530	7312	1484	2401	1015
-15	670	2012	1847	4453	7187	1460	2358	998
-14	658	1977	1816	4377	7065	1436	2315	981
-13	645	1942	1784	4299	6939	1412	2271	964
-12	633	1908	1752	4223	6816	1388	2228	947
-11	620	1873	1720	4147	6693	1364	2186	930
-10	608	1839	1689	4071	6571	1340	2143	913
-9	598	1810	1662	4007	6467	1320	2107	899
-8	587	1781	1635	3942	6363	1300	2070	885
-7	575	1746	1604	3865	6239	1276	2027	867
-6	558	1700	1561	3764	6075	1244	1970	845
-5	550	1677	1540	3711	5990	1227	1941	833
-4	541	1653	1518	3659	5906	1211	1912	822
-3	533	1629	1496	3606	5821	1195	1882	810
-2	520	1594	1464	3528	5695	1170	1838	793
-1	515	1579	1451	3496	5643	1160	1820	785
0	505	1552	1425	3435	5544	1141	1785	772
1	495	1525	1401	3377	5450	1123	1753	759
2	483	1493	1371	3304	5333	1100	1712	743
3	468	1451	1332	3211	5183	1071	1660	722
4	447	1391	1278	3079	4970	1029	1586	693
5	436	1362	1251	3016	4868	1010	1550	678
6	426	1334	1225	2952	4765	990	1514	664
7	415	1301	1195	2881	4650	967	1474	648
8	401	1265	1162	2801	4520	942	1429	631
8+35 (ГВП)	240	666	611	1473	2378	526	870	409

									Ар
									52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Таблиця 5.2 Вартості генерації (зведена таблиця згідно стояння/год. температури)

			Вартість, грн/год							Вартість, грн/год
Кількість годин з температурою в даному інтервалі	Кількість годин з температурою, нижчою за дану	Qис.сер./год.	Вартість прир. газу, грн	Вартість прир. газу (конд), грн	Вартість дизельного палива(2025), грн	Вартість дизельного палива(2026), грн	Вартість вугілля, грн	Вартість електроенергії, грн	Витрата дубу, кг	Вартість теплопостачання з теплової мережі, грн
-35°-30°	1	808	2393	2198	5298	8550	1724	2832	1186	3489
-30°-25°	4	808	2393	2198	5298	8550	1724	2832	1186	3489
-25°-20°	31	781	2319	2130	5134	8286	1673	2740	1150	3373
-20°-15°	130	698	2088	1917	4622	7460	1513	2452	1084	3014
-15°-10°	336	633	2046	1879	4530	7311	1484	2401	1049	2734
-10°-5°	627	573	2012	1847	4453	7187	1460	2358	1032	2477
-5°0°	1225	523	1977	1816	4376	7064	1436	2315	1015	2257
0°5°	1480	466	1942	1784	4300	6940	1412	2271	998	2013
5°8°	654	414	1754	1611	3883	6268	1303	1989	981	1789
8°35°	4272	240	666	611	1473	2378	526	870	964	1035

На основі розрахунків сезонних витрат на генерацію тепла для різних джерел тепла буде визначено такі ключові показники рентабельності систем.

Системи централізованого тепlopостачання є найрозповсюдженішою з точки зору густої забудови - 14 321 610 грн.

Вже менші експлуатаційні витрати виникають при використанні конденсаційного газового котла, річні експлуатаційні витрати якого становлять 10 644 951 грн/рік. Підвищена ефективність з допомогою конденсації дозволяє знизити витрати в порівнянні з традиційними газовими котлами, однак залежність від цін на газ залишається визначальним фактором.

Для газових котлів без конденсації річні витрати досягають 11 591 169 грн і, таким чином, вищі, ніж у конденсаційних котлів через нижчу ефективність.

Використання електричних котлів є значно дорожчим варіантом: річні витрати на генерацію тепла становлять 13 915 352 грн. Такий рівень витрат обумовлений високою ціною на електроенергію та високим енергоспоживанням у опалювальний сезон. Потрібно також зазначити, що зимній період 2025-2026 показав нестабільність даного варіанту.

Експлуатаційні витрати генераторів, що працюють на рідкому паливі, найвищі. Виходячи із цін 2025 року, річні витрати становлять 25 658 121 грн. Якщо ціну на дизель враховувати вже на рівні 2026 року, витрати збільшаться до 41 413 108 грн. відповідно до базових умов порівняння (з урахуванням різних цінових сценаріїв). Це ілюструє високу чутливість цього варіанта опалення до коливань цін на паливо.

Річні витрати на вугільні системи опалення становлять 8 620 114 грн. Однак ця цифра не враховує складність експлуатації, логістичні витрати та екологічні норми, які суттєво впливають на загальну економічну доцільність.

Річні витрати на системи опалення, що працюють на дубовому паливі, становлять 8 663 307 грн. Хоча паливо відносно недороге, додаткові витрати на транспортування, технічне обслуговування та персонал збільшують загальні експлуатаційні витрати.

									Ар
									55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Таким чином, результати показують суттєву різницю між різними джерелами тепла та підтверджують необхідність комплексного підходу при виборі системи централізованого теплопостачання, що враховує не лише прямі витрати на паливо чи енергію, а й довгострокові умови експлуатації, надійність та технологічні обмеження.

Для визначення річної вартості теплопостачання було використано графік температурного стояння годин, який відображає розподіл тривалості опалювального періоду за інтервалами зовнішньої температури протягом року. На основі цього графіка визначено середню теплову потужність системи для кожного температурного діапазону, а також відповідні витрати енергоносіїв з урахуванням прийнятих значень коефіцієнта корисної дії джерел теплоти та теплотворної здатності палива.

Розрахунок було структуровано за двома основними температурними сегментами. Перший охоплює діапазон від $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$, тобто зону нижче точки бівалентності, де ефективність роботи теплового насоса знижується. При цьому в розрахунках враховано, що навіть у таких умовах тепловий насос продовжує працювати з мінімальним коефіцієнтом перетворення (ККД) на рівні 1,98, або ж частково заміщується резервним джерелом теплоти. Другий сегмент охоплює діапазон від $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$ — зону вище точки бівалентності, де теплонасосна установка функціонує з вищою та стабільною ефективністю.

Для кожного з температурних інтервалів визначено середню теплову потужність, обсяг спожитого палива або електроенергії, а також відповідну вартість виробництва теплової енергії з урахуванням прийнятих тарифів. Окремо враховано витрати на гаряче водопостачання (ГВП), яке має практично постійне теплове навантаження незалежно від зміни зовнішньої температури протягом року.

Усі розрахунки виконано з урахуванням погодинного розподілу теплового навантаження, що дозволяє підвищити точність оцінки та отримати

									Ар
									56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

обґрунтовані значення річних витрат на теплопостачання і гаряче водопостачання для обраної конфігурації джерел теплоти.

До основних шкідливих речовин, що утворюються в процесі теплогенерації, належать вуглецю окис (CO), оксиди азоту (NO_x) та сірчистий ангідрид (SO₂), які є продуктами згоряння палива та негативно впливають на якість повітря. Окрім газоподібних викидів, значну небезпеку становлять тверді речовини, зокрема зважені частинки та пил, що можуть проникати в дихальні шляхи людини. Також у складі викидів можуть бути присутні токсичні органічні сполуки, такі як формальдегід, фенол, сірковуглець і бензопірен, які мають канцерогенні та загальнотоксичні властивості. Додаткову екологічну загрозу становлять важкі метали, зокрема ртуть та її сполуки, а також нікель, кадмій і свинець, які здатні накопичуватися в навколишньому середовищі та чинити довготривалий негативний вплив на екосистеми й здоров'я людини.

У рамках техніко-економічного аналізу системи теплопостачання необхідно враховувати не лише прямі витрати на паливо та обладнання, а й додаткові обов'язкові платежі, зокрема — екологічний податок, який сплачується за викиди забруднюючих речовин в атмосферне повітря стаціонарними джерелами, таблиця (5.3).

Згідно з чинним законодавством України, екоподаток нараховується за фактичні обсяги викидів таких речовин:

Для кожної речовини встановлено ставку податку за 1 тону викиду, яка залежить від класу небезпеки та періодично оновлюється. Розрахунок екоподатку здійснюється за формулою:

Сума податку = Обсяг викиду × Ставка податку

У проєктному аналізі ці витрати мають бути включені до експлуатаційної частини, особливо для джерел теплоти, що працюють на викопному паливі — вугіллі, дизелі, деревині. Найбільше навантаження за екоподатком припадає на системи з низьким ККД та високим рівнем

									Ар
									57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

забруднення, зокрема твердопаливні котельні, які генерують значні обсяги пилу, оксидів азоту та сірки.

Таким чином, при виборі джерела теплоти важливо враховувати не лише прямі витрати на паливо, а й екологічні платежі, які можуть суттєво вплинути на загальну річну вартість експлуатації системи. Це особливо актуально для об'єктів, що підлягають державному екологічному контролю або проходять експертизу з оцінкою впливу на довкілля.

Таблиця 5.3 Екоподаток

Викид	Викиди та екоподаток (природний газ)	Викиди та екоподаток (прир. газу (конд))	Викиди та екоподаток (дизельного палива)	Викиди та екоподаток (вугілля)	Викиди та екоподаток (електроенергії)	Викиди та екоподаток (дубу)	Викиди та екоподаток (теплови й насос)	Викиди та екоподаток (теплови й мережі)
Вуглецю окис (CO)	4,54	4,17	176,16	372,77	386,76	439,27	132,51	9,07
Азоту оксиди (NO _x)	48,15	44,22	233,75	296,78	684,28	155,44	234,45	96,31
Ангідрид сірчистий (SO ₂)	-	-	116,88	395,71	1710,70	-	586,13	-
Тверді речовини (пил)	-	-	2,64	7,46	12,89	5,86	4,42	-
Формальдегід	-	-	5,79	12,25	42,36	38,48	14,51	-
Фенол	-	-	10,61	22,45	77,66	35,28	26,61	-
Сірковуглець	-	-	4,88	10,32	35,69	-	12,23	-
Бенз(о)пірен	-	-	-	1259,47	4355,85	989,44	1492,42	-
Ртуть та її сполуки	-	-	-	41,89	144,88	-	49,64	-
Нікель, кадмій, свинець	-	-	-	39,59	136,91	-	46,91	-
	52,69	48,39	550,71	2458,69	7 587,99	1663,77	2599,83	105,38

Комплексне техніко-економічне обґрунтування системи

теплопостачання враховує всі основні категорії витрат, що складають загальну вартість експлуатації протягом життєвого циклу системи. Такий підхід дозволяє об'єктивно порівнювати різні джерела тепла та конфігурації системи, враховуючи як початкові інвестиції, так і довгострокові витрати.

