

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ

Інститут технічної теплофізики НАН України

На правах рукопису

Лисенко Оксана Миколаївна

УДК 628.81

**ЕФЕКТИВНІСТЬ УПРАВЛІННЯ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯМ
АДМІНІСТРАТИВНОЇ БУДІВЛІ ПРИ ВИКОРИСТАННІ
ІНДИВІДУАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО ПУНКТУ**

Спеціальність 05.14.06. – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Науковий керівник:

Басок Борис Іванович,

доктор технічних наук, професор,

член-кореспондент НАН України

Київ – 2015

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ	5
ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОЗРОБОК ТА ДОСЛІДЖЕНЬ ВИКОРИСТАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ТЕПЛОВИХ ПУНКТИВ	14
Основні поняття та терміни	14
1.1 Аналіз експлуатації систем теплоспоживання будівель з ІТП	16
1.2 Основні схеми ІТП та способи регулювання відпуску теплоти	26
1.3 Експериментальні та теоретичні дослідження використання ІТП	40
1.4 Мета та постановка задач дослідження	43
1.5 Висновки до розділу 1	44
РОЗДІЛ 2 ЦІЛЬОВЕ ЕНЕРГЕТИЧНЕ ОБСТЕЖЕННЯ БУДІВЛІ ТА ЇЇ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ	45
2.1 Цільове енергетичне обстеження будівлі для встановлення ІТП	45
2.2 Визначення теплоспоживання адміністративної будівлі	51
2.3 Дослідження температурного стану приміщення при періодичному відключенні опалення	57
2.4 Дослідження системи електропостачання	59
2.5 Порівняння температурного графіку теплопостачальної організації з реальними температурами теплоносія	60
2.6 Висновки до розділу 2	61

РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА ПАРАМЕТРІВ УПРАВЛІННЯ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯМ БУДІВЛІ	64
3.1 Розробка моделі теплового режиму приміщення будівлі	64
3.2 Результати розрахунку теплового стану приміщення при переривчастому режимі його опалення	69
3.3 Моделювання переривчастого режиму роботи одиночного опалювального приладу	85
3.4 Висновки до розділу 3	98
РОЗДІЛ 4 СТВОРЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ІНДИВІДУАЛЬНОГО ТЕПЛООВОГО ПУНКТУ. ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	100
4.1 Розробка експериментальної установки індивідуального теплового пункту	100
4.1.1 Вибір обладнання для ІТП з гідравлічною стрілкою	100
4.1.2 Гідравлічна стрілка та її розрахунок	102
4.1.3 Опис експериментальної установки ІТП з гідравлічною стрілкою	104
4.1.4 Блок автоматичного вимірювання та архівування даних основних параметрів тепlopостачання	106
4.1.5 Режим роботи ІТП	110
4.1.6 Порядок проведення експерименту	112
4.2 Результати експериментальних досліджень ІТП	113
4.3 Розрахунок похибок вимірювання величин	150
4.4 Порівняння даних розрахунку системи опалення з експериментальними даними	155
4.5 Висновки до розділу 4	161

РОЗДІЛ 5 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ІТП	162
5.1 Розрахунок питомих тепловитрат на опалення	162
5.2 Розрахунок зменшення витрати теплової енергії при використанні різних режимів експлуатації ІТП	165
5.3 Розрахунок терміну окупності ІТП	169
5.4 Висновки до розділу 5	170
ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ	172
ВИСНОВКИ	174
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	175
Додаток А Технічні характеристики деяких приладів та датчиків	185
Додаток Б Акти впровадження результатів дисертаційної роботи	189

Інститут технічної теплофізики
Національна академія наук України
текст дисертації для ознайомлення

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення:

u – коефіцієнт змішування;

G – витрата теплоносія, т/год.;

Q – теплове навантаження, Вт;

T, t, τ – температура, °С;

k – коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К);

F – площа, м²;

δ – перепад;

G – масова витрата теплоносія, т/год.;

E – витрата теплової енергії, Гкал/год.;

U – напруга, В;

C – теплоємність, Дж/(кг·К);

ρ – густина, кг/м³;

c_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, Вт/(м²·К⁴);

ε – ступінь чорноти;

φ – коефіцієнт взаємного опромінення;

α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К);

V – об'єм, м³;

R – термічний опір, м²·К/Вт;

τ – час, с;

ε – економія теплової енергії, %;

n – кількість секцій радіатора;

m – маса, кг;

N – потужність, Вт;

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);

ΔP – перепад тиску, бар;

d – діаметр підвідних патрубків, мм;

D – діаметр гідравлічної стрілки, мм;

$t_{p,n}$ – коефіцієнт Стюдента;

D – кількість градусо-годин за опалювальний період, °С·год.

Нижні індекси:

р – розрахунковий;

оп – опалення;

м – мережа;

сер – середнє;

зовн – зовнішнє повітря;

под – теплоносій в подавальному трубопроводі;

звор – теплоносій в зворотному трубопроводі;

тах – максимальний;

мін – мінімальний;

інф – інфільтрація;

вікн – вікно;

ст – стіна;

к – конвектор;

n, n – нормативнє значення повітря;

n – номінальний;

n – приміщення;

р – радіатор;

к – конвективний;

n – променевий;

ч – чавун;

з – зовнішній;

наг – нагрів;

ох – охолодження;

нав – навколишнє середовище;

м – місяць;

е – законемлений.

Скорочення:

ТП – тепловий пункт;

ІТП – індивідуальний тепловий пункт;

ЦТП – центральний тепловий пункт;

АУУ – автоматизований вузол управління;

ГВП – гаряче водопостачання;

ГС – гідравлічна стрілка;

СКВ – середньоквадратичне відхилення.

ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ
Національна академія наук України
ТЕКСТ ДИСЕРТАЦІЇ ДЛЯ ОЗНАЙОМЛЕННЯ

ВСТУП

Актуальність теми.

Головною проблемою житлово-комунального господарства є значні витрати і втрати теплоти. Навіть незначне зменшення витрати теплоти за рахунок ефективного його використання дає можливість економити паливо і зменшувати забруднення атмосфери продуктами згорання. Більшість споживачів теплоту отримують централізовано з теплових мереж, а для її розподілу застосовують ЦТП. При будинковому регулюванні використовують теплові пункти, оснащені відповідним обладнанням, в яких головним елементом є елеваторний вузол. Як правило, це обладнання уже фізично і морально застаріле, що призводить до значних перевитрат теплоти. На сьогодні в новобудовах заборонено облаштування елеваторних вузлів. У зв'язку з наведеними обставинами актуальним є перехід від центральних теплових пунктів (ЦТП) до індивідуальних теплових пунктів (ІТП), розташованих безпосередньо в будівлі. Це рішення дозволяє відмовитись від розгалужених розподільчих теплових мереж, а також зменшити втрати теплоти при транспортуванні та витрату електроенергії на перекачування води.

Більшість дослідників стверджують, що при переході від ЦТП до ІТП з установкою відповідної автоматики витрати теплової енергії на опалення можуть бути знижені до 20%, однак із-за складності проведення експериментів достовірні дані, які підтверджують це положення, на сьогоднішній день практично відсутні. Крім того, для здійснення такої модернізації потрібні значні капіталовкладення, однак із-за низької сплатоспроможності населення і важкого фінансового стану держави в цілому ці роботи ведуться дуже повільно. Тому проведення експериментальних досліджень ІТП, а також дослідження особливостей теплозабезпечення на їх основі є актуальною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Наукові дослідження даної дисертаційної роботи увійшли до складу науково-дослідних робіт Інституту технічної теплофізики Національної академії наук України:

– “Розробка та впровадження індивідуального теплового пункту (ІТП) тепловою потужністю 300 кВт” (замовник: Національна академія наук України; 2008 р.; № д/р 0108U004250);

– “Створення та впровадження експериментального індивідуального теплового пункту потужністю 250 кВт для автоматизованого тепlopостачання типового будинку” (замовник: Державний комітет України з питань науки, інновацій та інформатизації; 2009-2010 рр.; № д/р 0109U007233);

– “Теплофізичні основи підвищення енергосфektivності будівель” (замовник: Національна академія наук України; 2012-2016 рр.; № д/р 0112U000296);

– “Розробка алгоритму управління та оптимізація режимів експлуатації індивідуального теплового пункту” (замовник: Національна академія наук України; 2013-2014 рр.; № д/р 0113U002128).

У наведеній роботі дисертант брав безпосередню участь як виконавець.

Мета і задачі дослідження.

Метою роботи є підвищення ефективності кінцевого використання теплової енергії для потреб опалення адміністративної бюджетної будівлі шляхом оптимального управління її теплоспоживанням на основі розробки та впровадження експериментального індивідуального теплового пункту, що приєднується до системи тепlopостачання за залежною гідравлічною схемою.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі дослідження:

1. Провести цільове енергетичне обстеження будівлі каркасно-панельного типу та її системи теплоспоживання (з елеваторним вузлом та з ІТП).

2. Дослідити використання переривчастого ручного режиму управління теплоспоживанням будівлі.

3. Створити теплофізичну модель та на її основі розрахувати процеси тепловіддачі від одиничного опалювального приладу (на прикладі радіатора).

4. На основі удосконаленої теплофізичної моделі теплового стану будівлі розрахувати параметри ефективного управління теплоспоживанням будівлі.

5. Розробити схему, робочий проект, скомплектувати, виготовити та здійснити впровадження експериментального ІТП оригінальної конструкції.

6. Провести експериментальні дослідження ІТП у реальному часі із постійним моніторингом основних параметрів теплопостачання та відпрацювати різні режими експлуатації ІТП, встановити найефективніший з них.

7. Визначити енергетичну та економічну ефективності впровадження ІТП.

Об'єкт дослідження – система опалення адміністративної будівлі бюджетної сфери (на прикладі 1-го корпусу ІТТФ НАН України по вул. Булаховського, 2).

Предмет дослідження – способи та засоби регулювання параметрів теплоспоживання будівлі. Оптимізація теплонадходжень.

Методи дослідження: розрахункові, аналітичні та комп'ютерне моделювання, цільове енергетичне обстеження будівлі, довготривалі прецензійні експериментальні дослідження, статистичні методи обробки результатів.

Наукова новизна одержаних результатів:

– вперше на основі удосконаленої теплофізичної моделі теплового стану приміщень будівлі, що враховує особливості структури зовнішньої стінової конструкції (в т.ч. плоского даху і цоколя) та інфільтрацію повітря, а також додаткові внутрішні теплонадходження, створено та досліджено способи погодозалежного управління теплоспоживанням будівлі в робочі та вихідні дні, за умов забезпечення належного теплового стану приміщень в робочий час. На

основі запропонованої моделі визначено, що за умов підтримання температури в приміщенні 20 ± 1 °С, при зовнішній температурі -10 °С, що характерна для найбільш холодного місяця (січня) в м. Києві, максимальна економія теплової енергії складає 4..6 %;

– вперше запропоновано параметр, що дозволяє оцінити ступінь енергоефективності в цілому будівлі та її системи опалення;

– вперше експериментально встановлено, що при роботі ІТП суттєво зростають витрати теплоносія (до 3...4 разів) в самій системі опалення будівлі в порівнянні з витратою в зовнішній тепловій мережі, які в свою чергу зменшуються в 1,7 разів в порівнянні з елеваторним вузлом. Це надає можливість використовувати менш потужні перекачувальні насоси в розподільчих теплових мережах;

– вперше експериментально встановлено, що при роботі ІТП температури зворотного теплоносія зменшуються на (5...7) °С в порівнянні з режимом роботи з елеваторним вузлом, що призводить до спрацювання в системі опалення температурного перепаду теплоносія до (35...40) °С і підвищення енергоефективності системи опалення на 45%;

– за період (2007-2015 рр.) проведення досліджень створено банк щогодинних експериментальних даних стосовно теплового стану будівлі та режимів експлуатації її системи опалення.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Встановлено температурні діапазони опалювального сезону, коли використання ІТП найефективніше при застосуванні оптимальних режимів експлуатації багатоваріантної конструкції ІТП. В діапазоні температур навколишнього середовища від +8 °С до (-5...-7) °С найефективніше використовувати ІТП з триходовим клапаном (насос розташований в подавальному трубопроводі), а при температурах, менших (-5...-7) °С, доцільно використовувати ІТП з триходовим клапаном (насос здійснює функцію підмішування, знаходячись в зворотному трубопроводі). Загальна економія теплової енергії за опалювальний сезон при використанні вказаних режимів

облаштування ІТП при плавному погодозалежному регулюванні та при використанні переривчатого управління сягає до 15%.

2. Отримані експериментальні дані можуть бути використані при подальшому розробленні нових ІТП, зокрема із блоком електричних котлів, та при впровадженні ІТП розробленого типу, включаючи теплозабезпечення ще трьох однотипних корпусів ІТТФ НАН України по вул. Булаховського, 2А.

3. Основні результати роботи відображено у двох актах впровадження.

Особистий внесок здобувача.

Представлені в дисертації результати роботи отримані самостійно. Здобувачем було здійснено: цільове енергетичне обстеження будівлі 1-го корпусу ІТТФ НАН України по вул. Булаховського, 2, розрахунок питомих тепловитрат на опалення до встановлення ІТП та після його впровадження; дослідження використання переривчастого ручного режиму управління теплоспоживанням будівлі; на основі моделі теплового режиму приміщення з зосередженими параметрами розробку алгоритму ефективного управління теплоспоживанням будівлі та дослідження використання переривчастого режиму експлуатації одиночного опалювального пристрою системи опалення будівлі, запропоновано параметр, що дозволяє оцінити ступінь енергоефективності використання системи теплозабезпечення; розробку схеми експериментального ІТП, довготривалі експериментальні дослідження ІТП у реальному часі із постійним моніторингом основних параметрів теплопостачання; відпрацювання різних режимів експлуатації ІТП; порівняння та встановлення найбільш ефективного з них, розрахунок середньої економії теплової енергії в опалюваний період; порівняння розрахункових значень, отриманих за допомогою теплофізичної моделі, з експериментальними; аналіз економічної ефективності впровадження ІТП; визначення температурного діапазону опалювального сезону, коли використання ІТП найефективніше, розрахунок терміну простої окупності ІТП, впровадження й патентування розробок; підготовку й опублікування результатів досліджень.

Апробація результатів дисертації.

Матеріали дисертаційної роботи та її основні положення доповідалися й обговорювалися на: VII, VIII, IX Міжнародних конференціях “Проблеми промислової теплотехніки” (Київ, 2011, 2013, 2015); I і II міжнародній науково-технічній конференції “Енергозбереження у будівництві. Сучасні конструктивні системи, ефективні матеріали та інженерне обладнання” (Київ, 2013, 2014); Міжнародній конференції “Україна-Россия-Сколково. Единое Инновационное пространство” (Київ 2013); науковому семінарі молодих вчених ІТТФ НАН України “Сучасність та майбутнє теплофізики”, (с. Соколівка, Чернігівська обл. 2013); Четвертій міжнародній науково-практичній конференції “Енергоінтеграція-2014” (Київ, 2014); Першій міжнародній науково-практичній та навчально-методичній конференції «Енергетичний менеджмент: стан та перспективи розвитку – 2014» (Київ, 2014); II Міжнародній науково-практичній конференції молодих вчених “Відновлювана енергетика, новітні автоматизовані електротехнології в біотехнічних системах АПК” (Київ, 2014), П'ятій міжнародній науково-практичній конференції “Енергоінтеграція-2015” (Київ, 2015).

Публікації.

Основні положення та наукові результати дисертаційної роботи наведені в 18 публікаціях, зокрема в 13 статтях у фахових виданнях, перелік яких затверджено МОН України (дві з них у виданнях, що входять до міжнародних наукометричних баз даних), 1 патенті на корисну модель та у 4 тезах міжнародних науково-технічних конференцій.

Структура та обсяг дисертації.

Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаної літератури та додатків. Загальний обсяг роботи складає 191 сторінку, у тому числі 184 сторінок основного тексту, 124 рисунки та 13 таблиць, списку використаних джерел з 82 найменувань та 2 додатки.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РОЗРОБОК ТА ДОСЛІДЖЕНЬ ВИКОРИСТАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ ТЕПЛОВИХ ПУНКТІВ

Основні поняття та терміни

В роботі використовуються наступні поняття та терміни. Згідно українського документу [1]:

тепловий пункт (ТП) – це розташований у відособленому приміщенні працездатний комплекс обладнання (пристроїв), який забезпечує приєднання пристроїв цього комплексу до магістральної теплової мережі та (за потреби) мережі холодного водопостачання, керування режимами теплоспоживання, трансформацію теплової енергії, регулювання параметрів теплоносія й розподіл теплової енергії за типами споживання (включно з підігрівом води) у розподільні мережі (опалення, гарячого водопостачання) та захист цих розподільних мереж від аварійного підвищення параметрів теплоносія;

індивідуальний тепловий пункт (ІТП) – ТП для обслуговування одного споживача (будинку або його частин);

центральний тепловий пункт (ЦТП) – ТП для обслуговування групи споживачів (будинків, промислових об'єктів).

Власне саме такі визначення і були використані в дисертації. Окрім них можна також відзначити і інші трактовки найбільш вживаних термінів з проблематики ІТП. Зокрема, згідно російського документу [2]:

тепловий пункт – споруда з комплектом устаткування, що дозволяє змінити температурний і гідравлічний режими теплоносія, забезпечити облік і регулювання витрати теплової енергії і теплоносія;

індивідуальний тепловий пункт (ІТП) – тепловий пункт, призначений для приєднання систем опалення, вентиляції, гарячого водопостачання і

технологічних тепловикористовуючих установок одного будинку або його частини;

центральний тепловий пункт (ЦТП) – те ж, двох будівель або більше;

автоматизований вузол управління (АУУ) – пристрій з комплектом устаткування, яке встановлюється в місці підключення системи опалення будинку або його частини до розподільних теплових мереж від ЦТП і дозволяє змінити температурний і гідравлічний режими систем опалення, забезпечити облік і регулювання витрати теплової енергії.

Також у роботі були використані наступні поняття. Згідно постанови [3]:
вузол обліку – комплект засобів вимірювальної техніки, що занесені до Державного реєстру засобів вимірювальної техніки, на основі показів яких визначається обсяг спожитої теплової енергії, здійснюється контроль за параметрами теплоносія і налагодження режиму роботи теплового обладнання;
система теплопостачання – сукупність джерел теплової енергії, магістральних та/або місцевих (розподільних) теплових мереж, засобів розподілення теплової енергії, які об'єднані спільним режимом виробництва, транспортування та постачання теплової енергії;
система теплоспоживання – комплекс теплоспоживчих установок, з'єднаний із системою теплопостачання, призначений для задоволення потреб споживача відповідно до договору;
температурний графік теплової мережі – розрахункові значення температури теплоносія, які залежать від кліматичних умов (стосовно розрахункової зовнішньої температури повітря для системи опалення), після джерела теплопостачання на вході в теплову мережу споживачів теплової енергії і після його повернення від споживачів.

Згідно ДСТУ [4]:

система теплозабезпечення – інженерна система будівлі, що включає систему опалення та систему гарячого водопостачання (ГВП).

Енергоефективність EE системи теплозабезпечення (опалення) будівлі – це відношення корисного ефекту до затраченої енергії для забезпечення цього корисного ефекту.

Питома енергоефективність системи теплозабезпечення будівлі – це енергоефективність EE , яка віднесена до загальної кількості опалювальної площі (або опалюваного об'єму) будівлі.

1.1 Аналіз експлуатації систем теплоспоживання будівель з ІТП

Однією з галузей економіки України, що потребує негайної комплексної модернізації, є комунальна теплоенергетика, яка впливає на соціально-економічні відносини в регіонах і країні в цілому і має величезний потенціал енергозбереження. Зараз комунальна теплоенергетика знаходиться в кризовому стані, обумовленому моральним і фізичним зносом теплового обладнання. Експлуатація енергоємного застарілого обладнання з низьким ККД призводить до значних перевитрат палива і електроенергії та забруднення навколишнього природного середовища. Теплова ізоляція котлоагрегатів, трубопроводів та запірної арматури має значні пошкодження або взагалі відсутня, що призводить до суттєвих втрат теплової енергії. Технічний стан теплових мереж, які належать до комунальної теплоенергетики, є незадовільним, більшість мереж фізично зношені та перебувають у аварійному стані. Планово-попереджувальний ремонт поступився місцем аварійно-відбудовним роботам, витрати на які у 2-3 рази вищі, і це, на жаль, останнім часом спостерігаються все частіше. Надмірне централізоване тепlopостачання, експлуатація малоефективного та зношеного устаткування, незадовільна забезпеченість приладами обліку первинного палива та теплоти, як наслідок, відсутність у населення мотивації до їх економії, призводять до того, що небажані втрати виробленої теплової енергії складають у кінцевого споживача – в будівлі - 30-50% [5]. Тому потрібно розробляти та впроваджувати ефективні системи тепlopостачання [6].

Одним з найбільш ефективних заходів з економії енергоресурсів, разом з використанням енергоефективних технологій при виробництві і розподілі теплоти, впровадженням систем обліку, є автоматичне регулювання теплоспоживання за рахунок широкого використання автоматизованих ІТП. Тому дослідження особливостей роботи ІТП, розробка алгоритму його управління, який забезпечуватиме максимально можливу економію теплової енергії при споживанні за рахунок регулювання її відпуску, є актуальною задачею.

Взагалі існує два способи приєднання системи опалення до теплових мереж (рис. 1.1-1.2): незалежна схема з використанням, як правило, пластинчастих теплообмінників і залежна — із застосуванням гідроелеваторів [7].

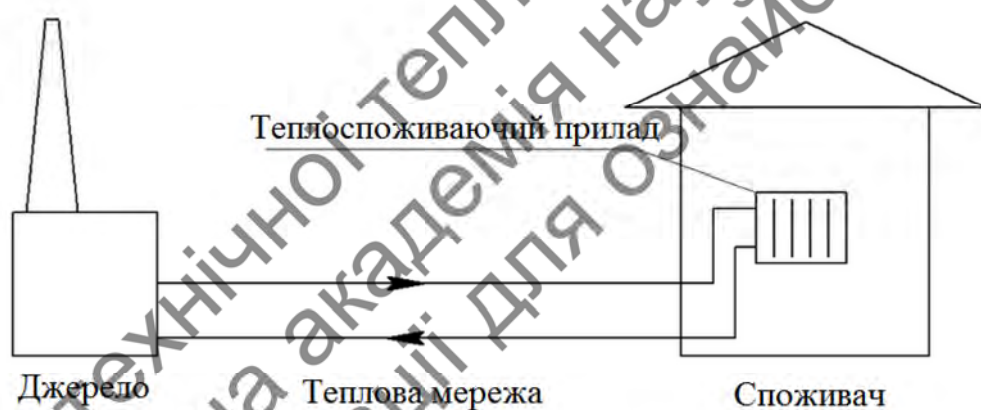


Рис. 1.1. Залежна система тепlopостачання

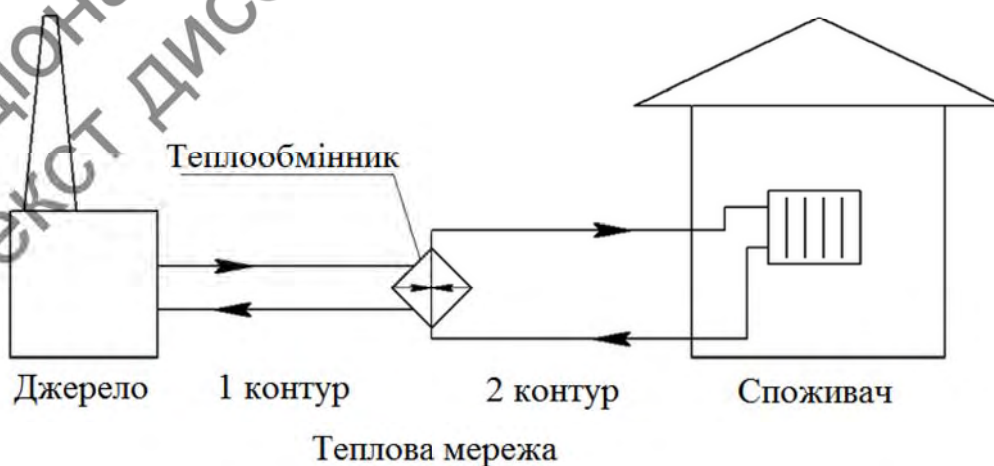


Рис. 1.2. Незалежна система тепlopостачання

Залежна схема приєднання із використанням елеваторів, яка отримала широке застосування в Росії та інших країнах, була розроблена та запропонована професором В.М. Чаплиним ще на початку розвитку теплофікації. Елеватор призначений для зниження температури води, яка поступає із теплової мережі, до необхідної температури. Пристрій елеватора, який складається із сопла, камери всмоктування, камери змішування та дифузора, показано на рис. 1.3 [8].

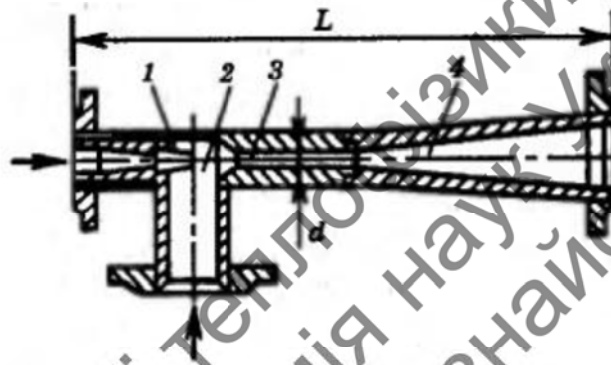


Рис. 1.3. Гідроелеватор: 1 – сопло, 2 – камера всмоктування, 3 – камера змішування, 4 – дифузор

Основною характеристикою елеватора є коефіцієнт змішування u_p , тобто відношення витрати теплоносія, який підмішується із зворотного трубопроводу системи опалення до витрати гарячої води із теплової мережі [9], який записується у вигляді

$$u_p = (G_{ir} - G_r) / G_i \quad (1.1)$$

де G_{ir} – розрахункова витрата води в системі опалення, т/год.; G_i – розрахункова витрата води із мережі, т/год.

Значення u_p визначається із рівняння теплового балансу елеваторного вводу, яке може бути виражене через температури води, що змішується

$$u_p = (t_{1p} - t_{3p}) / (t_{3p} - t_{2p}) \quad (1.2)$$

де t_{1p} – розрахункова температура гарячої води в подавальному трубопроводі теплової мережі, °C; t_{2p} – розрахункова температура зворотної води системи опалення, °C; t_{3p} – розрахункова температура змішаної води, яка поступає в систему опалення, °C.

Основними перевагами елеватора є простота та надійність роботи. Істотним недоліком схеми з елеваторним змішуванням є відсутність незалежної від теплової мережі циркуляції теплоносія в системі опалення. Також елеватор забезпечує постійний коефіцієнт змішування, витрата теплоносія в системі опалення змінюється прямо пропорційно витраті води з тепломережі. Це призводить до виключення можливості регулювання подачі теплоти в залежності від погодних умов.

Система тепlopостачання із використанням ІТП має низку переваг у порівнянні з традиційною схемою, яка містить у собі елеваторний вузол:

- завдяки фізіологічним особливостям сприймання людиною температури навколишнього середовища (відсутність відчуття різкого зниження температури повітря в приміщенні, за рахунок теплової інерційності та значної теплоємності теплоносія і конструкційних матеріалів опалювальних приладів), здійснюється нереривчаста подача нагрітого теплоносія в систему опалення будинку, що надає можливість створення найбільш комфортних умов для конкретного споживача;

- можливість пофасадного регулювання температури теплоносія в системі опалення відповідно до географічної орієнтації будинку щодо сторін світу, а також зниження температури опалювальних приладів для приміщень, які оточені іншими приміщеннями або теплонепроникними огорожувальними конструкціями, збільшує енергоефективність системи в цілому;

- регулювання інтенсивності опалення в залежності від температур повітря в приміщеннях (у контрольних місцях) і зовнішнього повітря, а також

установка понижених температурних теплових режимів будинку протягом нічного часу, вихідних і святкових днів;

– оплата за спожиту кожним будинком теплову енергію при наявності в ньому ІТП здійснюється відповідно до фактичної, вимірної витрати;

– в системі опалення циркуляція теплоносія здійснюється за допомогою окремого насоса, який забезпечує необхідні напір і продуктивність (витрату) у заданому тепловому режимі;

– зменшуються теплові втрати у зворотних трубопроводах внаслідок зниження температури зворотної води;

– для підтримки роботи ІТП потрібна менша кількість обслуговуючого персоналу.

Таким чином, як висновок, можна виділити наступне. Концепція функціонування ІТП полягає в реалізації автоматичного регулювання теплопостачання за заданим алгоритмом з метою зменшення енергоспоживання, а саме:

- за температурою зовнішнього повітря;
- за температурою повітря у контрольному приміщенні або у наперед обраному місці будівлі;
- за температурою теплоносія в подавальному трубопроводі власне системи опалення будівлі;
- за температурою та витратою теплоносія в зворотному трубопроводі власне системи опалення будівлі;
- за наперед заданим законом зменшення теплового навантаження у нічний час, у неробочі, вихідні та святкові дні;
- за періодичним зменшенням теплового навантаження, яке не відчуває людина;
- за наявністю аварійної ситуації в системі розподільних теплових мереж;
- за автономною роботою при раптовому похолоданні перед початком та після закінчення опалювального сезону.

Сьогодні сфера теплозабезпечення населених пунктів України знаходиться в кризовому стані і потребує негайних змін. Відомий позитивний досвід модернізації системи теплопостачання Польщі [10]. Так, наприклад, у Варшаві немає центральних теплових пунктів. З 18660 будівель загальним обсягом 221 млн. м³ 14119 підключені до централізованої системи теплопостачання через ІТП, в 10366 ІТП здійснюється підготовка води для гарячого водопостачання. Підключена потужність становить 3890 МВт, з якої котельнями покривається тільки 60 МВт. Температурний графік 135-70 °С. Температура мережевої води на вихідних патрубках ТЕЦ задається диспетчерською 3 рази на день з урахуванням температури зовнішнього повітря, вітру, ступеня сонячності і прогнозу погоди. Витрата протягом дня змінюється в межах 15-20% через роботу автоматики на теплових пунктах. У результаті модернізації знизилась величина витoku на 68% – з 1180 до 379 т/год.; втрати теплоти на 41% – з 20 до 12% від навантаження; кількість аварій, до яких відносяться будь-які відключення тепломережі незалежно від тривалості, зменшилася на 73% – з 2724 на рік до 718; чисельність персоналу на 34% – з 3535 до 2307 чол.

Також був проведений комплекс заходів модернізації і в інших містах Польщі, а саме:

- автоматизація всіх систем;
- ліквідація елеваторів;
- ліквідація та газифікація власних вугільних котелень;
- створення можливостей споживачу раціонально використовувати теплоту в основному за рахунок повної автоматизації теплових пунктів та оснащення їх теплотічильниками;
- зменшення екологічного забруднення середовища.

Також відомий досвід експлуатації теплових мереж та ІТП м. Риги, Латвія [11]. Згідно рішень Ризької думи “Про концепцію розвитку теплопостачання м. Риги” (1997 р.), “Про проект оновлення систем теплопостачання м. Риги” (1999 р.) було розпочато реконструкцію теплової мережі (ТМ) та джерел

теплопостачання. Проект оновлення систем теплопостачання м. Риги здійснювався в два етапи. На першому етапі з 1997 по 2001 рр. проводилася установка теплових лічильників комерційного обліку в кожному будинку, ліквідація центральних теплових пунктів і реконструкція індивідуальних теплових вузлів.

Програма ліквідації ЦТП (рис. 1.4) передбачала:

- установку ІТП у всіх будинках, які отримували теплову енергію через ЦТП;
- перехід з чотирьохтрубної на двотрубну схему теплопостачання і ліквідацію ТМ гарячої води і перекладку окремих ділянок існуючих мереж;
- реконструкцію ІТП в будівлях з переходом на незалежну схему;

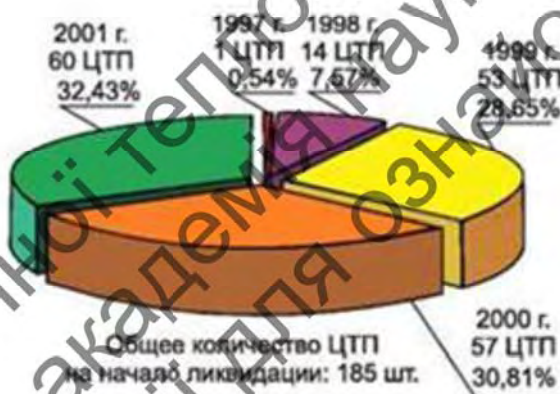


Рис. 1.4. Програма ліквідації ЦТП

На другому етапі з 2002 по 2006 рр. здійснювалася реконструкція ТМ та теплогерел. У цю програму включалися наступні заходи:

- заміна та перекладка ТМ, які перебувають у поганому стані;
- закриття неефективних малих і середніх котелень та підключення споживачів до ТМ;
- установка на теплогерелах когенераційного обладнання, реконструкція великих теплових джерел.

Таким чином, у 2001 р масштабна програма з ліквідації ЦТП закінчилася. В результаті було ліквідовано 185 ЦТП і було встановлено 3008 нових сучасних автоматизованих індивідуальних теплових вузлів. У період до 1 березня 2008

року було модернізовано 7862 індивідуальних теплових вузла із загального числа ІТП – 8130 шт. (рис. 1.5).

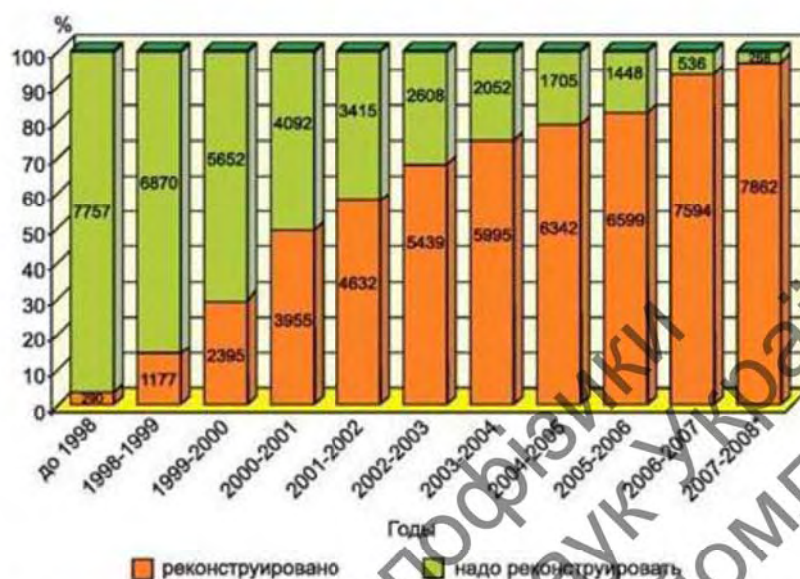


Рис. 1.5. Динаміка установки автоматизованих ІТП з 1998 по 2008 фінансові роки (з 1 жовтня по 30 вересня) станом на 01.03.2008 м. Рига

Також було проведено комплекс заходів із: заміни непридатних для експлуатації ділянок теплових мереж та їх теплоізоляції, установки нової запірної арматури, зменшення теплових втрат. Це призвело до стабільної роботи системи теплопостачання і забезпечило споживачам економічно вигідне обслуговування.

Сьогодні Україна уже зробила певні кроки в комплексній модернізації централізованих систем теплопостачання, а от в столиці найближчого сусіда країни Білорусії цей процес завершився ще у 2005 році [12].

За 5 років (з 2001 по 2005 рр.) в Мінську була проведена тотальна автоматизація абонентських установок на об'єктах ЖКГ, ЦТП теплопостачальних організацій та інших об'єктах різної відомчої приналежності. У місті 6418 житлових будинків, де розташовані 7834 індивідуальних теплових пункти, з яких в процесі реконструкції були автоматизовані 6359 ІТП, а також були автоматизовані всі 425 ЦТП.

Автоматизація ІТП супроводжувалась модернізацією всього обладнання, а саме:

- елеваторні вузли змішування замінені вузлами регулювання з насосним змішанням із застосуванням економічних безшумних насосів;
- регулятори витрати типу РР замінені регуляторами диференціального тиску;
- системи ГВП оснащені сучасними економічними безшумними насосами;
- значна частина парку кожухотрубних водопідігрівачів замінена на пластинчасті теплообмінники;
- частина об'єктів переведена на незалежну схему тепlopостачання;
- частково ліквідовані схеми централізованого гарячого водопостачання від ЦТП із заміною їх на місцеві системи з індивідуальними водопідігрівачами (перехід від чотирьохтрубної схеми на двотрубну);
- замінено застаріле обладнання (арматура, «грязевики», насоси) і трубопроводи.

Як зазначено в [12], проведені заходи модернізації дали можливість:

- знизити циркуляцію в теплових мережах, за рахунок чого поліпшити гідравлічні характеристики мереж і знизити витрату електроенергії на транспорт теплоносія;
- практично ліквідувати зони дефіцитного тепlopостачання;
- ліквідувати перетопи в періоди температур зовнішнього повітря вище точки зламу температурного графіка;
- компенсувати відхилення, викликані транспортним запізнюванням температурної хвилі;
- оптимізувати режими споживання під кожен конкретний об'єкт з урахуванням погодних умов, конфігурації і орієнтації будівель, графіка споживання (режими нічного зниження і вихідних днів);
- компенсувати «недотопи» в періоди температур зовнішнього повітря нижче точки зрізання температурного графіка;

- забезпечити відносно якісне гаряче водопостачання при температурах подавального теплоносія 58,0-62,0 °С (більша частина року);
- вирішити проблеми, пов'язані з розрегулюванням систем опалення (забезпечення сталості циркуляції);
- отримати економію палива на 20-25%.

В результаті реалізації проекту по енергозбереженню м. Нарви (Естонія, влітку 1996 р. – перша черга та влітку 1997 р. – друга черга), із 438 теплових пунктів в 375 із них були встановлені індивідуальні автоматизовані теплові пункти заводського виготовлення [13]. Авторами статті був проведений аналіз споживання теплоти будівлями, де були встановлені ІТП, який показав, що вдалося зекономити 24 % теплової енергії від планових витрат.

Як показав аналіз зарубіжного досвіду, модернізація системи теплопостачання деяких Європейських країн почалася ще з 90-х років минулого століття. В Україні частково почали встановлювати ІТП в 2000-х роках, але масового загальнодержавного характеру це не набуло.

Наразі, в Україні на ринку виробництва і впровадження ІТП активно працюють до 10 потужних вітчизняних фірм, серед яких найбільшим обсягом виробництва і впровадженнь виділяються: Асоціація “Укртеплоенерго”, ТОВ “Техномер”, ТОВ “Енерготеплоавтоматика”, ТОВ “Демо”, інженерно-технічний центр теплоенергетичного приладобудування ІТТФ НАН України (в частині виробництва блоків управління ІТП), а також до 5 представництв закордонних фірм, серед яких виділяються: “Danfos”, “Viessman”, “Alfa-Laval” та ін.

На сьогодні існують приклади впровадження ІТП в Україні, наприклад, в рамках виконання комплексного проекту, що отримав фінансову кредитну підтримку Всесвітнього банку, в м. Києві встановлено 1173 ІТП в житлових багатоповерхових будинках та в будинках соціально-адміністративного призначення (дитсадки, школи, поліклініки, лікарні), в Донецькій області в рамках виконання регіональної програми модернізації комунальної теплоенергетики Донецької області, що розроблена ІТТФ НАН України, ОП

”Донецьктеплокомуненерго” створено власне виробництво ІТП і станом на 2009 р. впроваджено близько 300 ІТП.

1.2 Основні схеми ІТП та способи регулювання відпуску теплоти

Сучасні ІТП складаються з модульних блоків, які представляють собою повний комплект обладнання та приладів для приєднання окремих споживачів до теплових мереж. Поставка обладнання здійснюється укрупненими вузлами, які збираються на місці монтажу в модульні блочні теплові пункти. Для установки модульних блоків не потрібно проводити додаткове облаштування спеціальних фундаментів. Монтаж проводиться на бетонній основі підлоги теплового пункту. Після установки модуля виконується лише установка в підготовлені відбірні пристрої контрольно-вимірювальних приладів, таких як манометри, термометри тощо.

В комплект поставки модульного блока входять: прилади обліку, прилади регулювання, теплообмінники, циркуляційні насоси, запірно-регулююча арматура, фільтри, трубопроводи, прилади КІП і А, щит автоматизації управління роботою приладів і обладнання.

Сучасні ІТП з модульними блоками, облаштованими датчиками температури зовнішнього повітря, регуляторами температури, витрати теплоносія і т.д. реалізують погодні та пофасадне регулювання, підтримуючи задану температурним графіком температуру в трубопроводі системи.

Модульні блоки – це вузли приготування теплоносія, що входять до складу теплового пункту й виконані в компактному вигляді, в умовах заводської збірки, на базі комплектуючих передових компаній виробників. Виготовляють модульні блоки на основі базових схем [14].

Принципово стандартні модульні блоки серійного виробництва (як вітчизняними фірмами, так і представництвами закордонних фірм) діляться на п'ять типів:

1. Із залежним приєднанням системи опалення до теплової мережі.

2. З незалежним приєднанням системи опалення до теплової мережі через теплообмінник.

3. З використанням одноступінчастої паралельної схеми для приєднання системи ГВП до теплової мережі.

4. З використанням двоступінчастої змішаної схеми для приєднання системи ГВП до теплової мережі.

5. Модульний блок підживлення для різних систем з використанням підвищувальних насосів.

Розгляне більш детально кожен із вказаних типів ІТП.

1. Модульний блок з залежним приєднанням системи опалення до теплової мережі (рис. 1.6).

Теплоносій із теплової мережі проходить через кульовий кран 1 і за допомогою сітчастого фільтра 9 очищається від механічних домішок. Позиція 2 – це регулятор перепаду тиску, що підбирається виходячи з наданих значень тиску в подавальному й зворотному трубопроводах теплової мережі й розрахункової витрати теплоносія. Даний регулятор підтримує постійний перепад тиску для нормальної роботи регулятора температури 3. Далі – лімітна шайба, розрахунок діаметра якої приводиться у проекті теплового пункту. Після цього теплоносій проходить через клапан регулятора температури 3, що по сигналу від датчиків температури 5, за допомогою електронного регулятора 6 приводиться в дію сервоприводом. Далі відбувається змішування високотемпературного теплоносія з водою зі зворотної лінії системи опалення, що проходить через перетинку зі зворотним клапаном 10. Циркуляцію теплоносія зі зниженими параметрами забезпечує циркуляційна насосна група 8, що складається з робочого й резервного насосів з мокрим ротором. Вони не вимагають спеціальних віброоснов та шумозахисних заходів. Для шумозахисту достатньо установлених у модулі гнучких вставок 12. У випадку якісного регулювання в системі опалення (вентиляції), виходячи із завдання, установлюється пропускний клапан 11 – нормально закритий

регулятор тиску «до себе». Запобіжно-скидний клапан 7 захищає систему від підвищення тиску.

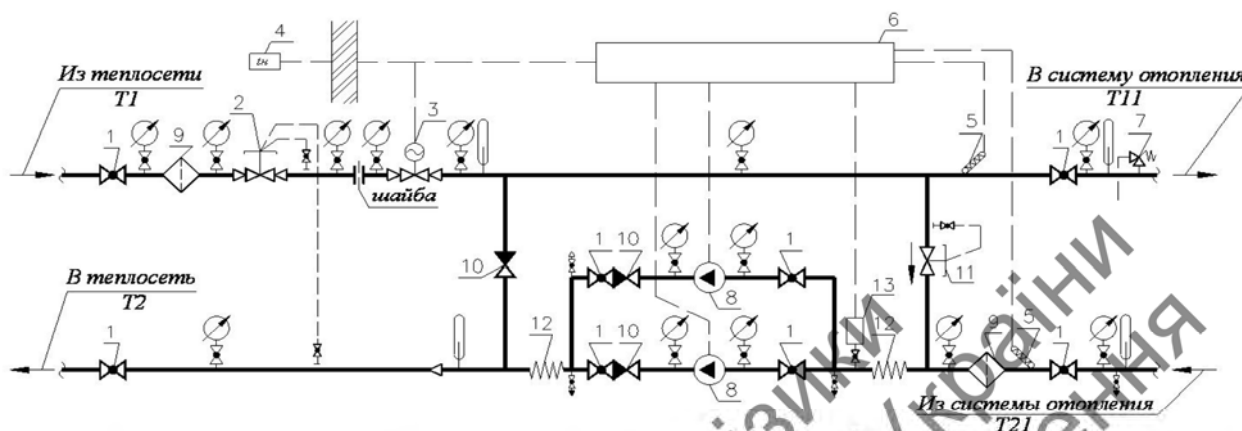


Рис. 1.6. Принципова схема модульного блоку із залежним приєднанням системи опалення до теплової мережі

Представлена схема, у цілому, відповідає європейському досвіду регулювання абонентських вводів, хоча в європейських країнах частіше застосовують триходовий регулювальний клапан замість прохідного 3.

Вітчизняний досвід застосування триходових клапанів у деяких будинках виявився негативним через те, що перед ними були встановлені, як це в нас практикується, дросельні шайби, що обмежують витрату мережної води. У цьому випадку, при надходженні команди на збільшення витрати води з мережі клапан одночасно зменшує витрату зворотної води, що надходить на змішування, у той час як збільшенню витрати води з мережі перешкоджає дросельна шайба. В результаті, загальна витрата змішаної води зменшується, що приводить до гідравлічного розрегулювання системи опалення.

У схемі із прохідним регулювальним клапаном загальна витрата теплоносія в системі опалення при регулюванні ніколи не зменшується, і тому вдається уникнути розрегулювання.

За допомогою датчика зовнішнього повітря 4 схема реалізує погодні регулювання, підтримуючи задану температурним графіком температуру в трубопроводі системи опалення.

2. Модульний блок з незалежним приєднанням системи опалення до теплової мережі через розбірний пластинчастий теплообмінник (рис. 1.7).

Теплоносій із теплової мережі проходить через кульовий кран 1 і за допомогою сітчастого фільтра 9 очищається від механічних домішок. Регулятор перепаду тиску 2 підбирається виходячи з наданих значень тиску в подавальному й зворотному трубопроводах теплової мережі й розрахункової витрати теплоносія. Даний регулятор підтримує постійний перепад тиску для нормальної роботи регулятора температури 3. Далі теплоносій проходить через шайбу і клапан регулятора температури 3, що по сигналу від датчиків температури 5, за допомогою електронного регулятора 6 приводиться в дію сервоприводом. Проходячи по міжпластинним каналам пластинчастого теплообмінника 14, теплоносій первинного контуру передає теплоту через тонколистові пластини і нагріває теплоносій вторинного контуру, забезпечуючи гідравлічну незалежність від теплових мереж для замкнутого контуру системи опалення.

Циркуляцію теплоносія в системі опалення забезпечує циркуляційна насосна група 8, яка складається з робочого й резервного малошумних насосів, переважно з мокрим ротором. Вони не вимагають спеціальних віброоснов і шумозахисних заходів. Досить встановлених у модулі гнучких вставок 12. Датчик «сухого ходу» 13 дає сигнал на контролер для вимикання насоса при падінні тиску перед насосом нижче 5 м вод. ст. У випадку якісного регулювання в системі опалення, виходячи із завдання, встановлюється пропускний клапан 11 – нормально закритий регулятор тиску «до себе». Запобіжно-скидний клапан 7 захищає систему від підвищення тиску.

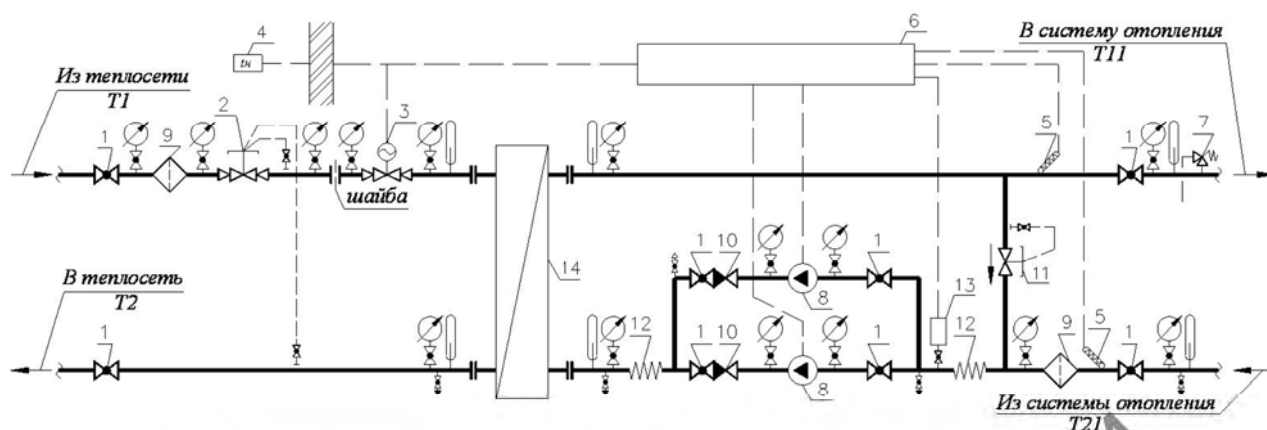


Рис. 1.7. Принципова схема модульного блоку з незалежним приєднанням системи опалення до теплової мережі

У випадку застосування даної схеми до складу теплового пункту додатково необхідно включити розширювальний бак й модульний блок підживлення.

Незалежне приєднання системи опалення до теплової мережі через теплообмінник обов'язково варто застосовувати в тих випадках, коли системи опалення й тепlopостачання несумісні один з одним за тиском в трубопроводах, наприклад, коли до низьконапірної теплової мережі приєднують занадто високий будинок або, навпаки, тиск у зворотному трубопроводі теплової мережі перевищує величину робочого тиску, установлену для опалювальних приладів.

За допомогою датчика зовнішнього повітря 4 схема реалізує погодне регулювання, підтримуючи задану температурним графіком температуру в трубопроводі системи опалення.

3. Модульний блок з використанням одноступінчастої паралельної схеми для приєднання системи ГВП до теплової мережі через розбірний пластинчастий теплообмінник (рис. 1.8).

Одноступінчастий підігрів води застосовується в теплових пунктах за умови, що відношення максимальної теплової потужності системи гарячого водopостачання до теплової потужності системи опалення менше 0,2 або більше 1. В інших випадках застосовується двоступінчаста змішана схема.

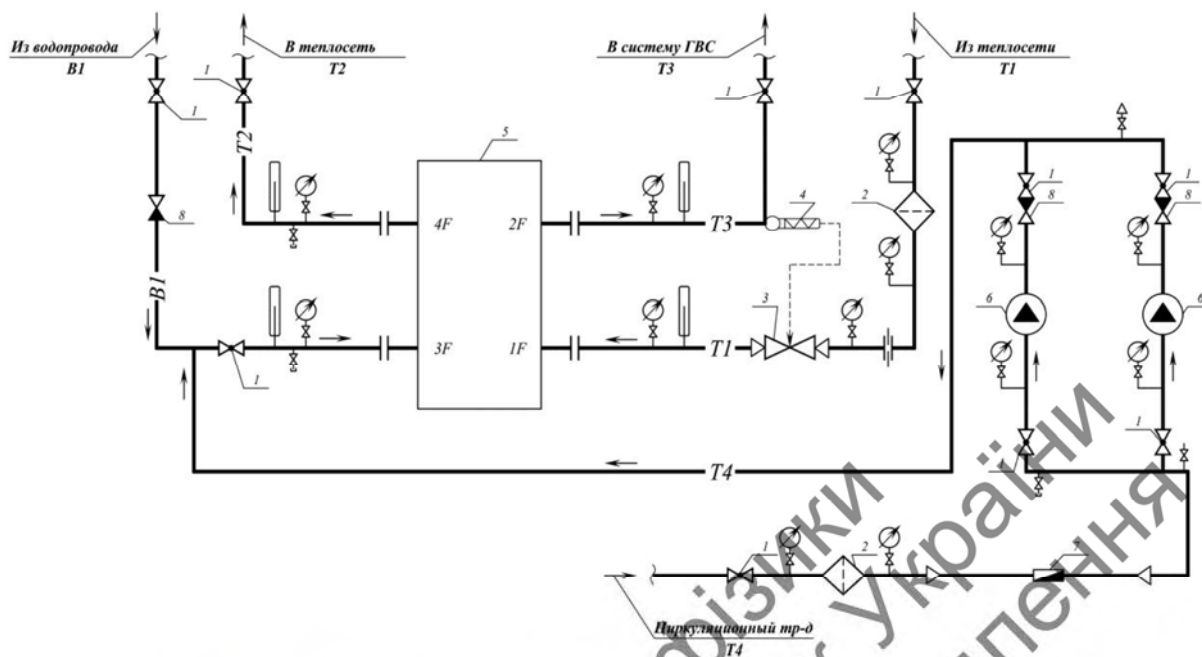


Рис. 1.8. Принципова схема модульного блоку з використанням одноступінчастої паралельної схеми для приєднання системи ГВП до теплової мережі через розбірний пластинчастий теплообмінник

Теплоносій із теплової мережі проходить через кульовий кран 1 і за допомогою сітчастого фільтра 9 очищається від механічних домішок. Потім йде лімітна шайба, розрахунок діаметра якої, приводиться у проекті теплового пункту. Далі теплоносій проходить через клапан регулятора температури 3, що по сигналу від датчика температури 4 встановленого на подавальному трубопроводі, Т3 гарячого водопостачання, за допомогою електронного регулятора приводиться в дію сервоприводом або за допомогою механічного приводу, у випадку застосування регулятора прямої дії. Проходячи по міжпластинним проміжкам пластинчастого теплообмінника 5, теплоносій первинного контуру передає теплоту через тонколистові пластини, нагріваючи воду вторинного контуру, забезпечуючи майже миттєве нагрівання останньої при будь-яких змінах водорозбору до температури, обмеженої налаштуванням регулятора температури. Циркуляцію нагрітої води в циркуляційному контурі системи ГВП забезпечує циркуляційна насосна група 6, переважно з мокрим ротором. Вмикання й вимикання робочого насоса передбачено в автоматичних

функціях щита керування насосами по сигналу від накладного датчика температури, розташованого на циркуляційному трубопроводі Т4. Витрата води в даному трубопроводі фіксується водолічильником 7.

4. Модульний блок з використанням двоступінчастої змішаної схеми для приєднання системи ГВП до теплової мережі через розбірний пластинчастий теплообмінник (рис. 1.9).

Двоступінчастий підігрів води повинен застосовуватися в теплових пунктах за умови, що відношення максимальної теплової потужності системи гарячого водопостачання до теплової потужності системи опалення перебуває в інтервалі значень від 0,2 до 1. В інших випадках застосовується одноступінчаста паралельна схема.

Теплоносій із теплової мережі проходить через кульовий кран 1 і за допомогою сітчастого фільтра 9 очищається від механічних домішок. Потім встановлюється лімітна шайба, розрахунок діаметра якої, приводить у проект організації, виконуюча проектування теплового пункту. Далі теплоносій проходить через клапан регулятора температури 3, що по сигналу від датчика температури 4, встановленого на подавальному трубопроводі, Т3 гарячого водопостачання, за допомогою електронного регулятора приводиться в дію сервоприводом або за допомогою механічного приводу у випадку застосування регулятора прямої дії. Проходячи по міжпластинним зазорам пластинчастого теплообмінника 5, теплоносій первинного контуру передає теплоту через тонколистові пластини воді вторинного контуру, забезпечуючи майже миттєве нагрівання останньої при будь-яких змінах водорозбору до температур, обмежених налаштуванням регулятора температури. На першій ступені теплообмінника 5 для підігріву холодної води використовується сумарний потенціал теплоносія зі зворотного трубопроводу Т2 системи опалення й теплоносія, що віддав частину теплоти на нагрівання води в другій ступені. Доохолодженний теплоносій, що повністю передав теплоту воді, при утилізації в першій ступені, виводиться з модульного

блоку у зворотний трубопровід теплової мережі. «Літня» засувка, повинна розташовуватися на рамці теплового вводу.

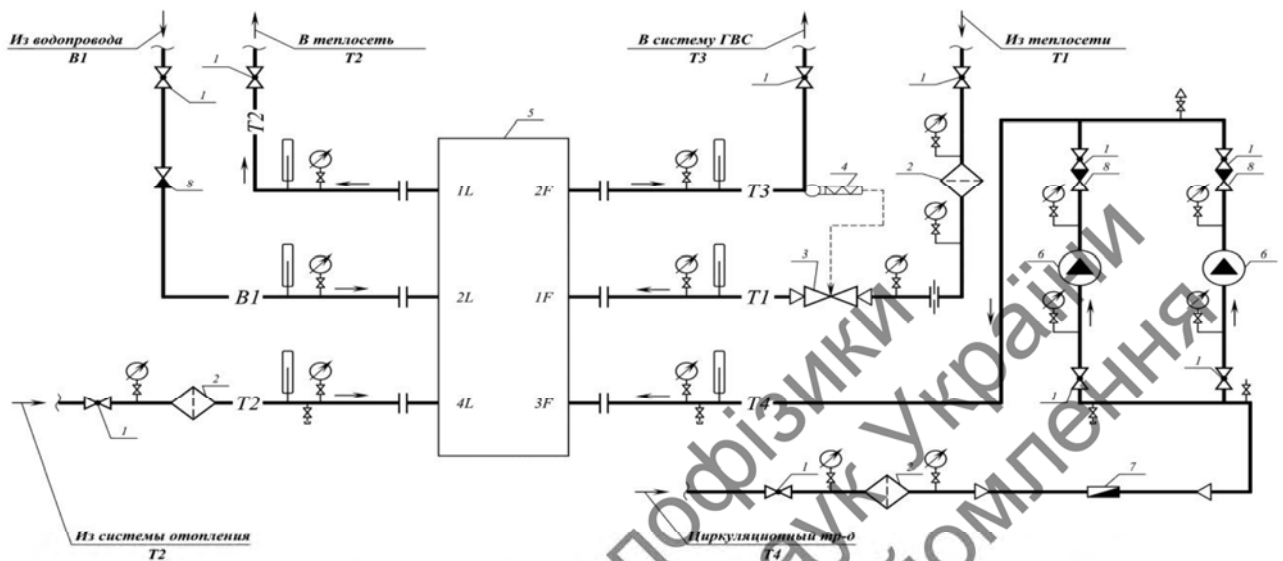


Рис. 1.9. Принципова схема модульного блоку з використанням двоступінчастої змішаної схеми для приєднання системи ГВП до теплової мережі через розбірний пластинчастий теплообмінник

Циркуляцію нагрітої води в циркуляційному контурі системи ГВП забезпечує циркуляційна насосна група 6. Вмикання й вимикання робочого насоса передбачено в автоматичних функціях щита керування насосами по сигналу від накладного датчика температури, розташованого на циркуляційному трубопроводі Т4. Витрата води в даному трубопроводі фіксується вододільником 7.

5. Модульний блок підживлення для різних систем з використанням підвищувальних насосів (рис. 1.10).

Незалежний контур циркуляції, звичайно, підживлюють зі зворотного трубопроводу теплової мережі з використанням підвищувальних насосів.

Теплоносій зі зворотного трубопроводу теплової мережі надходить у підживлювальний трубопровід обмеженої пропускної здатності через кульовий кран 6. Далі, за допомогою сітчастого фільтра 5, очищається від механічних домішок. Витрата води на підживлення фіксується вододільником 4. Потім

розташований "нормально закритий" соленоїдний клапан 2, відкриття/закриття якого узгоджене з пуском/стопом насоса 1.

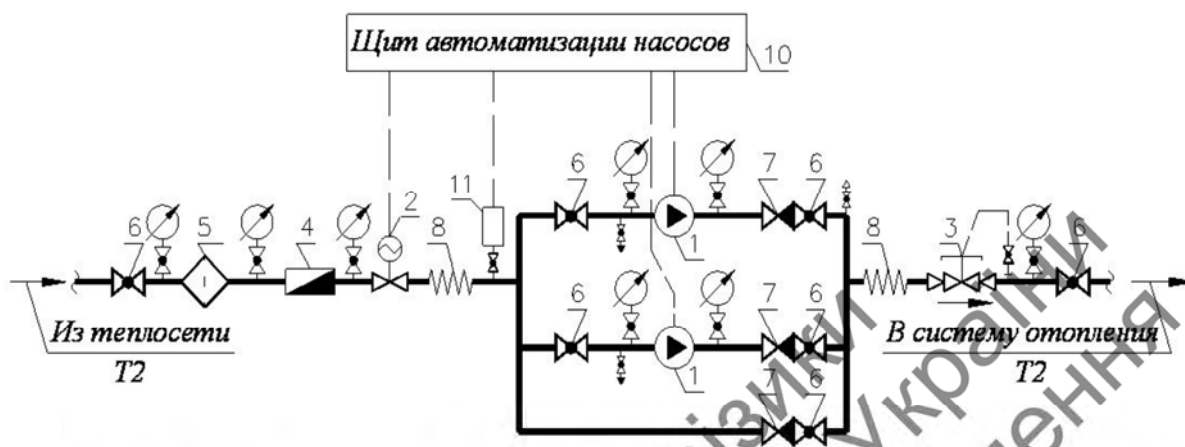


Рис. 1.10 – Принципова схема модульного блоку підживлення для різних систем з використанням підвищувальних насосів

Вмикання й вимикання підвищувальних насосів відбувається по сигналу від датчика тиску, установка якого повинна передбачатися проектом на зворотному трубопроводі системи опалення (вентиляції та ін.) перед циркуляційними насосами. Підбір насосів із пропонованого стандартного типоряду і зазначення тисків вмикання й вимикання насосів підживлення, також здійснюється в проекті організацією, яка виконує проектування теплового пункту. Після регулятора тиску "після себе" 3, підживлювальний трубопровід приєднується до зворотного трубопроводу системи опалення (вентиляції та ін.).

Розглянемо ще декілька схем ІТП. Наприклад, тепловий пункт [15], що складається з труби подачі гарячої води і труби відводу зворотної води, на котрих встановлені зворотні клапани, фільтр, лічильник теплоти та води, регулятор та вузол змішування води, термометри, манометри, також встановлені вихровий теплогенератор та циркуляційний насос. При роботі індивідуального теплового пункту гаряча вода з тепломережі надходить через подавальну трубу, зворотній клапан, фільтр, лічильник тепла і води, регулятор, а далі через вузол змішування та зворотній клапан до батарей опалення,

забезпечуючи необхідну температуру в будинку. Окрім того, на трубі встановлений циркуляційний насос, робота якого повністю взаємозв'язана з усім обладнанням системи. Оскільки регулятор підтримує задану температуру повітря в будинку, шляхом збільшення чи зменшення витрати води з тепломережі, це впливає на гідравлічний режим системи і призводить до зміни гідравлічних параметрів насоса, що у схемі не передбачено. Це є найбільш суттєвим недоліком конструкції індивідуального теплового пункту, що знижує ефективність функціонування та надійність усієї системи. Ще одним недоліком такої схеми, що містить елеваторний вузол, в якому в пасивному нерегульованому і неефективному режимі гаряча вода зміщується з охолодженою водою, є значна перевитрата тепла. Також деякі схеми ІТП з різними способами приєднання до теплової мережі та принципи їх роботи описані в [16-17].

У системах джерело-споживач, які мають великі гідравлічні опори трубопроводів, значні водянні об'єми теплоносія, значну динаміку зміни параметрів системи, застосовуються гідравлічні стрілки або гідравлічні роздільники [18-20]. Вони застосовуються для гідравлічної ув'язки контуру котла та опалювальних контурів, коли насос первинного контуру працює з одним і більше насосами вторинного контуру в одній системі. Це дозволяє уникнути виникнення гідравлічних коливань теплоносія в потоці контуру. При установці гідравлічних стрілок спрощується розрахунок насосів, виключається вплив один на одного потоків теплоносія котлового та опалювальних контурів, забезпечується надходження в усі контури заданого обсягу теплоносія, оптимально працюють виконавчі механізми у всіх контурах, затримується частина шламу системи опалення.

Характер основних режимів експлуатації гідравлічного роздільника показаний на рис. 1.11 [21]. На схемах показана залежність співвідношення температурних параметрів від вихідних співвідношень витрат теплоносіїв в циркуляційних контурах котла і системи теплоспоживання.

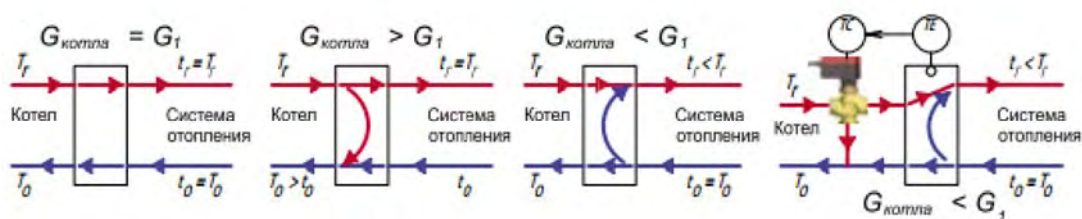


Рис. 1.11. Основні експлуатаційні режими гідравлічного роздільника

Можливості використання гідравлічного роздільника різноманітні і в залежності від конкретної ситуації можуть застосовуватися різноманітні конструктивні схеми. На рис. 1.12 [21] показані конструкції гідравлічних роздільників, які дозволяють реалізувати різні схеми теплоспоживання.



Рис. 1.12. Конструктивні схеми гідравлічних роздільників

Одним із прикладів застосування гідравлічного роздільника в системах тепlopостачання для розділення контурів котлів і споживачів, які мають різні режими циркуляції, є [22].

Існує декілька способів регулювання відпуску теплоти [23-25].

1. Якісне регулювання, що здійснюється шляхом зміни температури при постійній витраті теплоносія. Це найбільш поширений метод регулювання водяних теплових мереж.
2. Кількісне регулювання відпуску теплоти, що здійснюється шляхом зміни витрати теплоносія при постійній його температурі в подавальному трубопроводі.
3. Якісно-кількісне регулювання, що виконується при одночасній зміні температури та витрати теплоносія.
4. Переривчасте регулювання досягається періодичним відключенням системи, тобто періодичною подачею теплоносія.

Розрахунок режимів регулювання базується на рівняннях теплового балансу, складених для будь-якого способу навантаження при нерозрахункових та розрахункових умовах [26]:

$$Q = G_i \cdot \tilde{n}(\tau_1 - \tau_2) = G_a \cdot \tilde{n}(t_1 - t_2) = k \cdot F \cdot \Delta t, \quad (1.3)$$

$$Q' = G'_i \cdot \tilde{n}(\tau'_1 - \tau'_2) = G'_a \cdot \tilde{n}(t'_1 - t'_2) = k' \cdot F \cdot \Delta t', \quad (1.4)$$

де Q – теплове навантаження; G_i – витрата первинного теплоносія; G_a – витрата вторинного теплоносія; τ_1, τ_2 – температури первинного теплоносія на вході та виході із теплообмінника; t_1, t_2 – відповідно температура теплоносія, що нагрівається на вході в теплообмінник та на виході з нього.

Індексом штрих позначені всі величини, які відносяться до розрахункових умов.

Із формул (1.3) та (1.4) отримаємо загальне рівняння регулювання

$$\frac{Q = G_i \cdot (\tau_1 - \tau_2)}{Q' = G'_i \cdot (\tau'_1 - \tau'_2)} = \frac{G_a \cdot (t_1 - t_2)}{G'_a \cdot (t'_1 - t'_2)} = \frac{k \cdot \Delta t}{k' \cdot \Delta t'} \quad (1.5)$$

Рівняння теплового балансу може бути представлене у вигляді

$$Q = W_a \cdot \delta t_i = W_i \cdot \delta t_a = k \cdot F \cdot \Delta t \quad (1.6)$$

де W_a, W_i – більше та менше значення водяних еквівалентів теплообмінних середовищ; $W = G \cdot c$ – еквівалент витрати води, що представляє собою добуток масової витрати теплоносія на його питому теплоємність; $\delta t_i, \delta t_a$ – відповідно менший та більший перепади температур теплоносіїв.

Для первинного теплоносія в даному випадку $\delta \tau = \tau_1 - \tau_2$, для вторинного контуру $\delta t = t_1 - t_2$.

З урахуванням формули (1.6) рівняння регулювання (1.5) може бути записано у загальному вигляді

$$\bar{Q} = \bar{W}_a \cdot \delta \bar{t}_i = \bar{W}_i \cdot \delta \bar{t}_a = \bar{k} \cdot \Delta \bar{t}$$

де $\bar{Q} = Q/Q'$, $\bar{W} = W/W'$, $\delta \bar{t} = \delta t/\delta t'$, $\bar{k} = k/k'$, $\Delta \bar{t} = \Delta t/\Delta t'$ – відносні величини відповідно теплового навантаження, водяних еквівалентів, перепадів температур гріючого та нагріваючого середовищ, коефіцієнта теплопередачі, температурного напору, які представляють собою долю від розрахункового їх значення.

Залежність витрати або еквівалента витрати води з мережі від теплового навантаження описується емпіричним рівнянням

$$\bar{W} = \bar{Q}^m$$

де m – показник степені, який залежить від методу регулювання.

При якісному регулюванні $m = 0$, $\bar{W} = 1$, при якісно-кількісному регулюванні $0 < m < 1$.

При централізованому тепlopостачанні в джерелі виробництва теплової енергії (котельнях) здійснюється кількісне регулювання по температурному графіку тепlopостачання [27]. При підвищенні температури зовнішнього повітря знижується початкова температура води з тепломережі в подавальному трубопроводі.

При якісному регулюванні відпуску теплоти для опалювальних систем графік температур води до і після елеватора та температури води, що надходить в теплову мережу з опалювальної системи, будують за результатами розрахунку за формулами [28]:

$$t_1 = (1 + u_p)t_3 - u_p t_2, \quad (1.7)$$

$$t_3 = t_a + 0,5(t_{3\delta} - t_{2\delta}) \frac{t_a - t_c}{t_a - t_{c,\delta}} + 0,5(t_{3\delta} + t_{2\delta} + 2t_a) \left(\frac{t_a - t_c}{t_a - t_{c,\delta}} \right)^{\frac{1}{1+n}}, \quad (1.8)$$

$$t_2 = t_3 - (t_{3\delta} - t_{2\delta}) \frac{t_a - t_c}{t_a - t_{c,\delta}} \quad (1.9)$$

де t_1, t_2, t_3 – температура води відповідно перед елеватором, в зворотній і подавальній лініях системи опалення, °С; u_δ – коефіцієнт змішування елеватора (розраховується за формулами (1.1), (1.2)), t_a – розрахункова температура повітря всередині приміщень, °С; t_c – температура зовнішнього повітря, °С; Індекс “р” означає розрахункові умови.

Для систем опалення, які обладнані найбільш поширеними типами конвективно-випромінюючих нагрівальних приладів, в показнику степені $n=0,25$. Для систем теплоспоживання, які обладнані конвективно-випромінюючими приладами і підключені до теплової мережі безпосередньо, $u_\delta=0$ і $t_3=t_1$. Необхідні дані для побудови опалювального графіка якісного регулювання відпуску теплоти для опалення житлових та громадських будівель наведено в табл. 4.3-4.7 [28].

1.3 Експериментальні та теоретичні дослідження використання ІТП

Експериментальним та теоретичним дослідженням ІТП приділяється все більша увага. Даній проблематиці присвятили свої роботи Гершкович В.Ф., Пирков В.В., Басок Б.І., Демченко В.Г., Бабак В.П., Назаренко О.О., Давиденко Б.В., Круковський П.Г., Ливчак В.Й., Потапенко А.Н., Корольова Т.І., Сабденов К.О., Солдатенков А.С., Ликов А. Н. та ін. Так, у роботах [29, 30] розглянуто базові принципи реалізації автоматизованих теплових пунктів, їх необхідність і актуальність, а також питання енергозбереження, що досягається шляхом

регулювання теплоспоживання в будівлях за допомогою автоматизації індивідуальних теплових пунктів. Також авторами розглянуті особливості автоматизації ІТП [31], представлені результати розробки блоку управління з погодозалежною автоматикою [32, 33] та досліджені енергозберігаючі алгоритми управління процесом опалення будівлі [34].

При розробці нових та вдосконаленні існуючих алгоритмів роботи ІТП широко використовується математичне моделювання систем опалення будівель різного призначення. Також за допомогою моделювання розробляються та відпрацьовуються нові принципів та функціональні схеми систем теплозабезпечення та режими їх роботи. Так, у роботі [35] розглянуто результати математичного моделювання управління процесом опалення будівлі при залежному теплопостачанні на основі автоматизованого індивідуального теплового пункту. У роботі [36] розроблена тепла модель системи теплопостачання будівлі, досліджена можливість реалізації спеціалізованих енергозберігаючих теплових режимів на базі однотрубних систем опалення та розроблені рекомендації для підвищення ефективності функціонування системи опалення при різних методах регулювання теплоспоживання. На основі математичного моделювання процесів опалення розподіленого комплексу будівель при різних схемах теплоспоживання від автономних джерел теплоти досліджено і показано, що спільна робота автоматизованих індивідуальних теплових пунктів і елеваторних вузлів цих будівель призводить в цілому до значного зменшення можливого збереження теплової енергії [37]. Розглядається задача встановлення температурного режиму в приміщеннях і в системі опалення при різних значеннях коефіцієнта змішування теплоносія із подавального і зворотного трубопроводів [38]. Також у роботі [39] розглянуто математичне моделювання процесу керування теплоспоживанням. На основі запропонованої методики в [40] автором був виконаний аналіз роботи системи автоматизованого регулювання теплоспоживання та встановлено середню економію теплової енергії за рік.

У роботі [41] запропонована метод двохпозиційного регулювання відпуску теплоти в індивідуальних теплових пунктах опалювальних будівель, яка дозволяє одержувати економію теплоти в системах теплопостачання, прямо пропорційну кількості автоматизованих теплових пунктів. Основним недоліком роботи є те, що двохпозиційне регулювання відбувається за температурою внутрішнього повітря, що доцільніше використовувати у будівлях з високою теплоакumulюючою здатністю (тобто будівлі з шаром теплоізоляційного матеріалу на зовнішніх огорожувальних конструкціях). Оскільки таких будівель на сьогодні є недостатня кількість, тому регулювання краще проводити за температурою зовнішнього повітря.

Також велика увага приділяється дослідженням періодичного зниження теплоспоживання приміщень будівель (переривчастий режим опалення) у нічний час, у неробочі, вихідні та святкові дні. Одним із шляхів його реалізації є використання індивідуальних теплових пунктів. Переривчастий режим опалення полягає в тому, що температура опалювального приладу, який забезпечує необхідні температурні умови в приміщенні, підтримується лише в робочий час. У неробочий час (нічний час, вихідні дні) температура опалювального приладу знижується, що призводить до зменшення теплонадходження в приміщення і зниження температури повітря. За кілька годин до початку робочого дня температура опалювального пристрою встановлюється вище рівня, характерного для робочого часу, щоб до початку роботи температурні умови в приміщенні відповідали прийнятним санітарно-гігієнічним нормам. Описаний вище спосіб характерний для приміщень будівель соціально-адміністративного призначення. Для житлових будівель визначається інший час, за якого підтримуються необхідні температури повітря в приміщеннях (вранці, ввечері, вихідні, святкові дні).

Так у роботі [42] розглядається задача оптимального управління тепловим режимом будівель. Приведений аналіз економії енергії при переривчастому опаленні для різних видів палива. Для вивчення особливостей формування мікроклімату в приміщеннях з припливом зовнішнього повітря

через вентиляційні клапани і опалювальними приладами різного типу (конвектор і радіатор) розроблена математична модель і представлені результати розрахунків [43]. В статті [44] автором показано, що для досягнення економії теплоти за допомогою переривчастого опалення необхідно мати збільшену по відношенню до постійно діючого опалення потужність не тільки для надтопу перед робочим днем, але і для підтримання заданої температури протягом робочого часу. Причому, чим коротший попередній надтоп, тим більш потужнішою повинна бути система опалення протягом робочого дня. Також авторами у роботі [45] проводився аналіз економії енергії при використанні переривчастого опалення. Була визначена ефективність такого режиму для будівель, котрі мають автономне джерело теплоти, та для будівель, що приєднані до центральних теплових мереж.

За допомогою моделювання теплового стану приміщення проведено порівняльний кількісний аналіз варіантів зниження витрат енергії в робочі дні тижня за рахунок зниження температури повітря в приміщенні в період відсутності людини та нічний період при роботі опалювального пристрою в режимі з перериванням та постійній температурі навколишнього середовища [46]. Показано, що такий режим регулювання температури в приміщенні дозволяє знизити витрати енергії на опалення до 14,7 % в порівнянні з режимом постійного утримання комфортної температури.

Також деякі завдання як керувати режимом опалення будівлі, щоб забезпечувалась нормована температура повітря в приміщеннях в часи знаходження там людей, і щоб при цьому витрата теплової енергії була мінімальна, розглядаються в [47,48].

Взагалі, переривчастий режим опалення не дає великої економії при централізованому опаленні, яке в останні роки подає недостатню кількість теплової енергії для обігріву будівель. Тепловий режим приміщень значно залежить від коефіцієнта теплопровідності огорожувальних конструкцій будівель [49,50], тому потрібно впроваджувати заходи щодо збільшення його термічного опору. Але існує можливість зменшення теплоспоживання будівлі

без погіршення її теплового режиму, яку можна досягнути шляхом ефективного управління теплоспоживанням при використанні індивідуальних теплових пунктів, особливо це актуально на початку та в кінці опалювального періоду.

1.4 Мета та постановка задач дослідження

Метою роботи є підвищення ефективності кінцевого використання теплової енергії для потреб опалення адміністративної бюджетної будівлі шляхом оптимального управління її теплоспоживанням на основі розробки та впровадження експериментального індивідуального теплового пункту, що приєднується до системи тепlopостачання за залежною гідравлічною схемою.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні задачі дослідження:

1. Провести цільове енергетичне обстеження будівлі каркасно-панельного типу та її системи теплоспоживання (з елеваторним вузлом та з ІТП).
2. Дослідити використання переривчастого ручного режиму управління теплоспоживанням будівлі.
3. Створити теплофізичну модель та на її основі розрахувати процеси тепловіддачі від одиничного опалювального приладу (на прикладі радіатора).
4. На основі удосконаленої теплофізичної моделі теплового стану будівлі розрахувати параметри ефективного управління теплоспоживанням будівлі.
5. Розробити схему, робочий проект, скомплектувати, виготовити та здійснити впровадження експериментального ІТП оригінальної конструкції.
6. Провести експериментальні дослідження ІТП у реальному часі із постійним моніторингом основних параметрів тепlopостачання та відпрацювати різні режими експлуатації ІТП, встановити найефективніший з них.

7. Визначити енергетичну та економічну ефективності впровадження ІТП.

1.5 Висновки до розділу 1

Сьогодні сфера теплозабезпечення України знаходиться в кризовому стані і потребує негайних змін. Так, в країнах ближнього зарубіжжя уже існує позитивний досвід модернізації системи тепlopостачання із використанням ІТП. Були проаналізовані основні схеми ІТП та способи регулювання відпуску теплоти. Проведено літературний огляд експериментальних та теоретичних досліджень використання ІТП та переривчастого режиму опалення будівель.

Встановлено, що робіт, які описують ретельні і багатотривалі (по декілька опалюваних сезонів) експериментальні дослідження ІТП, є недостатня кількість. Також більшість авторів стверджує, що при переході від ЦТП до ІТП з установкою відповідної автоматики, можна досягнути значної (до 30% і більше) економії витрат теплової енергії, однак достовірних експериментальних даних, які обґрунтовують це положення і для якого типу будівель, в літературних джерелах на сьогоднішній день не знайдено. Відсутні науково-технічні дані стосовно експериментального та теоретичного дослідження алгоритмів оптимального управління теплоспоживанням окремої адмінбудівлі при примусовому зменшенні тепlopостачання в неробочий нічний час та в вихідні або святкові дні. Тому проведення довготривалих експериментальних досліджень тепlopостачання будівлі на основі ІТП дозволить визначити фактичну економію теплової енергії в реальних умовах експлуатації з врахуванням кліматичних факторів і реального стану будівлі з фактичним показником енергоефективності.

РОЗДІЛ 2

ЦІЛЬОВЕ ЕНЕРГЕТИЧНЕ ОБСТЕЖЕННЯ БУДІВЛІ ТА ЇЇ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯ

2.1 Цільове енергетичне обстеження будівлі для встановлення ІТП

Перед тим, як впроваджувати заходи з енергоефективності будівлі, бажано, а строго кажучи, навіть необхідно провести хоча б спрощений її енергоаудит, наприклад в вигляді цільового енергетичного обстеження. Об'єктом для проведення цільового енергетичного обстеження було обрано один із корпусів (корпус №1) Інституту технічної теплофізики НАН України, по вул. Булаховського, 2. На рис. 2.1 показано схему обліку та розподілу теплової енергії по будівлях на території ІТТФ НАН України по вул. Булаховського, 2.

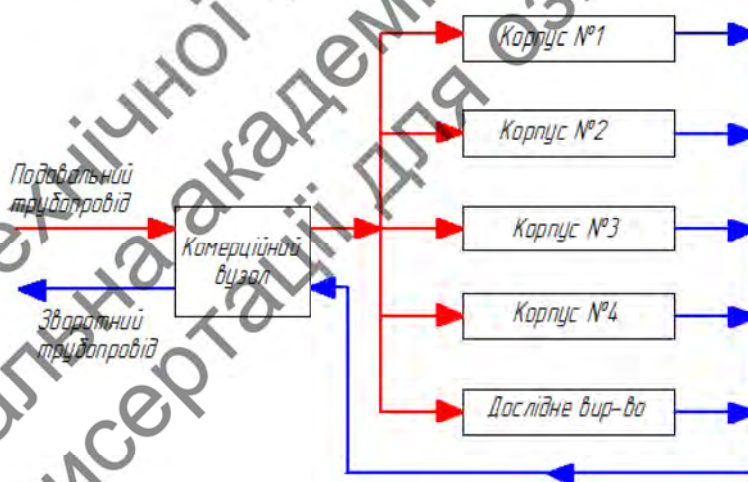


Рис. 2.1. Схема обліку та розподілу теплової енергії по будівлях на території ІТТФ НАН України по вул. Булаховського, 2

Для визначення енергоспоживання всіх будівель було здійснено автоматизований облік теплової енергії. Для цього використовувався тепловодолічильник СВТУ-10М, який призначений для вимірювання теплової енергії, об'єму теплоносія, температури теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах, часу напрацювання (наявність напруги мережі

живлення і коректної роботи) або простою (вимкнення мережі живлення, в т.ч. через аварію), а також обчислення масової витрати теплоносія (рис. 2.2).



Рис. 2.2. Тепловодолічильник СВТУ-10М

Корпус №1 – це триповерхова будівля адміністративного призначення загальною площею 3240 м², побудована у 1973 році за проектом 416-3-3/70 “Універсальна 3-поверхова будівля розміром 18х60м” 1966 р. Вона має систему тепlopостачання з елеваторним вузлом, у якому здійснюється змішування гарячої і зворотної води (рис. 2.3, 2.4).

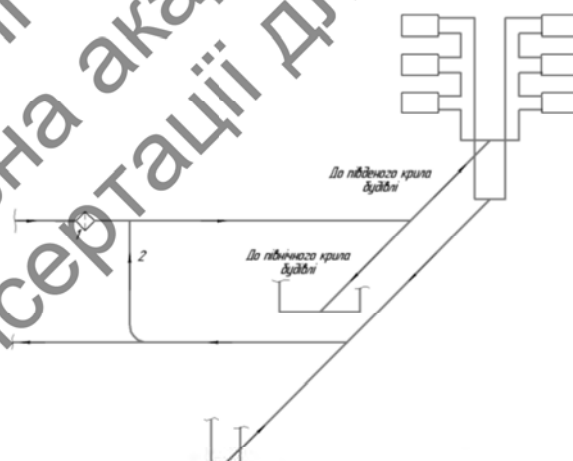


Рис. 2.3. Схема існуючої системи опалення (з елеваторним вузлом) корпусу №1

Будівля просторово розташована зі сходу на захід, має продовжені північний та південний фасади, що дозволяє проводити пофасадне регулювання теплового навантаження. Вимірювання кількості спожитої теплової енергії

здійснюється теплолічильником УВР-Т, але регулювання подачі теплоти відсутнє. Оскільки система опалення працює у статичному режимі, доволі часто це приводить до значної перевитрати теплоти. Система опалення: однотрубна, з нижньою подачею, послідовно-паралельне підключення радіаторів (рис. 2.5).



Рис. 2.4. Фото проектного вузла управління існуючої системи опалення (з елеваторним вузлом) корпусу №1

Для обліку теплової енергії одного корпусу №1 було встановлено теплолічильник УВР-Т (рис. 2.6, рис. 2.7). Теплолічильник забезпечує: вимірювання та індикацію наявних значень температури в подавальному та зворотному трубопроводах; визначення та індикацію наявних значень кількості теплоносія (об'єму або маси, за вибором), теплової енергії та теплової потужності; архівування у енергетично незалежній пам'яті результатів вимірювання та розрахунків; вимірювання часу та часового напрацювання; автоматичне виявлення неполадок теплолічильника, виникнення і усунення нештатних ситуацій та індикацію повідомлень про них на РКЕ; вивід вимірювальної, діагностичної, архівної та іншої інформації через послідовний інтерфейс RS-232 (в тому числі, через телефонний модем); представлення результатів вимірювань та обчислень на цифровому пристрої та їх передачу на

компютер для подальшого роздрукування у вигляді звітів і протоколів; захист архівних даних від несанкціонованого доступу.