Загальна вартість включає придбання теплогенеруючого обладнання та допоміжних компонентів, таких як насоси, технології автоматизації та теплообмінники, а також витрати на встановлення та підготовку технічної документації відповідно до чинних норм. Витрати на технічну інфраструктуру також розглядаються окремо, включаючи трубопроводи та електричні підключення, підключення до енергії, встановлення лічильників та інтеграцію системи з існуючою інфраструктурою будівлі.

Річні експлуатаційні витрати є значною складовою, включаючи витрати на паливо або електроенергію, заробітну плату обслуговуючого персоналу, обслуговування обладнання, будь-які екологічні збори. Сума цих витрат визначає справжню експлуатаційну вартість системи протягом усього її життєвого циклу.

Загальні витрати визначають справжню експлуатаційну вартість системи протягом усього її життєвого циклу. Для оцінки загальної ефективності кожного варіанта загальні витрати системи розраховуються за 25-річний період, що відповідає середньому терміну служби системи теплопостачання. Цей показник включає як початкові інвестиційні, капітальні витрати, так і загальні експлуатаційні витрати за 25-ти річний період. Такий підхід дозволяє порівнювати варіанти не лише з точки зору початкових інвестиційних витрат, але й оцінювати їхню довгострокову економічну доцільність, враховуючи коливання тарифів, експлуатаційну надійність та екологічні норми.

Для теплових насосів ключовим показником ефективності є коефіцієнт перетворення (COP), який визначає співвідношення між отриманою тепловою енергією та спожитою електричною енергією. На відміну від традиційних котельних установок, де основною характеристикою є коефіцієнт корисної дії,

										Ар
										59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

саме COP відображає реальну енергетичну ефективність теплового насоса та суттєво залежить від температури зовнішнього середовища і режиму роботи системи.

У даному проєкті значення коефіцієнта перетворення приймаються відповідно до технічного мануалу (паспортних даних) теплового насоса, що використовується в розрахунковій моделі. Це забезпечує відповідність вихідних параметрів реальним експлуатаційним характеристикам обладнання та підвищує достовірність виконаних розрахунків. При цьому враховується, що COP змінюється залежно від температурного режиму роботи, зокрема знижується при зменшенні температури зовнішнього повітря та зростає в більш сприятливих кліматичних умовах.

Для визначення річного споживання енергії тепловими насосами було розроблено розрахункову модель, що базується на діаграмі погодинних коливань температури. Цей підхід враховує фактичний розподіл температури протягом року, а не середні значення, що дозволяє точніше оцінити споживання енергії системою в контексті зміни клімату.

На основі цієї діаграми створюється таблиця погодинних теплових навантажень, з якої визначається середня теплова потужність системи для кожного температурного діапазону. Згодом, враховуючи коефіцієнти перетворення (COP), зазначені в інструкції виробника для відповідних режимів роботи, розраховується необхідне споживання енергії. Зі зниженням зовнішньої температури ККД теплового насоса знижується, що призводить до збільшення споживання енергії для вироблення тієї ж кількості тепла. І навпаки, система працює значно ефективніше в теплу погоду.

Отримана таблиця дозволяє провести детальний аналіз роботи теплового насоса протягом опалювального сезону з урахуванням фактичних кліматичних умов. Це допомагає визначити періоди максимальної ефективності, пікове навантаження та зони надмірного споживання енергії, а також точно оцінити річне споживання енергії. Це дозволяє провести змістовне порівняння

										Ар
										60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

теплових насосів з іншими джерелами тепла в рамках техніко-економічного обґрунтування системи опалення.

Таблиця 5.4 Витрата електроенергії тепловим насосом відповідно до потужності системи

Год. Стояння температура	tз	Опалення, кВт	ГВП, кВт	Вентиляція, кВт	Загальна потужність	COP т	Електроенергія, кВт	Електр./год, грн	Сер/ГРН /період	грн/стояння темп
36,0	-22	410	211	187	808	2	408	1 419	1 372	49 380
	-21	397	211	170	778	2	393	1 367		
	-20	392	211	154	757	2	382	1 330		
130,0	-19	384	211	138	733	2	370	1 286	1 222	15 8 908
	-18	375	211	122	708	2	357	1 242		
	-17	366	211	118	695	2	350	1 219		
	-16	357	211	114	683	2	344	1 195		
	-15	349	211	111	670	2	336	1 169		
336,0	-14	340	211	107	658	2	328	1 140	1 033	347 181
	-13	331	211	103	645	2	317	1 104		
	-12	323	211	99	633	2	303	1 056		
	-11	314	211	95	620	2	283	985		
	-10	306	211	92	608	2	253	881		
627,0	-9	297	211	90	598	2	249	866	831	520 842
	-8	289	211	88	587	2	245	851		
	-7	280	211	83	575	2	239	833		
	-6	272	211	75	558	2	232	808		
	-5	263	211	75	550	2	229	796		
1 225,0	-4	255	211	75	541	2	225	783	750	918 946
	-3	246	211	75	533	2	221	769		
	-2	234	211	75	520	2	215	749		
	-1	229	211	74	515	2	212	737		
	0	220	211	74	505	2	205	713		

										Ар
										61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

1 480,0	1	212	211	72	495	3	196	680	598	884 974
	2	204	211	69	483	3	186	646		
	3	195	211	62	468	3	171	593		
	4	187	211	49	447	3	158	549		
	5	178	211	47	436	3	150	521		
654,0	6	169	211	46	426	3	141	489	356	232 579
	7	161	211	42	415	3	132	459		
	8	155	211	35	401	3	123	459		
	8		211	29	240	3	72	252		
	9		211	22	233	3	70	242		
	10		211	15	226	3	67	233		
1 200,0	11		211	8	219	3	64	222	209	250 422
	12		211		211	4	60	210		
	13		211		211	4	59	206		
	14		211		211	4	59	204		
	15		211		211	4	58	202		
1 100,0	16		211		211	4	57	199	193	212 198
	17		211		211	4	56	195		
	18		211		211	4	55	192		
	19		211		211	4	55	190		
	20		211		211	4	54	189		
950,0	21		211		211	4	54	186	182	172 810
	22		211		211	4	53	184		
	23		211		211	4	52	181		
	24		211		211	4	52	180		
	25		211		211	4	51	179		
700,0	26		211		211	4	51	176	173	120 890
	27		211		211	4	50	174		
	27		211		211	4	49	172		
	29		211		211	4	49	171		

										Ар
										62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Отримані результати розрахунків можуть бути представлені у вигляді узагальнених таблиць із деталізацією витрат у часі, що дозволяє визначити найбільш економічно обґрунтовану та збалансовану систему теплопостачання з урахуванням умов її експлуатації, таблиця (5.5).

Таблиця 5.5 Зведена таблиця вартості системи на 25 років

Джерело теплоти	Вартість монтажу +обладнання +проект (грн)	Вартість проведення комунікацій (грн)	Загальна вартість системи (грн)	Експлуатаційні витрати рік (грн)	Вартість системи на 25 років (тис.грн)
Електрокотел	1 700 000	1 514 000	3 214 000	13 915 352	351 097
Газовий котел	2 400 000	2 355 000	4 755 000	11 591 169	294 534
Конденсаційний газовий котел	2 700 000	2 355 001	5 055 001	10 644 951	271 178
Твердопаливний котел (вугілля)	4 050 000	1 350 000	5 400 000	8 620 114	220 902
Твердопаливний котел (дуб)	4 050 001	1 350 001	5 400 002	8 663 307	221 982
Повітряний тепловий насос	35 330 000	11 400 000	46 730 000	3 922 744	144 798
Теплова мережа	-	2 700 000	2 700 000	14 321 610	360 740
Сонячний колектор	11 000 000	6 200 000	17 200 000	235 000	23 075
Дизельні котельня	3 500 000	1 500 000	5 000 000	41 413 108	1 040 327
Когенераційна установка	33 000 000	11 500 000	44 500 000	7 727 446	237 686

Хоча розрахунки показують, що твердопаливний котел, що використовує дуб, як паливо, має найнижчу загальну експлуатаційну вартість генерації тепла, його практичне застосування, особливо великих систем у густонаселених районах, зіштовхується зі значними обмеженнями. Це пов'язано насамперед із необхідністю великих сховищ палива. Це стосується не тільки дров, але й потенційних резервних видів палива, таких як вугілля або дизельне паливо, що ще більше ускладнює інфраструктуру системи. Ці сховища повинні відповідати стандартам пожежної безпеки, бути належним чином вентильованими та захищеними від вологи та несприятливих погодних умов, що збільшує як інвестиційні, так і експлуатаційні витрати. Логістика поставок твердого палива є ще однією проблемою. У центрах міст транспортування пов'язане з обмеженнями для великовантажних автомобілів, підвищеним екологічним забрудненням, утворенням пилу та ризиком недотримання санітарних норм. Використання дизельного палива як резервне паливо потребує встановлення закритих резервуарів, систем виявлення витоків та регулярного технічного обслуговування, що ще більше ускладнює експлуатацію. Крім того, твердопаливні котли вимагають постійної присутності обслуговуючого персоналу, змінної роботи та видалення золи та інших залишків згорання.

Враховуючи ці фактори, системи теплопостачання на твердому паливі, незважаючи на привабливу економічну ефективність, рідко використовуються для великих установок у центрах міст. У таких випадках перевага надається більш компактним, автоматизованим та екологічно чистим системам, що вимагають мінімального місця зберігання та забезпечують стабільну роботу при скороченні штату співробітників. До таких рішень належать газові конденсаційні котли та теплові насоси.

Після котлів на твердому паливі найбільш економічним варіантом є конденсаційні газові котли. Їх перевага полягає у більш високій ефективності, що досягається за рахунок рекуперації тепла від конденсації водяної пари, що утворюється при спалюванні газу. Це значно знижує експлуатаційні витрати

						Ар
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

палива порівняно із звичайними газовими котлами. Однак ця технологія складніша і вимагає регулярного технічного обслуговування, контролю якості газу, а також належного видалення та нейтралізації конденсату, що може вплинути на вибір системи в районах з обмеженою сервісною інфраструктурою.