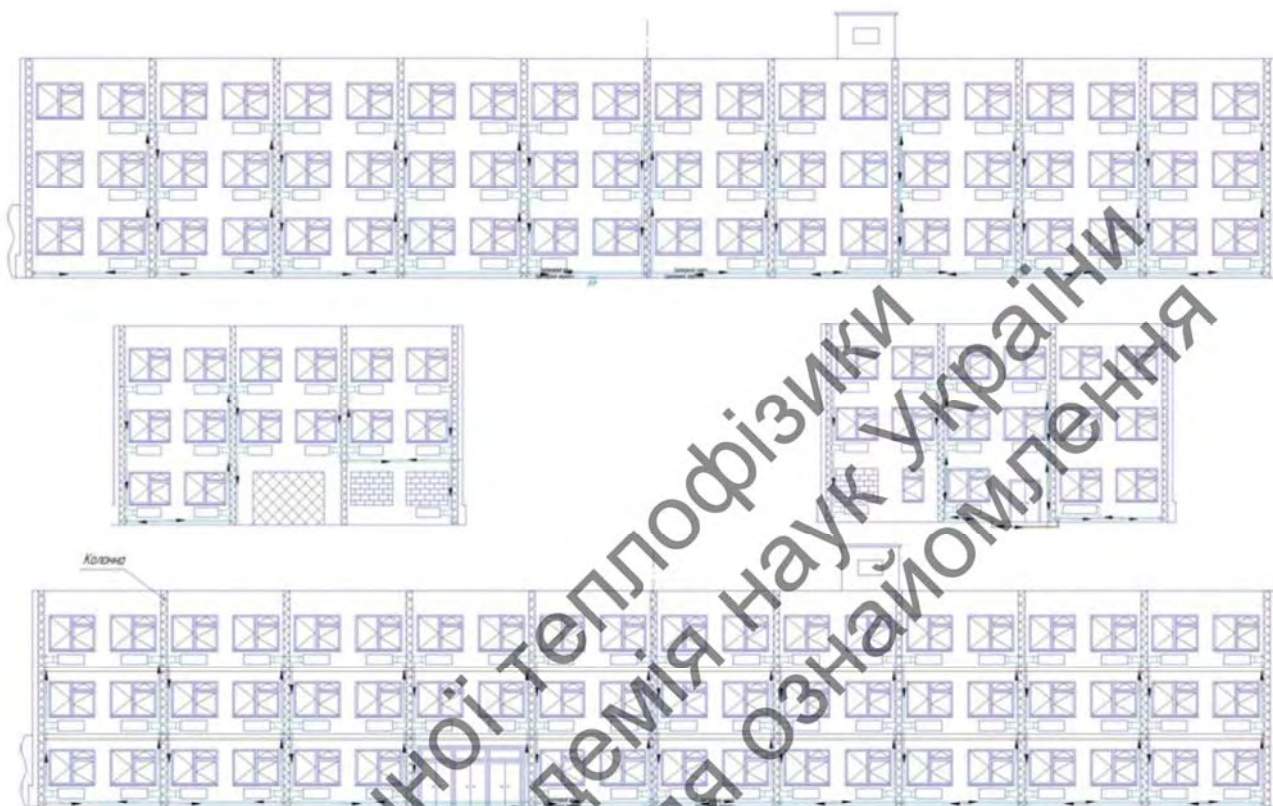
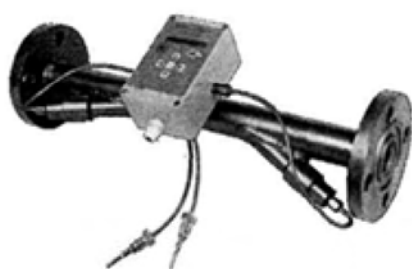


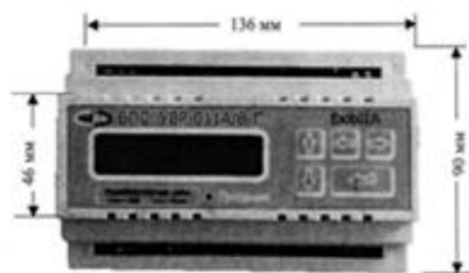
Рис. 2.5. Система розподілу нагрівальних приладів (в проекті – радіаторів типу М140) теплопостачання корпусу №1

Теплолічильник складається з наступних складових частин: блоку живлення і зв'язку; перетворювача витрат (врізана секція, на якій розташовано теплолічильник УВР-Т); термоперетворювача опору різниці температур (підібрана пара) типу ТСПР-0490.

Теплолічильник УВР-Т використовується для урахування маси теплоносія і теплової енергії в закритих системах теплопостачання та забезпечує врахування витрати теплоносія по одному трубопроводу (подача) в діапазоні робочих температур від 0 до 150,0 °С. Обладнаний вмонтованим ультразвуковим витратоміром – лічильником та термоперетворювачем опору різниці температур.



а)



б)

Рис. 2.6. Теплолічильник УВР-Т: а) перетворювач витрати; б) блок живлення та зв'язку з комп'ютером

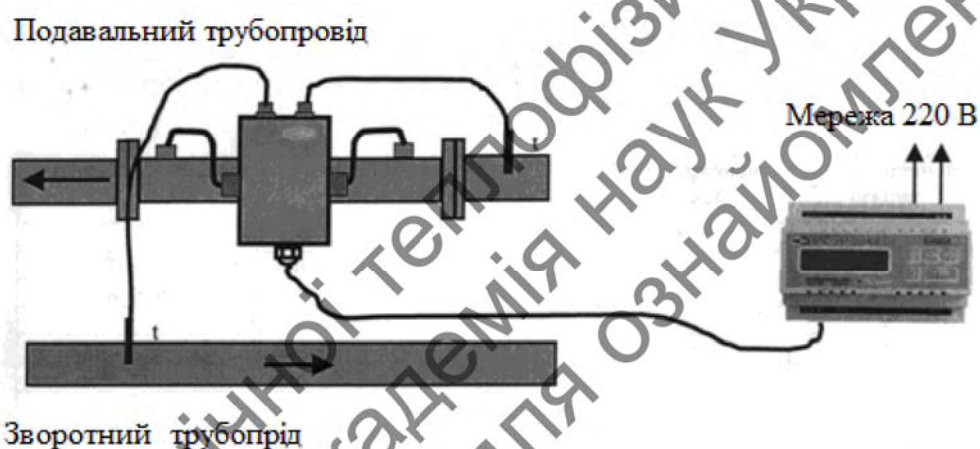


Рис. 2.7. Схема монтажу теплолічильника УВР-Т

Вимірювання витрати теплоносія здійснюється наступним чином: у врізану секцію вмонтовано два п'єзоакустичних перетворювачі витрати (ПЕА). При роботі витратоміра зв'язок між ПЕА забезпечується по акустичному каналу, який проходить крізь теплоносій у врізаній секції. ПЕА вилучає акустичні імпульси по черзі. При вилученні акустичного сигналу у напрямку з потоком рідини час розповсюдження зменшується, при вилученні проти потоку час розповсюдження збільшується. Вимірюючи різницю часу витратомір обчислює швидкість потоку. Об'ємна витрата розраховується шляхом множення швидкості потоку на площину поперечного перерізу врізаної секції і інтегрування за часом.

При вимірюванні температури теплоносія опір термоперетворювача опору, вмонтованого в трубопровід, змінюється по відомому закону. Теплолічильник вимірює омичний опір перетворювача, після чого обчислює температуру.

Похибки вимірювання теплолічильника:

1. Границі допустимої основної відносної похибки вимірювання витрати теплоносія:

- 1% при витраті теплоносія від q_t до q_{max} ;
- 4% при витраті теплоносія від q_{min} до q_t ;

2. Границі допустимої основної абсолютної похибки теплолічильника при перетворенні сигналів ТС класу допуску А і обчислення температури теплоносія в подавальному і зворотному трубопроводах дорівнюють $\pm 0,6$ °С.

3. Границі допустимої основної абсолютної похибки теплолічильника при перетворенні сигналів підібраної пари ТС класу допуску А і обчислення температури теплоносія дорівнюють $\pm 0,2$ °С.

4. Границі допустимої абсолютної похибки теплолічильника при вимірюванні часу напрацювання і простою складає ± 2 с за 24 год.

5. Розрахунки за алгоритмами обчислення маси теплоносія і теплової енергії виконуються з точністю $\pm 0,03$ %.

6. Границі основної відносної похибки теплолічильника при вимірюванні теплової потужності і теплової енергії показані в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Границі основної відносної похибки теплолічильника

Основна відносна похибка обліку теплової енергії, %	Діапазон різниці температур ΔT в подавальному і зворотному трубопроводах		
	$5 \leq \Delta T < 10$	$10 \leq \Delta T < 20$	$20 \leq \Delta T < 130$
– при витратах вище q_t	± 6	± 5	± 4
– при витратах нижче q_t	± 8	± 7	± 6

2.2 Визначення теплоспоживання адміністративної будівлі

Для адміністративного корпусу №1 ІТТФ були проведені детальні дослідження основних параметрів теплопостачання (температури теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах, температури зовнішнього повітря, витрати теплоносія та теплоти в подавальному та зворотному трубопроводах) за опалювальні сезони 2007-2008 рр., 2008-2009 рр., 2009-2010 рр., 2010-2011 рр. Дані приведені на рис. 2.8-2.11. Також деякі особливості теплопостачання будівлі описано в [51].

При дослідженнях використовувались наступні вимірювальні пристрої, а саме:

- теплотічильник УВР-Т (для вимірювання температур теплоносія, витрати теплоносія та теплової енергії);
- термоперетворювач опору мідний ТСМ-205 (для вимірювання температури зовнішнього повітря).

Похибки вимірювання теплотічильника детально описано в попередньому підрозділі, а випадкова похибка вимірювання температури зовнішнього повітря мідним датчиком становить $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рис. 2.8 показані основні характеристики теплопостачання за другу половину опалювального сезону 2007-2008 рр. Для даного періоду були визначені наступні середні значення: $t_{\text{зовн. сер.}} = 3,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, витрата теплоносія $G_{\text{сер.}} = 2,9\text{ т/год.}$, температура теплоносія в подавальному трубопроводі $t_{\text{под. сер.}} = 67,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, температура теплоносія в зворотному трубопроводі $t_{\text{звор. сер.}} = 40,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, при цьому середня витрата теплової енергії на опалення корпусу становила $E_{\text{сер.}} = 0,079\text{ Гкал/год.}$ Різке падіння витрати теплоносія і теплової енергії до нуля спричинено відсутністю теплопостачання. Максимальні значення температури подачі (до $85,0\text{ }^{\circ}\text{C}$) спостерігалися при мінімальних величинах температури зовнішнього повітря (до $-12,0\text{ }^{\circ}\text{C}$).

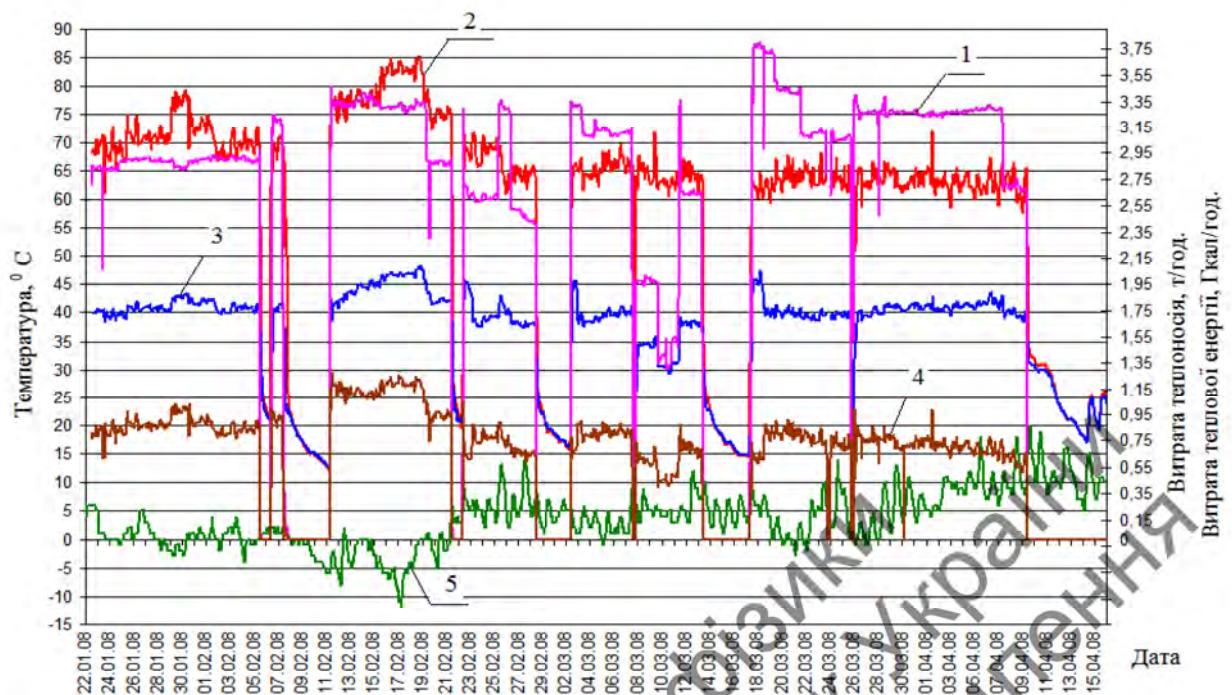


Рис. 2.8. Характеристики тепlopостачання за опалювальний сезон 2007-2008 рр.: 1 – витрата теплоносія; 2 – температура теплоносія в подавальному трубопроводі; 3 – температура теплоносія в зворотному трубопроводі; 4 – витрата теплової енергії (масштаб 10:1); 5 – температура зовнішнього повітря

На рис. 2.9 показані основні характеристики тепlopостачання за майже повний опалювальний сезон 2008-2009 рр. Для цього періоду були визначені наступні середні значення: $t_{\text{зовн. ср.}} = -0,4 \text{ } ^\circ\text{C}$, витрата теплоносія $G_{\text{ср.}} = 2,2 \text{ т/год.}$, температура теплоносія в подавальному трубопроводі $t_{\text{под. ср.}} = 70,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, температура теплоносія в зворотному трубопроводі $t_{\text{звор. ср.}} = 35,4 \text{ } ^\circ\text{C}$, при цьому середня витрата теплової енергії на опалення корпусу становила $E_{\text{ср.}} = 0,075 \text{ Гкал/год.}$ Максимальні значення температури подачі (до $85,0 \text{ } ^\circ\text{C}$) спостерігалися при мінімальних величинах температури зовнішнього повітря (до $-22,0 \text{ } ^\circ\text{C}$).

На рис. 2.10 показані основні характеристики тепlopостачання в залежності від температури зовнішнього повітря $t_{\text{зовн.}}$ за дещо скорочений опалювальний сезон 2009-2010 рр.

Для даного періоду були визначені наступні середні значення: $t_{\text{зовн. ср.}} = -2,8 \text{ } ^\circ\text{C}$, витрата теплоносія $G_{\text{ср.}} = 3,1 \text{ т/год.}$, температура теплоносія в подавальному трубопроводі $t_{\text{под. ср.}} = 76,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, температура теплоносія в

зворотному трубопроводі $t_{\text{звор. сер.}} = 43,3 \text{ }^\circ\text{C}$, при цьому середня витрата теплової енергії на опалення корпусу становила $E_{\text{сер.}} = 0,101 \text{ Гкал/год}$. Максимальні значення температури подачі (до $98,0 \text{ }^\circ\text{C}$) спостерігалися при мінімальних величинах температури зовнішнього повітря (до $-25,0 \text{ }^\circ\text{C}$).

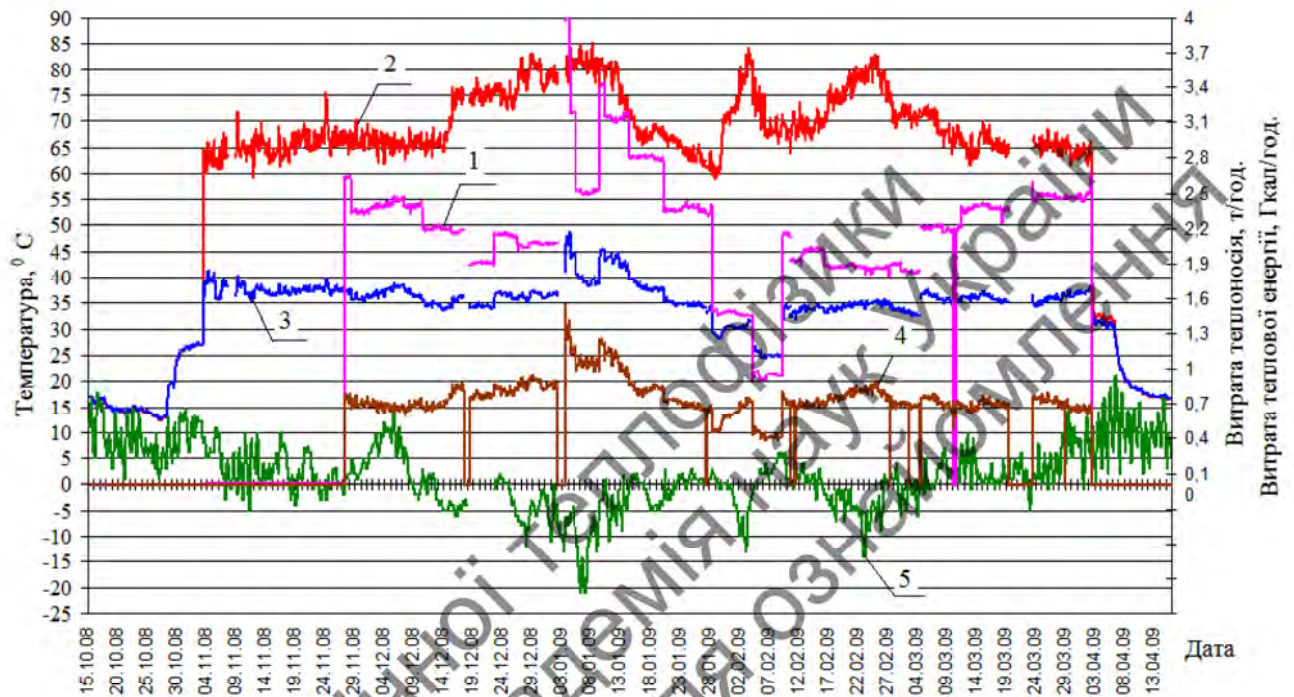


Рис. 2.9. Характеристики теплопостачання за опалювальний сезон 2008-2009 рр.: 1 – витрата теплоносія; 2 – температура теплоносія в подавальному трубопроводі; 3 – температура теплоносія в зворотному трубопроводі; 4 – витрата теплової енергії (масштаб 10:1); 5 – температура зовнішнього повітря

На рис. 2.11 показані основні характеристики теплопостачання за дещо скорочений опалювальний сезон 2010-2011 рр. Для даного періоду були визначені наступні середні значення: $t_{\text{зовн. сер.}} = -2,4 \text{ }^\circ\text{C}$, витрата теплоносія $G_{\text{сер.}} = 2,6 \text{ т/год.}$, температура теплоносія в подавальному трубопроводі $t_{\text{под. сер.}} = 73,4 \text{ }^\circ\text{C}$, температура теплоносія в зворотному трубопроводі $t_{\text{звор. сер.}} = 40,5 \text{ }^\circ\text{C}$, при цьому середня витрата теплової енергії на опалення корпусу становила $E_{\text{сер.}} = 0,089 \text{ Гкал/год}$. Максимальні значення температури подачі (до $92,0 \text{ }^\circ\text{C}$) спостерігалися при мінімальних величинах температури зовнішнього повітря (до $-19,0 \text{ }^\circ\text{C}$).

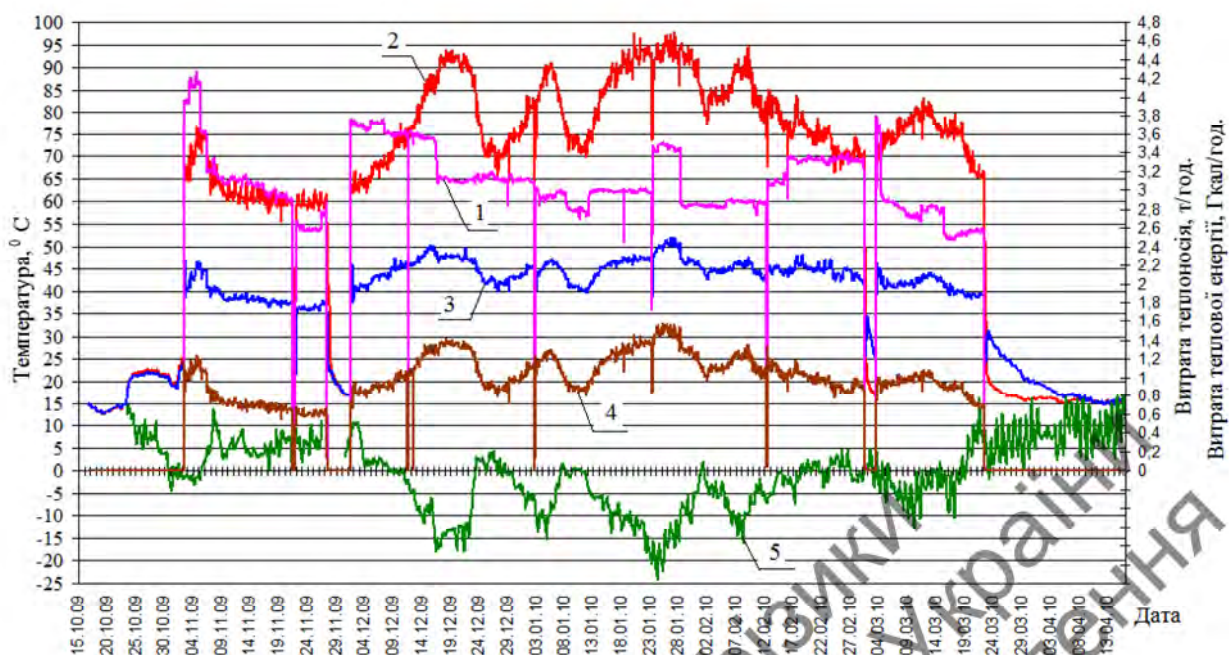


Рис. 2.10. Характеристики теплопостачання за опалювальний сезон 2009-2010 рр.: 1 – витрата теплоносія; 2 – температура теплоносія в подавальному трубопроводі; 3 – температура теплоносія в зворотному трубопроводі 4 – витрата теплової енергії (масштаб 10:1); 5 – температура зовнішнього повітря

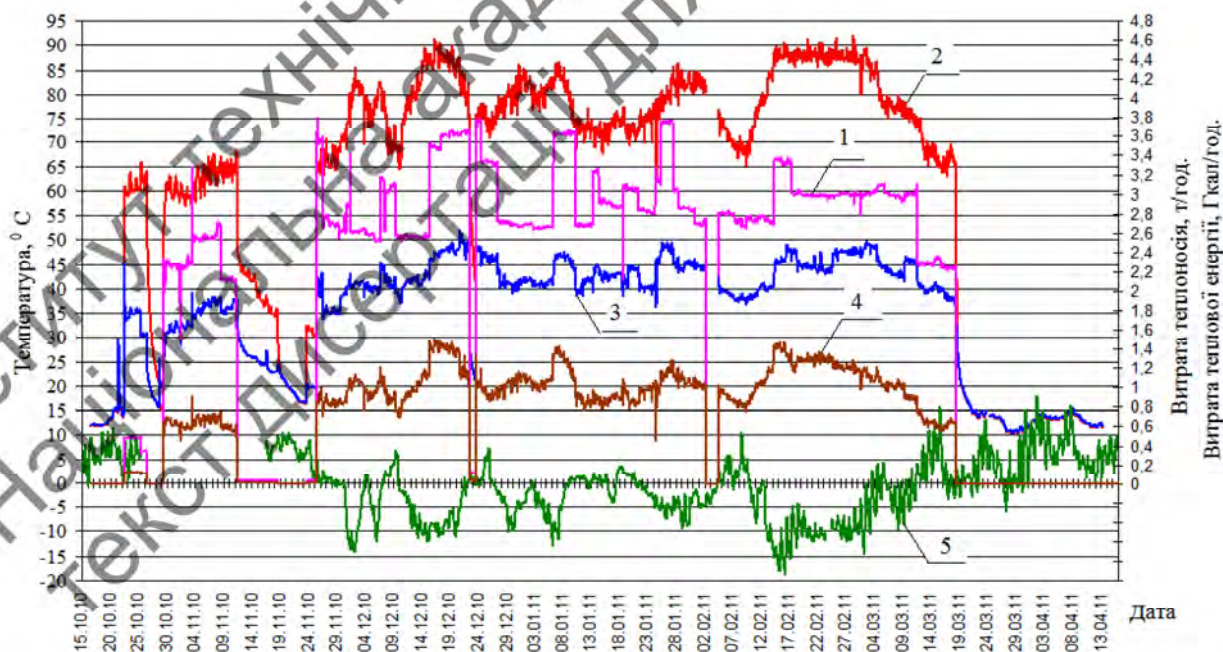


Рис. 2.11. Характеристики теплопостачання за опалювальний сезон 2010-2011 рр.: 1 – витрата теплоносія; 2 – температура теплоносія в подавальному трубопроводі; 3 – температура теплоносія в зворотному трубопроводі; 4 – витрата теплової енергії (масштаб 10:1); 5 – температура зовнішнього повітря

В табл. 2.2 представлені порівняльні узагальнені дані параметрів системи теплопостачання для опалювальних сезонів 2007-2011 рр., як для корпусу №1, так і для всієї площадки ІТТФ НАН України по вул. Булаховського, 2. Вартість 1 Гкал теплової енергії становила з 30.10.2006 р. 58,89 грн., за (жовтень, листопад, грудень) 2010 р. – 1 Гкал = 481,32 грн., а за (січень, лютий, березень) 2011 р. – 1 Гкал = 532,22 грн.

З табл. 2.2 випливає, що питомі тепловитрати на опалення в корпусі №1 в середньому становлять 140 (кВт·год.)/(рік·м²). Це свідчить про те, що будівля знаходиться в більш-менш нормальному стані у порівнянні із будівлями, в яких середньостатистичні питомі тепловитратами для України становлять 250 (кВт·год.)/(рік·м²).

Взагалі, корпус №1 – це будівля каркасно-панельного типу проєкту 416-3-3/70 “Універсальна 3-поверхова будівля розміром 18х60м” 1966 р., що більш як 40 років успішно експлуатується за штатним функціональним призначення як адміністративна будівля бюджетної сфери. Особливістю огорожувальних стінових конструкцій будівлі є те, що вони являють собою сандвіч-панелі. Зовнішня стіна – тришарова. Внутрішній і зовнішній шари виконані з бетону. Їх товщини складають по 0,06 м. Порожнина між шарами бетону шириною 0,10 м заповнена мінеральною базальтовою ватою. Товщина внутрішніх стін – 0,10 м. Товщина підлоги-стелі – 0,30 м. У будівлі встановлено старі дерев’яні вікна, площа одного вікна – 3,72 м². Відомо, що такі будівлі із сандвіч панелей характеризуються високими теплоізоляційними властивостями, що в свою чергу значно впливає на процеси теплообміну з довкіллям (зменшуються тепловтрати).

З наведених даних цільового енергетичного обстеження корпусу №1 слідує, що вказана будівля знаходиться в належному стані з точки зору енергоспоживання, а тому в корпусі №1 доцільно впроваджувати ІТП.

Таблиця 2.2

Узагальнені дані параметрів системи теплоспоживання за сезонами

	Площадка Булаховського, 2						Корпус №1			
	2007-2008	2008-2009	2009-2010	2010-2011	2007-2008	2008-2009	2009-2010	2010-2011		
Опалювальний сезон, рр.										
Середня тем-ра зовн. повітря, °С	3,0	-0,4	-2,2	2,0	3,0	-0,4	-2,2	-2,0		
Витрата теплової енергії, Гкал	1550	1248,5	1406,5	1331,5	126	216	324	294		
Тривалість опалювального сезону, діб	157	155	151	148	52	112	141	148		
Середнє споживання, Гкал/год.	0,41	0,34	0,39	0,38	0,1	0,08	0,1	0,08		
Вартість спожитої теплової енергії, тис. грн.	246,3	198,4	223,5	683,8	20	34,3	51,5	151,1		
Річні витрати теплової енергії, (кВт·год.)/рік	1802650	1452006	1635760	1548535	146538	251208	376812	341922		
Питомі тепловитрати на опалення, (кВт·год.)/(рік·м ²)	139,1	112	126,2	119,5	45,2	77,5	116,3	105,5		
Питомі тепловитрати на опалення, при 181 добі повноцінного опалювального сезону, (кВт·год.)/(рік·м ²)					157,4	125,3	149,3	129,1		
					Середнє: 140,3 (кВт·год.)/(рік·м ²)					

2.3 Дослідження температурного стану приміщень при періодичному відключенні опалення

Для корпусу №1 з системою теплопостачання елеваторного типу були проведені детальні дослідження температурного стану приміщень з 1 по 9 лютого 2015 року при періодичному ручному відключенні та підключенні опалення, яке проводилося технічними службами відділу головного енергетика. Вимірювальні величини були отримані за допомогою теплолічильника УВР-Т та мідного термоперетворювача опору ТСМ-205.

З графіка (рис. 2.12) видно, що підключення опалення відбувалось о 7 годині (перед початком робочого дня), а відключення о 13 годині (про що свідчить відсутність витрати теплоносія та відповідно теплової енергії). Це проводилося для того, щоб спробувати зекономити витрати теплоти, зокрема в часи відсутності на робочих місцях співробітників, тобто в нічний час після роботи та у вихідні та святкові дні. При цьому середньоробоча витрата теплової енергії становила 0,08 Гкал/год, а розрахована середня витрата теплової енергії за весь період (враховуючи вихідні дні) – 0,04 Гкал/год.

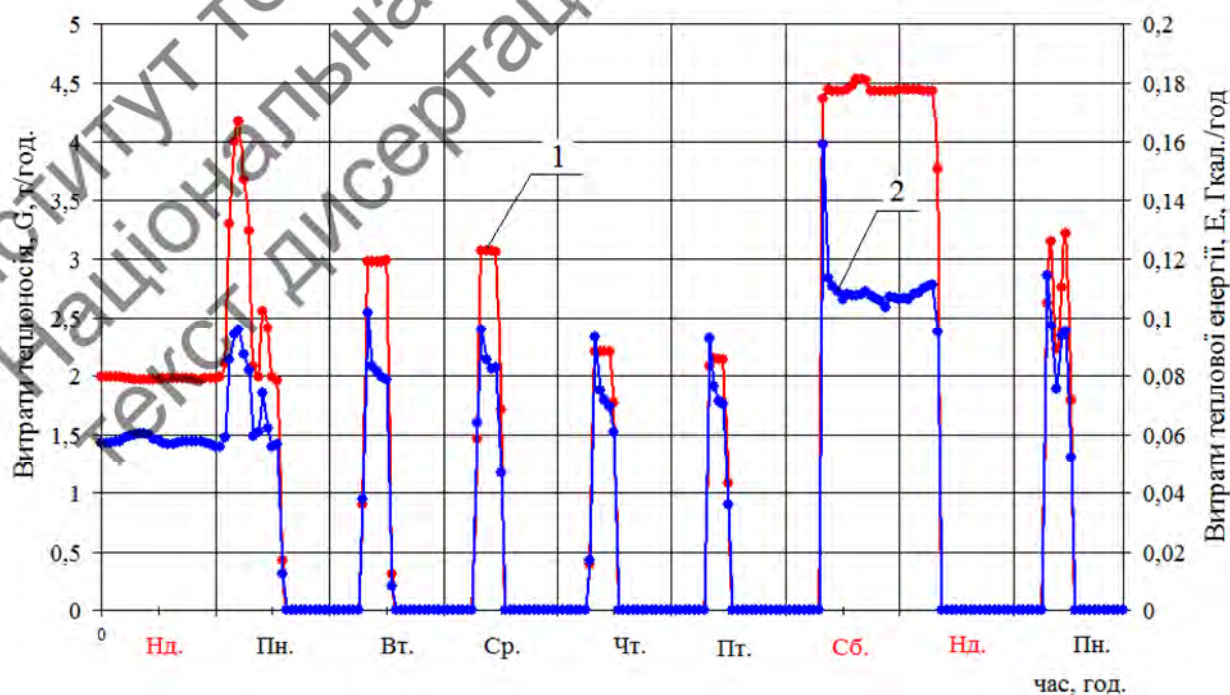


Рис. 2.12. Зміна в часі витрат теплоносія (1) та теплової енергії (2)

Для визначення впливу такого режиму опалення на температурний стан було обрано 4 різнотипні приміщення північної сторони будівлі, а саме кімнати: №201 (зовнішня огорожувальна конструкція повністю термомодернізована, як утеплена стіна так і встановлено енергоефективне вікно), №203 (без опалення і без утеплення, але із заміною старого вікна на однокамерне металопластикове вікно), №209 (без утеплення, з однокамерним металопластиковим вікном), №305 (без утеплення та зі старим вікном). Зміна температур внутрішнього повітря вказаних приміщень показано на рис. 2.13. З графіка видно, що найбільшу температуру за робочий час (+23,0 °С) мало повністю термомодернізоване приміщення, на початку періодичного відключення опалення. З кожним наступним днем середньоробоча температура внутрішнього повітря знижувалась на 1,0 °С.

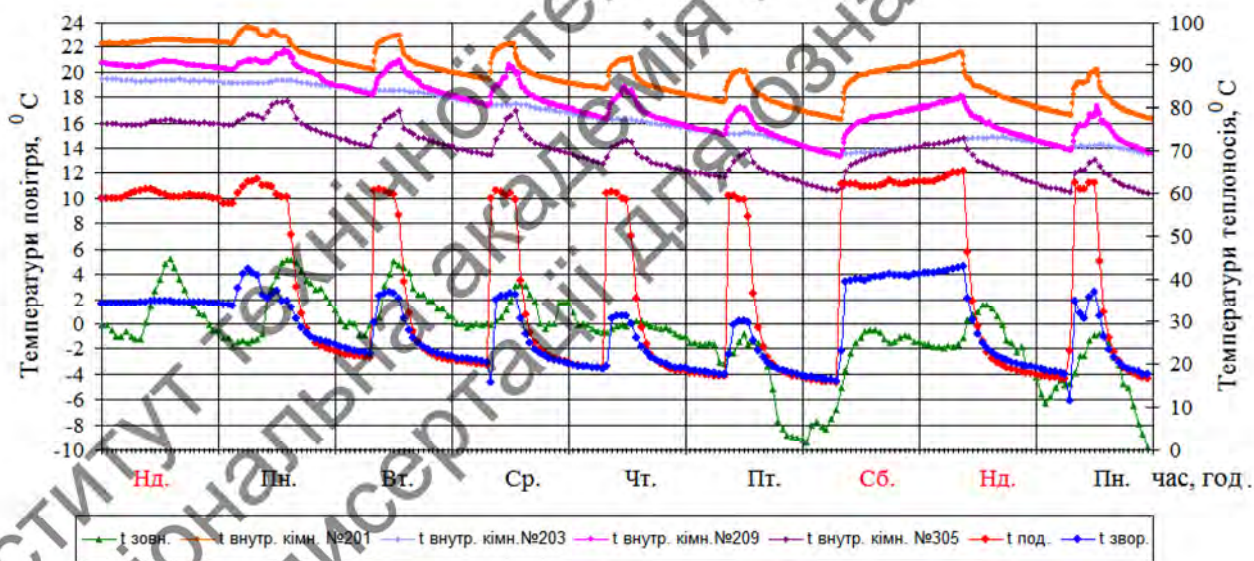


Рис. 2.13. Зміна в часі температур повітря та теплоносія

Таким чином, за досліджуваний період вдалося зекономити до 50 % витрат теплової енергії, але при цьому спостерігалось велике пониження температури в приміщенні (до +10,0 °С). Використання такого ручного режиму керування теплоспоживанням корпусу є небажаним, бо може призвести до переохолодження будівлі та провокує появу аварійних ситуацій.

2.4 Дослідження системи електропостачання

Були також проведені дослідження електропостачання корпусу №1 протягом п'яти діб, а саме з 6-го по 10-е лютого 2015 року (рис. 2.14). Для цього вимірювалося значення напруги в електричній мережі з інтервалом в 1 хвилину. Максимальна напруга становила $U_{\max} = 257$ В, а мінімальна - $U_{\min} = 240$ В. Середнє значення напруги $U_{\text{cp}} = 248$ В.

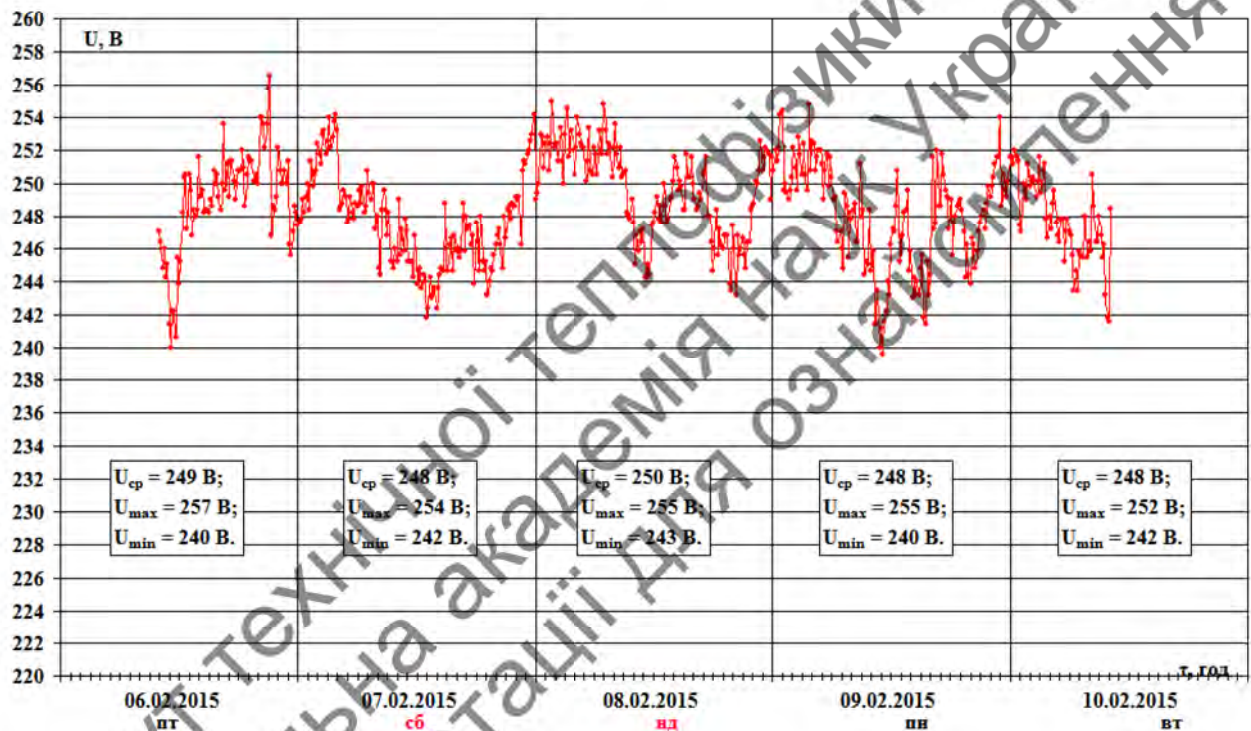


Рис. 2.14. Дослідження системи електропостачання будівлі

Проведені дослідження показали перевищення напруги в мережі майже на 13 %. Таке штучне перевищення напруги було зовсім небажаним, тому-що, по-перше, призводило до частого виходу з ладу електричних приладів, зокрема блоків живлення ПК, а, по-друге, призводило до непотрібних перевитрат майже на 27% коштів, сплачених за використання електроенергії штучно підвищеної напруги.

2.5 Порівняння температурного графіку теплопостачальної організації з реальними температурами теплоносія

Для порівняння температурного графіку, який надається теплопостачальною організацією, з реальними температурами, що надходять в будівлю, були побудовані відповідні графічні залежності (рис. 2.15) для чотирьох опалювальних сезонів.

З рис. 2.15 видно, що максимальна температура теплоносія, який поступає в будівлю становить $97,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ при температурі зовнішнього повітря $-25,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (2009-2010 рр.). Заявлений графік теплопостачальної організації становить: температура подавального теплоносія – $115,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, а зворотного – $70,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (при розрахунковій температурі зовнішнього повітря для м. Києва – $22,0\text{ }^{\circ}\text{C}$). Температура зворотного теплоносія у вказаному періоді 2007-2011 рр. коливалась в межах $40,0 \pm 3,0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

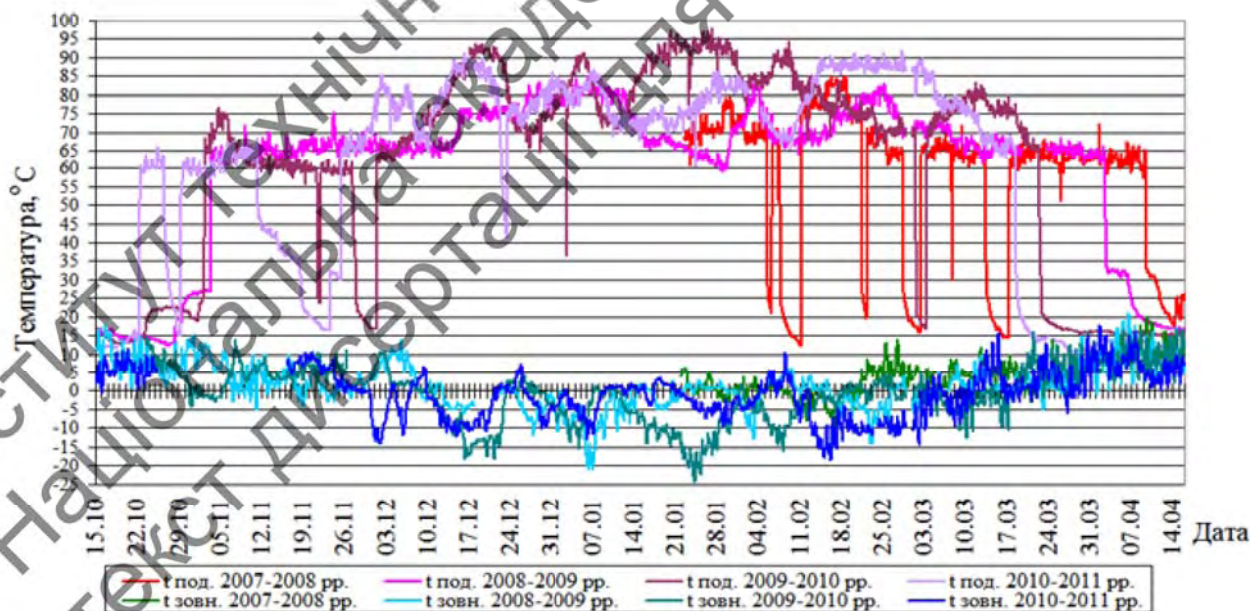


Рис. 2.15. Порівняльна характеристика температур подавального теплоносія із мережі і температур зовнішнього повітря з 2007 р. по 2011 р.

На рис. 2.16 показано порівняння реальних температур теплоносія, що надходить до будівлі, з температурним графіком теплопостачальної організації

в залежності від температури зовнішнього повітря для опалювального періоду 2013-2014 рр.

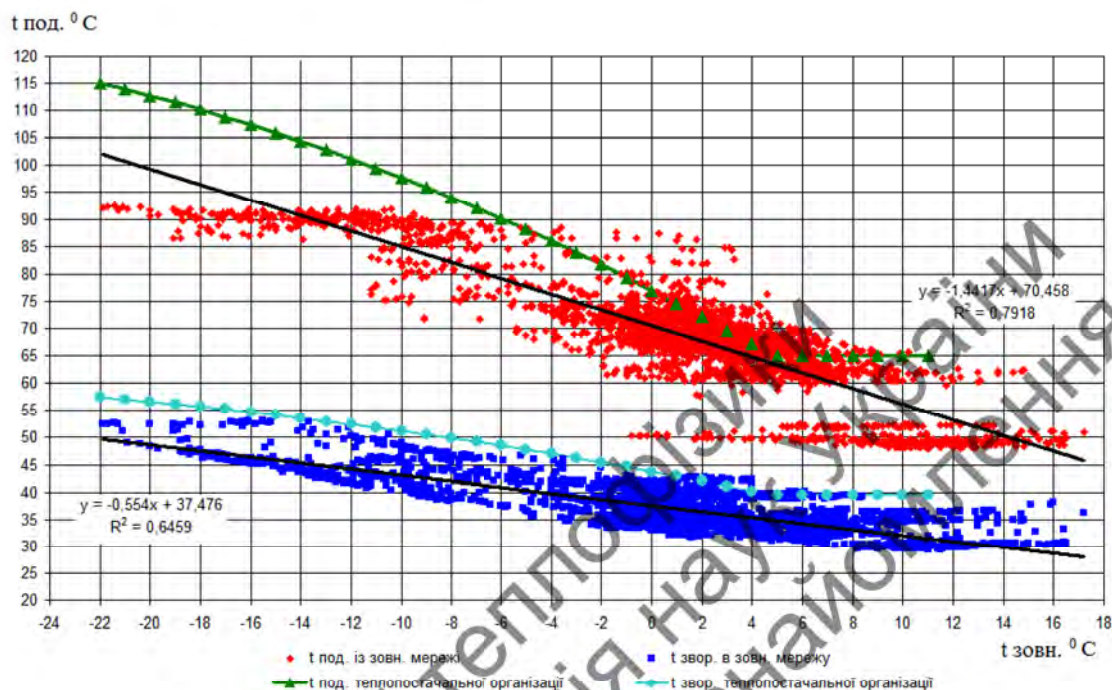


Рис. 2.16. Порівняння графіку теплопостачальної організації з температурами теплоносія будівлі

З рис. 2.15 і рис. 2.16 видно, що в жодному із опалювальних сезонів температурний графік теплопостачальної організації не дотримано.