Значним чинником, що знижує економічну доцільність газового опалення в Україні, є непередбачуваність постачання природного газу та відсутність довгострокової прогнозованості витрат, проте зима 2025-2026 показала, що газова інфраструктура більш витривала. Це створює додатковий ризик для будівель з високими потребами в теплопостачанні, оскільки навіть короточасні перебої можуть спричинити суттєві збитки. Тому необхідно планувати альтернативні джерела тепла та впроваджувати комбіновані системи. Одним із варіантів є підключення до мереж централізованого теплопостачання, здатного задовольняти основні потреби в споживанні. Однак такі системи мають обмежену гнучкість, оскільки регулювання теплової потужності та адаптація до коливань температури зовнішнього повітря можуть займати значний час, іноді кілька днів. Це є критично важливим для будівель з високими вимогами до теплового комфорту всередині приміщень.

Крім того, підключення до мережі централізованого теплопостачання потребує узгодження із замовником та впливає на енергетичну самодостатність будівлі. У цих умовах найбільш збалансованим та технічно ефективним рішенням є використання комбінованої системи, що складається з теплового насоса та газового котла. Тепловий насос забезпечує високу енергоефективність, особливо для гарячої води, яка використовується більшу частину року. У періоди коливань споживання два джерела енергії можуть працювати разом для оптимізації розподілу навантаження та мінімізації витрат. При низьких температурах або в періоди споживання електроенергії газовий котел може взяти на себе більшу частину навантаження. Такий підхід дозволяє гнучко адаптувати систему до змін умов, тарифної політики та режиму роботи.

									Ар
									66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Тепловий насос+КГУ (50%)	34 165 000	11 450 000	45 615 000	4 255 997	152 014 934
Тепловий насос+теплова мережа	17 665 000	7 050 000	24 715 000	6 002 518	174 777 939

Досвід зимового опалювального сезону 2025-2026 років показав значні перебої з електропостачанням, які в деякі відключення могли тривати вісім годин і більше. За таких умов, покладаючись виключно на джерела тепла, які залежать від електроенергії, зокрема теплові насоси, не може гарантувати безперебійну роботу системи теплопостачання. Тому впровадження когенераційних установок з тепловими насосами є раціональним інженерним рішенням, оскільки вони можуть працювати автономно, використовуючи природний газ, і одночасно виробляти як тепло, так і електроенергію.

Використання КГУ не лише частково покриватиме теплове навантаження житлового комплексу, але й постачатиме електроенергію критично важливим компонентам системи, включаючи циркуляційні насоси, автоматику, самі теплові насоси, та інше. Таким чином, навіть якщо зовнішнє електропостачання не відбуваються, система залишається працездатною, здатною підтримувати необхідні температурні умови та найважливіші інженерні мережі комплексу.

З цієї причини в даному проекті будуть передбачатися спеціальні режими роботи систем, які будуть активуватися під час аварійних ситуацій, умов обмеженого електропостачання, або контрольованих погодинних відключень. У таких режимах КГУ виступатиме основним джерелом електроенергії, забезпечуючи як теплову, так і електроенергію для споживачів електроенергії, тоді як теплові насоси можуть працювати частково або повністю, використовуючи електроенергію, яка була вироблена КГУ. У сумі дані джерела можуть генерувати необхідну кількість теплової енергії та

						Ар
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забезпечувати циркуляцію теплоносія в системі, запобігаючи замерзанню та втраті ефективності.

Такий підхід має значно підвищує енергетичну автономність комплексу, забезпечувати гнучкість у виборі режимів роботи та дозволяє адаптуватися до змін зовнішніх умов, зокрема, відключень електроенергії або коливань тарифів. Більш детальні технічні рішення щодо реалізації цих режимів, алгоритмів перемикання та оптимізації обладнання наведено в розділі 6.

5.2 Техніко-економічний аналіз системи вентиляції

У даному розділі представлено техніко-економічне обґрунтування системи вентиляції та орендарів, що розглядається. Основна мета розрахунків полягала у визначенні необхідних параметрів повітрообміну з урахуванням різних факторів теплових та гігromетричних умов приміщення, а також в обґрунтуванні вибору найбільш ефективної системи повітрообміну з погляду енергоефективності та експлуатаційної доцільності.

Таблиця 5.7 параметри зовнішнього повітря

№	Години стояння температур	Діапазон температур, t°C	Температура, t°C	Ентальпія I, кДж/кг	Вологість, φ %	Волого вміст d, г/кг	COP _T	COP _X
1	1	(-35°C) - (-30°C)	-32,5°C	-32,46	85	0,15	1,98	
2	4	(-30°C) - (-25°C)	-27,5°C	-27,17	83	0,25	1,98	
3	31	(-25°C) - (-20°C)	-22,5°C	-21,72	80	0,41	1,98	
4	130	(-20°C) - (-15°C)	-17,5°C	-16,14	78	0,62	2,1	
5	336	(-15°C) - (-10°C)	-12,5°C	-10,21	77	0,97	2,22	5,1
6	627	(-10°C) - (-5°C)	-7,5°C	-3,9	75	1,48	2,28	5,1
7	1225	(-5°C) - (0°C)	-2,5°C	2,61	70	2,06	2,34	5,1
8	1480	(+0°C) - (+5°C)	2,5°C	2,76	68	2,12	2,46	5,07
9	654	(+5°C) - (+8°C)	6,5°C	9,89	66	2,94	2,915	4,66
10	1200	(+8°C) - (+15°C)	11,5°C	15,47	60	3,55	3,37	4,1
11	1100	(+15°C) - (+20°C)	17,5°C	34,8	55	6,76	3,63	3,54
12	950	(+20°C) - (+25°C)	22,5°C	44,08	50	8,4	3,89	3,125
13	700	(+25°C) - (+30°C)	27,5°C	53,84	45	10,21	4,32	2,71
14	322	(+30°C) - (+35°C)	32,5°C	63,9	40	12,13	4,32	2,06

									Ар
									69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Спочатку були виконані розрахунки повітрообміну на основі надлишкового тепла, що генерується внутрішніми та зовнішніми тепловими чинниками. Додатково було здійснено розрахунок з урахуванням надмірної вологості від технологічних процесів, присутності людей та інших джерел вологи для усіх приміщень. Мінімально допустима кількість повітрообміну була визначена відповідно до вимог чинного законодавства, зокрема національного стандарту «Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря», який забезпечує необхідні санітарно-гігієнічні умови для людей, які перебувають у приміщенні. Після порівняння розрахункових значень було застосовано принцип вибору кількості повітрообміну на основі домінуючого фактора не враховуючи надлишки тепла. У кожному приміщенні повітрообмін здійснюється або для компенсації надмірної вологості або до встановленого законом мінімального значення, залежно від найбільш критичного фактора. Цей підхід забезпечує відповідність законодавчим вимогам, одночасно оптимізуючи витрати енергії на вентиляцію.

Для відведення надлишкового тепла у теплі місяці було обрано систему охолодження з фанкойлами. Ця система ефективно підтримує параметри мікроклімату у приміщенні без надмірного збільшення повітрообміну, що призвело б до значного зростання енергоспоживання системи вентиляції.

Цей підхід поєднує розрахунок необхідного повітрообміну на основі різних критеріїв з урахуванням законодавчих вимог з використанням енергоефективних рішень для регулювання температури в приміщенні. Отримані результати є основою для техніко-економічного порівняння різних варіантів і вибору оптимальної конфігурації системи. Економічний аналіз рішень щодо системи вентиляції та кондиціонування повітря показує значне зниження енергоспоживання порівняно з базовим варіантом повітрообміну. Останній визначався б виключно максимальним тепловим потоком або кількістю повітрообмінів без урахування фактичних коливань навантаження.

Використання підходу, при якому повітрообмін визначається в першу чергу вологістю або мінімально допустимим значенням відповідно до ДБН,

									Ар
									70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Таблиця 5.8 Вартість експлуатації при витраті 4100 м³/год

№	Витрата на повітря, м³/год	Витрата на охолодження повітря, Вт	Витрата на нагрів повітря, Вт	кВт на нагрів по температурному стоянню	МВт на охолодження по температурному стоянню	кВт на нагрів електричних	МВт на охолодження електричних	Вартість по стоянню температур
1	4100	-	186 550	37,31	-	18,8	-	81
2	4100	-	186 550	149,24	-	75,4	-	326
3	4100	-	121 616	754,02	-	380,8	-	1 645
4	4100	-	107 028	2782,73	-	1325,1	-	5 724
5	4100	-	91 505	6149,16	-	2769,9	-	11 966
6	4100	-	75 491	9466,55	-	4152,0	-	17 937
7	4100	-	75 122	18404,84	-	7865,3	-	33 978
8	4100	-	49 182	14557,87	-	5917,8	-	25 565
9	4100	8 758	35 455	4637,54	1 145,49	1590,9	245,81	7 935
10	4100	7 257	34 925	8382,10	1 741,68	2487,3	424,80	12 580
11	4100	640	15 442	3397,28	140,71	935,9	39,75	4 215
12	4100	4 674	6 070	1153,30	888,06	1153,3	284,18	6 210
13	4100	9 127	6 070	849,80	1 277,72	849,8	471,48	5 708
14	4100	13 850	6 070	390,91	891,93	390,9	432,97	3 559
								137 429

Таблиця 5.9 Вартість експлуатації при витраті 12650 м³/год

№	Витрата на повітря, м³/год	Витрата на охолодження повітря, Вт	Витрата на нагрів повітря, Вт	кВт на нагрів по температурному стоянню	МВт на охолодження по температурному стоянню	кВт на нагрів електричних	МВт на охолодження електричних	Вартість по стоянню температур
1	12650	-	487 989	97,60	-	49,3	-	213
2	12650	-	487 989	390,39	-	197,2	-	852
3	12650	-	408 823	2534,70	-	1280,2	-	5 530
4	12650	-	366 471	9528,24	-	4537,3	-	19 601
5	12650	-	321 462	21602,25	-	9730,7	-	42 037
6	12650	-	273 569	34305,57	-	15046,3	-	65 000
7	12650	-	223 020	54639,83	-	23350,4	-	100874
8	12650	-	160 503	47508,89	-	19312,6	-	83 430
9	12650	27 020	118 151	15454,12	68 361,61	5301,6	14669,87	86 277
10	12650	22 391	28 564	6855,34	56 647,97	2034,2	13816,58	68 475
11	12650	1 973	12 450	2739,00	4 992,70	754,5	1 410,37	9 352
12	12650	14 421	6 070	1153,30	36 485,13	296,5	11675,24	51 718
13	12650	28 159	6 070	849,80	71 242,02	196,7	26288,57	114416
14	12650	42 732	6 070	390,91	108 111,20	90,5	52481,17	227110

									Ар
									72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

								874 885
--	--	--	--	--	--	--	--	---------

Порівняння двох режимів роботи вентиляційних систем з об'ємними витратами повітря 4100 м³/год та 12650 м³/год виявляє суттєву різницю в експлуатаційних витратах: 137 429 грн. проти 874 885 грн. Це демонструє, що менші об'ємні витрати повітря призводять до значного зниження експлуатаційних витрат системи, роблячи режим 4100 м³/год більш економічним та енергоефективним. Цей аналіз дозволяє цілеспрямовано вибрати оптимальний режим роботи вентиляційних систем з огляду на ідеальний баланс між комфортом у приміщенні та витратами на опалення/охолодження.

5.3 Техніко-економічний аналіз системи холодопостачання

У цьому розділі представлено техніко-економічний аналіз системи охолодження для орендної нерухомості з метою вибору оптимального рішення. Головною метою є порівняння двох принципово різних підходів: системи охолодження на водяній основі (з чилером та фанкойлами) та багатозонної системи на основі холодоагенту (VRF/VRV).

В аналізі розглядаються техніко-економічні фактори, що впливають на експлуатаційну ефективність кожного рішення. Зокрема, оцінюються інвестиційні витрати, пов'язані з обладнанням та його встановленням, складність розподільчої мережі, енергоефективність системи в різних режимах роботи, а також експлуатаційні витрати та витрати на обслуговування та потенційні втрати енергії під час транспортування холодоагенту.

Система водяного охолодження спирається на централізоване охолодження, а потім розподіл охолодженої води кінцевим користувачам через мережу сталених труб та фанкойлів. Ця система характеризується відносно високими інвестиційними витратами на трубопроводи, але пропонує велику гнучкість з точки зору масштабованості, стабільної роботи навіть під великим навантаженням та можливістю централізованого обслуговування обладнання. Холодильна система, що використовує фреон, подає холодоагент безпосередньо до внутрішніх блоків, що мінімізує обсяг трубопроводів та

								Ар
								73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				

спрощує встановлення. Його переваги включають високу енергоефективність при частковому навантаженні, точний контроль температури в кожній зоні та зменшення втрат енергії під час транспортування. Однак ці системи обмежені в довжині трубопроводів, потребують значного обслуговування та є дорогими на одиницю потужності.

У дослідженні доцільності порівнювалися інвестиційні витрати, експлуатаційні витрати та енергоефективність кожного варіанта, враховуючи моделі використання орендарями та їхні змінні та нерегулярні теплові навантаження. Особлива увага приділялася адаптивності систем до змін орендарів та їхній здатності контролювати клімат в приміщенні по зонах.

У цьому розділі доцільності порівнюються системи охолодження фанкойлів та аналізуються варіанти водяного та фреонового охолодження. Для визначення необхідної охолоджувальної потужності системи розраховуються теплопритоки в орендованих приміщеннях, що виникають внаслідок сонячного випромінювання, тепла, що випромінюється мешканцями, освітлення, електроприладів та інших внутрішніх та зовнішніх джерел. Отриманий таким чином загальний теплопритік визначає загальне теплове навантаження системи кондиціонування повітря. Ця система враховує, що частина надлишкового тепла відводиться системою вентиляції, яка забезпечує кондиціоноване повітря з необхідними параметрами температури та вологості, тим самим зменшуючи навантаження на систему охолодження. Решта теплових надходжень, не компенсованих вентиляцією, поглинаються фанкойлами, які забезпечують локалізоване охолодження приміщень та підтримують бажані мікрокліматичні умови. Такий підхід оптимізує роботу технічних систем, підвищує енергоефективність та обґрунтовує вибір найбільш підходящого варіанту охолодження між водяними та холодоагентними системами.

В рамках техніко-економічного аналізу визначаються інвестиційні витрати на систему охолодження фанкойлів для обох типів систем. Для водяної системи інвестиційні витрати включають компоненти від

										Ар
										74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

теплообмінника до фанкойла, включаючи трубопроводи, насоси, клапани та монтаж. Для холодоагентної системи інвестиційні витрати розраховуються для ділянки від зовнішнього блоку VRF системи на даху до фанкойла, включаючи холодоагентні лінії, колектори та пов'язане з ними монтажне обладнання. Згідно з початковими розрахунками, інвестиційні витрати на водяну систему становлять 633 150 гривень, тоді як на холодоагентній системі – 2 052 450 гривень. Це свідчить про значно вищі початкові інвестиції для впровадження VRF-рішення. Незважаючи на вищі інвестиційні витрати, система на основі холодоагенту характеризується вищим коефіцієнтом перетворення (COP) та меншими втратами охолодження в трубопроводах, що позитивно впливає на експлуатаційні витрати та загальну ефективність системи. Результати розрахунків зведені в порівняльну таблицю, яка служить основою для подальшого аналізу та вибору найбільш підходящої системи охолодження.

Таблиця 5.10 Експлуатаційна вартість холодопостачання

Охолодження за сезон фанкойли	Вт	кВт	Сер. Пот/год.	Пот/сезон	Ел.пот/сезон	Від водяної мережі	Від фреонові мережі	Екс.вартість фреонові мережі
35	114765	114,8	112	36 207	17 576	60 744	15 086	52 138
34	113605	113,6						
33	112445	112,4						
32	111285	111,3						
31	110125	110,1						
30	108965	109,0	106	74 245	27 397	94 683	23 202	80 185
29	107805	107,8						
28	106645	106,6						
27	105485	105,5						
26	104325	104,3						
25	103165	103,2	83	78 917	24 856	85 901	20 235	69 933
24	102005	102,0						
23	100845	100,8						
22	99684,6	99,7						
21	98524,6	98,5						
20	97364,6	97,4						

Розрахунок показано в таблиці: У першому стовпці вказано зовнішню температуру протягом теплих місяців року, у другому – значення надлишку

						Ар
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

протягом 25 років становить 8 408 843 гривень, тоді як для водяної системи вона сягає 7 166 357 гривень. Результати чітко демонструють, що, незважаючи на вищу енергоефективність, загальна вартість фреонової системи протягом усього її життєвого циклу перевищує вартість системи на водній основі. Це вирішальний фактор при виборі оптимального технічного рішення.

						Ар
						77
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

РОЗДІЛ 6
*РОЗРОБКА РЕЖИМІВ РОБОТИ СИСТЕМИ
ТЕПЛОХОЛОДОПОСТАЧАННЯ*

Студент / Юзьков Д.В. /

Консультант / _____ /

						Ар
						78
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Розробка режимів роботи системи теплохолодопостачання об'єкту передбачає в собі розробку 6 режимів роботи, при різних умовах в енергосистемі і потребах споживачів.

Подача теплоносія в систему ГВП будинку, згідно завдання, не може бути перекрита. Тому необхідно забезпечити стабільну подачу теплоносія в контур ГВП в усіх режимах роботи. Допустиме певне зниження параметрів теплоносія системи опалення; однак, необхідно підтримувати мінімальну температуру 15°C, щоб мешканці могли комфортно себе почувати носячи звичайний одяг. З фанкойлами температуру в орендних приміщеннях можна знизити ще більше, оскільки відвідувачі в заклади, зазвичай приходять в одязі та не потребують високого рівня температурного комфорту. Систему вентиляції можна частково або повністю знехтувати, залежно від умов, оскільки її робота не є критично важливою для базової безпеки та комфорту мешканців та відвідувачів орендних приміщень.

Система теплохолодопостачання в загальному розподіляє теплоносії на 4 контури: теплохолодопостачання ПВУ, теплохолодопостачання фанкойлів, ГВП та систему опалення. ГВП працює в постійному температурному режимі 60°/55°C, насос при цьому працює з витратою 36,29 м³/год, (604 л/хв.) та з напором 22,5 м. споживаючи 4 кВт електроенергії.

Перемикання та керування режимами роботи системи досягається за рахунок інтеграції системи автоматизації разом із заслінками з електричним приводом, комбі-клапанів фірми Herz та балансувальних клапанів типу АВ-QM фірми Danfoss з електроприводами. Такий підхід забезпечує автоматизоване керування потоками тепло-холодоносія, швидку зміну режиму роботи в міру необхідності та відповідно до умов експлуатації, а також гарантує високу точність керування параметрами системи. Використання електроприводів у поєднанні із заслінками з електроприводом сприяє підвищенню енергоефективності, зниженню експлуатаційних витрат та створенню більш гнучкої та надійної технічної системи теплохолодопостачання, яка буде підлаштовуватися під стан електромережі.

						Ар
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

45°/40°С. При даному режимі насос (1.18) працює з витратою 9,86 м³/год. (164 л/хв.) та з напором 9,24 м., при цьому насос працює з ККД 45%, споживаючи 0,8 кВт електроенергії за годину. Такий малий ККД насосу спричинений підбором обладнання на роботу при усіх режимах роботи системи, в даному випадку насос підбирався на режим 3, з ККД 70 %.

Система вентиляції в холодний період має максимальну теплову потужність 187 кВт з температурним графіком 50°/40°С. При даному режимі насос (1.14) працює з витратою 16.88 м³/год. (281 л/хв.) та з напором 11,16 м., при цьому насос працює з ККД 61%, споживаючи 1,1 кВт електроенергії за годину.

При даному режимі АВ-QM (1.4) з налаштуванням n=82,5. Заслінка 1.8 закрита, відповідно АВ-QM (1.5) не працює (в ТП 1.8 відкрита, АВ-QM (1.5) з налаштуванням n=72,5), заслінка 1.7 відкрита, АВ-QM (1.6) з налаштуванням n=62,5. Заслінки 1.9 відкриті, при цьому АВ-QM (1.10) з налаштуванням n=60.

АВ-QM (1.11) стояку 1 з налаштуванням n=82,5, АВ-QM (1.12) стояку 2 з налаштуванням n=80.

При цьому комбі-клапани системи теплохолодопостачання ПВУ мають наступні налаштування — ПВ1 n=3.5 (3,46 м³/год), ПВ2 n=20(0,98 м³/год), ПВ3 n=3.5(2,62 м³/год), ПВ4 n=3.5 (2,87 м³/год), ПВ5 n=3.5 (3,02 м³/год), ПВ6 n=3.0 (3,91 м³/год).

Загальна теплова потужність в режимі 1 — 808 кВт, електрична потужність з урахуванням COP теплових насосів і потужністю насосного обладнання — 420,44 кВт. В розділі технікоекономічного розрахунку було обрано комбіновану систему джерела теплоти. Тому фактична потреба електроенергії для теплових насосів і для насосного обладнання складає 204 кВт, при цьому потреба в газі при режимі 1 — 115,2 м³/год. КГУ вироблятиме 518,5 кВт теплоносія з потрібним температурним графіком для даного будинку. Детальніше див. розділ 5.