2.6 Висновки до розділу 2

В результаті проведеного цільового енергетичного обстеження будівлі та її системи теплоспоживання було встановлено наступне:

1. В середньому трьохповерхова будівля каркасно-панельного типу (загальною площею 3240 кв. м.) споживає 140 кВт·годин на 1 кв. м. опалюваної площі за опалювальний період, що є достатньо нормальним (задовільним) показником для будівлі з 42 річним терміном експлуатації. Даний показник теплоспоживання будівлі на 40...45% менший, ніж середній показник теплоспоживання будівель в Україні.

2. Наявні значні втрати теплоти через плоский дах, фундамент, вікна та з інфільтрацією повітря, коефіцієнт якої становить 0,4 1/годину.

3. Елеваторний вузол змішування системи тепlopостачання 1-го корпусу фактично не працює.

4. Наявні періоди експлуатації системи тепlopозабезпечення ІТТФ, коли тепlopостачальна організація примусово вмикала додаткові мережеві насоси і збільшувала витрати теплоносія без потреби в ньому споживачем, особливо в святкові та в вихідні дні, або наприкінці опалюваного сезону. Це призводило до переplat за теплоту і надмірних витрат коштів.

5. Температурний графік тепlopостачальної організації в жодному із опалюваних сезонів 2007-2011 рр. не витримувався.

6. Комерційний вузол обліку спожитої теплоти експлуатувався належним чином. Фіксація комерційних показників обсягів теплоспоживання здійснювалась коректно.

7. Ручний режим керування теплоспоживанням корпусу був небажаним, бо призводив до можливої появи аварії та до переохолодження корпусу.

8. В 2014-2015 рр. спостерігалось збільшення електричної напруги в мережі будівлі на 13 %. Це призводило до виходу із ладу електричних приладів і перевитрат коштів.

9. Був відсутній проект на проведену в період 2012 року модернізацію системи опалення корпусу, що не припустимо згідно сучасних ДБН України.

10. Аналіз власне технічної системи опалення корпусу №1 [52] показав, що був проведений неправильний підбір потужності деяких радіаторів системи опалення корпусу, що призвело до теплового розбалансування інженерної системи. Деякі радіатори взагалі було доцільно відключити.

11. Наявність після вузла комерційного обліку теплоти п'яти споживачів (всіх будівель інституту) теплової енергії та місцевих теплових мереж, а також небажаність гідравлічного розбалансування систем опалення

всіх будівель надає перевагу підключенню ІТП до системи теплозабезпечення за залежною гідравлічною схемою.

Як відомо, втрати теплової енергії на котельнях становлять до 15 %, в зовнішніх тепломережах – 15-25 %, в житловому фонді – 30-45%. Тому заходи щодо економії споживання теплоти у кінцевого споживача, тобто в будівлі, є найбільш дієвими. Оскільки цільове енергетичне обстеження будівлі показало, що вона знаходиться в більш-менш нормальному стані у порівнянні із середньостатистичними будівлями України, тому в корпусі №1 доцільно впроваджувати ІТП. Також результати енергетичного обстеження надали вихідні дані для визначення параметрів комплектуючого обладнання майбутнього ІТП.

ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ
Національна академія наук України
текст дисертації для ознайомлення

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОФІЗИЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА ПАРАМЕТРІВ УПРАВЛІННЯ ТЕПЛОСПОЖИВАННЯМ БУДІВЛІ

3.1 Розробка моделі теплового режиму приміщення будівлі

Для чисельного дослідження повітряно-температурного режиму приміщення при переривчастому режимі його опалення застосовується модель з зосередженими параметрами (рис. 3.1) [53-55].

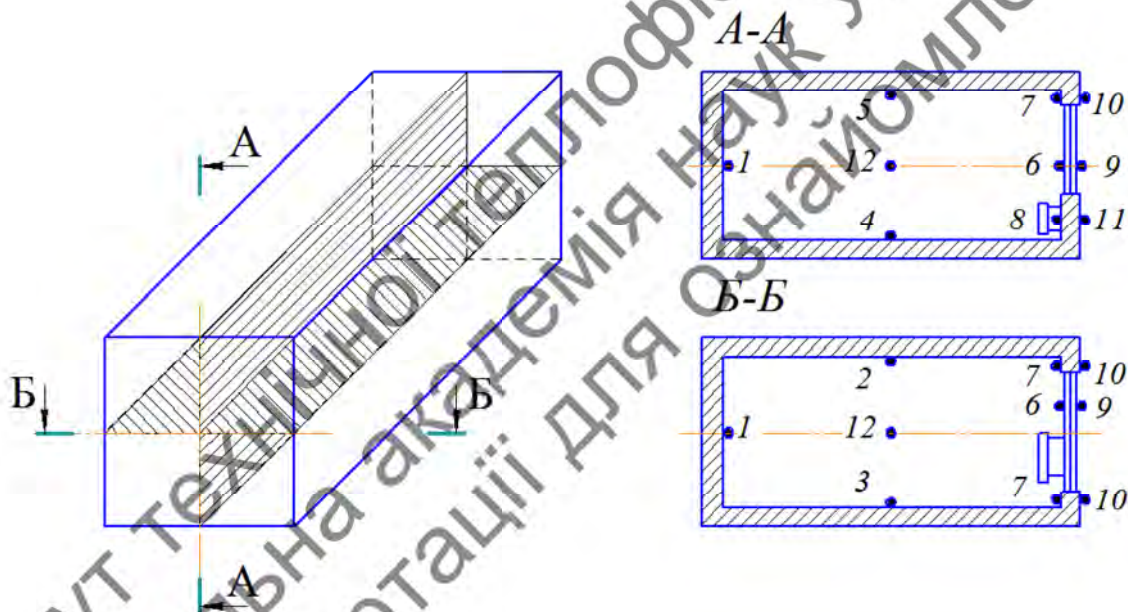


Рис. 3.1. Схема для моделі теплового режиму приміщення з зосередженими параметрами

Модель передбачає наявність певної кількості характерних розрахункових елементів в приміщенні, значення температури яких визначають температурний стан приміщення у цілому. Для приміщення з одним вікном та одним опалювальним пристроєм раціональна кількість таких елементів – 12, номери яких відповідно позначені на рис. 3.1 справа в різних перерізах приміщення. Для кожного з них складаються відповідні рівняння теплового балансу.

Складаючи рівняння теплового балансу для внутрішніх стін приміщення, а також стелі і підлоги, приймаємо, що до поверхонь даних елементів надходить радіаційний тепловий потік від радіатора. З поверхонь згаданий елементів радіаційний потік надходить до частини внутрішньої поверхні зовнішньої стіни та до внутрішньої поверхні вікна. Крім того, з цих поверхонь теплота видаляється конвекцією до внутрішнього повітряного середовища.

Внутрішні стіни, а також стеля і підлога вважаються елементами теплообміну приміщення з номерами $i=1\dots 5$. Отже, для $i=1\dots 5$ рівняння теплового балансу матимуть вигляд

$$\begin{aligned} \tilde{N}_i \rho_i \frac{d}{d\tau} \int_{V_i} T_i dV_i = c_0 \varepsilon_{i-\delta, i \delta} \left[\int_{F_\delta} \varphi_{\delta-i} \left(\frac{T_\delta}{100} \right)^4 dF_\delta - \int_{F_i} \varphi_{i-\delta} \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 dF_i \right] - \\ - c_0 \varepsilon_{i-6, i \delta} \left[\int_{F_i} \varphi_{i-6} \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 dF_i - \int_{F_6} \varphi_{6-i} \left(\frac{T_6}{100} \right)^4 dF_6 \right] - \\ - c_0 \varepsilon_{i-7, i \delta} \left[\int_{F_i} \varphi_{i-7} \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 dF_i - \int_{F_7} \varphi_{7-i} \left(\frac{T_7}{100} \right)^4 dF_7 \right] - \int_{F_i} \alpha_{k, i} (T_i - \bar{T}_i) dF_i, \end{aligned} \quad (3.1)$$

де $i=1$ – стіна, протилежна вікну; $i=2$ – бічна стіна зліва від вікна; $i=3$ – бічна стіна праворуч від вікна; $i=4$ – підлога; $i=5$ – стеля.

В наведене рівняння (3.1) входять також значення температури внутрішньої поверхні вікна ($i=6$) та частина внутрішньої поверхні зовнішньої стіни ($i=7$), до якої не входить ділянка, що розташована безпосередньо за радіатором. Поверхня цієї стіни, що розташована за радіатором, позначається номером $i=8$.

В наведеному рівнянні (3.1): $\bar{T}_n = \frac{1}{V_n} \int_{V_n} T_n dV_n$ – середньооб'ємна температура повітря в приміщенні; $\varepsilon_{i-j, sp}$ – приведені коефіцієнти чорноти для поверхонь i та j ; $\varphi_{i, j}$ – місцеві кутові коефіцієнти випромінювання поверхні i на поверхню j , що розраховуються за формулою

$$\phi_{i-j} = \int_{F_j} \frac{\cos \beta_{r-n_i} \cos \beta_{r-n_j}}{\pi r^2} dF_j,$$

де r – довжина радіуса-вектора \vec{r} , що з'єднує точки поверхонь i та j ; $\beta_{r-n_i}, \beta_{r-n_j}$ – кути між нормальми n_i, n_j та радіусом вектором \vec{r} .

Застосовуючи теорему про середнє, одержимо

$$\begin{aligned} C_i \rho_i V_i \frac{d\bar{T}_i}{d\tau} = & c_0 \varepsilon_{i-p, \text{пр}} \left[\left(\frac{\bar{T}_p}{100} \right)^4 \int_{F_p} \phi_{p-i} dF_p - \left(\frac{\bar{T}_i}{100} \right)^4 \int_{F_i} \phi_{i-p} dF_i \right] \\ & - c_0 \varepsilon_{i-6, \text{пр}} \left[\left(\frac{\bar{T}_i}{100} \right)^4 \int_{F_i} \phi_{i-6} dF_i - \left(\frac{\bar{T}_6}{100} \right)^4 \int_{F_6} \phi_{6-i} dF_6 \right] \\ & - c_0 \varepsilon_{i-7, \text{пр}} \left[\left(\frac{\bar{T}_i}{100} \right)^4 \int_{F_i} \phi_{i-7} dF_i - \left(\frac{\bar{T}_7}{100} \right)^4 \int_{F_7} \phi_{7-i} dF_7 \right] - \bar{\alpha}_{k,i} F_i (\bar{T}_i - \bar{T}_n), \end{aligned} \quad (3.2)$$

$$\text{де } \bar{T}_i = \frac{1}{F_i} \int_{F_i} T_i dF_i; \quad \bar{T}_i = \frac{1}{V_i} \int_{V_i} T_i dV_i.$$

При складанні рівнянь теплового балансу для внутрішніх стін, стелі та підлоги приймається, що згадані елементи можна умовно розділити на два симетричних об'єми, поверхні яких відносяться до сусідніх приміщень з однаковими умовами теплообміну на цих поверхнях. Виходячи з цього, можна вважати, що на поверхні симетрії між цими половинами об'ємів існують умови теплоізоляції. Значення V_i при цьому відповідає половині об'єму всього елемента, що розглядається.

При застосуванні метода з зосередженими параметрами приймається, що $\bar{T}_i = \bar{T}_i = T_i$

Для вікна рівняння теплового балансу складається за умов, що на його внутрішнє скло надходять радіаційні теплові потоки від всіх поверхонь внутрішніх огорож ($i=1...5$) та конвективний тепловий потік від внутрішнього повітряного середовища приміщення. Через вікно теплота переноситься

теплопровідністю, конвекцією та випромінюванням (радіаційний теплоперенос). Термічний опір теплопереносу від внутрішньої поверхні вікна до його зовнішньої поверхні складає при цьому R_6 . З зовнішньої поверхні вікна теплові потоки шляхом конвекції та радіації відводяться у зовнішній простір. Вікно умовно розділяється на дві частини (внутрішню $i=6$ та зовнішню $i=9$). Для кожної з цих частин складаються відповідні рівняння теплового балансу:

$$C_{\text{ск}} \rho_{\text{ск}} V_{\text{ск}} \frac{d\bar{T}_6}{d\tau} = \sum_{i=1}^{i=5} c_0 \varepsilon_{i-6, \text{пр}} \left[\left(\frac{\bar{T}_i}{100} \right)^4 \int_{F_i} \phi_{i-6} dF_i - \left(\frac{\bar{T}_6}{100} \right)^4 \int_{F_6} \phi_{6-i} dF_6 \right] + \bar{\alpha}_{k,6} F_6 (\bar{T}_{\text{п}} - \bar{T}_6) - \frac{F_6}{R_6} (\bar{T}_6 - \bar{T}_9); \quad (3.3)$$

$$\tilde{N}_{\text{пє}} \rho_{\text{пє}} V_{\text{пє}} \frac{d\bar{T}_9}{d\tau} = \frac{F_6}{R_6} (\bar{T}_6 - \bar{T}_9) - \bar{\alpha}_9 F_9 (\bar{T}_9 - T_e); \quad (3.4)$$

де V_c – об'єм одного скла; $\bar{\alpha}_{k,6}$ – середній коефіцієнт тепловіддачі конвекцією від внутрішнього повітряного середовища до поверхні внутрішнього скла; $\bar{\alpha}_9$ – середній ефективний коефіцієнт тепловіддачі для радіаційно-конвективного теплообміну на зовнішній поверхні вікна.

Для зовнішньої стіни (без зарядаторної ділянки) рівняння теплового балансу складається аналогічно рівнянню для вікна. Приймається, що температура зовнішньої поверхні зовнішньої стіни складає \bar{T}_{10} , а коефіцієнт теплопередачі між внутрішньою та зовнішньою поверхнями зовнішньої стіни дорівнює $K_{\text{ст}} = \frac{1}{\sum_k \frac{\delta_k}{\lambda_k}}$, k – кількість шарів багат шарової стіни. Отже рівняння

теплового балансу для зовнішньої стіни матимуть вигляд:

$$C_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}} V_{\text{ст}} \frac{d\bar{T}_7}{d\tau} = \sum_{i=1}^{i=5} c_0 \varepsilon_{i-6, \text{пр}} \left[\left(\frac{\bar{T}_i}{100} \right)^4 \int_{F_i} \phi_{i-7} dF_i - \left(\frac{\bar{T}_7}{100} \right)^4 \int_{F_7} \phi_{7-i} dF_7 \right] + \bar{\alpha}_{k,7} F_7 (\bar{T}_{\text{п}} - \bar{T}_7) - F_7 K_{\text{ст}} (\bar{T}_7 - \bar{T}_{10}); \quad (3.5)$$

$$C_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}} V_{\text{ст}} \frac{d\bar{T}_{10}}{d\tau} = F_7 K_{\text{ст}} (\bar{T}_7 - \bar{T}_{10}) - \bar{\alpha}_{10} F_{10} (\bar{T}_{10} - T_3), \quad (3.6)$$

де $V_{\text{ст}}$ – половина об'єму зовнішньої стіни (без зарядаторної ділянки).

На відміну від наведених рівнянь для зовнішньої стіни, рівняння теплового балансу для зарядаторної ділянки зовнішньої стіни складаються за умов, що її внутрішня поверхня сприймає радіаційний тепловий потік безпосередньо від панелі радіатора. Інші умови теплообміну для цієї ділянки такі ж самі, як і для стіни без зарядаторної ділянки. Отже,

$$C_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}} V_{\text{ст}} \frac{d\bar{T}_8}{d\tau} = c_0 \varepsilon_{\text{с-п,п}} \left[\left(\frac{\bar{T}_p}{100} \right)^4 \int_{F_p} \phi_{p-8} dF_p - \left(\frac{\bar{T}_8}{100} \right)^4 \int_{F_8} \phi_{8-p} dF_8 \right] + \bar{\alpha}_{\kappa,8} F_8 (\bar{T}_{\text{п}} - \bar{T}_8) - F_8 K_{\text{ст}} (\bar{T}_8 - \bar{T}_{11}); \quad (3.7)$$

$$C_{\text{ст}} \rho_{\text{ст}} V_{\text{ст}} \frac{d\bar{T}_{11}}{d\tau} = F_8 K_{\text{ст}} (\bar{T}_8 - \bar{T}_{11}) - \bar{\alpha}_{11} F_{11} (\bar{T}_{11} - T_3), \quad (3.8)$$

де \bar{T}_{11} – середньоінтегральна температура зовнішньої поверхні зовнішньої стіни в межах її зарядаторної ділянки.

Для внутрішнього повітряного середовища рівняння теплового балансу складається за умов його конвективного теплообміну з усіма внутрішніми поверхнями приміщення та конвективного теплообміну з чотирма поверхнями (дві внутрішні та дві зовнішні) панельного радіатора. При цьому також враховується теплоперенос повітряним потоком, що надходять до приміщення з зовнішнього простору за рахунок інфільтрації і виходить з приміщення через вентиляційну систему. Об'ємна витрата цього повітря складає $G_{\text{інф}}$. Повітря надходить до приміщення з температурою T_3 , а виходить з приміщення з температурою $\bar{T}_{\text{п}}$. Таким чином, рівняння теплового балансу для внутрішнього повітряного середовища матиме вигляд:

$$C_n \rho_n V_n \frac{d\bar{T}_n}{d\tau} = \sum_{i=1}^8 \bar{\alpha}_{k,i} F_i (\bar{T}_i - \bar{T}_n) + 4F_p \bar{\alpha}_{k,p} (\bar{T}_p - \bar{T}_n) + G_{\text{інф}} C_n \rho_n (T_3 - \bar{T}_n) \quad (3.9)$$

Система з дванадцяти нестационарних рівнянь теплового балансу (3.1)-(3.9) розв'язується чисельно. При цьому величини T_3 , \bar{T}_p та $G_{\text{інф}}$, що є визначальними для розрахункового аналізу, можуть бути змінними у часі. За результатами розв'язання цієї системи знаходяться залежні від часу значення температури кожного з дванадцяти характерних елементів приміщення.

3.2 Результати розрахунку теплового стану приміщення при переривчастому режимі його опалення

Для вивчення питання про ефективність режиму переривчастого опалення проведені розрахункові дослідження температурного стану робочого приміщення в опалювальний період року [56, 57]. Дослідження проводились, як приклад, для модельного приміщення довжиною 6 м; шириною 3 м і висотою 3 м. Такі приміщення є найбільш типовими для адміністративних корпусів №№1-4 ІТТФ НАН України по вул. Булаховського, 2а. В якості опалювального пристрою використовується двопанельний конвектор висотою 0,5 м; шириною 1 м, встановлений під вікном на відстані 0,05 м від зовнішньої стіни. Вікно, площа якого $S_{\text{вікн.}} = 3,72 \text{ м}^2$, має власний термічний опір $R_{\text{вікн.}} = 0,16 \text{ м}^2 \text{ К/Вт}$. Зовнішня стіна – тришарова. Внутрішній і зовнішній шари виконані з бетону. Їх товщини складають 0,06 м і 0,06 м відповідно. Порожнина між шарами бетону шириною 0,10 м заповнена мінеральною базальтовою ватою. Термічний опір зовнішньої стіни складає $R_{\text{ст}} = 2,32 \text{ м}^2 \text{ К/Вт}$. Внутрішні стіни, підлогу і стелю також виконані з бетону. Товщина внутрішніх стін – 0,10 м. Товщина підлоги і стелі – 0,30 м. Тепло в приміщення надходить як від двопанельного конвектора, так і від оргтехніки та людини, які працюють 8 годин на добу (робочий час) і мають сумарну потужність $Q_v = 200 \text{ Вт}$.

Розрахунок стаціонарного температурного режиму розглянутого приміщення виконувався при наступних умовах: температура поверхні панелей конвектора $t_k = 55,0$ °C; температура повітря в приміщенні $20,0$ °C, температура зовнішнього повітря $t_\infty = -10,0$ °C; витрата зовнішнього повітря, що надходить в приміщення $G = 0,0060$ м³/с (кратність повітрообміну складає $k = 0,4$ об'єму приміщення на годину). У розрахунку приймалося, що бічні стіни, підлога і стеля – теплоізолювані, а через стіну, протилежну вікну, відбувається кондуктивний теплоперенос в коридор (температура стіни з боку коридору $t_{ст.} = 19,3$ °C).

В цих умовах тепловий потік, що надходить від конвектора, дорівнює 542 Вт, а потужність сумарних теплонадходжень – 609 Вт. У стаціонарних умовах цій величині відповідає сума втрат теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції – 392 Вт і втрати за рахунок інфільтрації холодного повітря – 217 Вт. Сумарні тепловтрати 609 Вт. За добу в стаціонарних умовах на обігрів приміщення витрачається 13,0 кВт·год. теплової енергії, а за місяць – 390 кВт·год.

Значення температури внутрішніх поверхонь приміщення представлені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Температури поверхонь приміщення

Номер вузла, i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
t_i , °C	19,26	18,83	19,16	19,18	18,64	7,83	17,48	37,60	-6,19	-9,49	-9,12

Модель теплопереносу від опалювального пристрою в зовнішній простір полягає в наступному. Променевий тепловий потік від внутрішньої панелі радіатора надходить на внутрішні стіни приміщення, а також на підлогу і стелю. Від зовнішньої панелі радіатора променевий потік надходить на обмежену ділянку зовнішньої стіни, розташованої безпосередньо близько даної панелі (зарадіаторна ділянка). З усіх чотирьох поверхонь двопанельного радіатора теплота вільною конвекцією передається повітряному середовищу

всередині приміщення. Від внутрішніх стін, підлоги і стелі променевий потік надходить на внутрішню поверхню зовнішньої стіни і на вікно. Всі внутрішні поверхні приміщення беруть участь також в конвективному теплообміні з повітряним середовищем. З зовнішніх поверхонь зовнішньої стіни і вікна теплота конвекцією передається в зовнішній повітряний простір. Коефіцієнт тепловіддачі до зовнішнього повітря доквілля приймався рівним $23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$. Через внутрішні стіни, підлогу і стелю теплота в сусідні приміщення не переноситься. Різниці між тепловими потоками, підведеними до поверхонь внутрішніх огорожень і відведеними від них, відповідають тепловим потокам, які акумулюються половинами об'ємів даних елементів, що призводить до зміни їх тепловмісту.

Розглянемо результати розрахунку динаміки температурного режиму даного приміщення за умови, що з 9-00 до 17-00 (робочий час працівників ІТТФ НАН України в робочі дні) температура поверхонь двопанельного конвектора дорівнює $t_{к, н} = 55,0 \text{ }^\circ\text{C}$ і в приміщенні мають місце додаткові тепловиділення сумарною потужністю 200 Вт. З 17-00 (кінець робочого часу) до 5-00 наступної доби температура конвектора знижується до $t_{к, \text{min}} = 35,0 \text{ }^\circ\text{C}$, а в 5-00 $t_{к}$ підвищується до $t_{к, \text{max}} = 85,0 \text{ }^\circ\text{C}$. В 9-00 $t_{к}$ знову стає майже рівною $55,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Часовий інтервал, на якому підтримується режим опалення $t_{к} = t_{к, \text{max}}$, становить $\Delta\tau_{\text{max}} = 240 \text{ хв}$. Середньодобова температура конвектора в цих умовах складає $50,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Даний режим переривчастого опалення підтримується протягом одного місяця. Вважається, що у вихідні дні режим опалення такий же, як і у робочі дні. До початку встановлення зазначеного режиму температурні умови всередині приміщення відповідають умовам стаціонарного режиму. Протягом місяця температура зовнішнього повітря вважається постійною і рівною $t_{\infty} = -10,0 \text{ }^\circ\text{C}$, а кратність повітрообміну підтримується на рівні 40%. Початок розрахунку (час $\tau = 0$) відповідає моменту часу 17-00. В 17-00 $t_{к}$ знижується з $55,0 \text{ }^\circ\text{C}$ до $35,0 \text{ }^\circ\text{C}$ і відключаються джерела додаткового тепловиділення.

Результати розрахунку температури повітря в приміщенні і температури стіни, протилежній вікну, за перші 96 годин після початку режиму

переривчастого опалення представлені на рис. 3.2. Як видно з рисунка, за перші дві години після зменшення температури конвектора до $35,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (крива 1) температура повітря в приміщенні інтенсивно знижується (крива 2). Температура внутрішньої стіни (крива 3) також починає зменшуватися, однак швидкість її зменшення внаслідок високої теплоємності стіни значно нижче, ніж швидкість пониження температури повітря. Далі темп зниження температури повітря поступово сповільнюється, оскільки починається конвективний теплопідвід до повітря з боку поверхонь внутрішніх стін, температура яких в цей час стає вище температури повітря.

Після переходу на форсований режим $t_{к, \max} = 85,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ температура повітря починає інтенсивно рости. Починає також збільшуватися і температура внутрішньої стіни $t_{ст}$ (крива 3). До початку робочого часу температура повітря досягає значень, що перевищують необхідну за санітарно-гігієнічними нормативами значення $t_{п, н} = 20,0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Після переходу на характерний для робочого часу режим $t_{к, н} = 55,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ температура повітря спочатку за короткий проміжок часу знижується, а потім, за рахунок додаткового надходження теплоти від внутрішніх джерел, поступово збільшується. Температура стіни $t_{ст}$ (крива 3) також збільшується, але вже менш інтенсивно, ніж при $t_{к, \max} = 85,0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Збільшення температури повітря і стіни триває до моменту переходу на режим $t_{к, \min} = 35,0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Потім температура повітря і температура внутрішніх стін знову починають зменшуватися. Аналогічний характер зміни температури в приміщенні спостерігається і в наступних періодах, проте, як видно з рис. 3.2, максимальні і мінімальні значення температури повітря і внутрішніх поверхонь стін зменшуються. Зменшуються в кожний наступний період і середньодобові значення вказаних величин.

На рис. 3.3 представлені характерні для даного режиму переривчастого опалення залежності від часу теплового потоку від конвектора Q_k і сумарних теплових втрат приміщення Q_p . Як видно з рисунка, максимальні значення теплового потоку від конвектора Q_k (крива 1) відповідає моменту часу, при якому встановлюється режим $t_{к, \max} = 85,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, а мінімальні відповідають початку

режиму $t_{k, \min} = 35,0 \text{ } ^\circ\text{C}$. Після досягнення максимального значення, тепловий потік від конвектора Q_k починає знижуватися внаслідок збільшення температури повітря і температури внутрішніх поверхонь приміщення. Після досягнення мінімального значення, Q_k починає збільшуватись внаслідок зменшення величин зазначених температур.

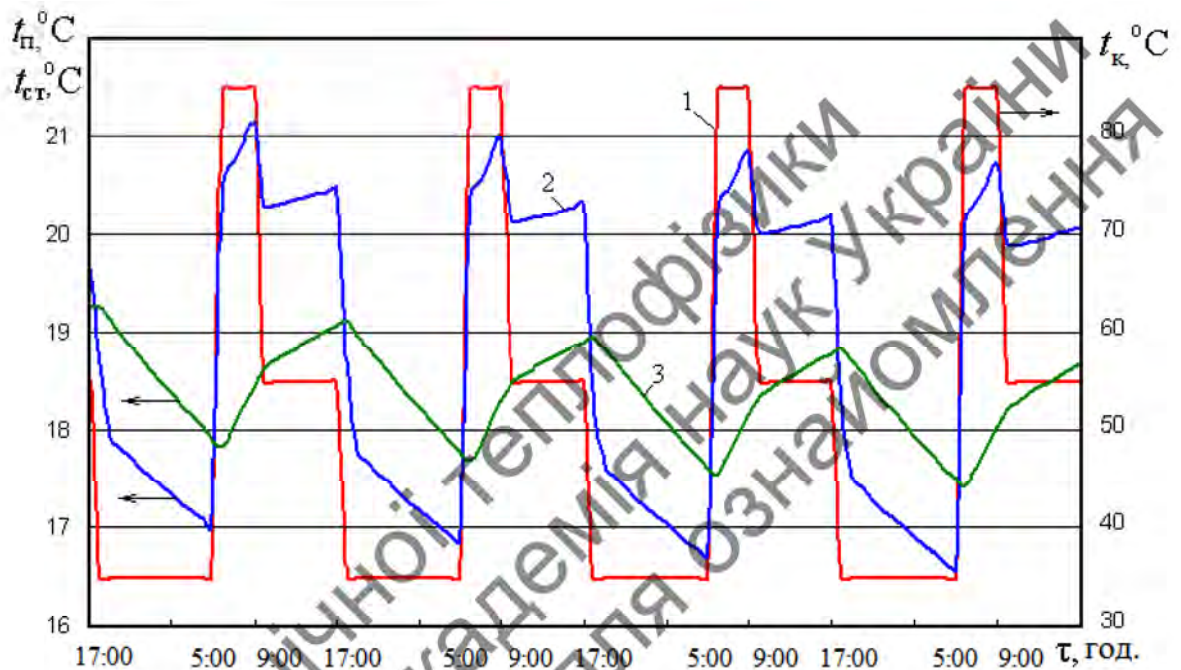


Рис. 3.2. Динаміка температурного стану приміщення в початковому періоді режиму переривчастого опалення: 1 – температура конвектора, t_k ; 2 – температура повітря в приміщенні, $t_{п}$; 3 – температура внутрішньої стіни, $t_{ст}$.

На кривій, що характеризує теплові втрати, спостерігаються два максимуми. Перший відноситься до моменту часу переходу на режим $t_{k, n} = 55,0 \text{ } ^\circ\text{C}$, коли температура повітря в приміщенні досягає максимуму, а другий – до моменту часу переходу на режим $t_{k, \min} = 35,0 \text{ } ^\circ\text{C}$, коли максимальною стає температура стін. Як видно з рис. 3.3, з кожним наступним циклом максимальні і мінімальні за період значення теплових втрат знижуються, що є наслідком зменшення максимальних і мінімальних температур повітря і внутрішніх поверхонь на кожному наступному періоді.

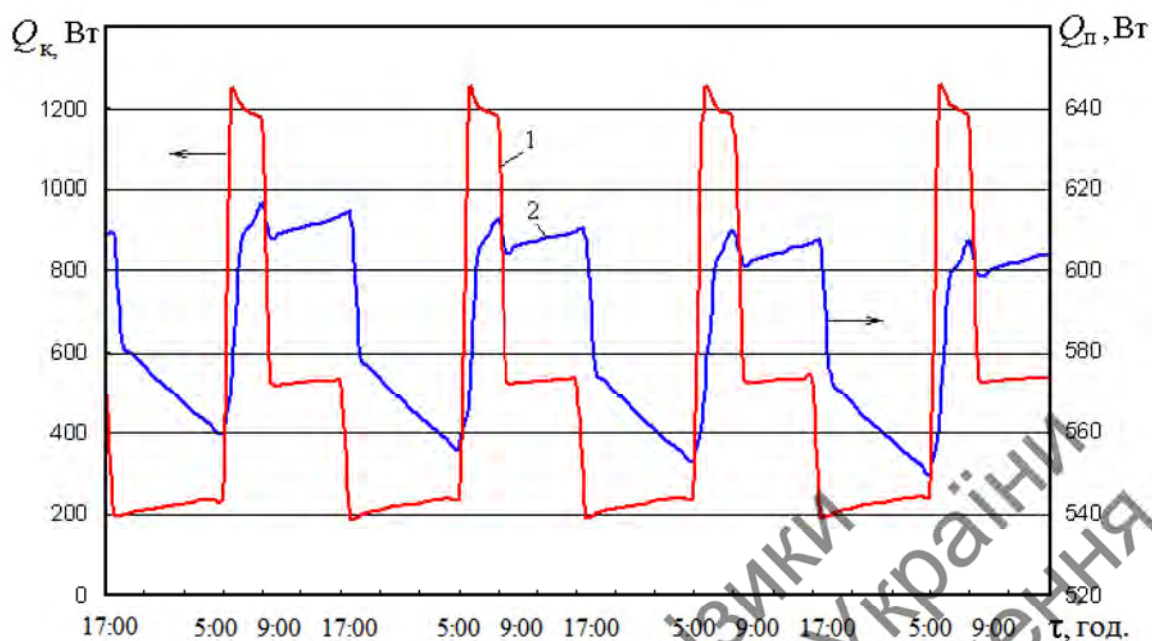


Рис. 3.3. Залежності від часу: 1 – теплового потоку від конвектора Q_k ; 2 – сумарних теплових втрат приміщення Q_p

Для аналізу впливу величини температури конвектора $t_{k, \max}$ на середньодобовий температурний режим приміщення, аналогічні розрахунки виконуються для $t_{k, \max} = 90,0 \text{ }^\circ\text{C}$ і $t_{k, \max} = 95,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Середньодобові значення температури конвектора становлять при цьому $= 50,83 \text{ }^\circ\text{C}$ і $= 51,67 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідно. Значення $t_{k, n}$ і $t_{k, \min}$ при цьому залишаються тими ж, що і при $t_{k, \max} = 85,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Тими ж будуть і моменти часу переходу на новий режим опалення протягом доби. Залежності від часу середньодобової температури повітря в приміщенні для різних значень $t_{k, \max}$ представлені на рис. 3.4. На даному рисунку пунктиром представлені також криві, що характеризують середню температуру повітря за робочий час (з 9-00 до 17-00). Залежності від часу кількості теплової енергії, підведеної від конвектора до приміщення за добу, представлені на рис. 3.5.

Як видно з рис. 3.4, при всіх розглянутих значеннях $t_{k, \max}$ середньодобова температура виявляється нижчою нормативного значення $t_{п, n} = 20,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Зниження середньодобової температури повітря порівняно з $t_{п, n}$ пов'язано із зменшенням сумарної кількості теплової енергії, що надходить в приміщення від конвектора, у порівнянні зі значенням, отриманим для стаціонарного

теплого режиму ($E_n = 13$ кВт·год.). Осереднена за робочий час температура виявляється для випадків $t_{k, \max} = 90,0$ °C і $t_{k, \max} = 95,0$ °C трохи вища, ніж $t_{п, н}$. Як середньодобова температура повітря в приміщенні, так і температура повітря, осереднена за робочий час, з часом зменшуються.

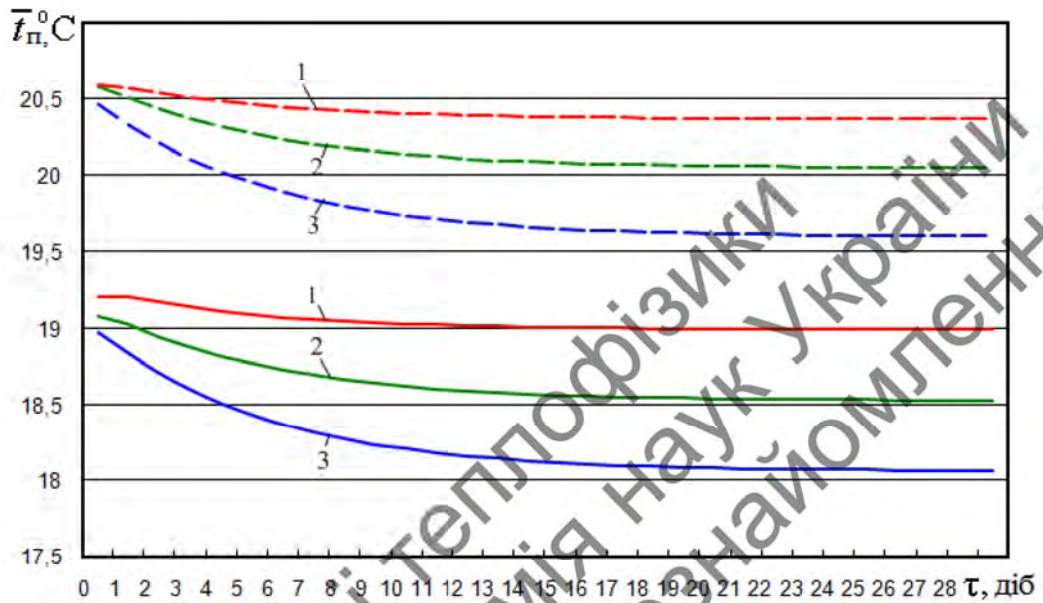


Рис. 3.4. Зміна в часі середніх значень температури повітря в приміщенні при переривчастому режимі опалення ($\Delta\tau_{\max} = 240$ хв):

1 – $t_{k, \max} = 95,0$ °C; 2 – $t_{k, \max} = 90,0$ °C; 3 – $t_{k, \max} = 85,0$ °C

Добове споживання енергії виявляється тим менше, чим нижче значення $t_{k, \max}$ (рис. 3.5). Як видно з даного рисунку, максимальні зниження добового споживання енергії спостерігаються в перші дні після початку режиму переривчастого опалення, коли значення температури повітря і стін знизилися ще незначно. Температурні напори $\Delta\bar{t}_n = \bar{t}_k - \bar{t}_n$ і $\Delta\bar{t}_c = \bar{t}_k - \bar{t}_c$ виявляються при цьому мінімальними. У міру того, як середньодобові значення температури повітря і стін знижуються, збільшуються температурні напори $\Delta\bar{t}_n$ і $\Delta\bar{t}_c$. При цьому зростають також значення добового споживання теплової енергії.

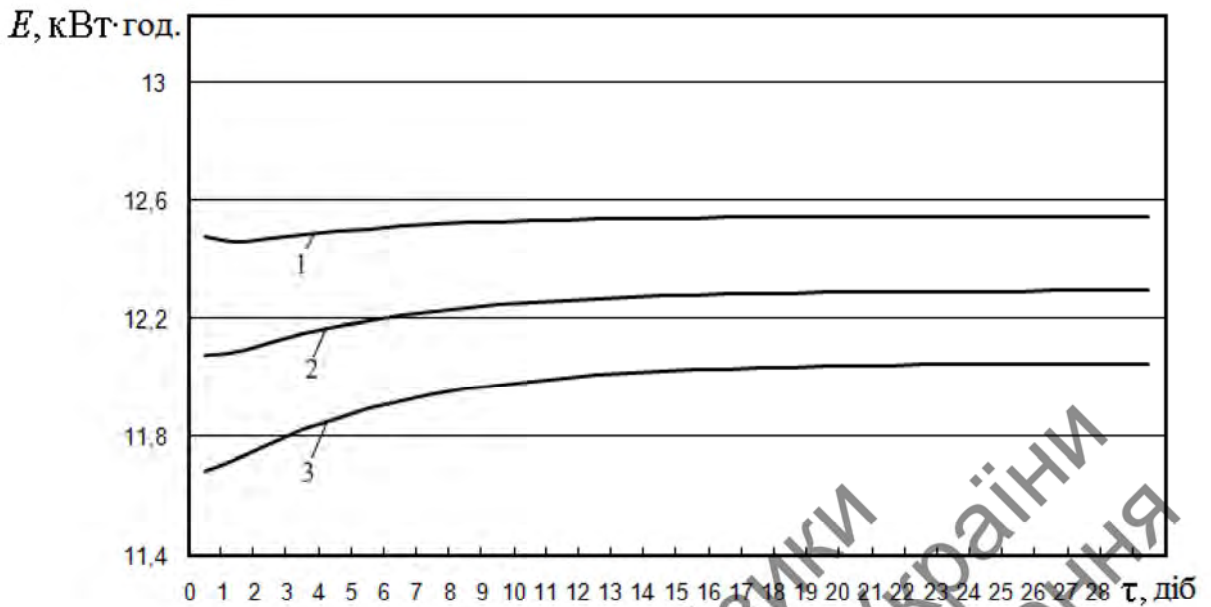


Рис. 3.5. Залежності від часу кількості теплової енергії, підведеної від конвектора до приміщення за добу: 1 – $t_{к, \max} = 95,0 \text{ }^\circ\text{C}$; 2 – $t_{к, \max} = 90,0 \text{ }^\circ\text{C}$; 3 – $t_{к, \max} = 85,0 \text{ }^\circ\text{C}$

Економію теплової енергії за добу при використанні переривчастого режиму опалення можна знайти з виразу, $\varepsilon = (E - E_n) / E_n$, де $E_n = 13 \text{ кВт}\cdot\text{год}$. – добове споживання теплової енергії від радіатора в традиційному стаціонарному режимі опалення, який забезпечує необхідне значення температури повітря $t_{п, н} = 20,0 \text{ }^\circ\text{C}$ протягом усього часу доби.

На рис. 3.6 показано економію теплової енергії за добу при різних значеннях величини температури конвектора $t_{к, \max}$. З графіка видно, що найбільшій економії можна досягнути при $t_{к, \max} = 85,0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Для аналізу впливу протяжності часового інтервалу Δt_{\max} на середньодобовий температурний режим приміщення, подібні розрахунки виконуються також для $\Delta t_{\max} = 270 \text{ хв}$ та $\Delta t_{\max} = 300 \text{ хв}$ за умови $t_{к, \max} = 85,0 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 3.7). Аналіз залежностей від часу величин \bar{t}_n і $(\bar{t}_n)_p$ і E (рис. 3.7-3.8) для даного варіанту режиму переривчастого опалення показує, що інтервали $\Delta t_{\max} = 270 \text{ хв}$ та $\Delta t_{\max} = 300 \text{ хв}$ дозволяють при $t_{к, \max} = 85,0 \text{ }^\circ\text{C}$ забезпечити протягом усього місяця $(\bar{t}_n)_p > 20,0 \text{ }^\circ\text{C}$. У разі ж тимчасового інтервалу $\Delta t_{\max} = 240 \text{ хв}$ середня за

робочий час температура $(\bar{t}_n)_p$ перевищуватиме $20,0\text{ }^\circ\text{C}$ лише на початковому етапі встановлення зазначеного режиму переривчастого опалення.