									Ар
									81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Режим 2. Це режим роботи системи при слабких графіках погодинних відключень. Коли експлуатаційні витрати протягом декількох годинах відключень не суттєві і можна підтримати мікроклімат в приміщеннях при розрахункових параметрах. Даний режим майже не відрізняється від режиму 1, за виключенням зменшення витрати повітря в ПВУ на 50 % і збільшивши Δ на 5°C.

В даному режимі система опалення працює на максимальну потужність 355 кВт та з температурним графіком 45°/35°C, забезпечуючи при цьому розрахункову температуру приміщень житлової частини. При даному режимі насос (1.17) стояку 1 працює з витратою 15,17 м³/год. (252 л/хв.) та з напором 13,7 м. Насос працює з ККД 45%, споживаючи 2,06 кВт електроенергії за годину. Насос (1.16) стояку 2 працює з витратою 15,41 м³/год. (257 л/хв.) та з напором 15,08 м. При цьому насос працює з ККД 50%, споживаючи 2,7 кВт електроенергії за годину.

Система теплохолодопостачання фанкойлів, працює при максимальній потрібній потужності на нагрів приміщень орендної частини з потужністю 55кВт, з температурним графіком 45°/40°C. При даному режимі насос (1.18) працює з витратою 9,86 м³/год. (164 л/хв.) та з напором 9,24 м., при цьому насос працює з ККД 45%, споживаючи 0,8 кВт електроенергії за годину. Такий малий ККД насосу спричинений підбором обладнання на роботу при усіх режимах роботи системи, в даному випадку насос підбирався на режим охолодження (з витратою 35,89 м³/год. (598 л/хв.) та з напором 11,66 м.).

Система вентиляції в холодний період при режимі 2 працює на теплову потужність 98,2 кВт з температурним графіком 50°/40°C. При даному режимі насос (1.14) працює з витратою 8,44 м³/год. (140 л/хв.) та з напором 8,8 м., при цьому насос працює з ККД 37%, споживаючи 1 кВт електроенергії за годину.

При цьому комбі-клапани системи теплохолодопостачання ПВУ мають наступні налаштування — ПВ1 n=3.0 (1,73 м³/год), ПВ2 n=10(0,43 м³/год), ПВ3 n=3.0(1,31 м³/год), ПВ4 n=3.0 (1,43 м³/год), ПВ5 n=3.0 (1,51 м³/год), ПВ6 n=2.0 (1,95 м³/год).

									Ар
									82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

При даному режимі АВ-QM (1.4) з налаштуванням $n=47,5$. Заслінка 1.8 закрита, відповідно АВ-QM (1.5) не працює, заслінка 1.7 відкрита, АВ-QM (1.6) з налаштуванням $n=62,5$. Заслінки 1.9 відкриті, при цьому АВ-QM (1.10) з налаштуванням $n=40$.

АВ-QM (1.11) стояку 1 з налаштуванням $n=77,5$, АВ-QM (1.12) стояку 2 з налаштуванням $n=77,3$.

Загальна теплова потужність в режимі 2 — 719,2 кВт, електрична потужність з урахуванням COP теплових насосів і потужністю насосного обладнання — 371,5 кВт. Фактична потреба електроенергії для теплових насосів з урахуванням комбінованої системи КГУ+ТН складає 181,6 кВт, при цьому потреба в газі при режимі 2 — 102,6 м³/год. КГУ вироблятиме 477,6 кВт теплоносія з потрібним температурним графіком для даного будинку в режимі 2. Детальніше див. розділ 5.

Режим 2.1. Це режим роботи системи при помірних графіках погодинних відключень. Коли експлуатаційні витрати протягом часу відключень більш суттєві і можна підтримати температуру в приміщеннях житлової частини будівлі для розрахункових параметрів, для орендної частини температуру приміщення понизити на 15°C, а вентиляцію взагалі вимкнути.

В даному режимі система опалення працює на максимальну потужність 355 кВт та з температурним графіком 45°/35°C, забезпечуючи при цьому розрахункову температуру приміщень житлової частини. При даному режимі насос (1.17) стояку 1 працює з витратою 15,17 м³/год. (252 л/хв.) та з напором 13,7 м. Насос працює з ККД 45%, споживаючи 2,06 кВт електроенергії за годину. Насос (1.16) стояку 2 працює з витратою 15,41 м³/год. (257 л/хв.) та з напором 15,08 м. При цьому насос працює з ККД 50%, споживаючи 2,7 кВт електроенергії за годину.

Система теплохолодопостачання фанкойлів, працює при 75% від потрібної потужності на нагрів приміщень орендної частини з потужністю 30,5 кВт, з температурним графіком 45°/35°C. При даному режимі насос (1.18) працює з витратою 2,62 м³/год. (43 л/хв.) та з напором 7,76 м., при цьому

									Ар
									83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

насос працює з ККД 15%, споживаючи 0,7 кВт електроенергії за годину. Такий малий ККД насосу спричинений підбором обладнання на роботу при усіх режимах роботи системи, в даному випадку насос підбирався на режим охолодження (з витратою 35,89 м³/год. (598 л/хв.) та з напором 11,66 м.).

Система вентиляції в холодний період при режимі 2.1 не працює.

При даному режимі АВ-QM (1.4) з налаштуванням $n=47,5$. Заслінка 1.8 закрыта, відповідно АВ-QM (1.5) не працює, заслінка 1.7 відкрита, АВ-QM (1.6) з налаштуванням $n=47,5$. Заслінки 1.9 закриті, при цьому АВ-QM (1.10) не використовується.

АВ-QM (1.11) стояку 1 з налаштуванням $n=82,5$, АВ-QM (1.12) стояку 2 з налаштуванням $n=80$.

Загальна теплова потужність в режимі 2 — 596,5 кВт, електрична потужність з урахуванням COP теплових насосів і потужністю насосного обладнання — 308,7 кВт. Фактична потреба електроенергії для теплових насосів з урахуванням комбінованої системи КГУ+ТН складає 150,6 кВт, при цьому потреба в газі при режимі 2.1 — 85,1 м³/год. КГУ вироблятиме 396,9 кВт теплоносія з потрібним температурним графіком для даного будинку в режимі 2.1. Детальніше див. розділ 5.

Режим 3 — це режим подібний до режиму 1, є варіантом стаціонарного режиму, але для зменшення навантаження на джерело теплоти, Δt теплоносія замість 10°C — 5°C, зі збільшенням витрати на насосному обладнанні.

В даному режимі система опалення працює на максимальну потужність 355 кВт та з температурним графіком 45°/40°C, забезпечуючи при цьому розрахункову температуру приміщень житлової частини. При даному режимі насос (1.17) стояку 1 працює з витратою 30,37 м³/год. (506 л/хв.) та з напором 23,63 м. Насос працює з ККД 70%, споживаючи 4 кВт електроенергії за годину. Насос (1.16) стояку 2 працює з витратою 30,85 м³/год. (515 л/хв.) та з напором 28,69 м. При цьому насос працює з ККД 72%, споживаючи 4 кВт електроенергії за годину.

										Ар
										84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Система теплохолодопостачання фанкойлів, яка в холодний період працює на нагрів приміщень орендної частини з потужністю 55кВт, з температурним графіком 45°/35°С. При даному режимі насос (1.18) працює з витратою 4,73 м³/год. (78,83 л/хв.) та з напором 8,95 м, при цьому насос працює з ККД 50%, споживаючи 1,1 кВт електроенергії за годину.

Система вентиляції в холодний період має максимальну теплову потужність 187 кВт з температурним графіком 50°/45°С. При даному режимі насос (1.14) працює з витратою 33,72 м³/год. (562 л/хв.) та з напором 13,86 м., при цьому насос працює з ККД 72%, споживаючи 2,2 кВт електроенергії за годину.

При даному режимі АВ-QM (1.4) з налаштуванням $n=47,5$. Заслінка 1.8 закрита, відповідно АВ-QM (1.5) не працює, заслінка 1.7 відкрита, АВ-QM (1.6) з налаштуванням $n=47,5$. Заслінки 1.9 відкриті, при цьому АВ-QM (1.10) з налаштуванням $n=60$.

АВ-QM (1.11) стояку 1 з налаштуванням $n=82,5$, АВ-QM (1.12) стояку 2 з налаштуванням $n=80$.

При цьому комбі-клапани системи теплохолодопостачання ПВУ мають наступні налаштування — ПВ1 $n=5.0$ (6,93 м³/год), ПВ2 $n=40$ (1,97 м³/год), ПВ3 $n=4.5$ (5,25 м³/год), ПВ4 $n=4.5$ (5,74 м³/год), ПВ5 $n=4.5$ (6,03 м³/год), ПВ6 $n=4.5$ (7,82 м³/год).

Загальна теплова потужність в режимі 3 — 808 кВт, електрична потужність з урахуванням COP теплових насосів і потужністю насосного обладнання — 420,6 кВт. В розділі технікоекономічного розрахунку було обрано комбіновану систему джерела теплоти. Тому фактична потреба електроенергії для теплових насосів і для насосного обладнання складає 204 кВт, при цьому потреба в газі при режимі 3 — 115,2 м³/год. КГУ вироблятиме 518,5 кВт теплоносія з потрібним температурним графіком для даного будинку. Детальніше див. розділ 5.

Режим 4 — це режим, який передбачається для відключень електроенергії з великою протяжністю. В даному режимі $\Delta t5^{\circ}\text{C}$ в усіх

						Ар
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

системах окрім ГВП. ГВП працює в стаціонарному режимі. Вентиляція працює на витрату 50%. Система опалення працює на підтримку температури в приміщеннях житлової частини 15°C, система теплохолодопостачання фанкойлів працює на 15°C в орендарських приміщеннях.

В даному режимі система опалення працює на максимальну потужність 178 кВт та з температурним графіком 45°/40°C, забезпечуючи при цьому розрахункову температуру приміщень житлової частини. При даному режимі насос (1.17) стояку 1 працює з витратою 15,17 м³/год. (252 л/хв.) та з напором 13,7 м. Насос працює з ККД 45%, споживаючи 2,06 кВт електроенергії за годину. Насос (1.16) стояку 2 працює з витратою 15,41 м³/год. (257 л/хв.) та з напором 15,08 м. При цьому насос працює з ККД 50%, споживаючи 2,07 кВт електроенергії за годину.

Система теплохолодопостачання фанкойлів, яка в холодний період працює на нагрів приміщень орендної частини з потужністю 30,5 кВт, з температурним графіком 45°/40°C. При даному режимі насос (1.18) працює з витратою 9,86 м³/год. (164 л/хв.) та з напором 9,24 м, при цьому насос працює з ККД 45%, споживаючи 0,8 кВт електроенергії за годину.