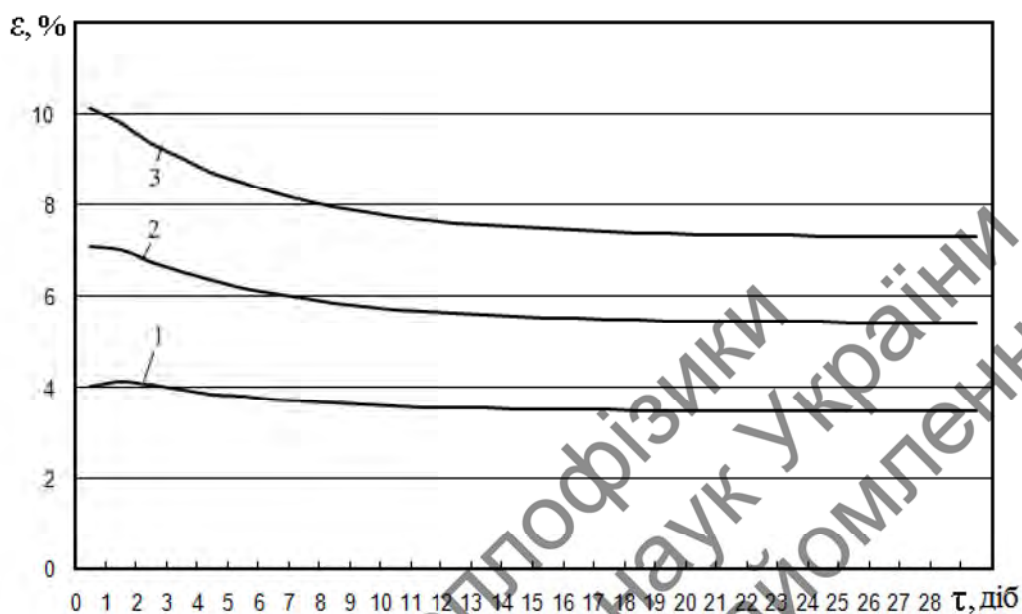


Рис. 3.6. Залежності від часу економії теплової енергії за добу:

1 - $t_{k, \max} = 95,0\text{ }^\circ\text{C}$; 2 - $t_{k, \max} = 90,0\text{ }^\circ\text{C}$; 3 - $t_{k, \max} = 85,0\text{ }^\circ\text{C}$

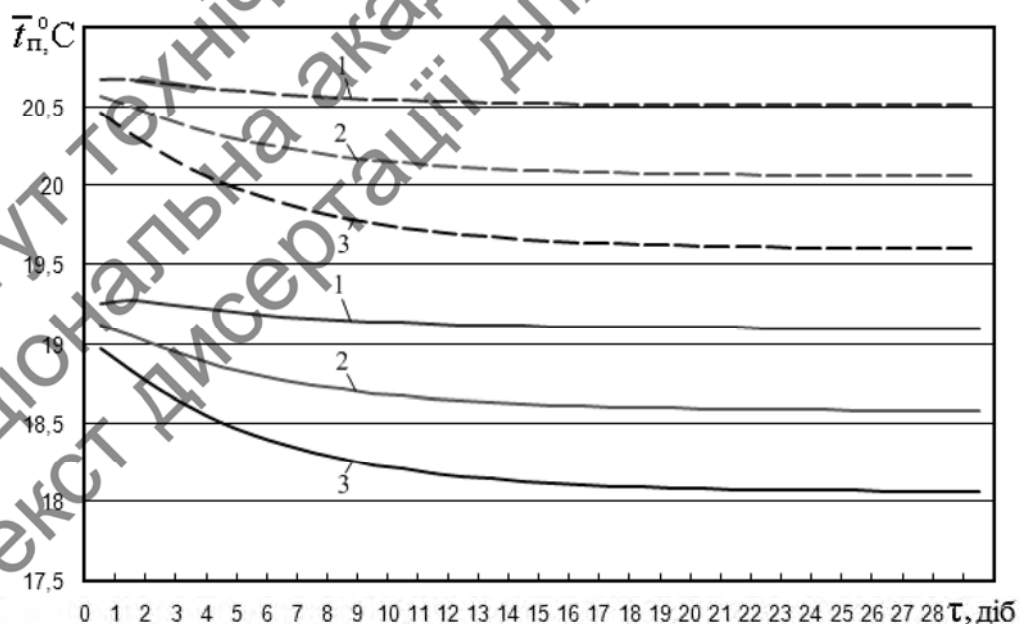


Рис. 3.7. Зміна в часі середніх значень температури повітря в приміщенні при переривчастому режимі опалення при $t_{k, \max} = 85,0\text{ }^\circ\text{C}$:

1 - з 4-00 до 9-00; 2 - з 4-30 до 9-00; 3 - з 5-00 до 9-00

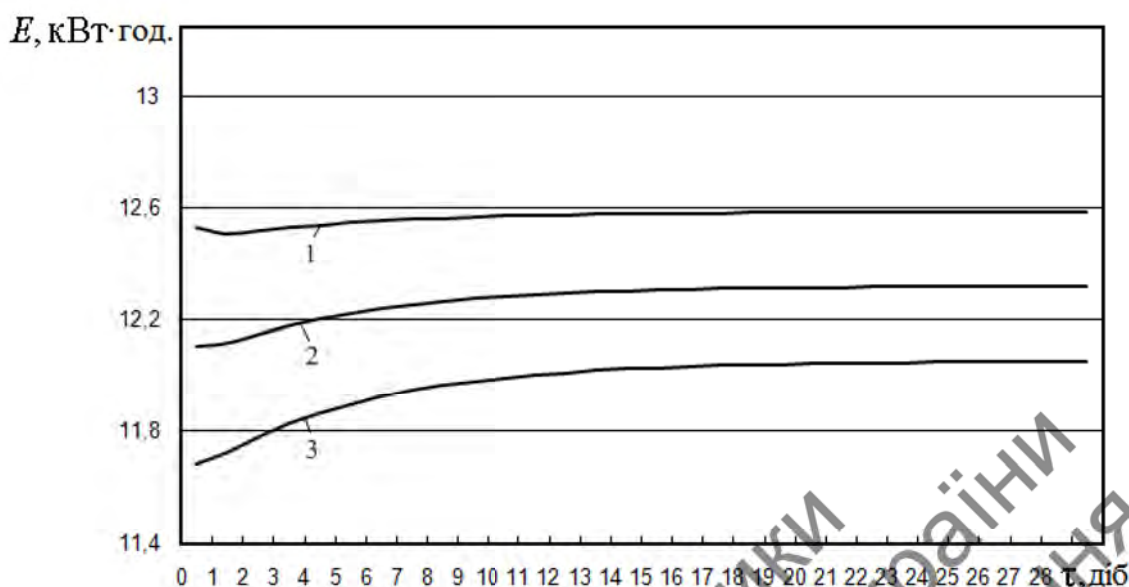


Рис. 3.8. Залежності від часу кількості теплової енергії, підведеної від конвектора до приміщення за добу:

1 – з 4-00 до 9-00; 2 – з 4-30 до 9-00; 3 – з 5-00 до 9-00

На видно з рис. 3.9 найбільшої економії теплової енергії можна досягнути при часовому інтервалі $\Delta t_{\max} = 240$ хв за умови, що $t_{k, \max} = 85,0$ °С.

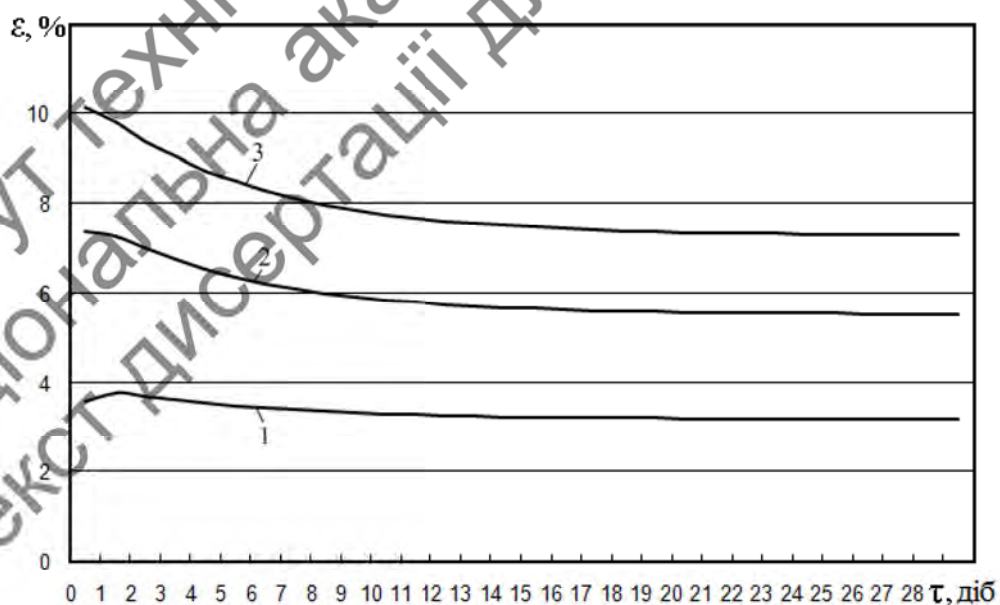


Рис. 3.9. Залежності від часу економії теплової енергії за добу:

1 – з 4-00 до 9-00; 2 – з 4-30 до 9-00; 3 – з 5-00 до 9-00

Як в одному, так і в іншому варіанті режиму переривчастого опалення значення величин \bar{t}_n , $(\bar{t}_n)_p$, E протягом часу стабілізуються. Стабілізовані значення вказаних величин можна вважати основними характеристиками режиму переривчастого опалення для даного приміщення для заданих погодних умов.

Як випливає з представлених вище результатів, необхідне значення середньої за робочий час температури $(\bar{t}_n)_p = 20,0 \text{ }^\circ\text{C}$ можна отримати при різних комбінаціях $t_{k, \max}$ і $\Delta\tau_{\max}$. Аналіз результатів розрахунку, виконаних для часових інтервалів $240 \text{ хв} \leq \Delta\tau_{\max} \leq 360 \text{ хв}$, дозволив отримати залежність $t_{k, \max}(\Delta\tau_{\max})$, яка забезпечує при стабілізованому режимі переривчастого опалення середню температуру повітря в робочий час $(\bar{t}_n)_p = 20,0 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 3.10). Оптимальним же слід вважати таке поєднання $\Delta\tau_{\max}$ і $t_{k, \max}$, яке забезпечувало б в робочий час $(\bar{t}_n)_p = 20,0 \text{ }^\circ\text{C}$ при мінімальному добовому енергоспоживанні E . Для знаходження оптимальних значень $\Delta\tau_{\max}$ і $t_{k, \max}$ були проведені розрахунки температурного стану приміщення за умови, що $\Delta\tau_{\max}$ і $t_{k, \max}$ пов'язані між собою залежністю, представленою на рис. 3.10.

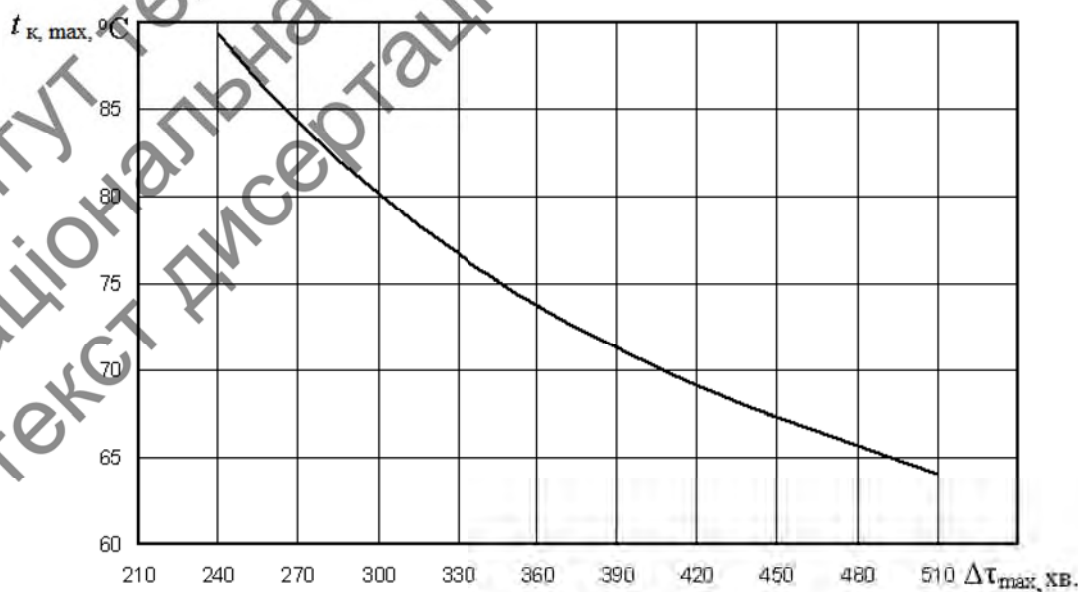


Рис. 3.10. Залежність максимальної температури конвектора від часового інтервалу $\Delta\tau_{\max}$, яка забезпечує номінальний температурний режим приміщення в робочий час

Залежності E і ε від тимчасового інтервалу $\Delta\tau_{\max}$, протягом якого температура конвектора дорівнює $t_{k, \max}(\Delta\tau_{\max})$, представлені на рис. 3.11. Як видно з рисунку, добове енергоспоживання буде мінімальним ($E = 12,26$ кВт·год.) при $\Delta\tau_{\max} = 240$ хв. Необхідна температура конвектора при цьому становить $t_{k, \max} = 89,39$ °С. Даний режим забезпечує економію теплової енергії $\varepsilon = 5,65$ %. При $\Delta\tau_{\max} = 510$ хв і $t_{k, \max} = 64,05$ °С добове енергоспоживання складатиме $E = 12,4$ кВт·год., що забезпечує економію енергії $\varepsilon = 4,64$ %. Аналізуючи результати розрахунків можна відзначити, що зменшення тимчасових інтервалів $\Delta\tau_{\max}$ і відповідне збільшення значень $t_{k, \max}$ призводить до зменшення добового споживання енергії на опалення приміщення.

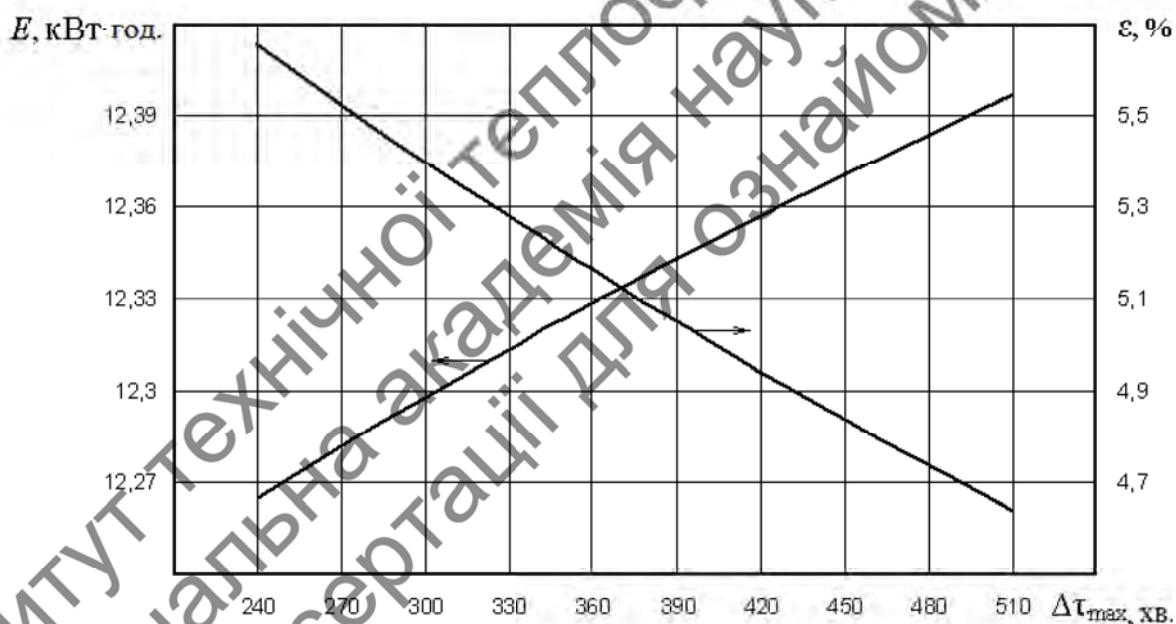


Рис. 3.11. Залежності добового споживання теплової енергії E і величини економії теплової енергії ε від часового інтервалу $\Delta\tau_{\max}$

Як випливає з представлених результатів, переривчастий режим опалення робочого приміщення, який передбачає зменшення температури опалювального приладу після закінчення робочого часу і її збільшення перед початком робочого часу для забезпечення нормативних температурних умов в робочий час, дозволяє зменшити добове споживання теплової енергії.

Найбільш економічним виявляється режим, що передбачає максимальне збільшення температури конвектора перед початком робочого дня при відповідному мінімальному часовому інтервалі $\Delta\tau_{\max}$, протягом якого температура конвектора максимальна. Такий режим дозволяє економити до 5,7% теплової енергії. В цілому ж слід зазначити, що розглянутий переривчастий режим опалення не забезпечує суттєвої економії теплової енергії. Для досягнення цієї мети доцільніше збільшувати термічний опір огорожувальних конструкцій шляхом проведення їх термомодернізації.

Також аналогічні дослідження були проведені із врахуванням вихідних днів. Конвектор переходить на режим 35,0 °С з 17-00 в п'ятницю, а форсований перегрів починається в понеділок вранці.

Режим регулювання в робочі дні: з 9-00 до 17-00 конвектор має температуру 55,0 °С; з 17-00 конвектор має температуру 35,0 °С. Конвектор включається на перегрів з 5-00 до 9-00: до 95,0 °С – червона лінія; до 85,0 °С – зелена лінія; до 75,0 °С – синя лінія.

Як показано на рис. 3.12, середня температура повітря в приміщенні при цьому за робочий час становить: $t_{\text{п}} = 18,8$ °С при 95,0 °С; $t_{\text{п}} = 18,2$ °С при 85,0 °С; $t_{\text{п}} = 17,6$ °С при 75,0 °С. На графіку 3.12 суцільна лінія відповідає робочому часу, а пунктирна – добі.

За даного режиму регулювання за місяць витрачається 342,6 кВт·год.; 330,5 кВт·год. і 318,8 кВт·год. відповідно (рис. 3.13).

Економія теплової енергії для кожної з температур перегріву становить: $\varepsilon = 12$ % при 95,0 °С; $\varepsilon = 15$ % при 85,0 °С; $\varepsilon = 18$ % при 75,0 °С (рис. 3.14).

Режим регулювання в робочі дні: з 9-00 до 17-00 конвектор має температуру 55,0 °С; з 17-00 конвектор має температуру 35,0 °С. Конвектор має температуру 85,0 °С: з 3-00 до 9-00 (червона лінія); з 5-00 до 9-00 (зелена лінія); з 7-00 до 9-00 (синя лінія).

На рис. 3.15 показані залежності середніх значень температури повітря в приміщення при різній тривалості перегріву (суцільна лінія – за робочий час,

пунктир – за добу). За робочий час: $t_{п} = 19,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$, коли перегрів з 3-00 до 9-00; $t_{п} = 18,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$, коли перегрів з 5-00 до 9-00; $t_{п} = 16,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$, коли перегрів з 7-00 до 9-00.

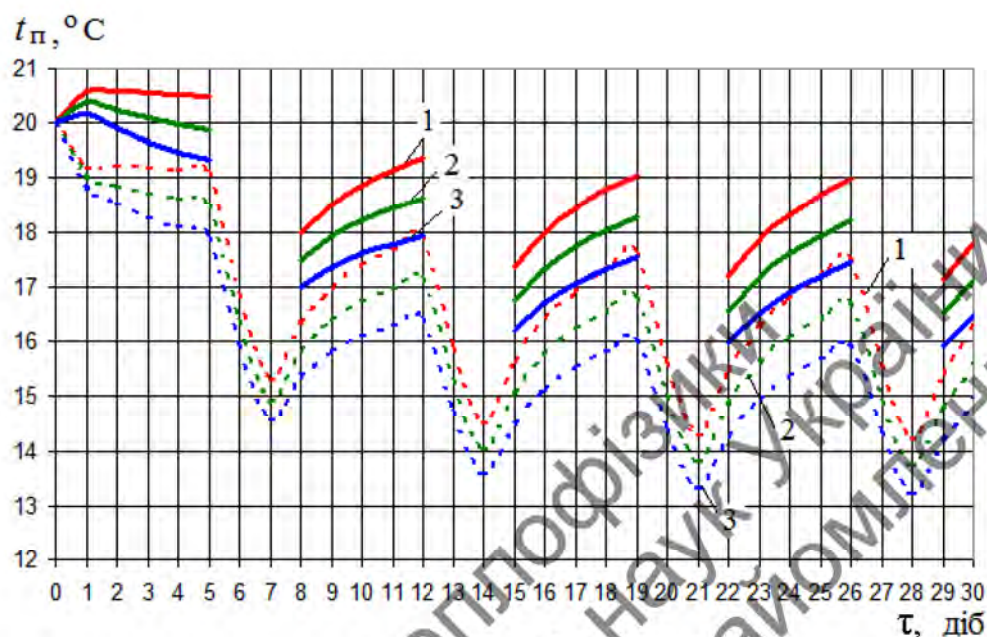


Рис. 3.12. Зміна в часі середніх значень температури повітря в приміщенні при переривчастому режимі опалення ($\Delta\tau_{\max} = 240$ хв):

$$1 - t_{к, \max} = 95,0 \text{ }^{\circ}\text{C}; 2 - t_{к, \max} = 85,0 \text{ }^{\circ}\text{C}; 3 - t_{к, \max} = 75,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

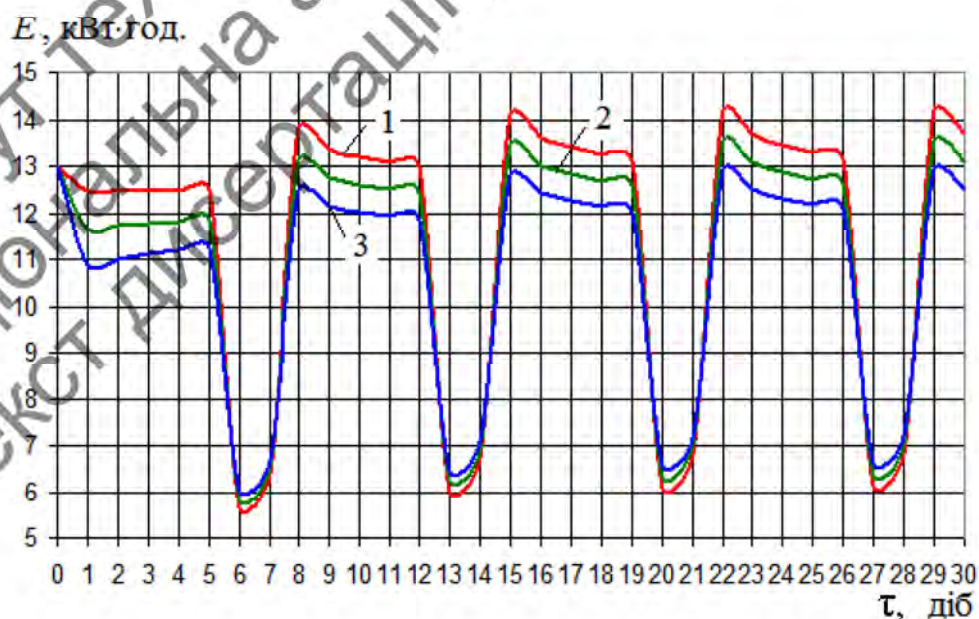


Рис. 3.13. Залежності від часу кількості теплової енергії, підведеної від радіатора до приміщення за добу: $1 - t_{р, \max} = 95,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$;

$$2 - t_{р, \max} = 85,0 \text{ }^{\circ}\text{C}; 3 - t_{р, \max} = 75,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

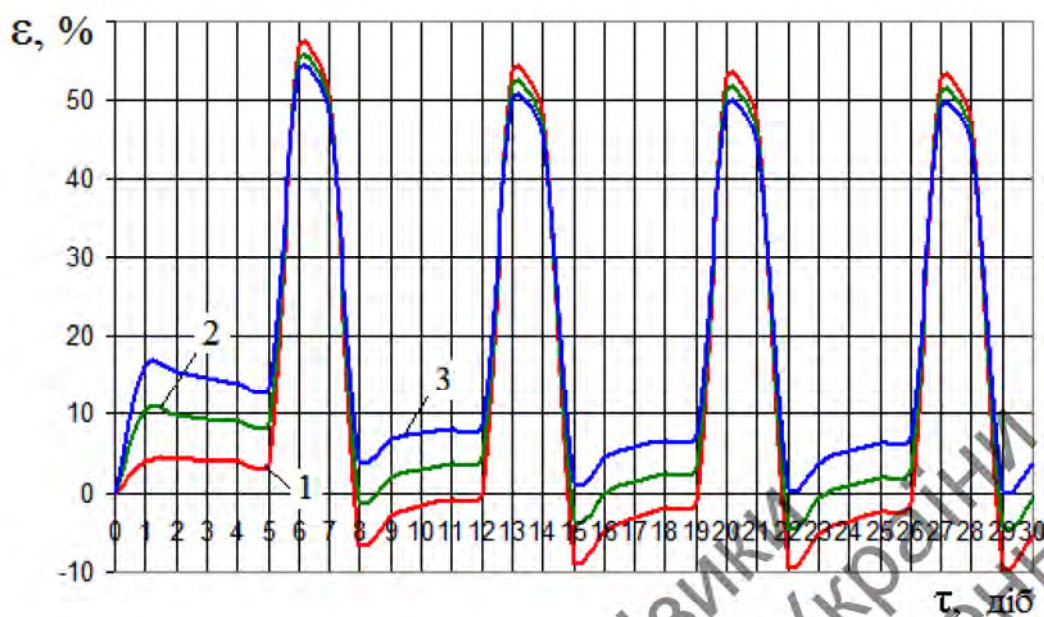


Рис. 3.14. Залежності від часу економії теплової енергії за добу:

1 – $t_{p, \max} = 95,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – $t_{p, \max} = 85,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$; 3 – $t_{p, \max} = 75,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$

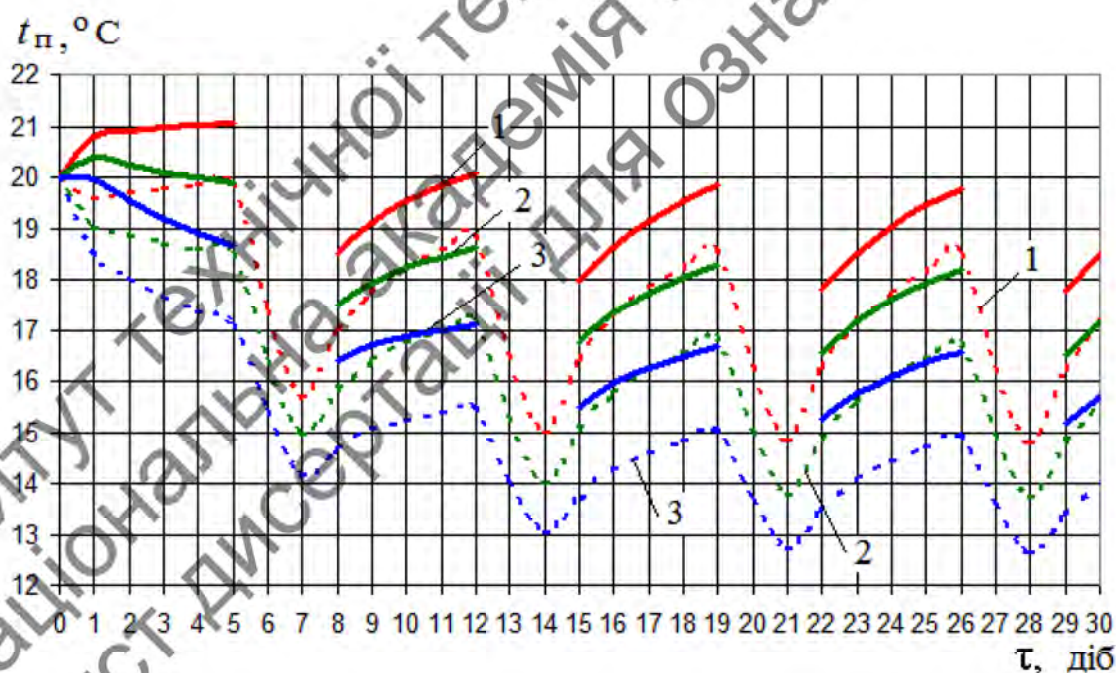


Рис. 3.15. Зміна в часі середніх значень температури повітря в приміщенні при переривчастому режимі опалення при $t_{p, \max} = 85,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$:

1 – з 3-00 до 9-00; 2 – з 5-00 до 9-00; 3 – з 7-00 до 9-00

За такого режиму регулювання за місяць витрачається 356,7 кВт·год.; 330,5 кВт·год. і 304,0 кВт·год. відповідно (рис. 3.16).

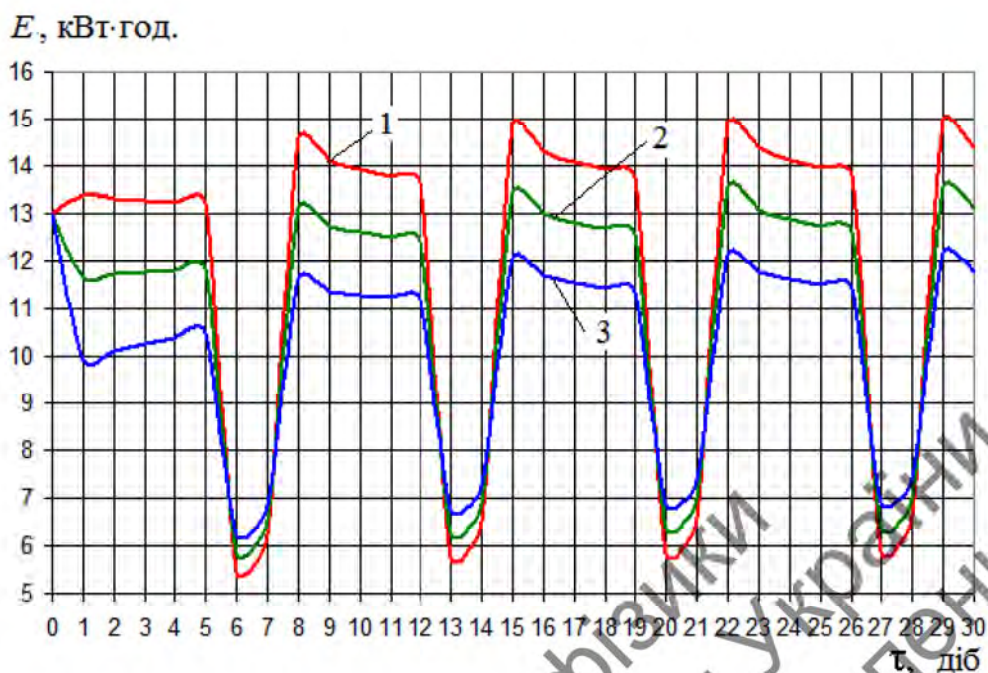


Рис. 3.16. Залежності від часу кількості теплової енергії, підведеної від радіатора до приміщення за добу: 1 – з 3-00 до 9-00; 2 – з 5-00 до 9-00; 3 – з 7-00 до 9-00

Економія теплової енергії для різної тривалості перегріву становить: $\varepsilon = 8,5\%$ (перегрів з 3-00 до 9-00); $\varepsilon = 15,3\%$ (перегрів з 5-00 до 9-00); $\varepsilon = 22\%$ (перегрів з 7-00 до 9-00) (рис. 3.17).

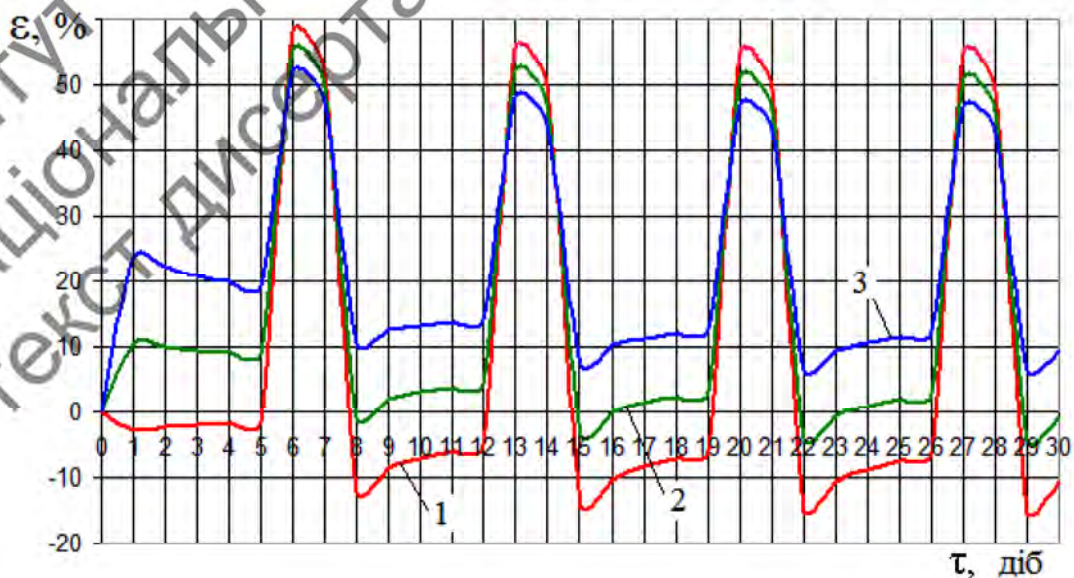


Рис. 3.17. Залежності від часу економії теплової енергії за добу: 1 – з 3-00 до 9-00; 2 – з 5-00 до 9-00; 3 – з 7-00 до 9-00

3.3 Моделювання переривчастого режиму роботи одиночного опалювального приладу

Розглянемо задачу ефективного управління теплоспоживання окремого приміщення будівлі за рахунок оптимальної експлуатації одиночного опалювального приладу, наприклад, чавунного радіатора. Оцінимо розрахунковим шляхом кількість споживаної теплової енергії. Якщо, наприклад, опалення здійснюється за допомогою чавунних секційних радіаторів, то з їх поверхонь в приміщення надходить конвективний тепловий потік Q_k і променевий тепловий потік Q_n . Теплообмін природною конвекцією відбувається між поверхнею радіатора з температурою t_p і повітрям в приміщенні з температурою t_n . Радіаційний теплообмін відбувається між поверхнею радіатора і поверхнями стін приміщення, що мають температуру t_c . Сумарний тепловий потік від радіатора при цьому дорівнює $Q_p = Q_k + Q_n$.

Використовуючи для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі природною конвекцією формулу $\alpha_k = 1,66 \cdot (t_p - t_n)^{1/3}$, яка представлена в [58], можна отримати вираз для променево-конвективного теплового потоку від n секцій радіатора

$$Q_p = nF \left\{ 1,66 \cdot (T_p - T_n)^{4/3} + \frac{\phi \cdot c_0}{1/\varepsilon_p + 1/\varepsilon_c - 1} \left[\left(\frac{t_p + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_c + 273}{100} \right)^4 \right] \right\} \quad (3.10)$$

Для розрахунку сумарного теплового потоку від чавунного радіатора М-140 в [58] також запропонована наближена залежність

$$Q_p = nF \cdot 650 \cdot \left(\frac{t_p - t_n}{70} \right)^{1,3}, \quad (3.11)$$

для якої приймається, що температура повітря в приміщенні і температура внутрішніх поверхонь стін - однакові, тобто $t_c = t_{\text{п}}$. Значення, розраховані за формулою (3.10) для $t_{\text{п}} = 20,0 \text{ }^\circ\text{C}$ при $40,0 \text{ }^\circ\text{C} < t_{\text{р}} < 65,0 \text{ }^\circ\text{C}$, перевершує значення, розраховане за формулою (3.11), на 5..7%. Причому відмінність зазначених значень зменшується зі збільшенням $t_{\text{р}}$.

Слід зазначити, що розрахувати кількість енергії для опалення приміщення безпосередньо за формулами (3.10) і (3.11) при апріорному заданні значення $t_{\text{п}}$ можна лише наближено. Значення температури повітря в приміщенні $t_{\text{п}}$, що входять до формул (3.10) і (3.11), теж самі залежать як від температури радіатора $t_{\text{р}}$, так і від температури зовнішнього повітря $t_{\text{з}}$, а також від термічного опору огорожувальних конструкцій. Більш точний результат може бути отриманий при розрахунку процесу переносу теплоти від радіатора до зовнішнього повітряного простору через повітряне середовище приміщення та огорожувальні конструкції. Даний розрахунок може бути проведений з використанням наближеної методики, яка заснована на теплофізичній моделі приміщення із зосередженими параметрами (підрозділ 3.1). Ця методика полягає в тому, що температурні поля окремих елементів теплофізичної системи замінюються дискретними значеннями їх середньоінтегральної температури. Замість тривимірних елементів системи розглядаються окремі вузли, в яких зосереджуються геометричні та теплофізичні характеристики зазначених елементів. Для вузлів складаються рівняння теплового балансу, які враховують теплову взаємодію між різними елементами системи. Стосовно до однокімнатного приміщення приймається наступна модель теплопереносу від опалювального приладу до його елементів. Радіаційний тепловий потік від частини поверхні радіатора, зверненої всередину приміщення, надходить до внутрішніх стін приміщення, а також до підлоги і стелі. Від частини поверхні радіатора, зверненої до внутрішньої стіни, радіаційний потік надходить на обмежену ділянку зовнішньої стіни, розташований безпосередньо за радіатором. Радіаційний тепловий потік між бічними поверхнями сусідніх секцій радіатора вважається рівним нулю. У зв'язку з цим, можна припустити,

що лише половина поверхні секції радіатора бере участь у променевому теплообміні зі стінами приміщення. З усією поверхні радіатора теплота природною конвекцією передається повітряному середовищу всередині приміщення. Від внутрішніх стін, підлоги і стелі радіаційний тепловий потік надходить на поверхню зовнішньої стіни і на вікно. Всі внутрішні поверхні приміщення беруть участь також в конвективному теплообміні з повітряним середовищем всередині приміщення. На температуру повітря усередині приміщення впливає також повітряний потік, який надходить у приміщення із зовнішнього простору за рахунок інфільтрації. Від зовнішньої поверхні зовнішньої стіни і від зовнішньої поверхні вікна теплота конвекцією передається в зовнішнє середовище. Передбачається, що через внутрішні стіни, підлогу і стелю теплота в сусідні приміщення не передається. Різниця між тепловою енергією, що підводиться до огорож, і енергією, що відводиться від них, становить кількість теплової енергії, яка акумулюється даними елементами. За рахунок цього відбувається зміна в часі середньооб'ємної температури даних елементів.

Розглянуту теплофізичну модель можна використовувати для визначення температурного режиму і кількості споживаної енергії для опалення, наприклад, однокімнатного модельного приміщення довжиною 5 м; шириною 3 м і висотою 3 м (опалювальна площа 15 м^2). Зовнішня і внутрішня стіни товщиною 0,3 м виконані з цегли ($\lambda_{\text{к}} = 0,56 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$). Площа вікна складає $2,5 \text{ м}^2$. Його термічний опір (без урахування опорів внутрішньої і зовнішньої тепловіддачі) становить $R_0 = 0,18 \text{ м}^2\cdot\text{К}/\text{Вт}$, ступінь чорноти всіх поверхонь теплообміну приймається рівною $\varepsilon = 0,85$. Приймається також, що кратність повітрообміну в приміщенні за рахунок нерегульованої вентиляції та інфільтрації зовнішнього повітря становить $0,4 \text{ 1/год}$ ($G_{\text{инф}} = 18 \text{ м}^3/\text{год}$). Коефіцієнт тепловіддачі до зовнішнього повітря – $\alpha_3 = 23,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$.

В якості опалювального пристрою використовується чавунний радіатор М-140 з кількістю секцій $n_p = 10$. Маса однієї секції чавунного радіатора $m_p = 6,2 \text{ кг}$, а її поверхня $F_p = 0,244 \text{ м}^2$. Теплоносієм в системі опалення є вода,

загальна маса якої становить $m_T = 14,5$ кг. Радіатор розташовується близько зовнішньої стіни приміщення під вікном.

Розрахунок стаціонарних температурних режимів даного приміщення для різних значень температури радіатора t_p виконується за трьох умов зовнішнього клімату: $t_3 = 0$ °C; $t_3 = -5,0$ °C; $t_3 = -10,0$ °C. Залежно від значень t_p температури повітря в приміщенні t_n і теплового потоку Q_p , що надходить від радіатора, представлені на рис. 3.18.

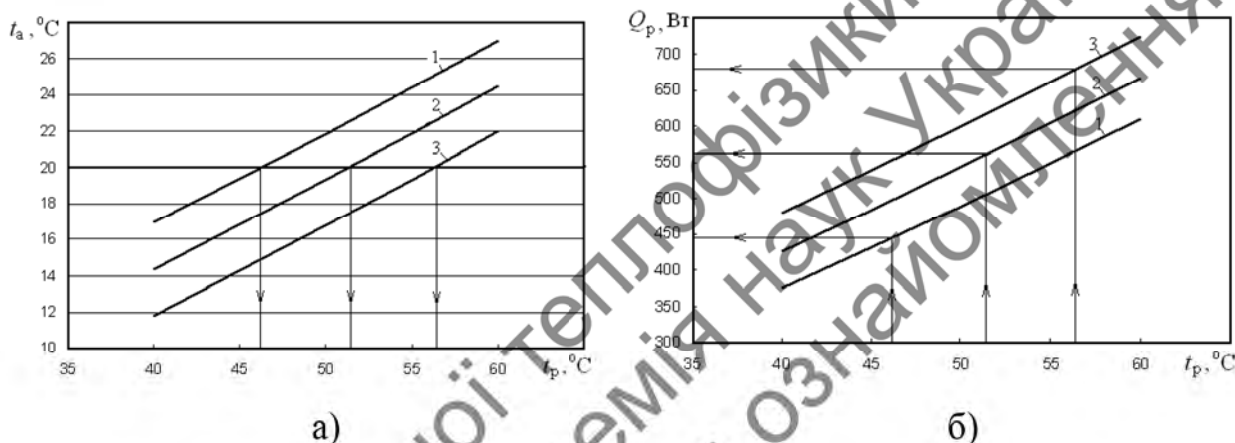


Рис. 3.18. Залежності температури повітря в приміщенні (а) і теплового потоку (б), що надходить від радіатора, від температури радіатора:

$$1 - t_3 = 0 \text{ °C}; 2 - t_3 = -5,0 \text{ °C}; 3 - t_3 = -10,0 \text{ °C}$$

З рис. 3.18 видно, що при зазначених вище умовах нормативна температура повітря в приміщенні $t_n = 20,0$ °C забезпечується при $t_p = 46,0$ °C для $t_3 = 0$ °C; при $t_p = 51,2$ °C для $t_3 = -5,0$ °C і при $t_p = 56,1$ °C для $t_3 = -10,0$ °C. Цим умовам відповідають значення $Q_p = 444,3$ Вт; $Q_p = 559,0$ Вт і $Q_p = 674,4$ Вт відповідно. З представлених результатів випливає, що якщо протягом 30 днів температура зовнішнього повітря буде $t_3 = 0$ °C, то для підтримки температури в даному приміщенні на нормативному рівні $t_n = 20,0$ °C, за вказаний період буде витрачена теплова енергія 1,15 ГДж/місяць (0,275 Гкал/міс.). Якщо ж температура зовнішнього повітря буде $t_3 = -10,0$ °C, то зазначена величина складе 1,75 ГДж/міс. (0,418 Гкал/міс.). Відзначимо, що дані результати отримані для стаціонарних умов, при яких t_3 і t_p не змінюються в часі.

Розглянемо також приклад тепlopостачання із застосуванням опалювального пристрою, що працює в періодичному режимі. Опалювальний пристрій може включатися і вимикатися в залежності від температури теплоносія, або від температури повітря в приміщенні. При першому способі регулювання даної системи тепlopостачання, підігрів теплоносія починається, коли температура радіатора знижується до значення $t_{p, \min}$ і закінчується при досягненні цієї температури значення $t_{p, \max}$. Далі процес нагріву теплоносія припиняється до моменту часу, коли температура радіатора знову знизиться до значення $t_{p, \min}$. При другому способі регулювання, підігрів теплоносія починається при температурі повітря в приміщенні $t_{п, \min}$ і закінчується при $t_{п, \max}$. Для розігріву теплоносія використовується нагрівач потужністю N . Особливості кожного з цих способів регулювання розглянемо на прикладі опалення розглянутого вище приміщення площею 15 м^2 .

Як і в розглянутому вище прикладі, для розрахунку нестационарного температурного режиму в зазначеному приміщенні використовується система рівнянь теплового балансу, представлена в підрозділі 3.1. В даному випадку зазначена система доповнюється рівнянням теплового балансу для теплоносія і радіатора, температури яких вважаються приблизно однаковими:

$$\left(c_{\text{ч}} n_{\text{р}} m_{\text{р}} + c_{\text{т}} m_{\text{т}} \right) \frac{dt_{\text{р}}}{dt} = N - nF \cdot 1,66 \cdot (t_{\text{р}} - t_{\text{п}})^{4/3} - \frac{0,25 \cdot nF \cdot c_0}{1/\varepsilon_{\text{р}} + 1/\varepsilon_{\text{с.з}} - 1} \left[\left(\frac{t_{\text{р}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{с.н}} + 273}{100} \right)^4 \right] - \frac{0,25 \cdot n_{\text{р}} F_{\text{р}} \cdot c_0}{1/\varepsilon_{\text{р}} + 1/\varepsilon_{\text{с.в}} - 1} \left[\left(\frac{t_{\text{р}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{t_{\text{с.в}} + 273}{100} \right)^4 \right],$$

де $t_{\text{с.н}}$ — температура тієї частини внутрішньої поверхні зовнішньої стіни, що знаходиться безпосередньо за радіатором; $t_{\text{с.в}}$ — значення температури внутрішніх стін, підлоги і стелі, які вважаються приблизно однаковими.

Результати розрахунку температурних режимів приміщення при використанні двох зазначених вище способів регулювання системи опалення наведено на рис. 3.19...3.22. Розглядаються наступні параметри налаштування

системи регулювання. За першого способу нагрів системи опалення починається при $t_{p, \min} = 40,0 \text{ }^\circ\text{C}$ і закінчується при $t_{p, \max} = 63,0 \text{ }^\circ\text{C}$. За другого способу регулювання початок нагріву теплоносія відбувається при $t_{п, \min} = 19,0 \text{ }^\circ\text{C}$ і закінчується при $t_{п, \max} = 21,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура зовнішнього повітря у всіх випадках приймається рівною $t_3 = -5,0 \text{ }^\circ\text{C}$. Зазначені параметри регулювання системи опалення забезпечують приблизно однакові значення середньої температури повітря всередині приміщення. Для нагріву теплоносія можуть застосовуватися нагрівачі з різною потужністю $N = 1000 \dots 2000 \text{ Вт}$. Слід також зазначити, що потужність N не повинна бути нижче деякого мінімального значення, при якому теплота, що надається теплоносієм, повністю передається повітрю в приміщенні і огорож, і на нагрів теплоносія енергії не буде вистачати.

При обох способах регулювання система опалення працює в періодичному режимі. При цьому, як при першому, так і при другому способі регулювання, тривалість періоду $\Delta\tau$, тобто інтервал часу між двома послідовними включеннями або відключеннями нагрівального пристрою, залежить від потужності нагрівального пристрою N .

Вплив потужності нагрівача на зміну температури радіатора в часі при двох способах регулювання представлено на рис. 3.19. Як видно з рис. 3.19, при першому способі регулювання температура радіатора змінюється в заданих межах $t_p = 40,0 \dots 63,0 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 3.19 а). При другому способі значення t_p змінюється в більш широкому діапазоні. Так при $N = 1000 \text{ Вт}$ температура радіатора змінюється в межах $t_p = 38,8 \dots 62,5 \text{ }^\circ\text{C}$, а при $N = 2000$ – в межах $t_p = 39,2 \dots 65,9 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 3.19 б). При зміні потужності нагрівача від $N = 1000 \text{ Вт}$ до $N = 2000$, інтервали часу, за які система опалення охолоджується, складають: $\Delta\tau_{\text{ох}} = 4220 \dots 4070 \text{ с}$ – при першому способі регулювання, і $\Delta\tau_{\text{ох}} = 4460 \dots 4680 \text{ с}$ – при другому способі регулювання. Набагато істотніше від потужності нагрівального пристрою залежать інтервали часу, при яких система опалення розігрівається. Так при першому способі регулювання система опалення розігрівається від $t_p = 40,0 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_p = 63,0 \text{ }^\circ\text{C}$ за $\Delta\tau_{\text{наг}} = 5670 \text{ с}$ при $N = 1000$ і за

$\Delta\tau_{\text{наг}} = 2450$ с при $N = 2000$ Вт. При другому способі регулювання повітряний простір усередині приміщення нагрівається від $t_{\text{п}} = 19,0$ °С до $t_{\text{п}} = 21,0$ °С за $\Delta\tau_{\text{наг}} = 5750$ с при $N = 1000$ Вт і за $\Delta\tau_{\text{наг}} = 1830$ с при $N = 2000$ Вт. Таким чином, при першому способі регулювання період роботи системи опалення $\Delta\tau = \Delta\tau_{\text{ох}} + \Delta\tau_{\text{наг}}$ становить 5670 с при $N = 1000$ Вт і 2450 с при $N = 2000$ Вт. При другому способі регулювання, значення зазначених періодів будуть $\Delta\tau = 10210$ с при $N = 1000$ Вт і $\Delta\tau = 6510$ с при $N = 2000$ Вт.

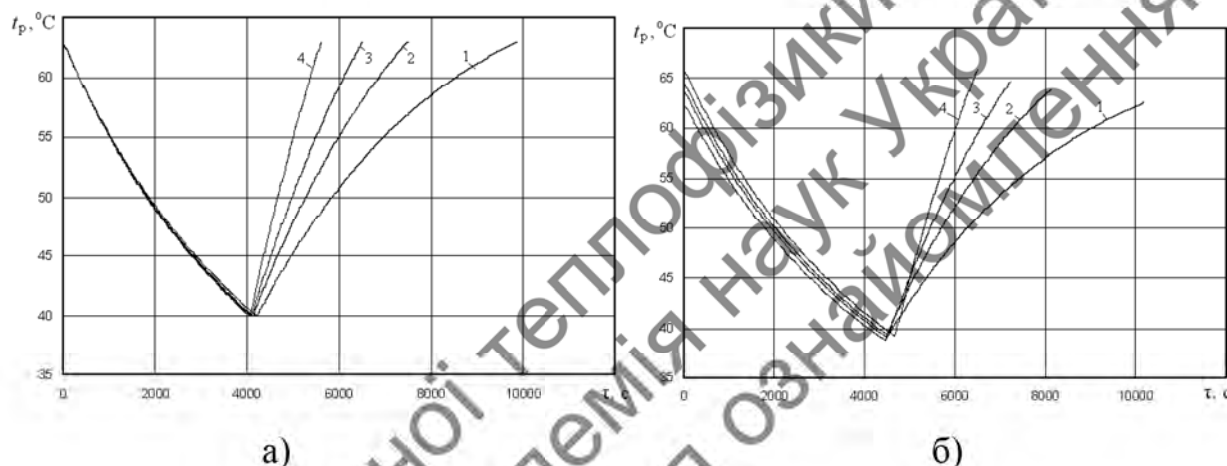


Рис. 3.19. Зміна в часі температури радіатора в залежності від потужності нагрівального пристрою при першому (а) і другому (б) способах регулювання системи опалення: 1 – $N = 1000$ Вт; 2 – $N = 1250$; 3 – $N = 1500$; 4 – $N = 2000$

Зміна в часі температури повітря усередині приміщення при різних значеннях N представлено на рис. 3.20. При другому способі регулювання температура повітря всередині приміщення змінюється в межах, які практично збігаються з параметрами регулювання $t_{\text{п, min}}$ і $t_{\text{п, max}}$ (рис. 3.20 б). Незначне збільшення $t_{\text{п}}$ протягом короткого проміжку часу після відключення нагрівача, а також зниження $t_{\text{п}}$ після його включення, пов'язано з температурним впливом внутрішніх огорожень приміщення, теплової інерції яких значно перевершує теплову інерцію повітряного середовища. Інтервали часу, протягом яких відбувається збільшення або зменшення температури повітря в приміщенні,

близькі до інтервалів збільшення та зменшення температури радіатора, хоча точно з ними не збігаються, що є наслідком температурного впливу огороження на температуру повітря.

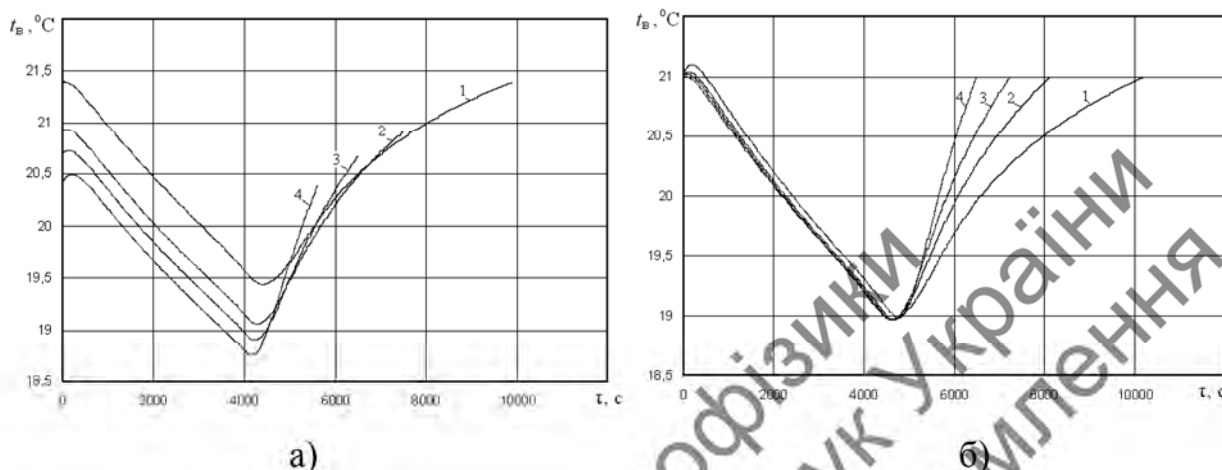


Рис. 3.20 Зміна в часі температури повітря всередині приміщення залежно від потужності нагрівального пристрою при першому (а) і другому (б) способах регулювання системи опалення: 1 – $N = 1000 \text{ Вт}$; 2 – $N = 1250$;

3 – $N = 1500$; 4 – $N = 2000$

Більш складною виявляється залежність від потужності N меж зміни температури повітря в приміщенні при першому способі регулювання. З збільшення потужності N зменшуються як максимальні за період $\Delta\tau$ значення температури $t_{п, \text{max}}$, так і мінімальні її значення (рис. 3.20 а). Так при $N = 1000 \text{ Вт}$, $t_{п, \text{min}} = 19,45 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{п, \text{max}} = 21,4 \text{ }^\circ\text{C}$, а при $N = 2000 \text{ Вт}$ – $t_{п, \text{min}} = 18,75 \text{ }^\circ\text{C}$; $t_{п, \text{max}} = 20,5 \text{ }^\circ\text{C}$. При першому способі регулювання, зі збільшенням потужності N істотно зменшуються інтервали часу, протягом яких температура повітря збільшується від $t_{п, \text{min}}$ до $t_{п, \text{max}}$. Інтервали часу, протягом яких температура повітря знижується після відключення нагрівача, зі збільшенням N також зменшуються, але незначно (рис. 3.20 а).

Вплив потужності нагрівача N на залежності від часу теплового потоку від радіатора Q_p при двох способах регулювання системи опалення представлено на рис. 3.21.

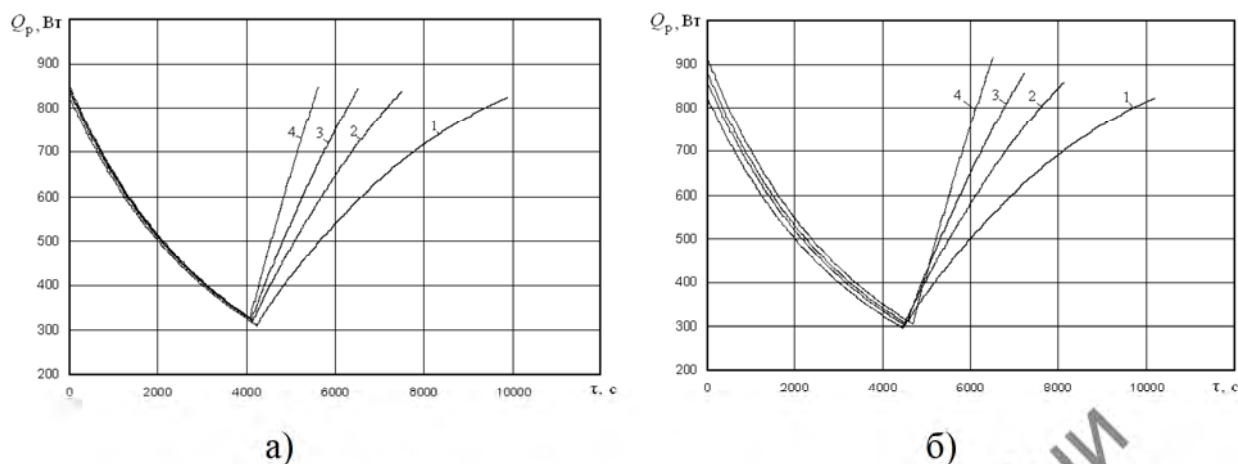


Рис. 3.21. Зміна в часі теплового потоку від радіатора в залежності від потужності нагрівального пристрою при першому (а) і другому (б) способах регулювання системи опалення: 1 – $N=1000$ Вт; 2 – $N=1250$; 3 – $N=1500$; 4 – $N=2000$

Як видно з даного рис. 3.21, при першому способі регулювання залежність Q_p від часу, на стадії охолодження системи опалення практично не залежить від потужності нагрівача N (рис. 3.21 а). При другому способі регулювання, значення Q_p на стадії охолодження трохи збільшується зі збільшенням N (рис. 3.21 б). На стадії розігріву системи опалення, вплив потужності N на характер залежності величини Q_p від часу виявляється досить істотним. Зі збільшенням N при обох способах регулювання відзначається збільшення максимального значення Q_p , яке досягається перед відключенням системи нагріву теплоносія, і зменшення інтервалів $\Delta\tau_{\text{наг}}$, при яких відбувається нагрів. При першому способі регулювання діапазони зміни Q_p при потужності $N=1000$ Вт становить $309,6 \text{ Вт} < Q_p < 826,0 \text{ Вт}$, а при потужності $N=2000$ Вт – $325,7 \text{ Вт} < Q_p < 853,6 \text{ Вт}$. При другому способі регулювання діапазон зміни Q_p буде дещо ширше: при потужності $N=1000$ Вт маємо $295,0 \text{ Вт} < Q_p < 824,0 \text{ Вт}$, а при потужності $N=2000$ Вт – $304,0 \text{ Вт} < Q_p < 917,5 \text{ Вт}$.

Залежно від часу величини значення теплового потоку, відведеного у зовнішній простір через зовнішні огороження, представлені на рис. 3.22. Як видно з рис. 3.22, при другому способі регулювання теплової потік $Q_{\text{нав}}$, що

відводиться в навколишній простір на стадії охолодження системи опалення, слабо залежить від потужності нагрівача N (рис. 3.22 б). На стадії нагріву системи опалення характер зміни в часі $Q_{\text{нав}}$ істотно залежить від N . Діапазон зміни $Q_{\text{нав}}$ при другому способі регулювання складає $553,0 \text{ Вт} < Q_{\text{нав}} < 571,9 \text{ Вт}$ при потужності $N = 1000 \text{ Вт}$ і $552,5 \text{ Вт} < Q_{\text{нав}} < 570,4 \text{ Вт}$ при потужності $N = 2000 \text{ Вт}$.

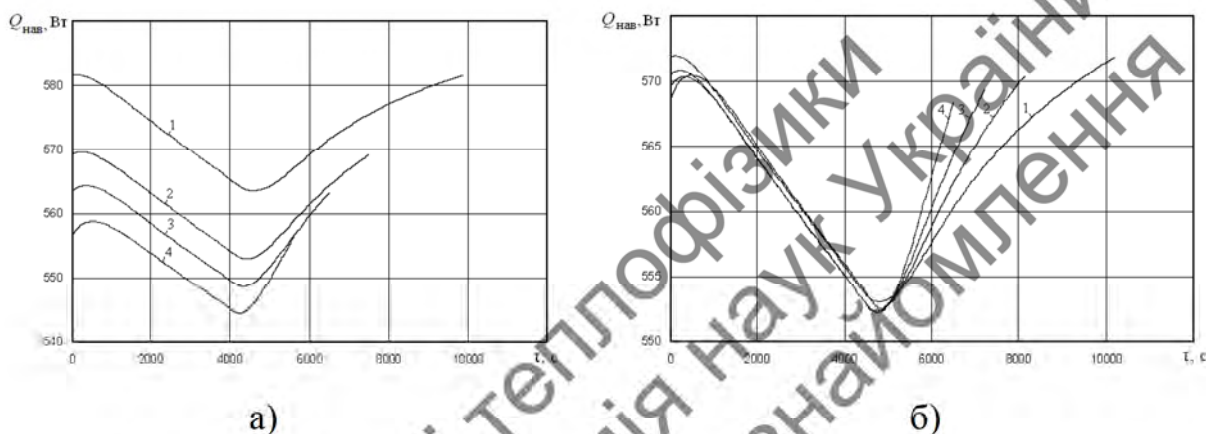


Рис. 3.22. Зміна в часі теплового потоку, відведеного у зовнішній простір через зовнішні огороження, залежно від потужності нагрівального пристрою при першому (а) і другому (б) способах регулювання системи опалення: 1 – $N = 1000 \text{ Вт}$; 2 – $N = 1250$; 3 – $N = 1500$; 4 – $N = 2000$

При першому ж способі регулювання відзначається істотна залежність від N характеру зміни $Q_{\text{нав}}$ від часу як на стадії охолодження системи опалення, так і стадії її нагрівання. Діапазон зміни $Q_{\text{нав}}$ при першому способі регулювання складає $563,5 \text{ Вт} < Q_{\text{нав}} < 581,6 \text{ Вт}$ при потужності $N = 1000 \text{ Вт}$ і $544,4 \text{ Вт} < Q_{\text{нав}} < 558,8 \text{ Вт}$ при потужності $N = 2000 \text{ Вт}$. З представлених даних випливає, що при збільшенні потужності N теплові втрати в зовнішній простір за період Δt дещо знижуються.

В умовах усталеного періодичного режиму опалення приміщення (при постійній t_3 і постійною в часі потужності N) виконується рівність

$$\Delta E_H = N \cdot \Delta \tau_{\text{наг}}(N) = \int_0^{\Delta \tau_{\text{наг}} + \Delta \tau_{\text{ох}}} Q_p(\tau) d\tau = \int_0^{\Delta \tau_{\text{наг}} + \Delta \tau_{\text{ох}}} Q_{\text{наб}}(\tau) d\tau ,$$

де ΔE_i – кількість енергії, витраченої на нагрів системи опалення за один період. Вхідні в дану рівність значення $\Delta \tau_{\text{ох}}$ і $\Delta \tau_{\text{наг}}$, а також їх сума $\Delta \tau$, залежать як від потужності нагрівача N , так і від способу регулювання системи опалення. Залежності від N періоду $\Delta \tau$, тобто інтервалу часу між двома послідовними вклученнями або відключеннями нагрівача, представлені на рис. 3.23 а.

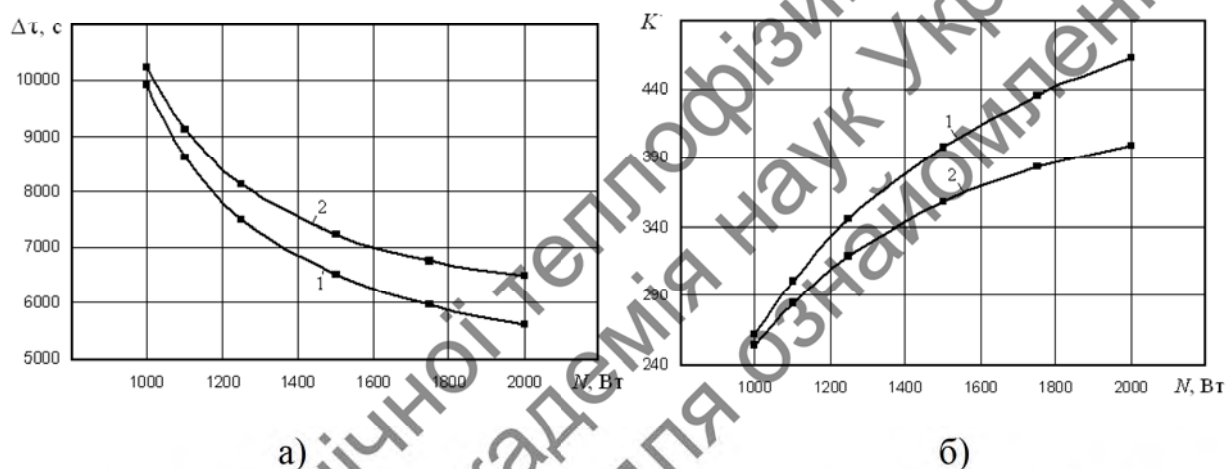


Рис. 3.23. Залежності тривалості періоду (а) і кількості періодів у місяці (б) від потужності нагрівача при першому (1) і другому (2) способах регулювання

Як видно з даного рис. 3.23, а також з представлених вище рисунків, зі збільшенням потужності N тривалість періодів $\Delta \tau$ зменшується. Це відноситься як до першого, так і до другого способу регулювання. Очевидно, що при цьому кількість періодів K в одному календарному місяці (30 днів) із збільшенням N також збільшується (рис. 3.23 б).

Залежно від потужності нагрівача кількості енергії, яка витрачається на нагрів системи опалення за один період $\Delta \tau$, представлені на рис. 3.24 а. З даного рисунку видно, що як при першому, так і при другому способі регулювання кількість витраченої за один період енергії зменшується зі збільшенням

потужності N . Залежності від потужності нагрівача середньої за період Δt температури повітря в приміщенні представлені на рис. 3.24 б. Як видно з рисунка, при першому способі регулювання середня температура повітря в приміщенні зменшується зі збільшенням потужності N . При другому ж способі регулювання середня температура повітря від N залежить незначно.

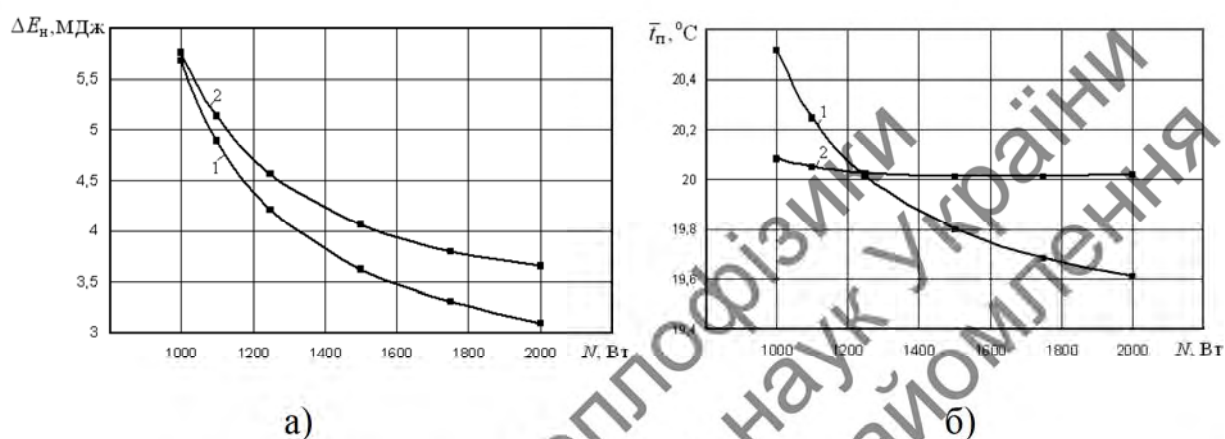


Рис. 3.24. Залежності від потужності нагрівача N кількості енергії, витраченої на нагрів системи опалення за один період (а) і середньої за даний період температури повітря в приміщенні (б): 1 – перший спосіб регулювання; 2 – другий спосіб регулювання

Використовуючи дані, представлені на рис. 3.23 і 3.24, можна визначити кількість енергії E_m , споживаної розглянутою системою опалення за один місяць при використанні нагрівачів з різною потужністю N . Як вже зазначалося, зі збільшенням потужності нагрівача N зменшується кількість енергії, що витрачається на нагрів системи опалення за один період (рис. 3.24 а). Однак при цьому зі збільшенням потужності N зменшується тривалість періоду Δt (рис. 3.23 а) і збільшується кількість включень K за один місяць (рис. 3.23 б). Внаслідок цього, значення $E_i = K \cdot \Delta E_i$ виявляється слабо залежним від величини N . Зазначені залежності, отримані для двох способів регулювання системою опалення, представлені на рис. 3.25 а.

Як видно з рис. 3.25 а., при першому способі регулювання значення E_m зменшується зі збільшенням N (крива 1). Однак, при збільшенні потужності N в

2 рази, значення E_M зменшується лише на 3,7%. Слід також зазначити, що при збільшенні N зменшується також середня за період температура повітря всередині приміщення (рис. 3.24 б).

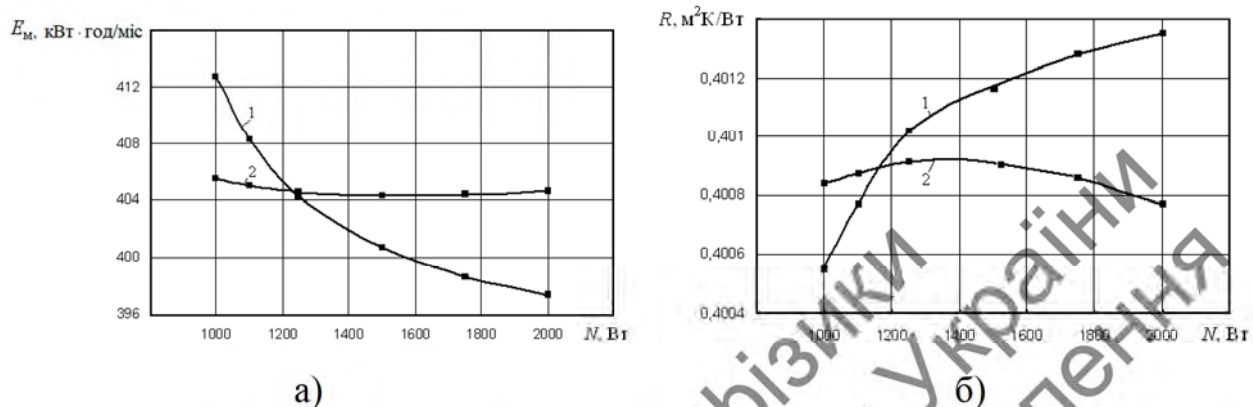


Рис. 3.25. Залежності від потужності нагрівача N кількості енергії, витраченої на нагрів системи опалення за один місяць (а) і термічного опору (б): 1 – перший спосіб регулювання; 2 – другий спосіб регулювання

Для оцінки ефективності зазначеної системи опалення доцільно розглянути також залежність від потужності нагрівача N величини

$$R = \frac{(\bar{t}_n - t_3) \cdot S \cdot (\Delta\tau_3 + \Delta\tau_{\text{ок}})}{N \cdot \Delta\tau_3} \quad (3.12)$$

яка має розмірність термічного опору. Як було показано раніше, величини, \bar{t}_n , $\Delta\tau_3$ і $\Delta\tau_{\text{ок}}$, що входять у вираз (3.12), залежать від потужності N . Однак сама величина R від N практично не залежить (рис. 3.25 б) і має значення $R \approx 0,4$ м²·К/Вт (крива 1). Ще менше від N залежать величини E_M і R , отримані при другому способі регулювання системи опалення (криві 2 на рис. 3.25).

З представлених результатів випливає, що збільшення потужності працюючого в періодичному режимі опалювального пристрою в системі опалення приміщення дозволяє знизити кількість енергії, споживаної за один період. При цьому також зменшується тривалість одного періоду. Однак

внаслідок збільшення кількості циклів включення-виключення пристрою протягом місяця, загальний обсяг споживаної за місяць енергії від потужності нагрівача практично не залежить.

3.4 Висновки до розділу 3

На основі використання моделі з зосередженими параметрами було досліджено тепловий режим приміщення при різних варіантах експлуатації системи теплоспоживання будівлі. Встановлено найбільш економічний режим, що передбачає максимальне збільшення температури радіатора (до 89,0 °С) перед початком робочого дня при відповідному мінімальному часовому інтервалі (240 хв), протягом якого температура радіатора максимальна. Такий режим дозволяє економити до 5,7% теплової енергії.

За результатами проведених розрахунків теплового стану приміщення визначено, що нічний режим регулювання рекомендовано розпочинати о 17:00 годині, а найкращий час перегріву становить з 5:00 год. до 9:00 год. з температурою теплоносія – 85,0 °С. При цьому в робочий час дотримуються всі температурні межі санітарно-гігієнічних норм.

На основі запропонованої моделі розрахунку теплового стану внутрішнього приміщення, можна по запропонованій теплофізичній моделі проводити розрахунки довільного приміщення – з двома та більшою кількістю вікон; приміщень, що розташовані на верхньому поверсі, тобто з дахом, або на нижньому поверсі, тобто над підвалом чи над фундаментом; кутових приміщень, які двома сторонами контактують з довкіллям.

З метою встановлення можливих підходів до управління теплоспоживанням окремого приміщення, було проведено моделювання переривчастого режиму роботи одиночного опалювального приладу. Встановлено, що найкращий режим регулювання – за температурою теплоносія, тобто бажано здійснювати якісне регулювання. Описані оцінкові підходи можуть бути використані при встановленні ефективного алгоритму

управління теплоспоживанням будівлі за допомогою індивідуального теплового пункту.

ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ
Національна академія наук України
текст дисертації для ознайомлення

РОЗДІЛ 4

СТВОРЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ІНДИВІДУАЛЬНОГО ТЕПЛООВОГО ПУНКТУ. ПРОВЕДЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1 Розробка експериментальної установки індивідуального теплового пункту

В ІТТФ НАН України була розроблена та впроваджена схема експериментального індивідуального теплового пункту, що приєднується до системи тепlopостачання за залежною гідравлічною схемою, для автоматизованого управління теплоспоживанням корпусу №1 [59-62].

4.1.1 Вибір обладнання для ІТП з гідравлічною стрілкою

Вихідні дані.

Теплова енергія постачається з зовнішньої тепломережі. Температурний графік мережі (150-70) °С. Розрахунковий температурний графік системи опалення (95-70) °С.

Теплове навантаження корпусу становить 0,208 Гкал/год.

Тиск в точці приєднання дорівнює:

– 0,8 МПа – трубопровід подавального теплоносія;

– 0,4 МПа – трубопровід зворотного теплоносія.

Вибір клапану та насосу здійснюється виходячи з витрати теплоносія, що циркулює в системі, та опору (перепаду тиску) опалювального контуру, який створюють трубопроводи, запірні арматура, радіатори, тощо.

Витрата теплоносія. Виходячи з теплового навантаження, що становить 0,208 Гкал/год., та розрахункового температурного графіка системи опалення (95-70) °С визначаємо витрату теплоносія в системі опалення [1], яка розраховується за формулами:

$$G_{o\max} = \frac{3,6 \times Q_{o\max}}{c \times (t_1 - t_2)}, \text{ [кг/ГОД.]}; V_{o\max} = \frac{G_{o\max}}{\rho}, \text{ [М}^3\text{/ГОД.]},$$

де $Q_{o\max}$ – максимальне теплове навантаження на опалення, кал/год.; t_1 – максимальна температура теплоносія в подавальному трубопроводі системи, °С; t_2 – максимальна температура теплоносія в зворотному трубопроводі системи, °С; c – питома теплоємність води, кДж/кг·°С; ρ – густина гарячої води при температурі 95°С, кг/м³.

Отже,

$$G_{o\max} = \frac{3,6 \times 208000 \times 1,163}{4,187 \times (95 - 70)} = 8320 \text{ кг/ГОД.}; V_{o\max} = \frac{8320}{961,85} = 8,65 \text{ м}^3\text{/ГОД.}$$

Підбір регулятора температури. Основною характеристикою клапану є так звана його «пропускна здатність» (K_{vs}) – умовна об'ємна витрата води через повністю відкритий клапан при перепаді тиску на ньому в 1 бар при нормальних умовах [63].

$$K_{vs} \text{ розраховується за формулою: } K_{vs} = \frac{V_{o\max}}{\sqrt{\Delta P}},$$

де $V_{o\max}$ – витрата теплоносія в системі, м³/год.; ΔP – перепад тиску на повністю відкритому клапані, бар.

Для підбору регулятора температури задаємо втрату тиску на регуляторі 1,5 м. вод. ст. Розрахункова пропускна здатність регулятора

$$K_v^{рег} = \frac{V_{o\max}}{\sqrt{\Delta P}} \text{ м}^3\text{/ГОД.}; K_v^{рег} = \frac{8,65}{\sqrt{0,15}} = 22,2 \text{ м}^3\text{/ГОД.}$$

За розрахунковою пропускною здатністю обираємо регулюючий клапан фірми MUT серії 1000 типу VM3, $D_v = 40$, максимальна пропускна здатність якого становить $K_{vs} = 38$, з електроприводом V200.

Дійсна втрата тиску на повністю відкритому клапані складає

$$\Delta P = \left(\frac{V_{o\max}}{K_{vs}} \right)^2, \text{ бар}; \quad \Delta P = \left(\frac{8,65}{38} \right)^2 = 0,05 \text{ бар.}$$

Підбір регулятора перепаду тиску. Для підбору регулятора перепаду тиску задаємо втрату тиску 15 м. вод. ст. Розрахункова пропускна здатність

$$K_v^{pez} = \frac{V_{o\max}}{\sqrt{\Delta P}}, \text{ м}^3/\text{год.}; \quad K_v^{pez} = \frac{8,65}{\sqrt{1,5}} = 7,2 \text{ м}^3/\text{год.}$$

За розрахунковою пропускною здатністю обираємо регулятор перепаду тиску Danfoss AIP $D_v = 25$, максимальна пропускна здатність якого становить $K_{vs} = 8$.

Дійсна втрата тиску на повністю відкритому клапані складає

$$\Delta P = \left(\frac{V_{o\max}}{K_{vs}} \right)^2, \text{ бар}; \quad \Delta P = \left(\frac{8,65}{8} \right)^2 = 1,17 \text{ бар.}$$

Підбір циркуляційного насосу. Вибір насосу потрібно здійснювати по номограмі з каталогу виходячи з розрахованої витрати в системі. Отримана в результаті розрахунку витрата в системі опалення становить 8,65 м³/год. При цьому насос повинен створювати напір для подолання спротиву елементів, що встановлені в трубопроводах системи (регулюючий клапан, вентиля, тощо). По номограмі було обрано насос WILO-Stratos 25/1-8.

4.1.2 Гідравлічна стрілка та її розрахунок

Гідравлічна стрілка (ГС) головним чином призначена для забезпечення гідравлічної ув'язки первинного (котлового) і вторинного (опалювального) контурів та складається з труби і двох пар приєднувальних патрубків. Зверху

встановлюється автоматичний або ручний клапан для видалення повітря, а знизу – кульовий кран (рис. 4.1).

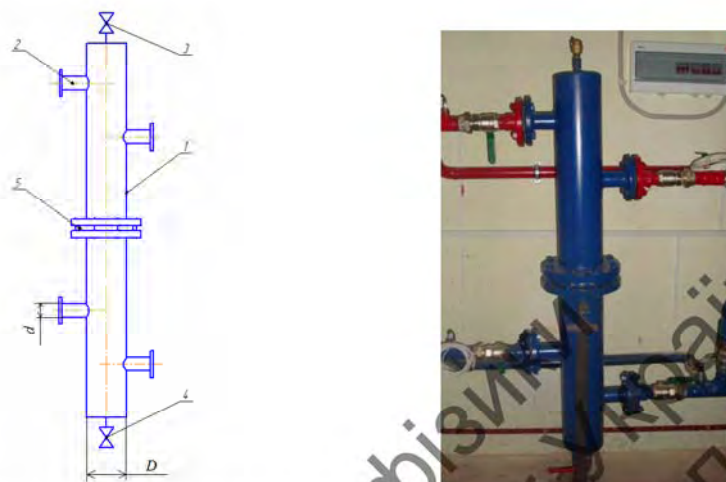


Рис. 4.1. Схема і фото ГС: 1 – труба; 2 – патрубки; 3 – клапан для видалення повітря; 4 – кульовий кран для спуску води; 5 – міжфланцевий зворотній клапан; d – діаметр підвідних патрубків; D – діаметр ГС

Єдиний розмір, який необхідно визначити, – це діаметр ГС (або діаметр підвідних патрубків). ГС підбирається, виходячи із максимально можливого потоку води в системі і забезпечення мінімальної швидкості води в ГС і в патрубках. Рекомендована максимальна швидкість руху води через поперечний переріз складає 0,2 м/с [64-65].

Діаметр гідравлічної стрілки розраховується за формулою

$$D_{\text{шт}} = 3 \times d = 18,8 \times \sqrt{\frac{G}{w}} = 18,8 \times \sqrt{\frac{8,65}{0,2}} = 124 \text{ мм},$$

де G – витрата теплоносія, м³/год.; w – максимальна швидкість руху води через поперечний переріз ГС, м/с ($0,1 \leq w \leq 0,4$ м/с).

Діаметр гідравлічної стрілки приймається з запасом $D = 150$ мм, а діаметр патрубків $d = 50$ мм.

4.1.3 Опис експериментальної установки ІТП з ГС

Експериментальна установка ІТП (рис. 4.2, 4.3) використовується для приготування теплоносія і підтримки його технологічних теплових параметрів у системі тепlopостачання будівлі. Тепловий пункт корпусу складається з однієї системи опалення, яку організовано за залежною схемою приєднання до зовнішньої тепломережі.

ІТП складається з труби подачі гарячої води і труби відводу зворотної води, на яких встановлено запірно-регулюючу арматуру і контрольно-вимірювальні прилади.

В системі встановлено:

– регулятор (прямої дії) перепаду тиску з клапаном в подавальному трубопроводі фірми Danfoss типу AIP, який призначений для автоматичного підтримання заданого перепаду тиску між подавальним та зворотним трубопроводами. Принцип дії регулятора: підвищення тиску передається по імпульсним трубках у нижню частину діафрагми (сполучна трубка високого тиску). Через спеціальний канал в регуляторі тиск середовища передається з клапана у верхню частину діафрагми. Енергія пружини починає впливати на верхню частину діафрагми (сполучна трубка низького тиску), таким чином це дозволяє встановлювати ефективний перепад тисків;

– регулювальний триходовий змішувальний клапан з електроприводом;
– циркуляційний насос Wilo-Stratos, що має двигун з електронною комутацією та вбудований модуль регулювання. В насос також вбудовані датчики перепаду тиску та датчик температури теплоносія, що перекачує насос.

Модуль регулювання насосу може здійснювати регулювання одного з наступних параметрів:

- $\Delta p-v$ – підтримання постійної витрати теплоносія;
- $\Delta p-c$ – підтримання постійного перепаду тиску в насосі (напору);
- $\Delta p-T$ – регулювання перепаду тиску на насосі в залежності від температури теплоносія, що перекачується.

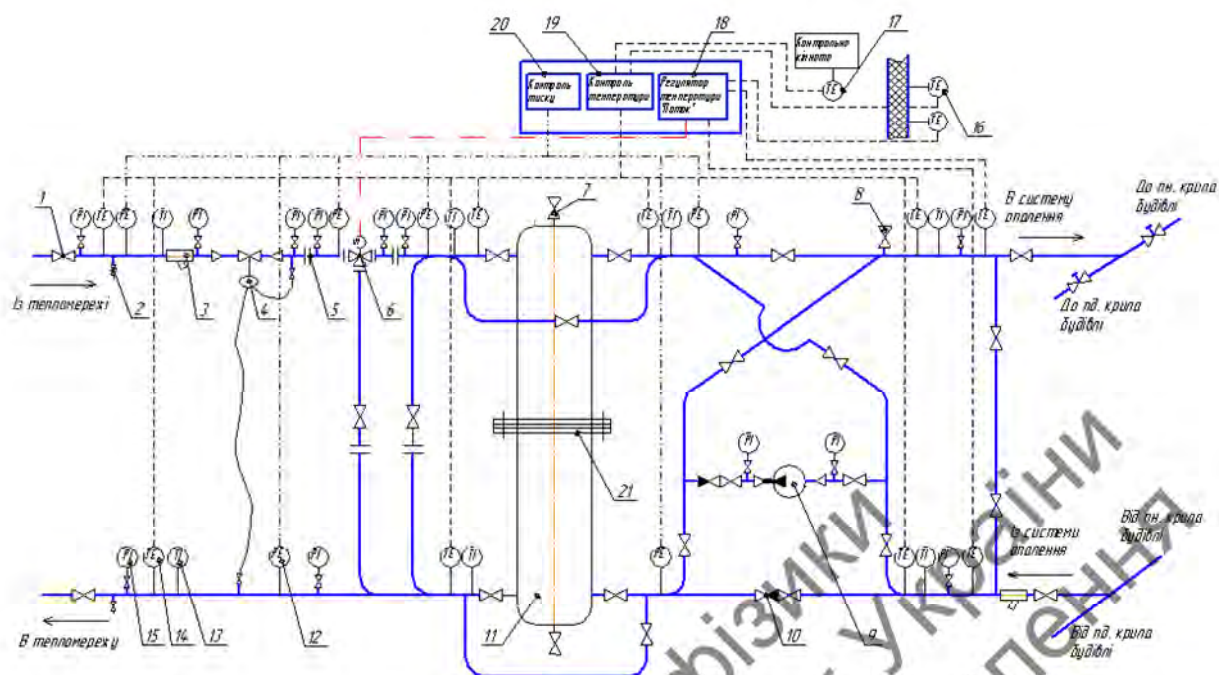


Рис. 4.2. Принципова схема ІТП з ГС: 1 – кульовий кран; 2 – спускний кран; 3 – фільтр осадовий; 4 – регулятор перепаду тиску; 5 – шайба; 6 – трьохходовий клапан; 7 – клапан видалення повітря; 8 – запобіжно-скидний клапан; 9 – циркуляційний насос; 10 – зворотній клапан; 11 – гідравлічна стрілка; 12 – датчик тиску; 13 – термометр; 14 – датчик температури; 15 – манометр; 16 – датчик температури зовнішнього повітря; 17 – датчик температури в кімнаті; 18 – регулятор; 19 – контроль температури; 20 – контроль тиску; 21 – міжфланцевий зворотній клапан

Для здійснення автоматичного регулювання температури для системи опалення використовується регулятор теплового потоку за погодними умовами [66]. В схемі ІТП використано регулятор температури (контролер) «Поток». До регулятора підключаються три датчики температури: зовнішнього повітря, теплоносія в системі опалення, теплоносія в зворотному трубопроводі. В його енергонезалежній пам'яті закладено алгоритми регулювання для 10-ти кліматичних зон: від $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ розрахункової температури. Вибір алгоритму виконується шляхом вводу на екрані у відповідному меню розрахункової температури зовнішнього повітря. Для зимового клімату м. Києва вона становить $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Рис. 4.3. Фото ІТП з ГС

Індивідуальний тепловий пункт працює таким чином.

Гаряча вода з тепломережі надходить через трубу подачі, кульовий кран 1, фільтр 3, регулятор перепаду тиску 4, шайбу 5, трьохходовий клапан 6, циркуляційний насос 9 в систему опалення, забезпечуючи необхідну температуру в будівлі. Ця температура встановлюється регулювальним клапаном 6 шляхом збільшення чи зменшення витрати води з тепломережі, в залежності від показів датчиків температури зовнішнього повітря 16 та в контрольній кімнаті 17. Охолоджена вода з системи опалення повертається в тепломережу через зворотній трубопровід.

4.1.4 Блок автоматичного вимірювання та архівування даних основних параметрів теплопостачання

Для вимірювання основних параметрів теплопостачання було розроблено та впроваджено систему контролю та автоматизації даних (рис. 4.4).

В тепловому пункті встановлено наступні датчики:

- термоперетворювачі опору типу ТСМ;
- термоперетворювачі опору типу ТСП;
- електронні датчики тиску типу SML10.