Система вентиляції працює з потужністю 50 кВт з температурним графіком 50°/45°C. При даному режимі насос (1.14) працює з витратою 8,44 м³/год. (140 л/хв.) та з напором 8,8 м, при цьому насос працює з ККД 37%, споживаючи 1,2 кВт електроенергії за годину.

При даному режимі АВ-QM (1.4) з налаштуванням n=47,5. Заслінка 1.8 закрита, відповідно АВ-QM (1.5) не працює, заслінка 1.7 відкрита, АВ-QM (1.6) з налаштуванням n=47,5. Заслінки 1.9 відкриті, при цьому АВ-QM (1.10) з налаштуванням n=40.

АВ-QM (1.11) стояку 1 з налаштуванням n=77,5, АВ-QM (1.12) стояку 2 з налаштуванням n=77,3.

При цьому комбі-клапани системи теплохолодопостачання ПВУ мають наступні налаштування — ПВ1 n=3.0 (1,73 м³/год), ПВ2 n=10(0,43 м³/год), ПВ3

						Ар
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$n=3.0(1,31 \text{ м}^3/\text{год})$, ПВ4 $n=3.0 (1,43 \text{ м}^3/\text{год})$., ПВ5 $n=3.0 (1,51 \text{ м}^3/\text{год})$, ПВ6 $n=2.0 (1,95 \text{ м}^3/\text{год})$.

Загальна теплова потужність в режимі 4 — 469,5 кВт, електрична потужність з урахуванням COP теплових насосів і потужністю насосного обладнання — 248,1 кВт. В розділі технікоекономічного розрахунку було обрано комбіновану систему джерела теплоти. Тому фактична потреба електроенергії для теплових насосів і для насосного обладнання складає 118,6 кВт, при цьому потреба в газі при режимі 4 — 66,9 м³/год. КГУ вироблятиме 182,6 кВт теплоносія з потрібним температурним графіком для даного будинку. Детальніше див. розділ 5.

Режим 5 — це режим, який передбачається для важких та довгих відключень. В даному режимі $\Delta t 5^{\circ}\text{C}$ в усіх системах окрім ГВП та вентиляції. ГВП працює в стаціонарному режимі. Вентиляція не працює. Система опалення працює на підтримку температури в приміщеннях житлової частини 15°C , система теплохолодопостачання фанкойлів працює на 5°C в орендованих приміщеннях, для запобігання замерзанню теплоносія в трубах.

В даному режимі система опалення працює на максимальну потужність 178 кВт та з температурним графіком $45^{\circ}/40^{\circ}\text{C}$, забезпечуючи при цьому розрахункову температуру приміщень житлової частини. При даному режимі насос (1.17) стояку 1 працює з витратою $15,17 \text{ м}^3/\text{год}$. (252 л/хв.) та з напором 13,7 м. Насос працює з ККД 45%, споживаючи 2,06 кВт електроенергії за годину. Насос (1.16) стояку 2 працює з витратою $15,41 \text{ м}^3/\text{год}$. (257 л/хв.) та з напором 15,08 м. При цьому насос працює з ККД 50%, споживаючи 2,7 кВт електроенергії за годину.

Система теплохолодопостачання фанкойлів, яка в холодний період працює на нагрів приміщень орендної частини з потужністю 15,3 кВт, з температурним графіком $45^{\circ}/40^{\circ}\text{C}$. При даному режимі насос (1.18) працює з витратою $2,62 \text{ м}^3/\text{год}$. (43 л/хв.) та з напором 0,9 м, при цьому насос працює з ККД 37%, споживаючи 0,9 кВт електроенергії за годину.

									Ар
									87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Система вентиляції не працює, за виключенням насосного обладнання (1.13) для запобігання замерзанню теплоносія в трубопроводах.

При даному режимі АВ-QM (1.4) з налаштуванням $n=47,5$. Заслінка 1.8 закрита, відповідно АВ-QM (1.5) не працює, заслінка 1.7 відкрита, АВ-QM (1.6) з налаштуванням $n=40$. Заслінки 1.9 закриті. АВ-QM (1.11) стояку 1 з налаштуванням $n=77,5$, АВ-QM (1.12) стояку 2 з налаштуванням $n=77,3$.

Комбі-клапани до ПВУ повністю відкриті.

Загальна теплова потужність в режимі 4 — 404,3 кВт, електрична потужність з урахуванням COP теплових насосів і потужністю насосного обладнання — 211,9 кВт. В розділі технікоеконімічного розрахунку було обрано комбіновану систему джерела теплоти. Тому фактична потреба електроенергії для теплових насосів і для насосного обладнання складає 102,1 кВт, при цьому потреба в газі при режимі 4 — 57,7 м³/год. КГУ вироблятиме 157,2 кВт теплоносія з потрібним температурним графіком для даного будинку. Детальніше див. розділ 5.

Як альтернатива всім вище описаним режимам роботи, розглядалося використання одного циркуляційного насоса для всієї системи. При необхідності такий циркуляційний насос може бути встановлений відповідно до критичності умов енергосистеми, в проекті даний варіант не представлений, але параметри насоса розраховані. У холодні місяці, коли відсутнє підведення тепла і електроенергії від КГУ та теплового насоса, витрата теплоносія становить 97,03 м³/год (1620 л/хв) при напорі 34,15 м. При необхідності циркуляція теплоносія у контурах зробивши врізки до всіх систем може бути забезпечена одним насосом, що забезпечить безпеку від замерзання. Мешканці можуть самостійно підвищити надійність інженерних систем свого будинку, придбавши циркуляційний насос та генератор, що забезпечить безперервну роботу навіть під час відключення опалення чи електроенергії.

Система оснащена комплексною автоматизацією, включаючи заслінки з електроприводами та регулювальні клапани з електроприводами в такій

						Ар
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

кількості, що вона може безперервно динамічно регулювати параметри теплоносія залежно від завдань та стану електричної та газової систем. Це дозволяє системі працювати автономно без постійного контролю персоналу. Персонал потрібен лише для технічного обслуговування та переходів між сезонами. За необхідності систему можна перемикає відповідно до потреб споживачів та графіків відключень, що робить її гнучкою, енергоефективною та адаптивною до змін умов експлуатації.

Далі зводимо всі результати розрахунків для шести режимів роботи систем в загальну таблицю. У таблицю 6.1, окремо наведено теплові потужності на опалення, ГВП, системи теплопостачання ПВУ, фанкойли, споживання електроенергії насосами кожної із систем, загальне споживання електроенергії системою та необхідні кількості природного газу та дизельного палива для кожного з режимів. Такий підхід дозволяє провести комплексну наочну оцінку всіх режимів роботи, порівняння та визначити оптимальні параметри та ресурси для стабільної роботи системи за різних умов експлуатації.

Таблиця 6.1 Параметри насосного обладнання при різних режимах.

Режим роботи	ΔT	Насосне обладнання	Витрата, м ³ /год	Витрата, л/хв	Напір, м	Електрична потужність, кВт
Режим 1	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Опалення СТ1	30,37	506	23,63	4
	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Опалення СТ2	30,85	515	28,69	4
	$\Delta 10^{\circ}\text{C}$	Фанкойл	9,84	164	9,24	0,8
	$\Delta 10^{\circ}\text{C}$	Вентиляція	16,86	281	11,16	1,1
Режим 2	$\Delta 10^{\circ}\text{C}$	Опалення СТ1	15,17	252	13,7	2,06
	$\Delta 10^{\circ}\text{C}$	Опалення СТ2	15,41	257	15,08	2,7
	$\Delta 10^{\circ}\text{C}$	Фанкойл	9,84	164	9,24	0,8
	$\Delta 10^{\circ}\text{C}$	Вентиляція	8,44	140	8,8	1,2
Режим 2.1	$\Delta 10^{\circ}\text{C}$	Опалення СТ1	15,17	252	13,7	2,06
	$\Delta 10^{\circ}\text{C}$	Опалення СТ2	15,41	257	15,08	2,7
	$\Delta 10^{\circ}\text{C}$	Фанкойл	2,47	43	7,76	0,9
	—	Вентиляція	—	—	—	—

						Ар
						89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Режим 3	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Опалення СТ1	30,37	506	23,63	4
	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Опалення СТ2	30,85	515	28,69	4
	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Фанкойл	19,71	328	10,96	2,2
	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Вентиляція	33,72	562	13,86	2,2
Режим 4	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Опалення СТ1	15,17	252	13,7	2,06
	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Опалення СТ2	15,41	257	15,08	2,7
	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Фанкойл	9,84	164	9,24	0,8
	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Вентиляція	8,44	140	8,8	1,2
Режим 5	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Опалення СТ1	15,17	252	13,7	2,06
	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Опалення СТ2	15,41	257	15,08	2,7
	$\Delta 5^{\circ}\text{C}$	Фанкойл	2,62	43	7,76	0,9
	—	Вентиляція	—	—	—	—
Альтернативний варіант (1 насос)	$\Delta 10^{\circ}\text{C}$	Загальний насос	97,03	1620	34,15	15

Таблиця 6.2 Потужності системи теплопостачання.

Граничні параметри режимів роботи в ХП			
Режим роботи	Режим 1	Режим 2	Режим 2.1
Загальна теплова потужність систем ТППіВ	Опалення 355 кВт	Опалення 355 кВт	Опалення 355 кВт
	Теплопостачання орендарів 55 кВт	Теплопостачання орендарів 55 кВт	Теплопостачання орендарів 30,5 кВт
	Вентиляція 187 кВт	Вентиляція 98,2 кВт	Вентиляція (-) кВт
	ГВП 211 кВт	ГВП 211 кВт	ГВП 211 кВт
Загальна електрична потужність насосів систем ТППіВ	Опалення 8 кВт	Опалення 4,8 кВт	Опалення 4,8 кВт
	Теплопостачання орендарів 0,8 кВт	Теплопостачання орендарів 0,8 кВт	Теплопостачання орендарів 0,7 кВт
	Вентиляція 1,1 кВт	Вентиляція 1 кВт	Вентиляція (-) кВт
	ГВП 2,2 кВт	ГВП 2,2 кВт	ГВП 2,2 кВт
Загальна електрична потужність джерела теплоти	Опалення 179,2 кВт	Опалення 179,2 кВт	Опалення 179,2 кВт
	Теплопостачання орендарів 27,7 кВт	Теплопостачання орендарів 27,7 кВт	Теплопостачання орендарів 15,4 кВт
	Вентиляція 94,4 кВт	Вентиляція 49,6 кВт	Вентиляція (-) кВт

									Ар
									90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

	ГВП 106,56 кВт	ГВП 106,56 кВт	ГВП 106,56 кВт
Загальна потребуєма електрична потужність	Опалення 187,8 кВт	Опалення 183,8 кВт	Опалення 183,8 кВт
	Теплопостачання орендарів 28,3 кВт	Теплопостачання орендарів 28,3 кВт	Теплопостачання орендарів 16,1 кВт
	Вентиляція 95,54 кВт	Вентиляція 50,6 кВт	Вентиляція (-) кВт
	ГВП 108,8 кВт	ГВП 108,8 кВт	ГВП 108,8 кВт
Електрична потужність (кВт/год)	420,44	371,5	308,7
Потреба дизелю (л/год)	96,1	84,91	70,56
Потреба природного газу(м³/год)	120,13	106,14	88,20

Таблиця 6.3 Потужності системи теплопостачання.