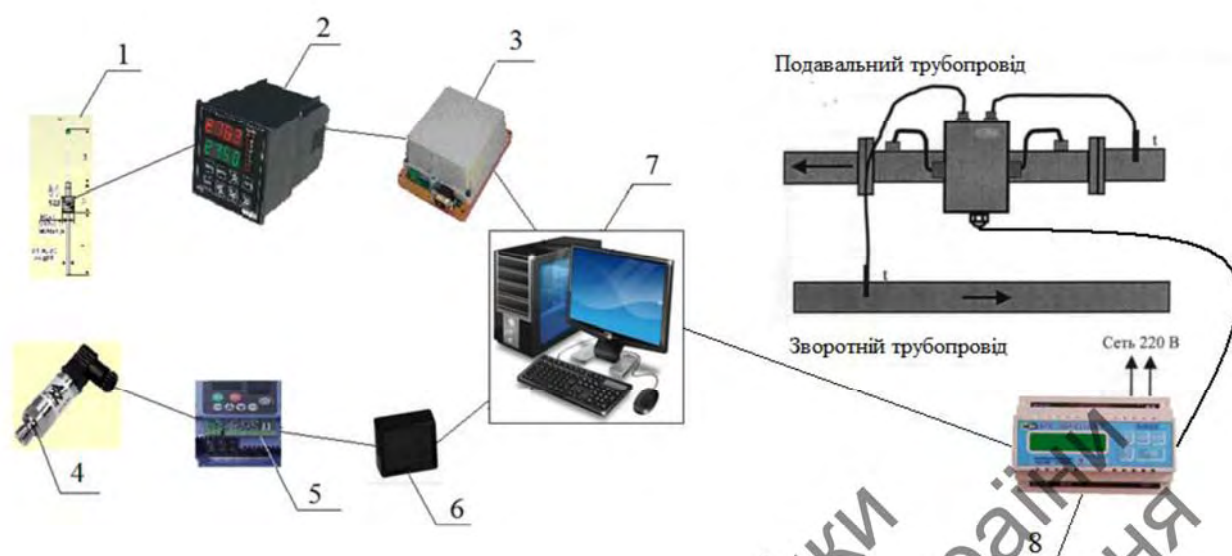


Рис. 4.4. Блок вимірювання даних: 1 – термометрорівноважач опор; 2 – пристрій контролю температури УКТ38-Щ4; 3 – адаптер інтерфейсу АС2; 4 – датчик тиску; 5 – блок μ ADCPWM; 6 – мікроконтролер; 7 – комп'ютер

Виходи термометрорівноважачів опор типу ТСМ та ТСП через кабель підключаються до пристрою УКТ38-Щ4, який призначений для контролю температури в декількох зонах одночасно (до восьми) й аварійної сигналізації про вихід будь-якого з контролюючих параметрів за задані межі, а також для реєстрації вимірюваних параметрів на комп'ютері. Адаптер інтерфейсу АС2 призначений для сполучення приладу УКТ38-Щ4, з ПК. Адаптер забезпечує підключення до одного послідовного порту комп'ютера до восьми приладів із забезпеченням гальванічної розв'язки і перетворенням рівнів інтерфейсу RS-232 в струмовий сигнал. Таке перетворення дозволяє збільшити дальність лінії зв'язку з приладом до 100 метрів.

Датчики тиску типу SML10 підключаються до блоку μ ADCPWM. Це електронний блок, який застосовується в якості складової частини розподіленої системи автоматики на базі мережі μ Net (RS485) з метою побудови систем управління технологічним процесом. Блок призначений для вимірювання та введення в систему інформації про значення фізичних величин аналогових датчиків, а також формування сигналів для аналогових виконавчих пристроїв.

Роботою окремих вузлів блоку управляє мікроконтролер відповідно до записаного в його пам'ять алгоритмом. Він виконує функцію масштабування вхідних вимірних величин відповідно до розрахункових коефіцієнтів, формування вихідних керуючих ШИМ-сигналів, прийом/передачу даних від керуючого контролера системи через мережу μ Net. Стійкість роботи мікроконтролера забезпечується вбудованими сторожовим таймером і системою контролю за живленням.

4.1.5 Режими роботи ІТП

В індивідуальному тепловому пункті за допомогою переключення ручної арматури реалізується шість різних варіантів його роботи, які показано на рис. 4.5-4.10, де червона стрілка – пряма подача теплоносія, синя – зворотна, а рожева – змішаний теплоносій.

Режим № 1. Температурний режим регулюється за допомогою триходового клапану, який працює в режимі двоходового клапану. Насос ввімкнено в подавальній магістралі опалювального контуру, який здійснює подачу теплоносія з гідравлічної стрілки з підмішуванням його із зворотного трубопроводу (рис. 4.5).

Режим № 2. Триходовий клапан виконує функцію підмішування в залежності від погодних умов. Насос розташований в подавальному трубопроводі (рис. 4.6).

Режим № 3. Температурний режим регулюється за допомогою триходового клапану, який працює в режимі двоходового клапану. Насос розташований в зворотному трубопроводі і здійснює підмішування зворотного теплоносія за допомогою гідравлічної стрілки (рис. 4.7).

Режим № 4. Триходовий клапан виконує функцію підмішування в залежності від погодних умов. Насос розташований в зворотному трубопроводі (рис. 4.8).

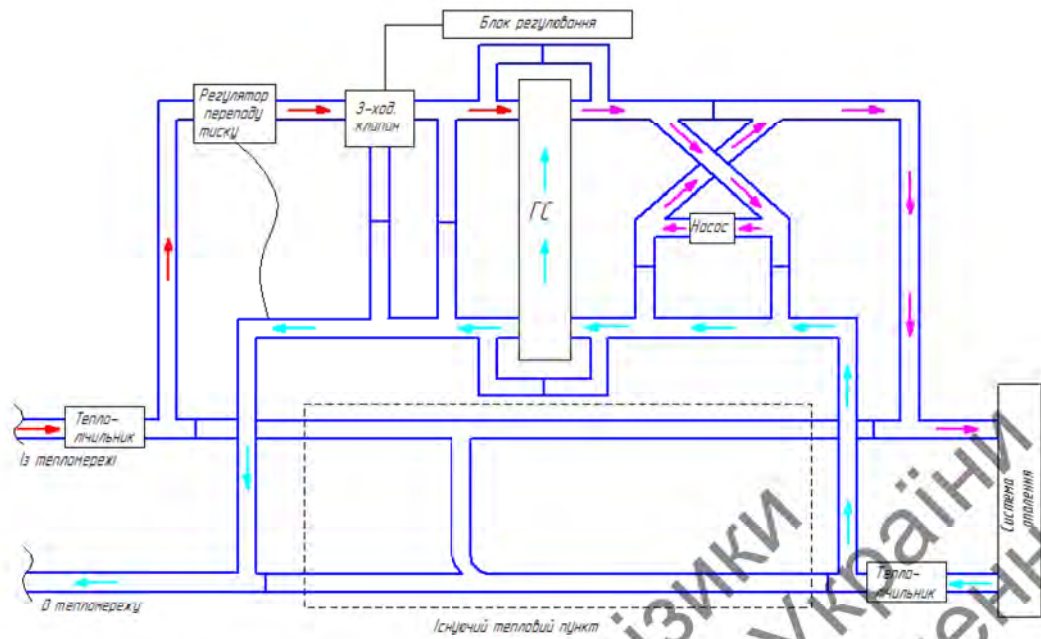


Рис. 4.5. ІТП з ГС (насос в подавальному трубопроводі):

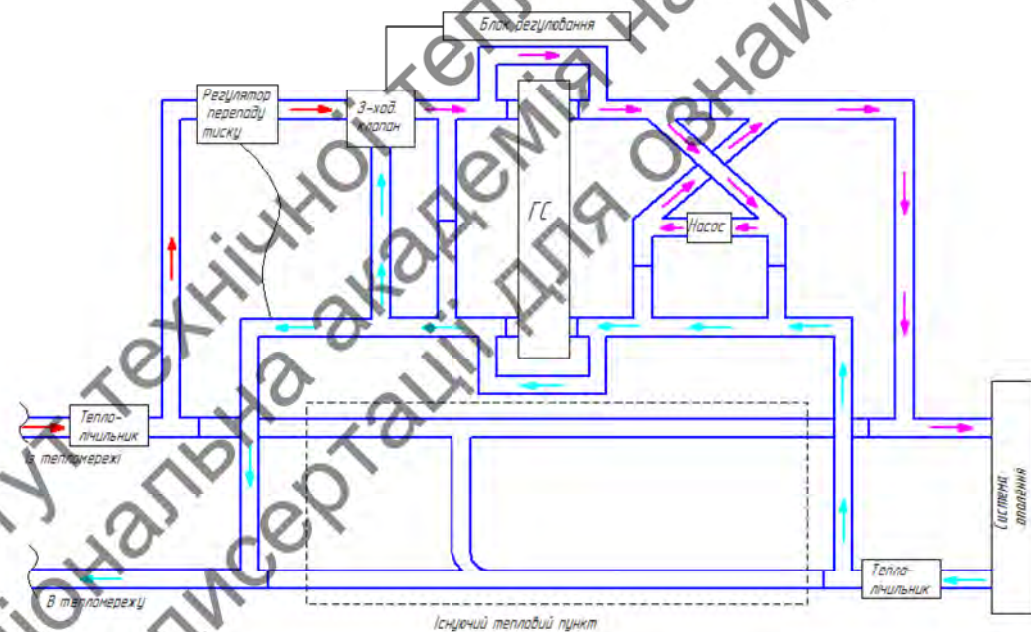


Рис. 4.6. ІТП з 3-ходовим клапаном (насос в подавальному трубопроводі)

Режим № 5. Регулювання подачі теплоносія з тепломережі здійснюється триходовим клапаном, який працює в режимі двоходового. Насос стоїть в перемичці і здійснює підмішування теплоносія із зворотного трубопроводу в подавальний (рис. 4.9).

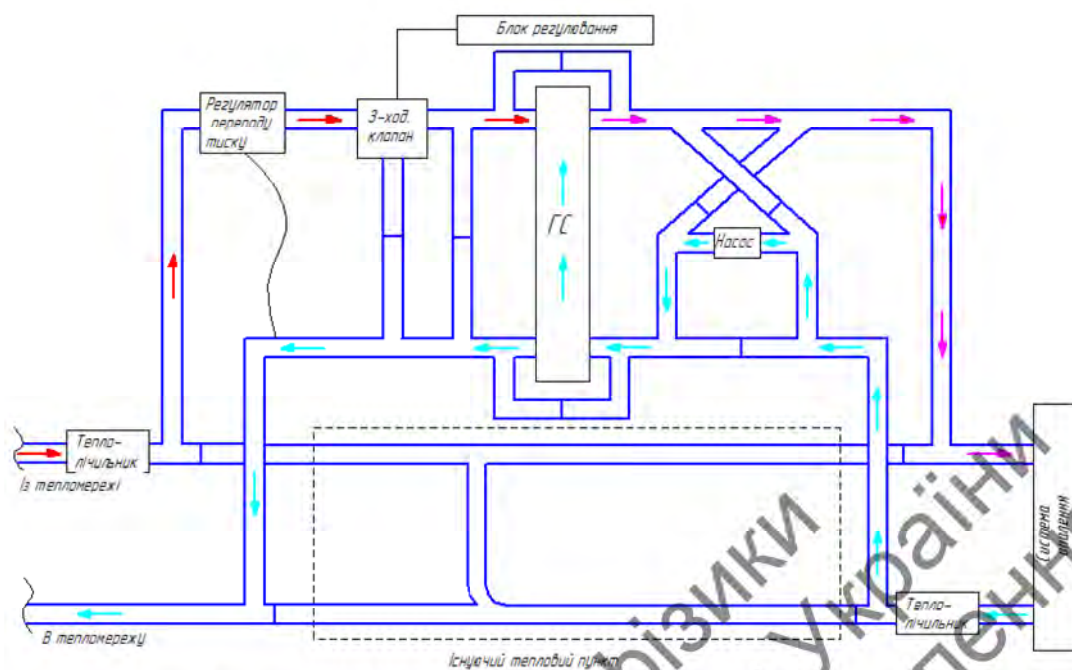


Рис. 4.7. ІТП з ГС (насос в зворотному трубопроводі)

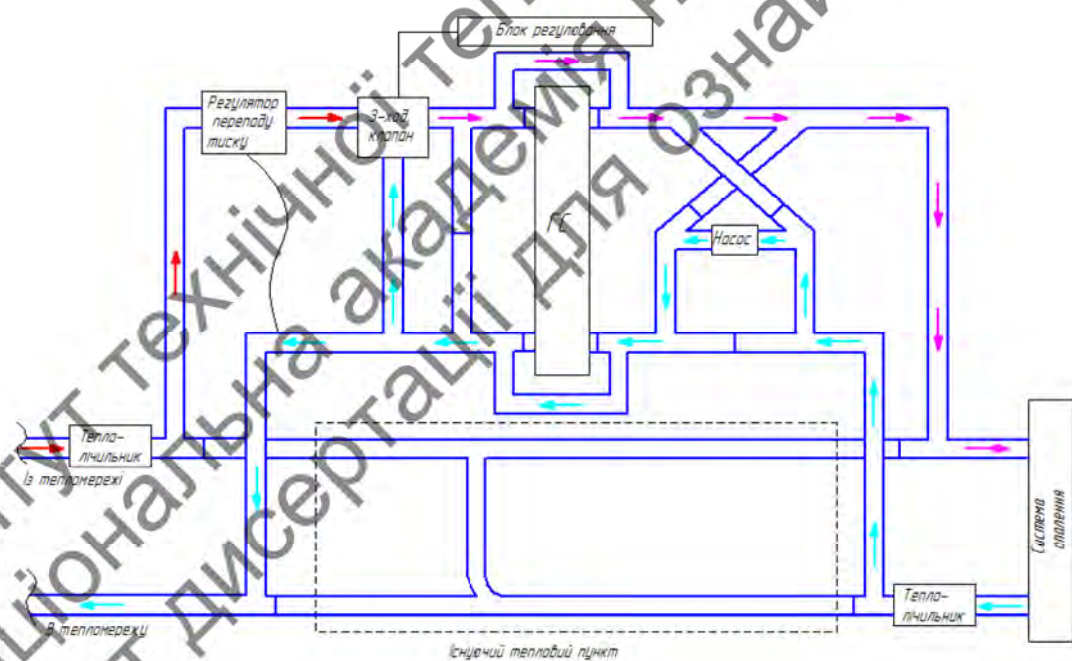


Рис. 4.8. ІТП з 3-ходовим клапаном (насос в зворотному трубопроводі)

Режим № 6. На рис. 4.10 показано режим роботи, при якому триходовий клапан працює в режимі двоходового і здійснює подачу зворотного теплоносія в залежності від температурного графіку, підмішування зворотного теплоносія відбувається через перетинку, за допомогою насосу, що знаходиться в подавальному трубопроводі.

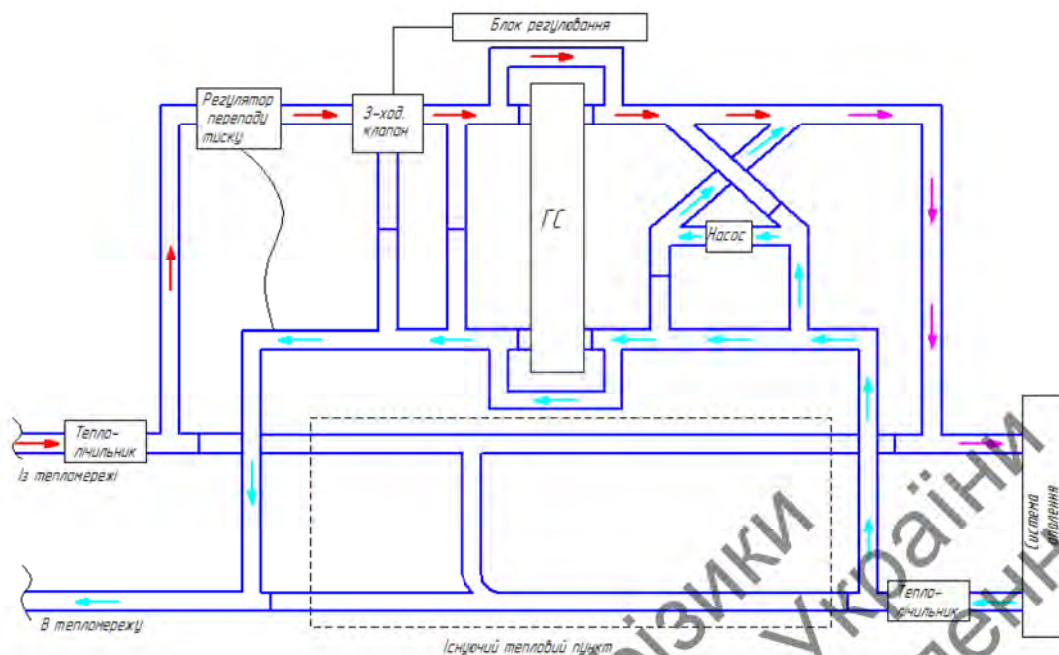


Рис. 4.9. ІТП з 2-ходовим клапаном (насос перекачує теплоносій з зворотного трубопроводу в подавальний)

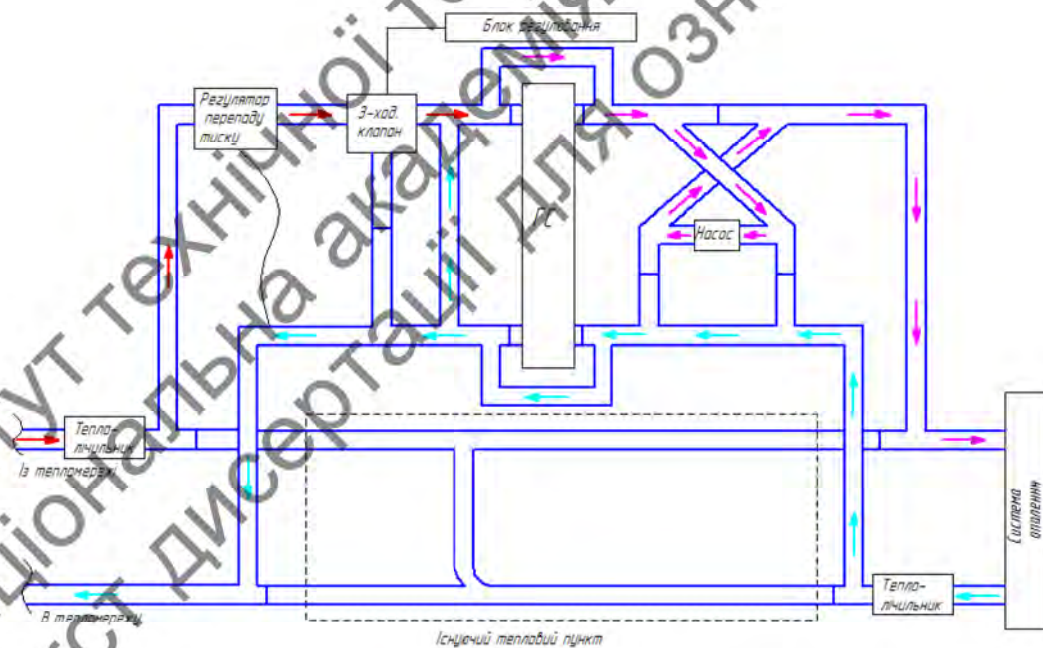


Рис. 4.10. ІТП з 2-ходовим клапаном (насос в подавальному трубопроводі)

Експериментальні дослідження проводилися для кожного з режимів роботи ІТП за заданим алгоритмом при різних температурах зміщення зовнішнього повітря. На основі отриманих даних побудовані графічні залежності для кожного з них.

4.1.6 Порядок проведення експерименту

Перед початком проведення експерименту необхідно визначитись з режимом роботи ІТП, що буде досліджуватись. Перевірити правильність і якість всіх механічних і електричних з'єднань, оглянути і, при необхідності, очистити всі встановлені сітчасті фільтри. В залежності від обраного режиму ІТП перевірити правильність положень запірної арматури. Провести налаштування автоматичного регулятора температури. Ввімкнути комп'ютер для реєстрації та збереження експериментальних даних для подальшого опрацювання та побудови графічних залежностей.

Порядок проведення експерименту.

1. Перед пуском ІТП необхідно перевірити, чи закриті входні запірні вентилі, спускні вентилі повітря, вручну встановити в середнє положення штоки регулюючих вентилів автоматики.
2. Плавнo відкрити запірну арматуру зворотного трубопроводу.
3. Перевірити правильність роботи запобіжних клапанів.
4. Плавнo відкрити запірну арматуру входу теплоносія з тепломережі, перевірити підвищення тиску по манометру.
5. Ввімкнути циркуляційний насос та перевірити правильність його роботи.
6. Ввімкнути автоматичний регулятор температури, підключивши його до електричної мережі.
7. Перевірити і при необхідності видалити повітря через спускні вентилі.
8. Перевірити роботу регулятора температури системи опалення та при необхідності відрегулювати (підтримка заданих параметрів здійснюється в автоматичному режимі).
9. Перевірити правильність роботи всієї установки ІТП вцілому.
10. Після завершення тривалості дослідження режиму роботи ІТП плавнo зменшити витрату теплоносія і перекрити вентиль подавального трубопроводу.
11. Зупинити циркуляційний насос і перекрити вентиль зворотного трубопроводу.

12. Вимкнути автоматику.

4.2 Результати експериментальних досліджень ІТП

Експериментальні дослідження проводились протягом опалювального періоду при використанні різних режимів роботи ІТП. Тривалість дослідження одного з режимів становила в середньому від 10 до 15 діб.

За допомогою вимірювального комплексу визначалися і фіксувалися в автоматичному режимі в реальному часі з інтервалом в одну годину всі основні параметри теплопостачання: температура теплоносія в подавальному та зворотному трубопроводах, температура повітря в контрольному приміщенні та навколишнього середовища, витрати теплоносія та теплової енергії в подавальному та зворотному трубопроводах, а також тиск у різних точках трубопроводів.

Регулювання параметрів теплоносія в ІТП здійснювалося за заданим алгоритмом, а саме за температурою зовнішнього повітря та за добово-тижневим графіком регулювання, при якому в будні дні з 5:00 год. до 16:00 год. (в понеділок з 3:00 год.) – за денним графіком, а з 16:00 год. до 5:00 год. (в п'ятницю з 15:00 год.), а також у вихідні дні – за нічним графіком регулювання. Для нічного графіку задавалася температура позитивного зміщення зовнішнього повітря $t_{зм}$ в інтервалі від 3°C до 9 °C. На основі отриманих експериментальних даних побудовані графічні залежності параметрів теплопостачання.

Для опалювального сезону 2012-2013 рр. отримані експериментальні графічні залежності представлені на рис. 4.11 - 4.12.

За опалювальний сезон 2012-2013 рр. тривалістю 132 доби при середній температурі зовнішнього повітря -0,8 °C було витрачено 251 Гкал теплової енергії для опалення корпусу №1. Вартість спожитої теплової енергії при цьому становила 192,2 тис. грн. Середнє споживання енергії: 0,08 Гкал/год.

Розраховані питомі тепловитрати на опалення дорівнюють 90,1 (кВт·год.)/(рік·м²).

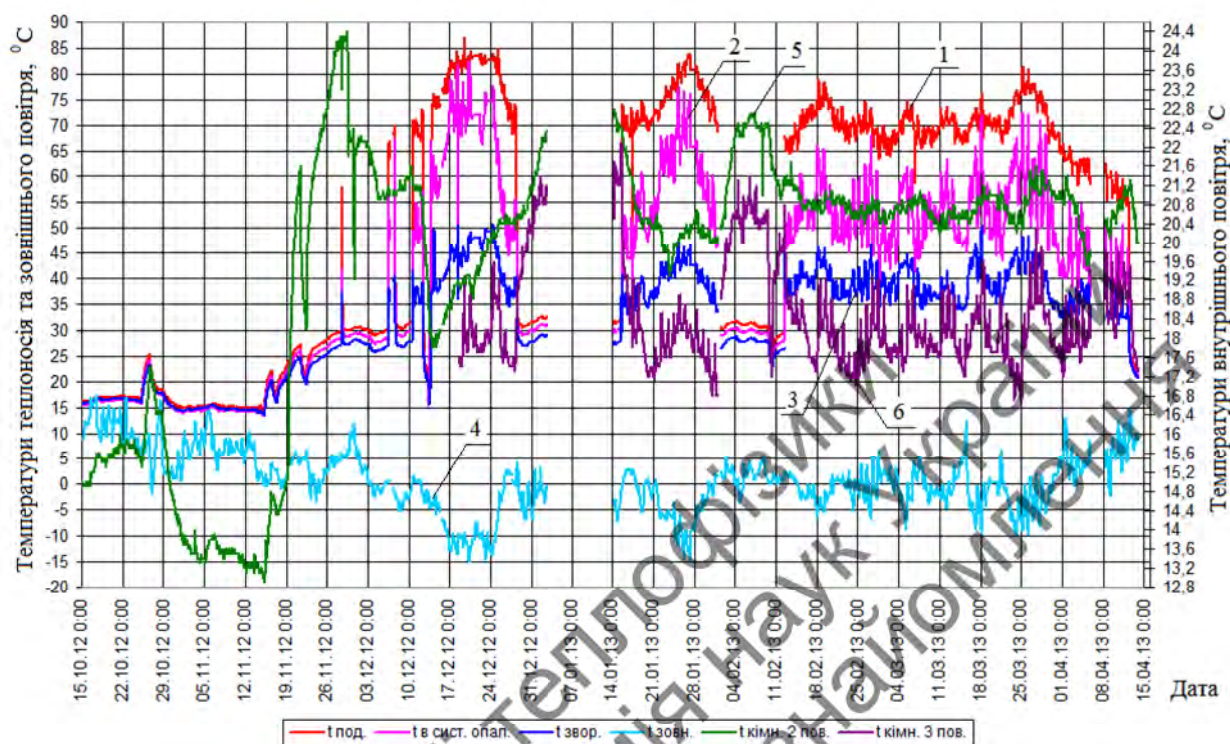


Рис. 4.11. Залежності температур теплоносія та повітря протягом опалювального періоду 2012-2013 рр.: 1 – температура подавального теплоносія із зовнішньої теплотережі; 2 – температура теплоносія після підмішування, який подається в систему опалення; 3 – температура теплоносія в зворотному трубопроводі; 4 – температура зовнішнього повітря; 5 – температура повітря в приміщенні на 2-му поверсі (частково термомодернізованого); 6 – температура повітря в приміщенні на 3-му поверсі (без термомодернізації)

На рис. 4.13-4.30 представлені графічні залежності для кожного з режимів роботи ІТН в опалювальному періоді 2012-2013 рр. Розглянемо та детально опишемо отримані залежності на прикладі режиму № 1.

Режим № 1. Температурний режим регулюється за допомогою триходового клапану, який працює в режимі двохходового. Насос ввімкнено в подавальній магістралі опалювального контуру, який здійснює подачу теплоносія з гідравлічної стрілки з підмішуванням його із зворотного

трубопроводу (рис. 4.13-4.15). Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +3,0$ °С.

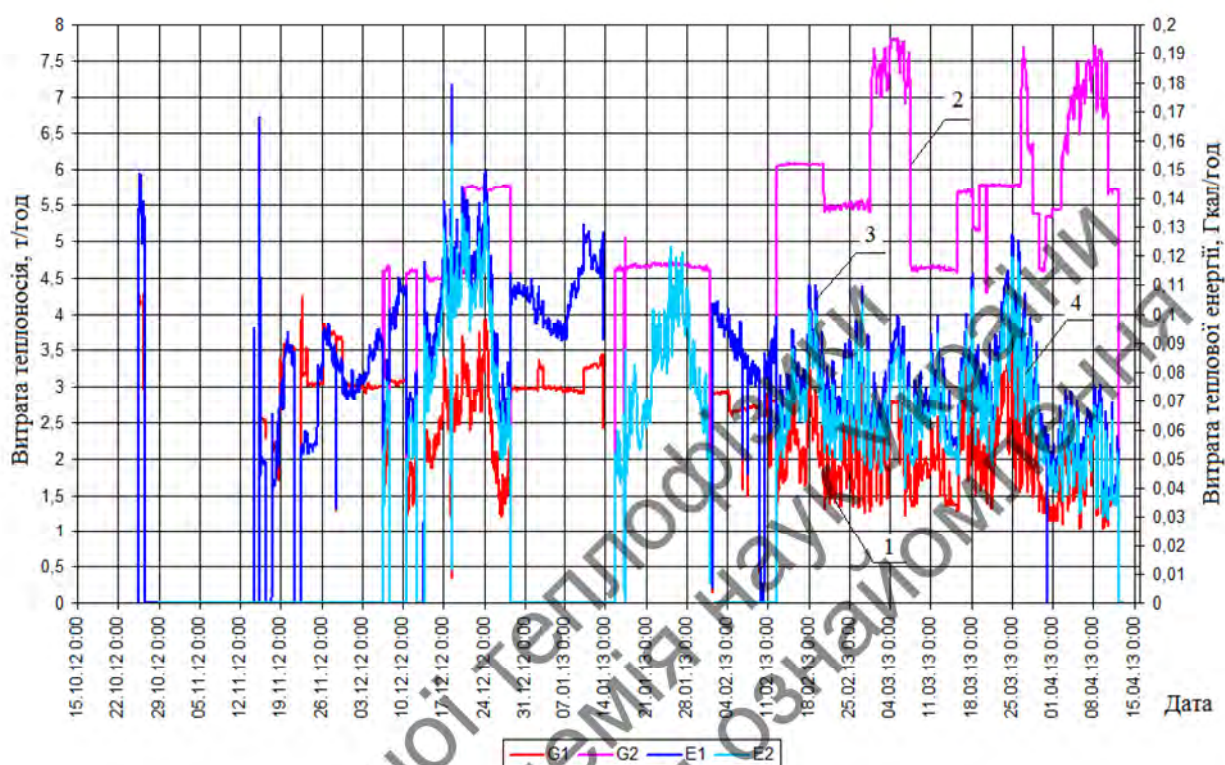


Рис. 4.12. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії:

- 1, 2 – витрати теплоносія до ІТП і після підмішування в ІТП відповідно;
3, 4 – витрати теплової енергії до ІТП і після ІТП відповідно

На рис. 4.13 показані графічні залежності температури теплоносія та зовнішнього повітря (шкала ліворуч) і температури повітря в приміщенні (шкала праворуч) за 7 діб. Дата на графіках в червоній рамці по осі абсцис відповідає вихідним дням. В залежності від температури зовнішнього повітря (крива 4 рис. 4.13) відбувається регулювання температури теплоносія, який подається в систему опалення (крива 2 рис. 4.13), за допомогою регулятора температури “Поток”, шляхом підмішування теплоносія із зворотного трубопроводу (крива 3 рис. 4.13) до теплоносія, що надходить із зовнішньої тепломережі (крива 1 рис. 4.13). При цьому фіксувались температури в двох контрольних приміщеннях, а саме: на другому поверсі з частковою

термомодернізацією зовнішньої огорожувальної конструкції (без утеплення, але із заміною старого вікна на однокамерне металопластикове вікно) (крива 5 рис. 4.13) та на третьому поверсі без термомодернізації (крива 6 рис. 4.13).

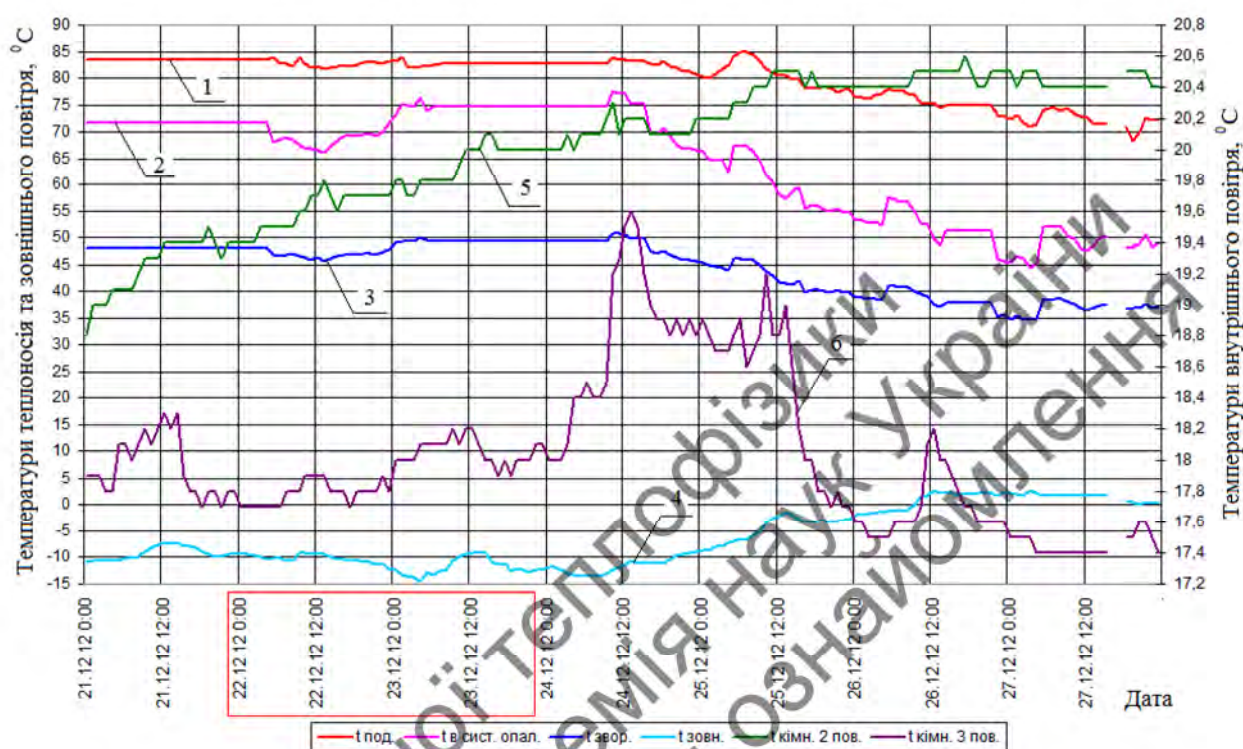


Рис. 4.13. Залежності температур теплоносія та повітря від часу: 1 – температура подавального теплоносія із зовнішньої тепломережі; 2 – температура теплоносія після підмішування, який подається в систему опалення; 3 – температура теплоносія в зворотному трубопроводі; 4 – температура зовнішнього повітря; 5 – температура повітря в приміщенні на 2-му поверсі (частково термомодернізованого); 6 – температура повітря в приміщенні на 3-му поверсі (без термомодернізації)

Як видно з рис. 4.13, температура зовнішнього повітря $t_{\text{зовн.}}$ коливається від $-15,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. При мінімальній температурі зовнішнього повітря ($-15\text{ }^{\circ}\text{C}$) температура теплоносія, який поступає з зовнішньої тепломережі становить $82,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, а температура теплоносія після підмішування, який надходить в систему опалення, згідно графіка регулювання становить $76,0\text{ }^{\circ}\text{C}$. При цьому температура теплоносія в зворотному трубопроводі дорівнює $t_{\text{звор.}} = 50,0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

На рис. 4.14 показані графічні залежності витрати теплоносія (шкала ліворуч) та теплової енергії (шкала праворуч). Максимальна витрата теплоносія до ІТП дорівнює $G = 3,9$ т/год. (крива 1 рис. 4.14), а після підмішування в ІТП витрата становить $G = 5,8$ т/год. (крива 2 рис. 4.14), і залишається майже незмінною протягом всього режиму роботи ІТП, тобто спостерігається якісне регулювання. Максимальні витрати теплової енергії до ІТП і після підмішування в ІТП становлять $E = 0,15$ Гкал/год. і $E = 0,14$ Гкал/год. відповідно. Слід відмітити, що різниця у витратах теплової енергії з'являється в результаті того, що її значення розраховується двома тепловими лічильниками, один з яких знаходиться в рамці управління системою опалення корпусу № 2, що з'єднується з корпусом № 1 за допомогою коридорного перехийку, в якому і відбуваються втрати теплової енергії.

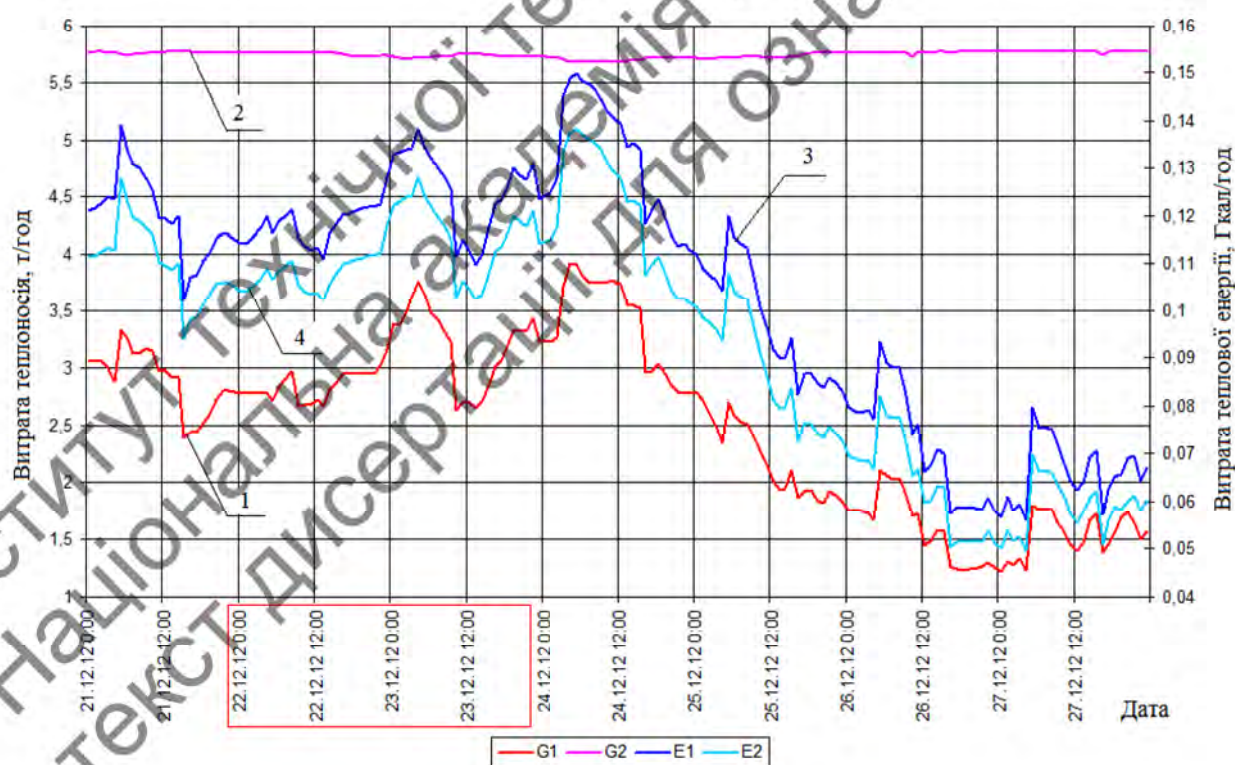


Рис. 4.14. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії:

1, 2 – витрати теплоносія до ІТП і після підмішування в ІТП відповідно;

3, 4 – витрати теплової енергії до ІТП і після ІТП відповідно

У вихідні дні відбувається зниження витрат теплової енергії, в результаті запрограмованого алгоритму управління ІТП. Відповідно, це призводить до зниження температури в приміщенні на третьому поверсі від 18,3 °С до 17,7 °С (крива 6 рис. 4.13), що цілком прийнятно, оскільки в цей час відсутні люди на робочих місцях. Різниця температур в приміщенні на другому і третьому поверхах (до 2,0 °С) полягає в тому, що на другому поверсі була проведена заміна старого вікна на сучасне металопластикове вікно. Як результат, в такому приміщенні температура повітря в середньому становить 20 °С, а приміщення на третьому поверсі значно швидше охолоджується, особливо у нічний час. Різкі стрибки на рис. 4.13-4.14 відповідають переходам з денного графіка регулювання на нічний і навпаки.

На рис. 4.15 показано значення тиску в різних точках подавального та зворотного трубопроводів. Крива 1 (рис. 4.15) показує, з яким тиском теплоносій поступає з зовнішньої тепломережі, він коливається в межах 8,5 бар. Далі за допомогою регулятора перепаду тиску відбувається його пониження до 4 бар (крива 2 рис. 4.15). Регулятор перепаду тиску призначений для автоматичного підтримання заданого перепаду тиску між подавальним та зворотним трубопроводами. При проведенні експериментальних досліджень ІТП заданий перепад тиску становив 1 бар. Криві 3, 4 (рис. 4.15) відповідають значенням тиску після трьохходового клапана та ГС, відповідно, а криві 5, 6 характеризують тиск на лінії зворотного трубопроводу в точці до ГС в напрямку руху теплоносія та в точці перед виходом в зовнішню тепломережу, відповідно.

Крива 7 на рис. 4.15 показує тиск після циркуляційного насоса, з яким теплоносій надходить в систему опалення будівлі. Це характерно для тих режимів роботи ІТП, коли насос знаходиться в подавальному трубопроводі. У випадку розташування циркуляційного насоса в зворотному трубопроводі крива 7 буде відповідати тиску, з яким теплоносій одразу надходить з системи опалення, тобто до циркуляційного насоса. Як видно з рис. 4.15 тиск, з яким

теплоносій надходить до системи опалення коливається в даному режимі роботи ІТП в межах 3,8...4 бар.

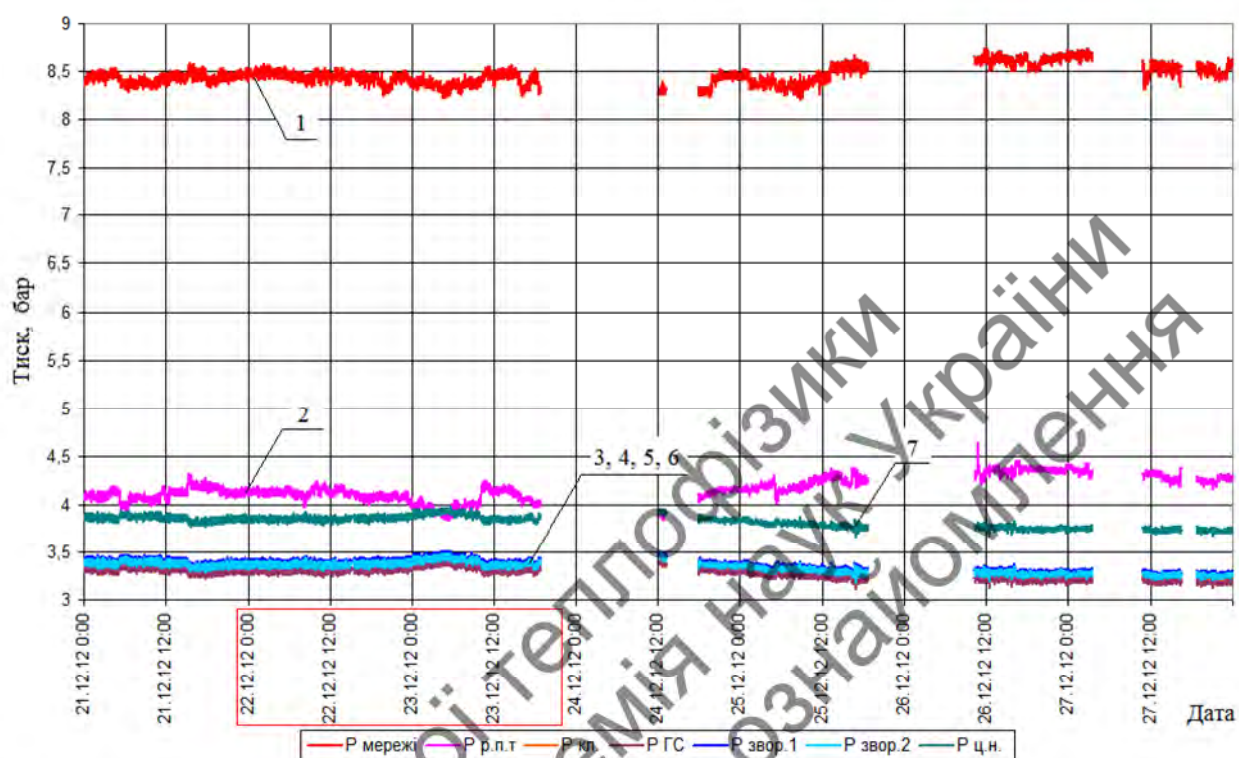


Рис. 4.15. Значення тиску в трубопроводах: 1 – тиск тепломережі; 2 – тиск після регулятора перепаду тиску; 3 – тиск після клапану; 4 – тиск після гідравлічної стрілки; 5,6 – тиск у зворотному трубопроводі в двох різних точках; 7 – тиск після циркуляційного насоса

Аналогічно описуються всі інші, представлені нижче, графічні залежності для різних режимів роботи експериментального ІТП.