Граничні параметри режимів роботи в ХП			
Режим роботи	Режим 3	Режим 4	Режим 5
Загальна теплова потужність систем ТГПіВ	Опалення 355 кВт	Опалення 178 кВт	Опалення 178 кВт
	Теплопостачання орендарів 55 кВт	Теплопостачання орендарів 30,5 кВт	Теплопостачання орендарів 15,3 кВт
	Вентиляція 187 кВт	Вентиляція 50 кВт	Вентиляція (—)
	ГВП 211 кВт	ГВП 211 кВт	ГВП 211 кВт
Загальна електрична потужність насосів систем ТГПіВ	Опалення 8 кВт	Опалення 4,76 кВт	Опалення 4,76 кВт
	Теплопостачання орендарів 1,2 кВт	Теплопостачання орендарів 0,9 кВт	Теплопостачання орендарів 0,75 кВт
	Вентиляція 1,1 кВт	Вентиляція 1,2 кВт	Вентиляція (—)
	ГВП 2,2 кВт	ГВП 2,2 кВт	ГВП 2,2 кВт
Загальна електрична потужність джерела теплоти	Опалення 179,3 кВт	Опалення 89,9 кВт	Опалення 89,9 кВт
	Теплопостачання орендарів 27,8 кВт	Теплопостачання орендарів 17,33 кВт	Теплопостачання орендарів 7,72 кВт
	Вентиляція 94,4 кВт	Вентиляція 25,25 кВт	Вентиляція (—)
	ГВП 106,56 кВт	ГВП 106,56 кВт	ГВП 106,56 кВт

										Ар
										91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

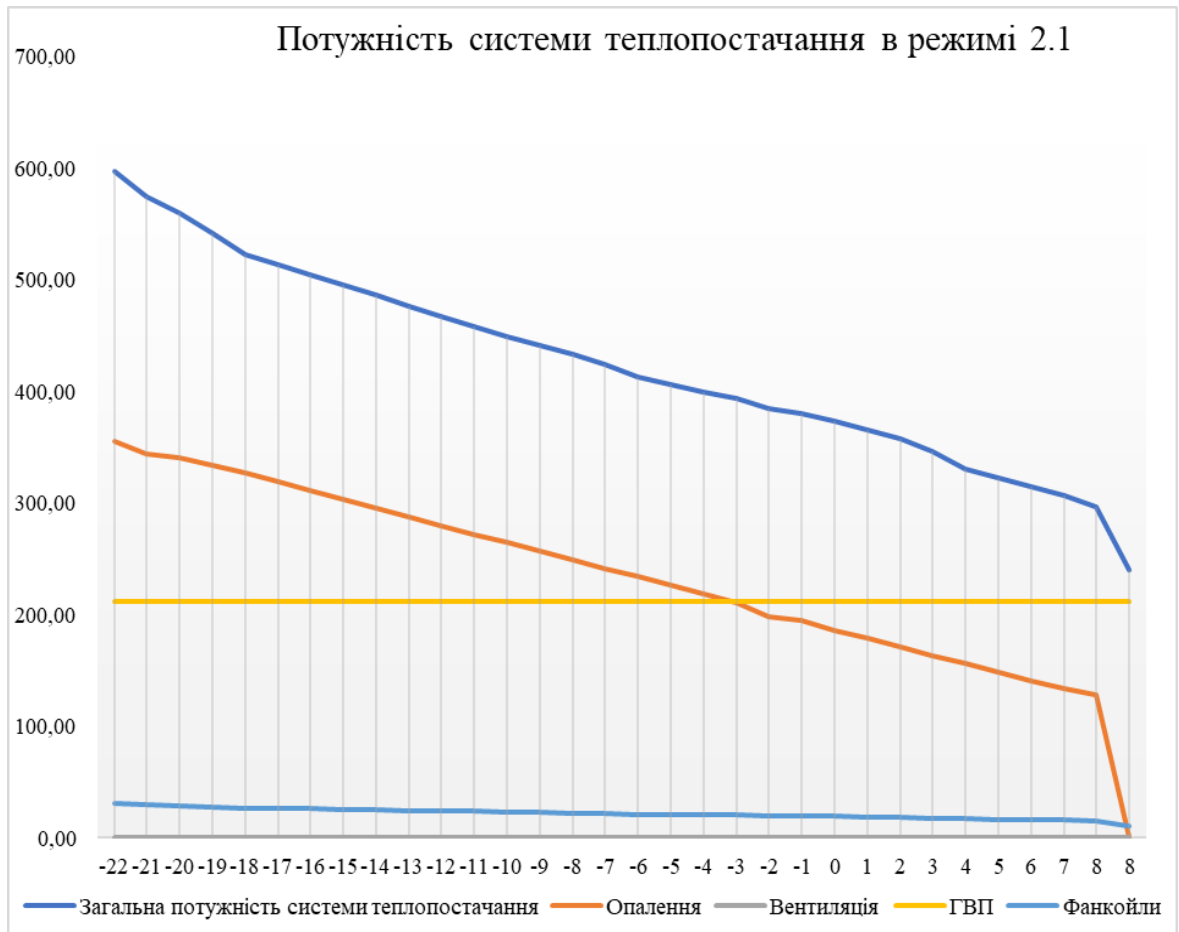


Рисунок 6.2 Потужність системи тепlopостачання в режимі 2.1

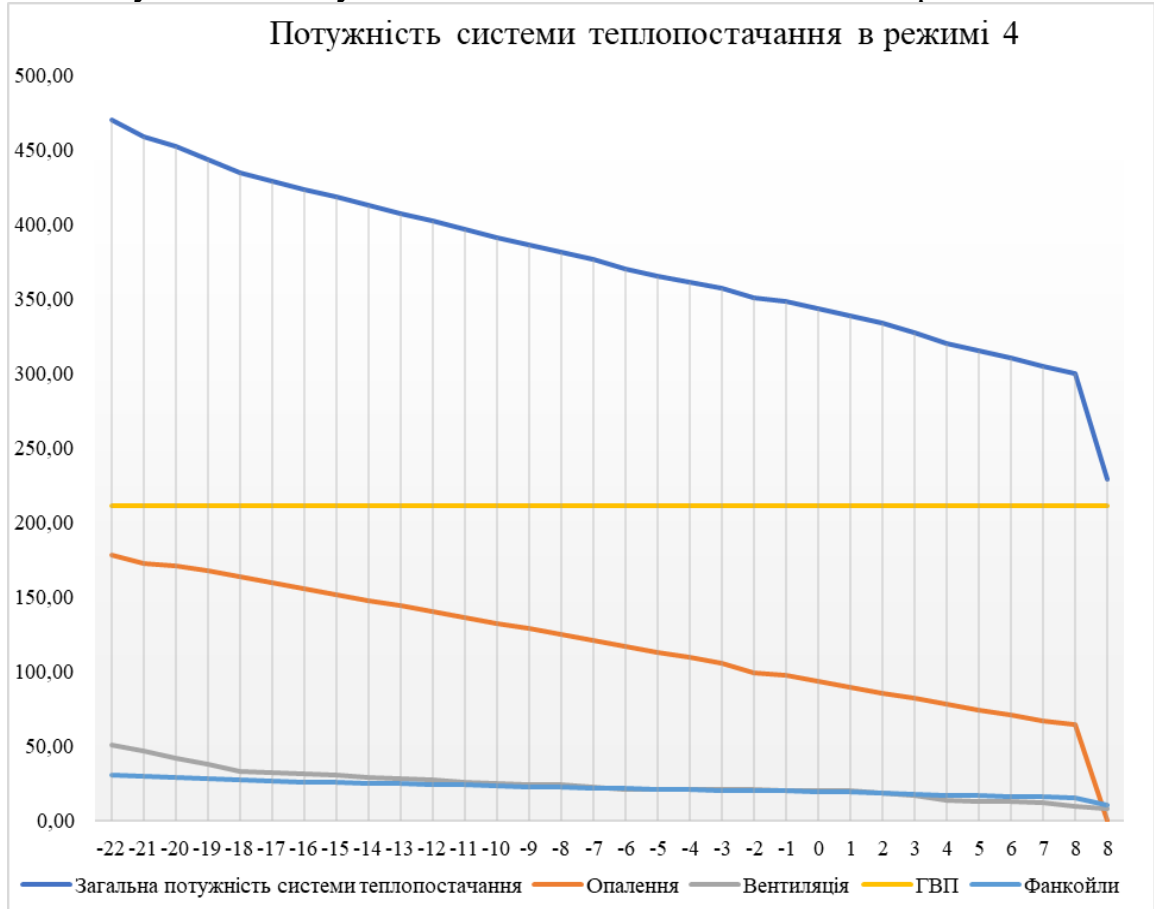


Рисунок 6.3 Потужність системи тепlopостачання в режимі 4

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

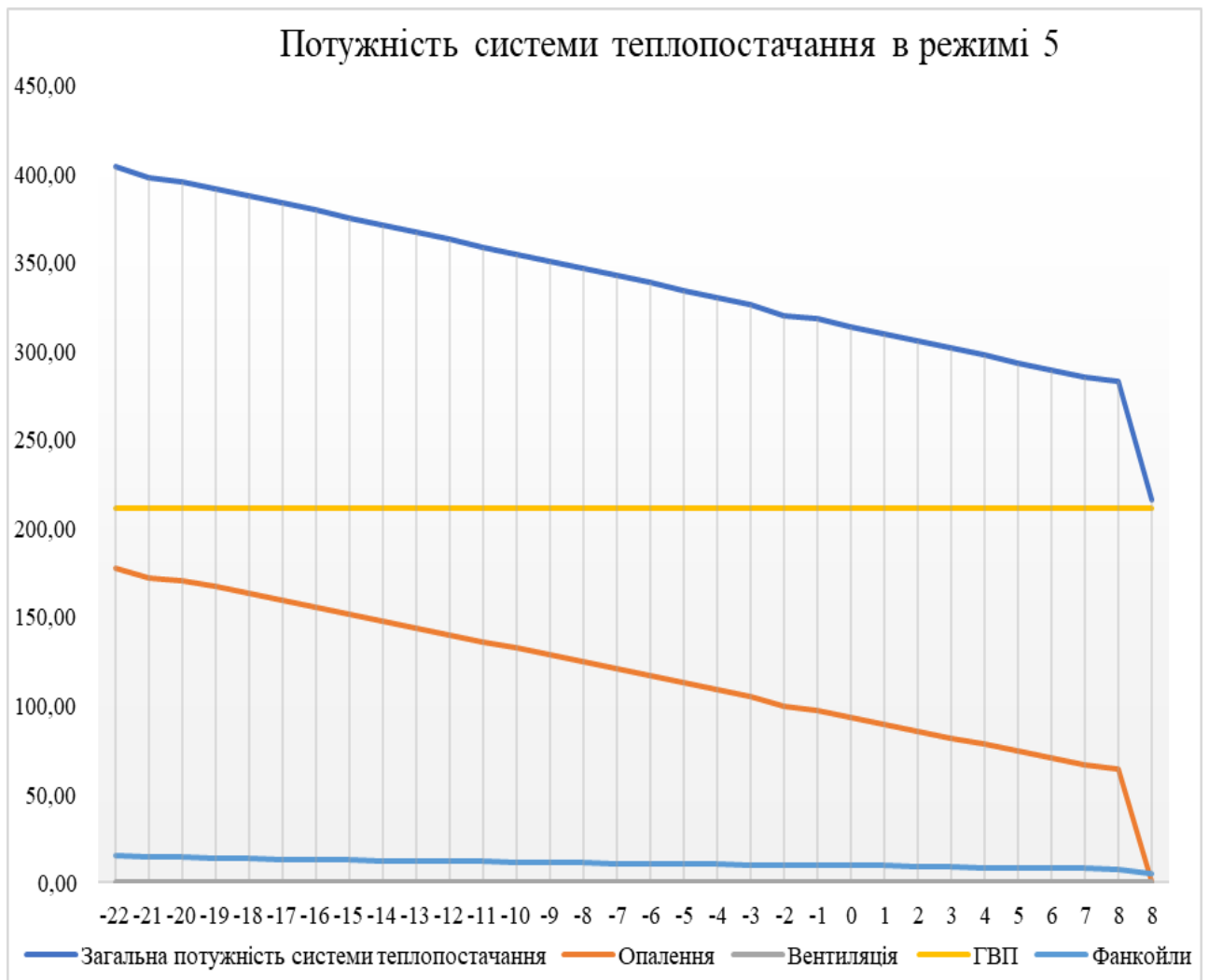


Рисунок 6.4 Потужність системи теплопостачання в режимі 5

Після виконання усіх розрахунків по експлуатації і фактичній тепловій і електричній потужності при роботі комбінованої системи КГУ+ТН, зводимо результати в узагальнюючу таблицю. У даній таблиці показано потреби системи в теплі та електроенергії в різних режимах роботи, фактичну потужність когенераційної установки (КГУ) та її вироблену теплову і електроенергію, необхідну для теплових насосів. Споживання природного газу та дизельного палива для різних режимів роботи показано окремо. Це дозволяє нам оцінити співвідношення виробленої енергії до споживаної та визначити оптимальні параметри для стабільної роботи системи.

Таблиця містить такі рядки: режим роботи, тепла потужність системи (кВт), електрична потужність (кВт·год), споживання дизельного палива (л/год), споживання природного газу (м³/год), виробництво тепла в режимі

						Ар
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

когенерації (кВт), виробництво електроенергії в режимі когенерації (кВт), фактична потребуєма теплова потужність теплових насосів (кВт), фактичне виробництво тепла (кВт), фактичне виробництво електроенергії від когенерації (кВт), фактичне споживання електроенергії тепловими насосами та насосним обладнанням (кВт), фактичне споживання природного газу КГУ (м³/год), фактичне споживання дизельного палива дизельним генератором (л/год), а також економічні показники – погодинні витрати енергії КГУ + ТН та ТН + дизель генератор.

Фактична теплова потужність системи – це реальна кількість тепла, необхідна для роботи всіх контурів у заданому режимі. Він визначає потребу в електроенергії для роботи теплових насосів. Якщо когенераційна установка виробляє частину теплової енергії, навантаження на теплові насоси зменшується, тим самим зменшуючи їхню фактичну потужність і відповідне споживання електроенергії. Таким чином, баланс між виробництвом тепла від КГУ і теплових насосів оптимізує споживання електроенергії, газу чи дизельного палива, забезпечуючи стабільну роботу системи за мінімальних витрат на енергії в різних режимах роботи системи.

Таблиця 6.4 Параметри режимів роботи системи при різних режимах.

Граничні параметри режимів роботи в ХП						
Режим роботи	Режим 1	Режим 2	Режим 2.1	Режим 3	Режим 4	Режим 5
Теплова потужність системи (кВт)	808	719,2	596,5	808	469,5	404,3
Електрична потужність (кВт/год)	420,4	371,5	308,7	420,6	248,1	211,9
Потреба дизелю (л/год)	96,1	84,9	70,6	96,1	56,7	48,4
Потреба природного газу (м ³ /год)	120,1	106,1	88,2	120,2	70,9	60,6
Вироблення теплової енергії, при роботі тільки КГУ (кВт)	540,6	477,6	396,9	540,8	319,0	272,5

Для порівняння, когенерації (КГУ) з тепловими насосами пропонують значні переваги. Така система знижує витрати на виробництво тепла та електроенергії, ефективно використовує відновлювані джерела енергії та характеризується високою енергоефективністю. Завдяки гнучкому режиму роботи система може адаптуватися до змін потреб в опаленні та режимів роботи будівлі, тим самим підвищуючи надійність та стабільність теплопостачання.

Аналіз підтверджує доцільність використання теплоелектроцентралі (КГУ) з тепловими насосами як сучасного, економічно ефективного та енергоефективного рішення для забезпечення безперервної роботи об'єкта. Використання дизельного генератора слід розглядати лише як резервне джерело живлення для критичних ситуацій або періодів пікового споживання.

Відразу видно, що режими 1 та 3 подібні, оскільки їхні експлуатаційні витрати практично ідентичні – це два приклади роботи системи в стаціонарному режимі без відключень. Відрізняються тільки в тому, що в режимі 3 зменшується навантаження на джерело тепла, збільшуючи витрату теплоносія в контурах, буде представлено замовнику на вибір. Режим 2 оптимальний для короткочасних або віялових відключень електропостачання до 4 годин, коли можна продовжувати підтримку параметрів мікроклімату в різних приміщеннях не довгий час. Режим 2.1 є економічнішим в порівнянні з режимом 2, він також може бути адаптований до потреб орендарів, які бажають експлуатувати систему вентиляції під час помірних перебоїв електропостачання. Режим 4 є прикладом роботи всіх мереж з мінімальними експлуатаційними витратами. Він добре підходить для помірних відключень електропостачання та особливо корисний за низьких температур, щоб запобігти замерзанню теплоносія в трубопроводах, для запобігання замерзанню і прориву трубопроводів. Режим 5 розроблений для тривалих графіків відключень електроенергії, з мінімальними витратами та може ефективно використовуватися як нічний режим (фоновий режим).

									Ар
									97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Основною метою цього проєкту є безперервна та енергоефективна експлуатація будівлі завдяки використанню сучасних технологій опалення. План передбачає використання когенераційних установок (КГУ) у поєднанні з тепловими насосами. Це дозволяє ефективно використовувати як традиційні, так і відновлювані джерела тепла.

Запропонована система пропонує гнучке тепlopостачання, яке адаптується до потреб в опаленні, погодних умов та режимів роботи будівлі. Використання теплових насосів дозволяє значно знизити споживання первинної енергії, підвищити загальну ефективність системи та зменшити експлуатаційні витрати. КГУ, у свою чергу, забезпечують стабільне тепlopостачання та резервування системи під час пікового навантаження або зміни режимів роботи.

Впровадження цього технічного рішення дозволяє досягти оптимального балансу між витратами на опалення та електроенергію, підвищити надійність технічних систем та стабільні мікрокліматичні параметри в будівлі. Це забезпечує оптимальний комфорт для орендарів, співробітників, відвідувачів та мешканців житлової частини цілий рік, одночасно зменшуючи споживання енергії та підвищуючи загальну енергоефективність будівлі.

						Ар
						98
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

комунального господарства України від 28.09.2018 р.№ 260. Зі Зміною № 1.

- 15.ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»/ Накази Міністерства регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. – К.:, 2013.
- 16.ДБН В.2.6-31:2021 "Теплова ізоляція та енергоефективність будівель", Наказ Мінрегіону України.
- 17.ДБН В.2.5-77:2014 "Котельні".
- 18.Аеродинаміка вентиляції: методичні вказівки до виконання курсової АЗЗ роботи / уклад.: В.Б. Довгалюк, В.О. Мілейковський, Е.І. Дмитроченкова. – К.: КНУБА, 2017. – 64 с.
- 19.Любарець О. П., Зайцев О. М., Любарець В. О, «ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОПАЛЕННЯ» (посібник для проектувальників, інженерів і студентів технічних ВНЗ) Переклад російського видання, перероблене та доповнене, Відень - Київ – Сімферополь 2010
- 20.Сучасні системи опалення: методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи / уклад.: О.П. Любарець, А.С. Москвітїна. – Київ: КНУБА, 2023. – 48 с.
- 21.Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
- 22.ДСТУ – Н Б В.1.1-27:2010 «Будівельна кліматологія»/ Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово–комунального господарства України.
- 23.ДСТУ EN 15378-3:2023 Енергоефективність будівель. Системи опалення та гарячого водопостачання будівель. Частина 3. Виміряна енергоефективність, модулі М3-10, М8-10 (EN 15378-3:2017, IDT)

									Ар
									100
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

24.Клименко Г. М. Повітророзподіл у стиснених умовах виробничих приміщень з теплонадлишками : дис. к.т.н. : спец. 05.23.03 - Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання : Наук. кер. Довгалюк В.Б. : дата захисту 2015-04-08. Львів: Національний університет "Львівська політехніка", 2015. URL: <https://nrat.ukrintei.ua/searchdoc/0415U000963>

										Ар
										101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						