Позначення на рис. 4.13 відповідають позначенням на рис. 4.16, 4.19, 4.22, 4.25, 4.28, 4.32, 4.34, 4.37, 4.40, 4.43, 4.46, 4.49, 4.52, 4.55, 4.58.

Позначення на рис. 4.14 відповідають позначенням на рис. 4.17, 4.20, 4.23, 4.26, 4.29, 4.33, 4.35, 4.38, 4.41, 4.44, 4.47, 4.50, 4.53, 4.56, 4.59.

Позначення на рис. 4.14 відповідають позначенням на рис. 4.18, 4.21, 4.24, 4.27, 4.30, 4.36, 4.39, 4.42, 4.45, 4.48, 4.51, 4.54, 4.57, 4.60.

Режим № 2. Триходовий клапан виконує функцію підмішування в залежності від погодних умов. Насос розташований в подавальному

трубопроводі. Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +3,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4.16-4.18).

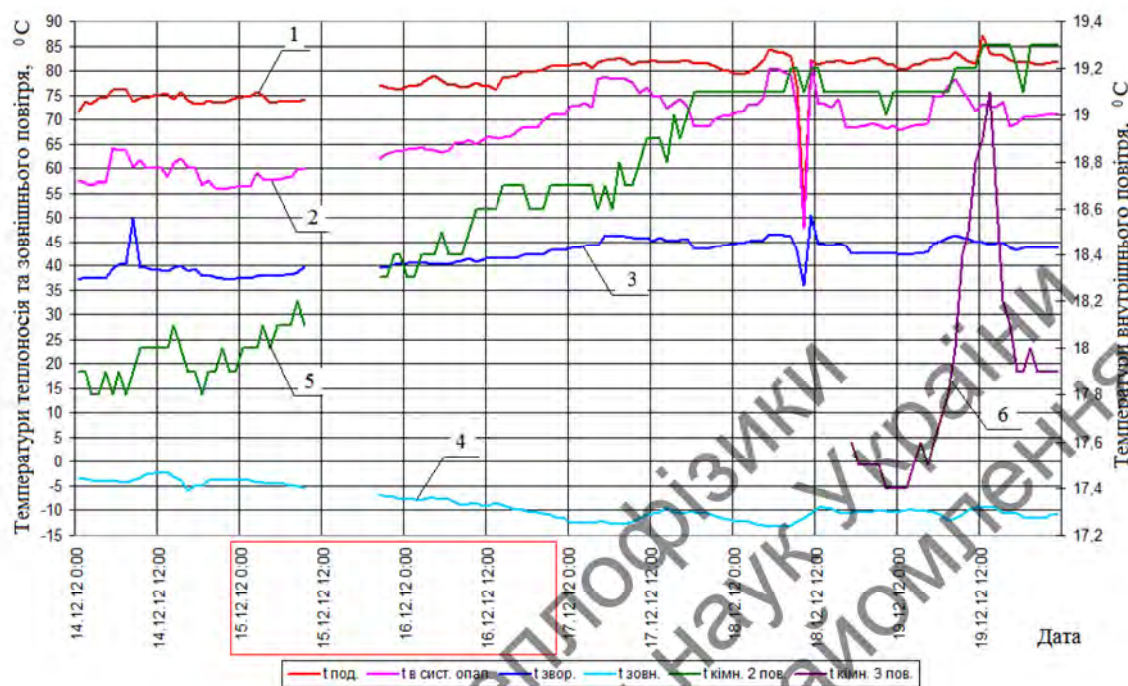


Рис. 4.16. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

Режим № 3. Температурний режим регулюється за допомогою триходового клапану, який працює в режимі двоходового клапану. Насос розташований в зворотному трубопроводі і здійснює підмішування зворотного теплоносія за допомогою гідравлічної стрілки. Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +3,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4.19-4.21).

Режим № 4. Триходовий клапан виконує функцію підмішування в залежності від погодних умов. Насос розташований в зворотному трубопроводі. Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +3,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4.22-4.24).

Режим № 5. Регулювання подачі теплоносія з тепломережі здійснюється триходовим клапаном, який працює в режимі двоходового. Насос стоїть в перемичці і здійснює підмішування теплоносія із зворотного трубопроводу в подавальний. Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +3,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4.25-4.27).

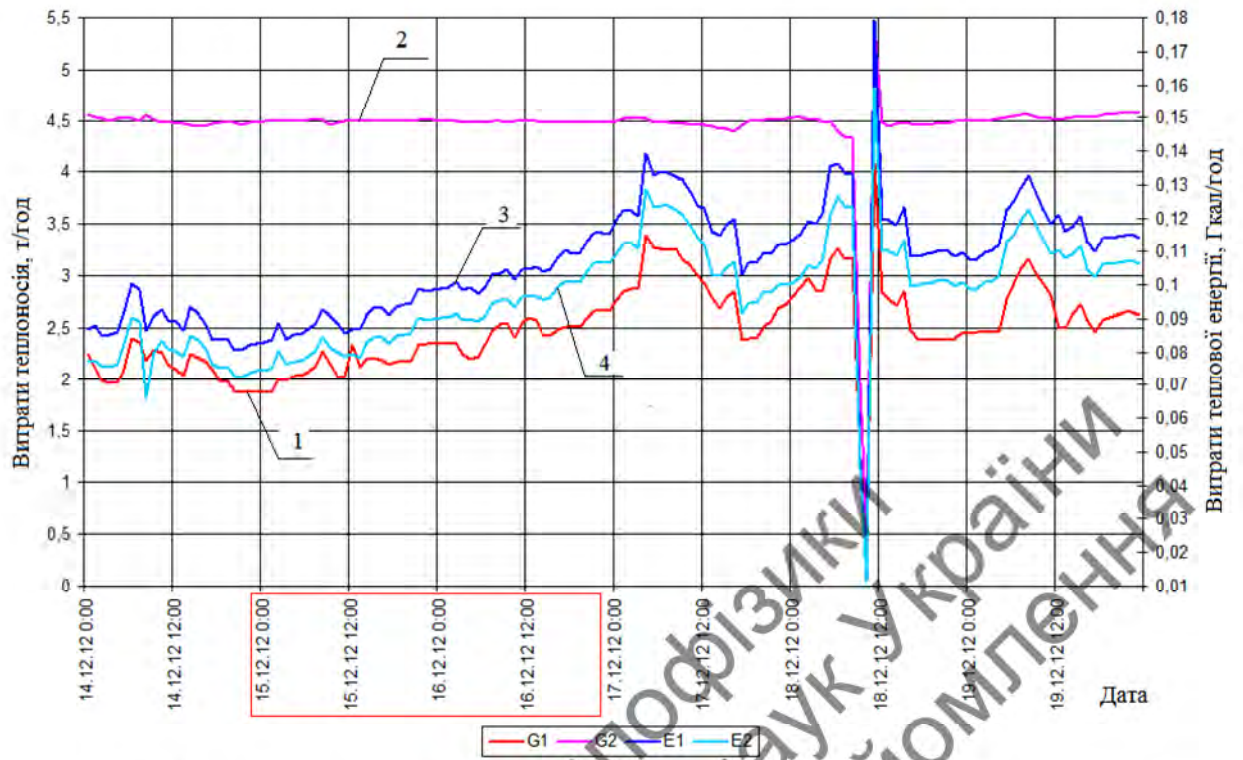


Рис. 4.17. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

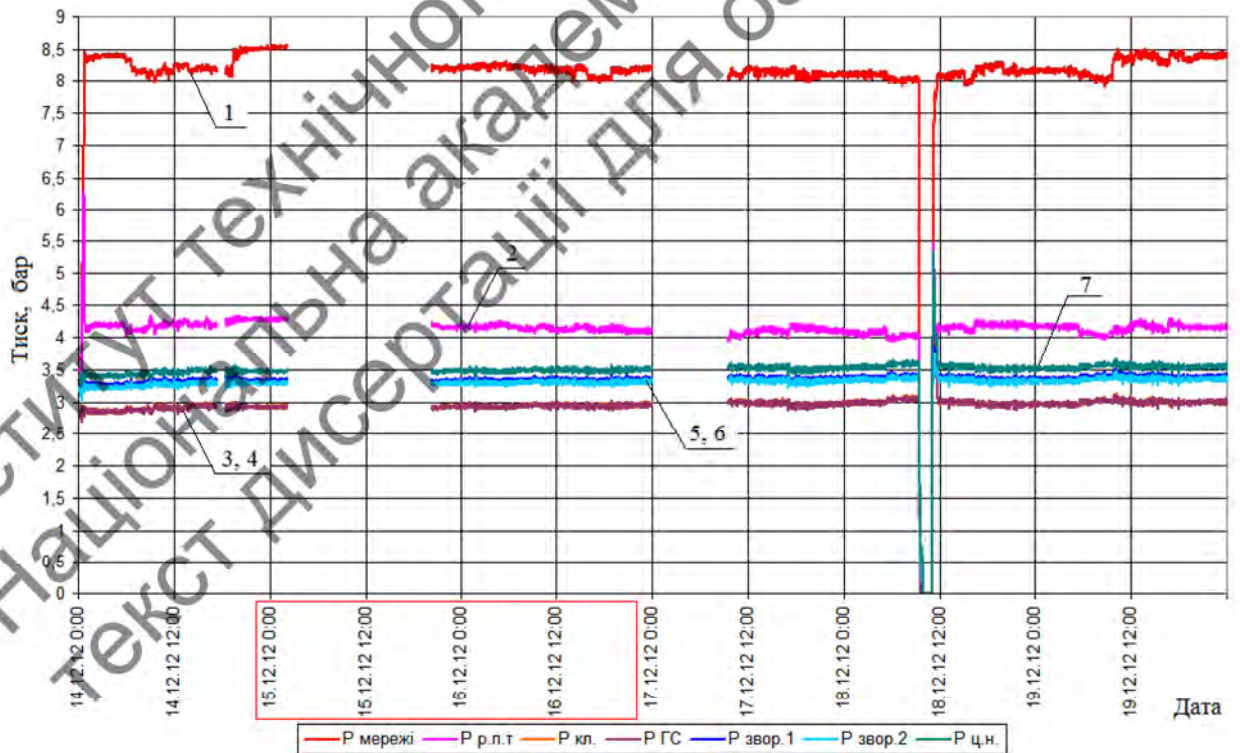


Рис. 4.18. Значення тиску в трубопроводах

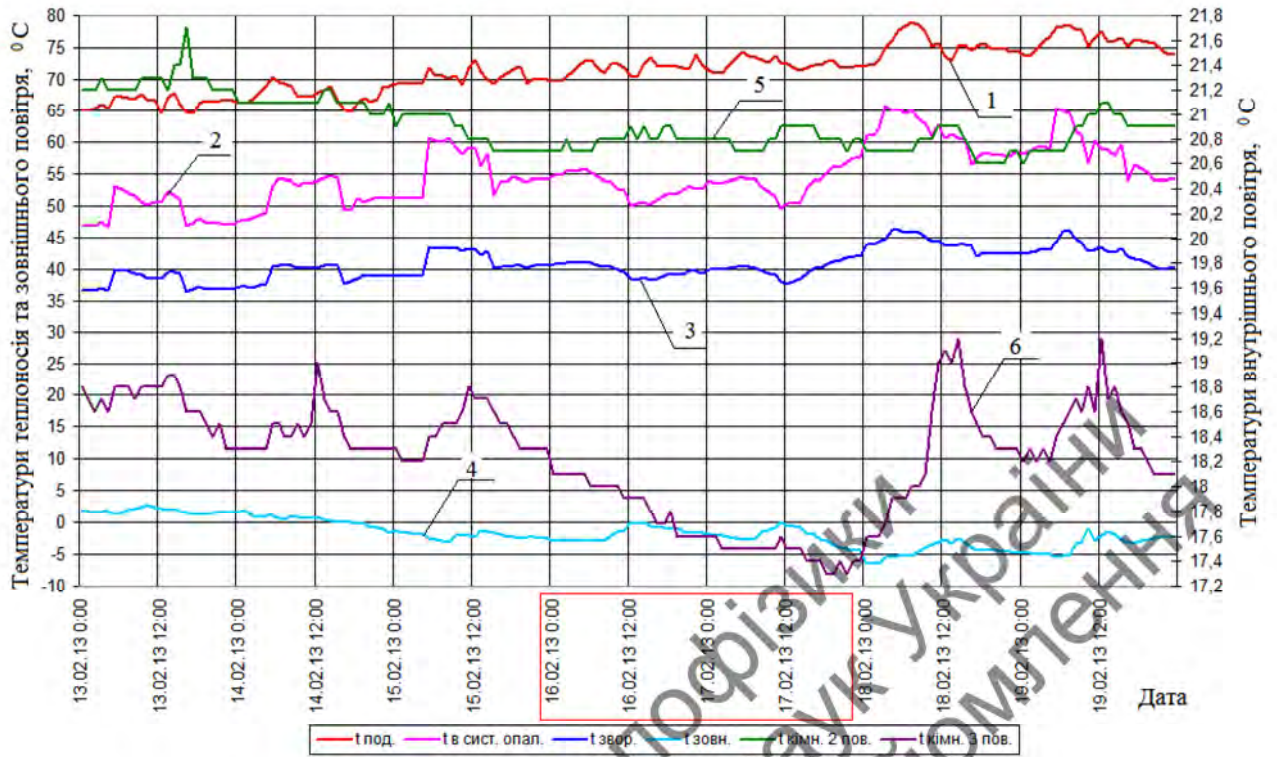


Рис. 4.19. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

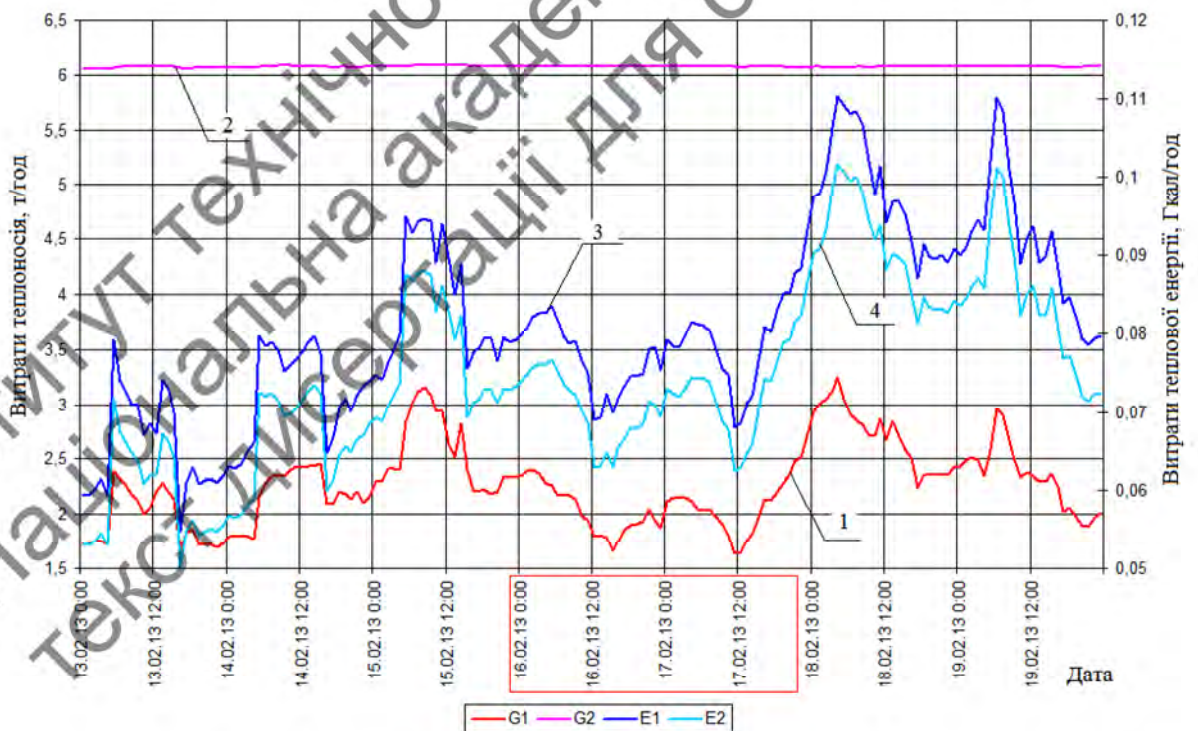


Рис. 4.20. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

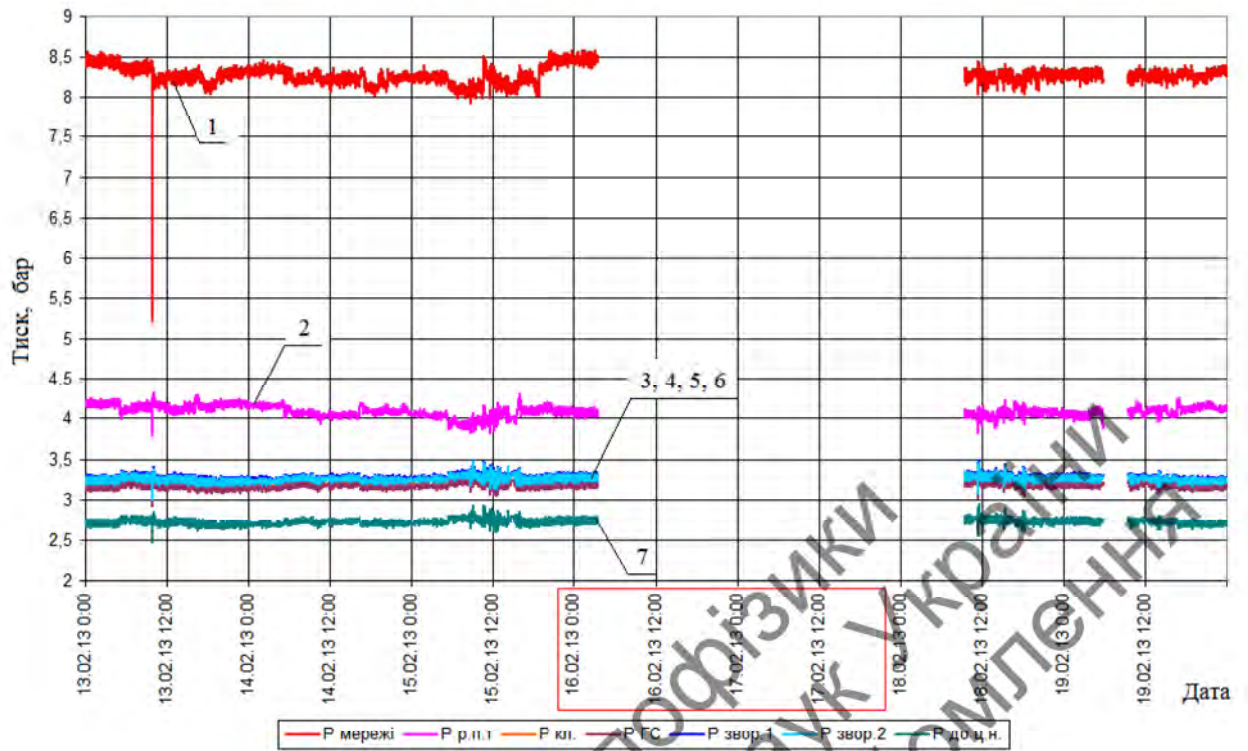


Рис. 4.21. Значення тиску в трубопроводах

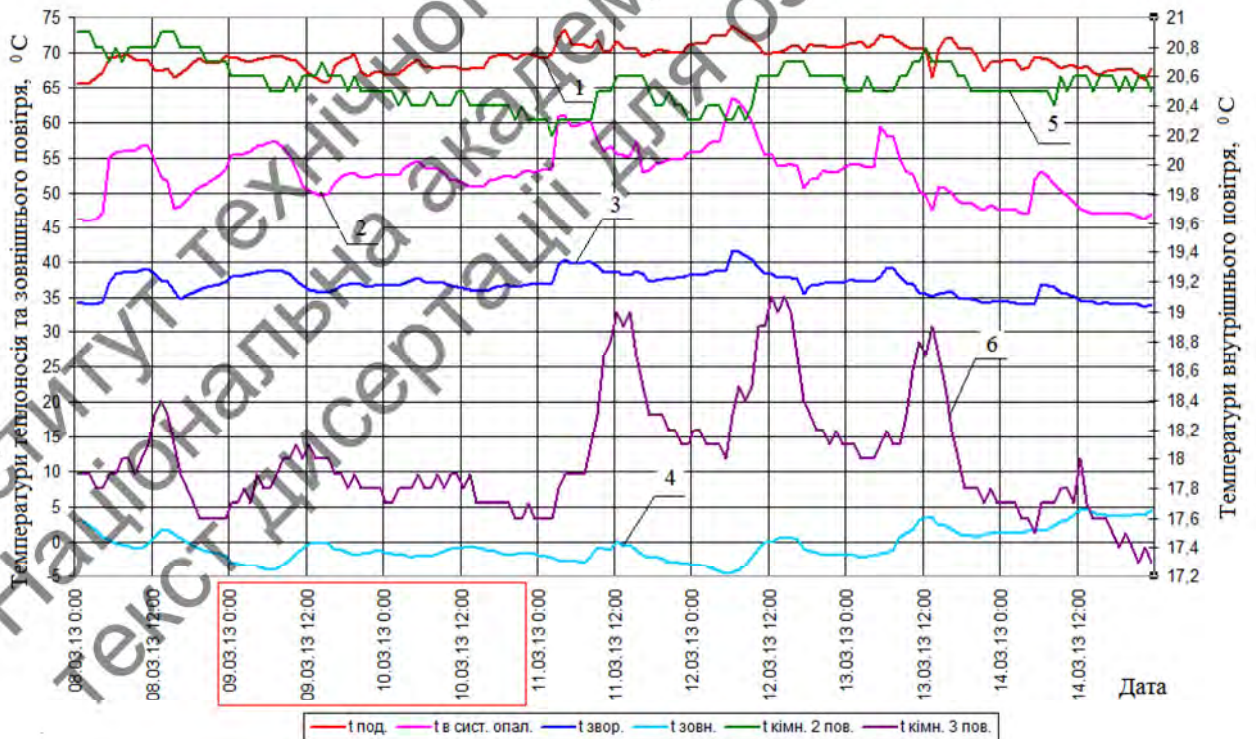


Рис. 4.22. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

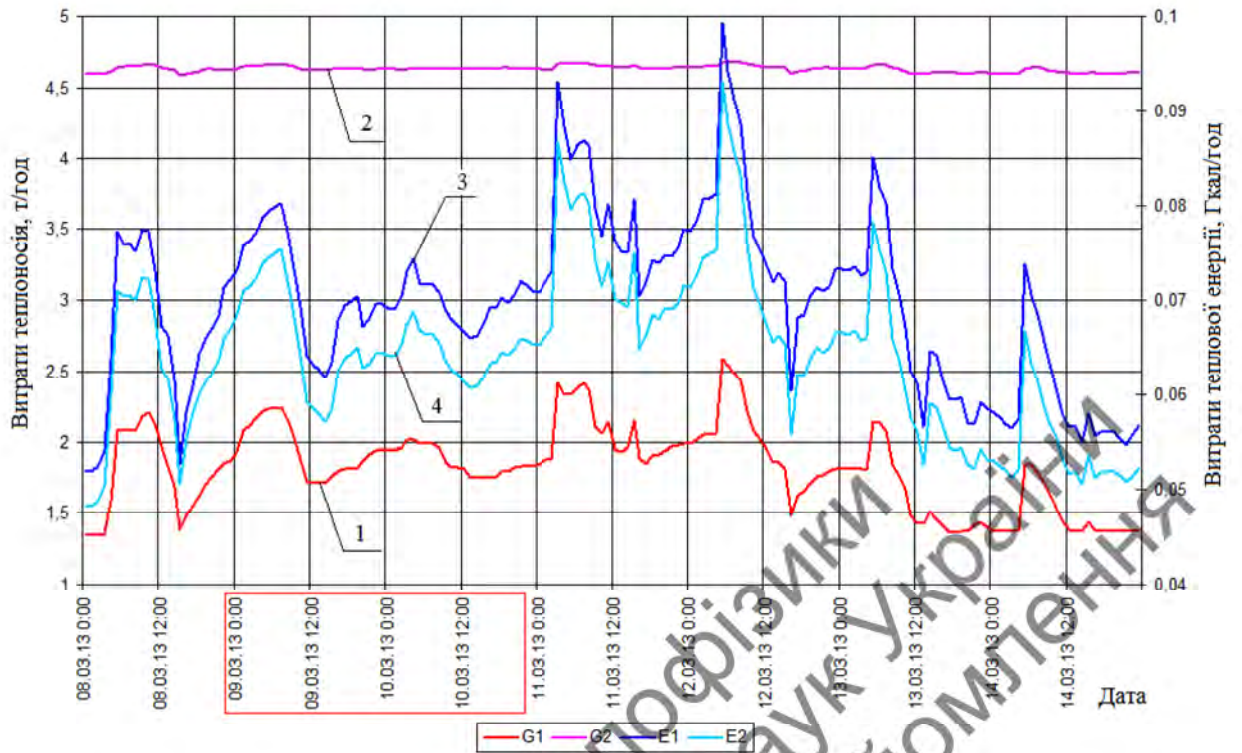


Рис. 4.23. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

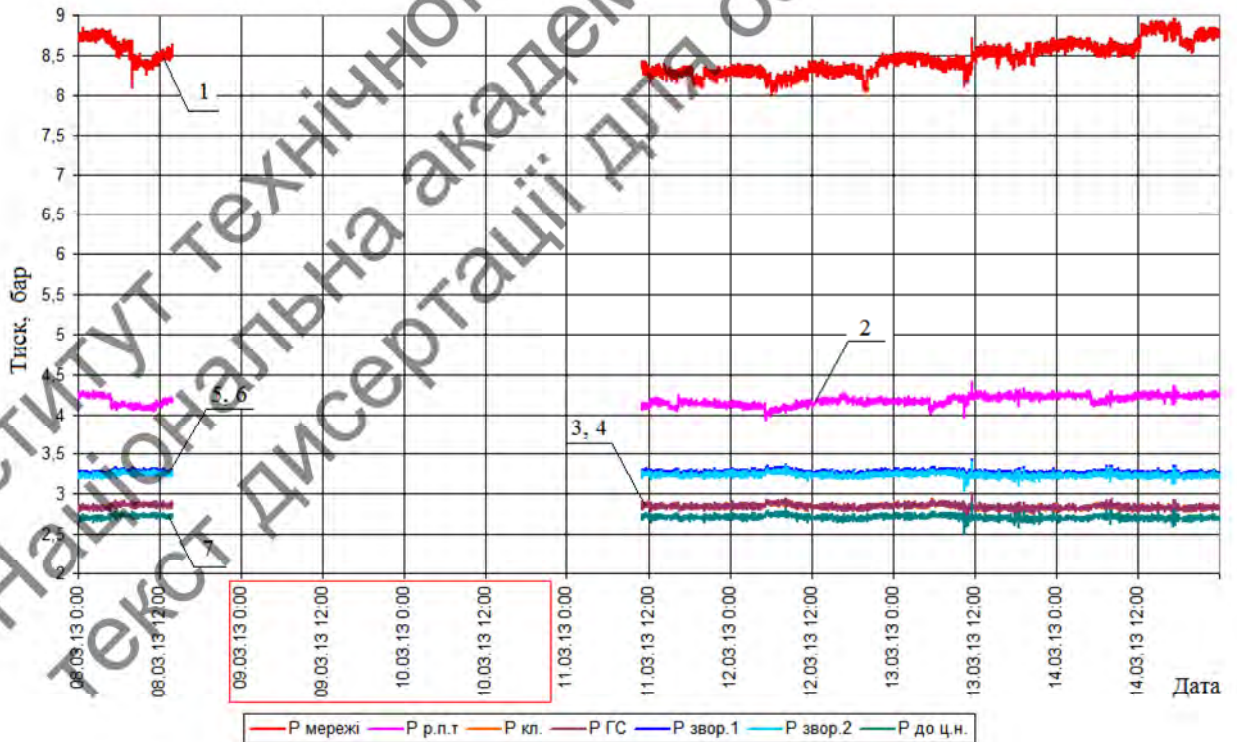


Рис. 4.24. Значення тиску в трубопроводах

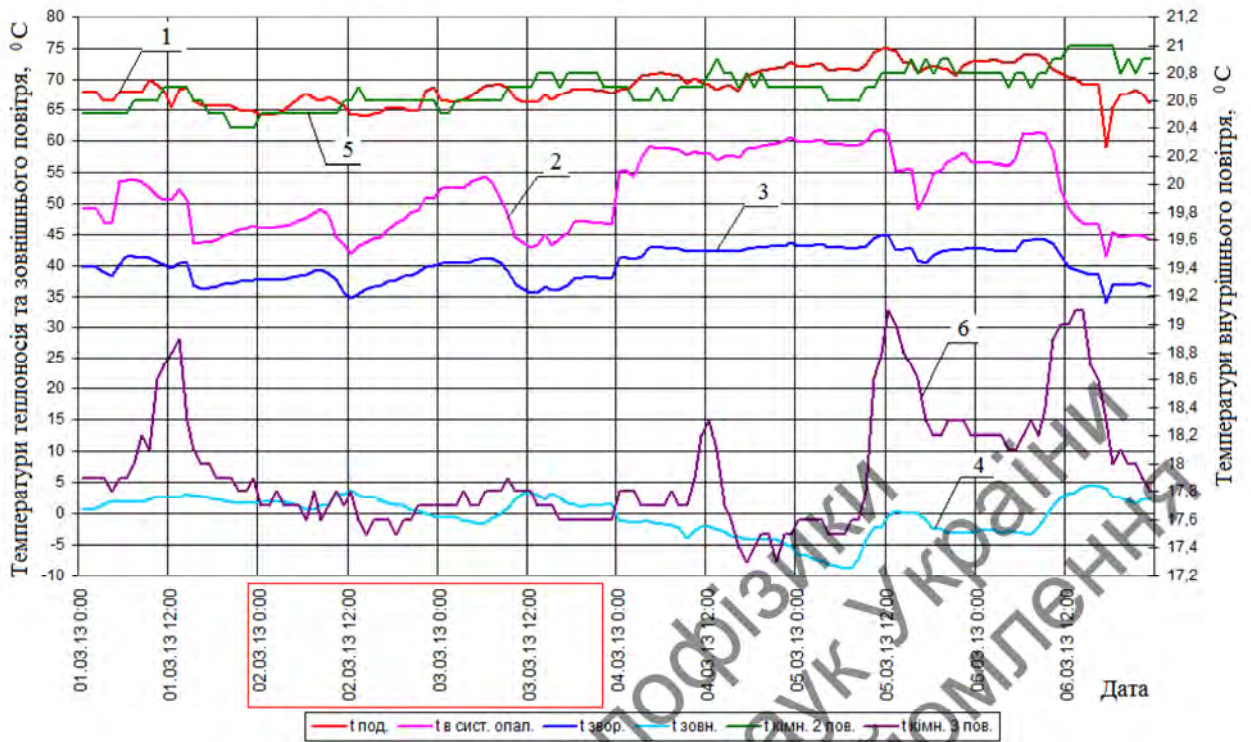


Рис. 4.25. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

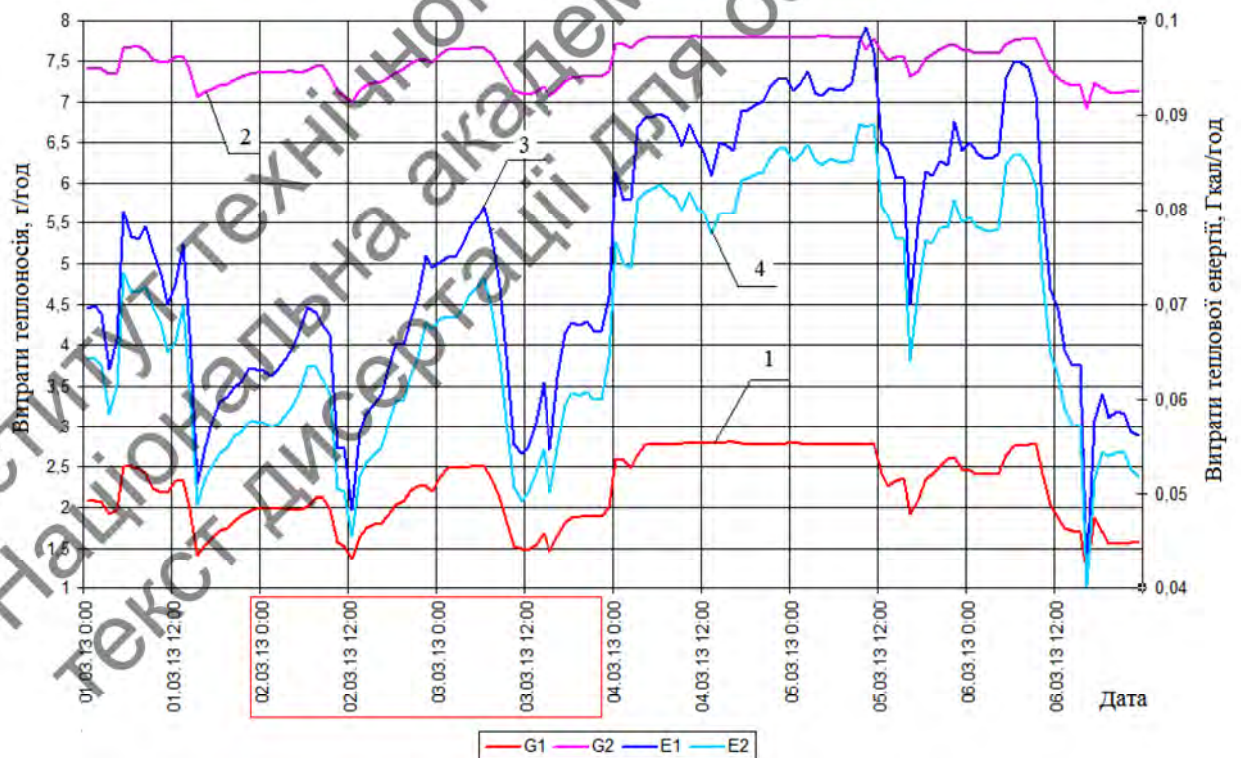


Рис. 4.26. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

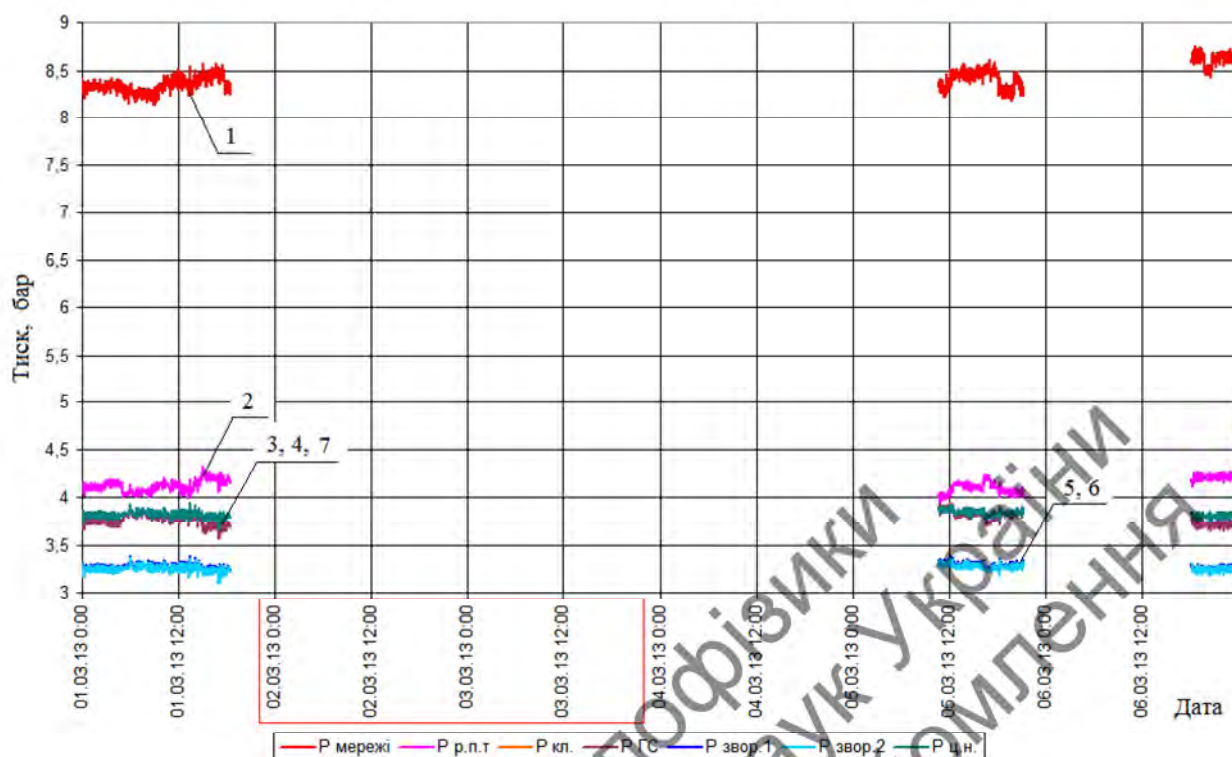


Рис. 4.27. Значення тиску в трубопроводах

Режим № 6. Триходовий клапан працює в режимі двоходового і здійснює подачу зворотного теплоносія в залежності від температурного графіку, підмішування зворотного теплоносія відбувається через перетинку, за допомогою насоса, що знаходиться в подавальному трубопроводі. Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм} = +3,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (рис. 4.28-4.30).

Для опалювального сезону 2013-2014 рр. отримані експериментальні графічні залежності представлені на рис. 4.31-4.60.

За опалювальний сезон 2013-2014 рр., тривалістю 157 доби при середній температурі зовнішнього повітря $+1,8\text{ }^{\circ}\text{C}$, було витрачено 1102 Гкал теплової енергії для опалення всіх корпусів площадки ІТТФ НАН України, по вул. Булаховського 2. Вартість спожитої теплової енергії при цьому становила 844,1 тис. грн. Середнє споживання енергії – 0,29 Гкал/год.

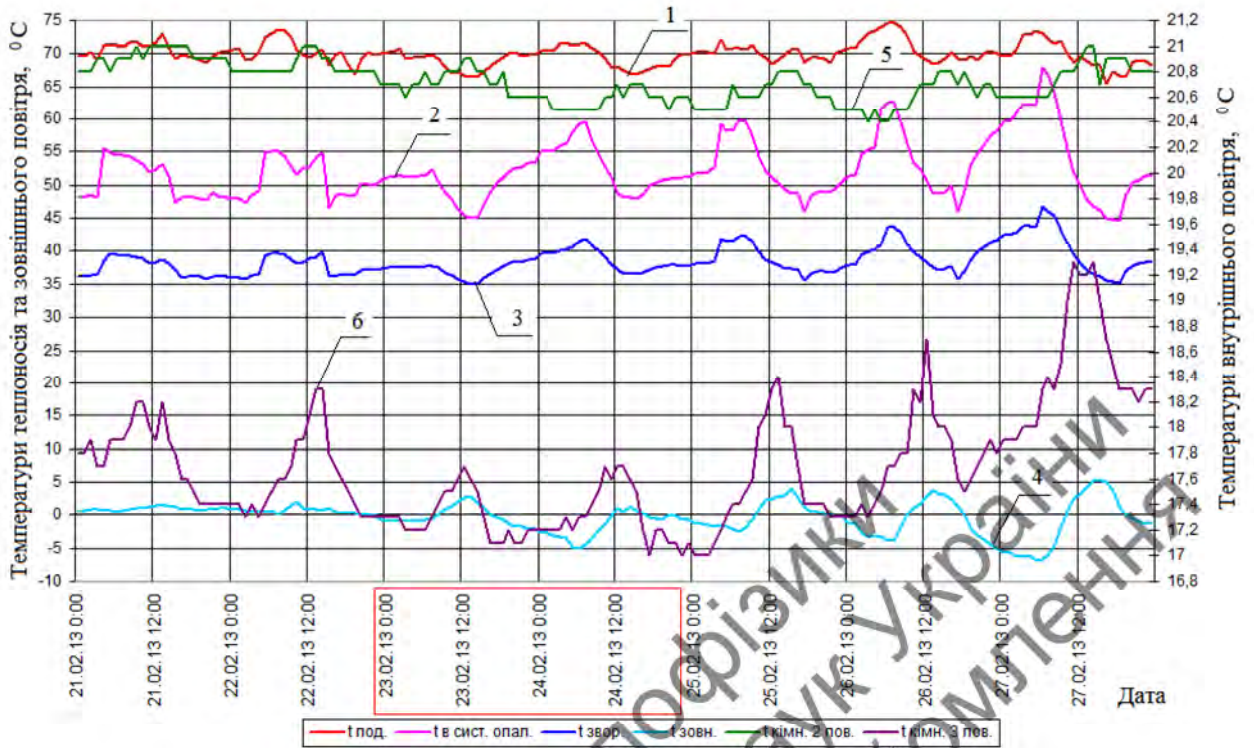


Рис. 4.28. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

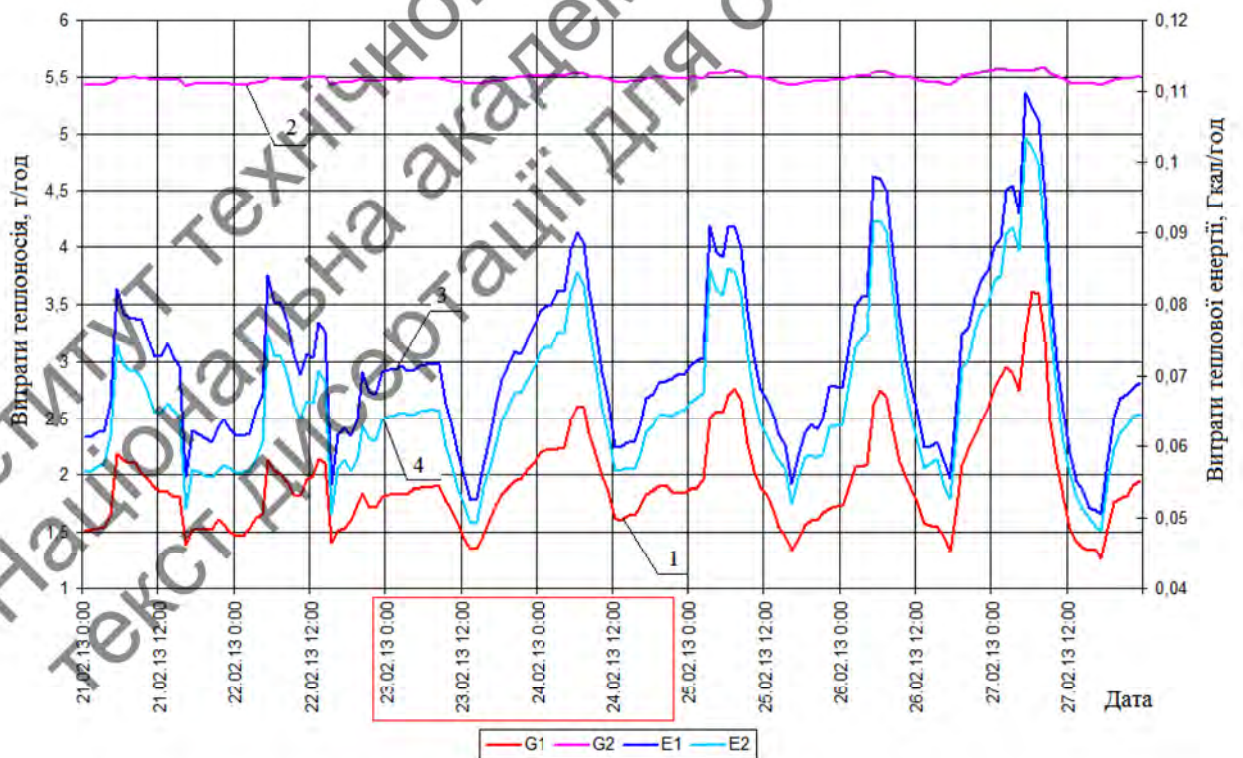


Рис. 4.29. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

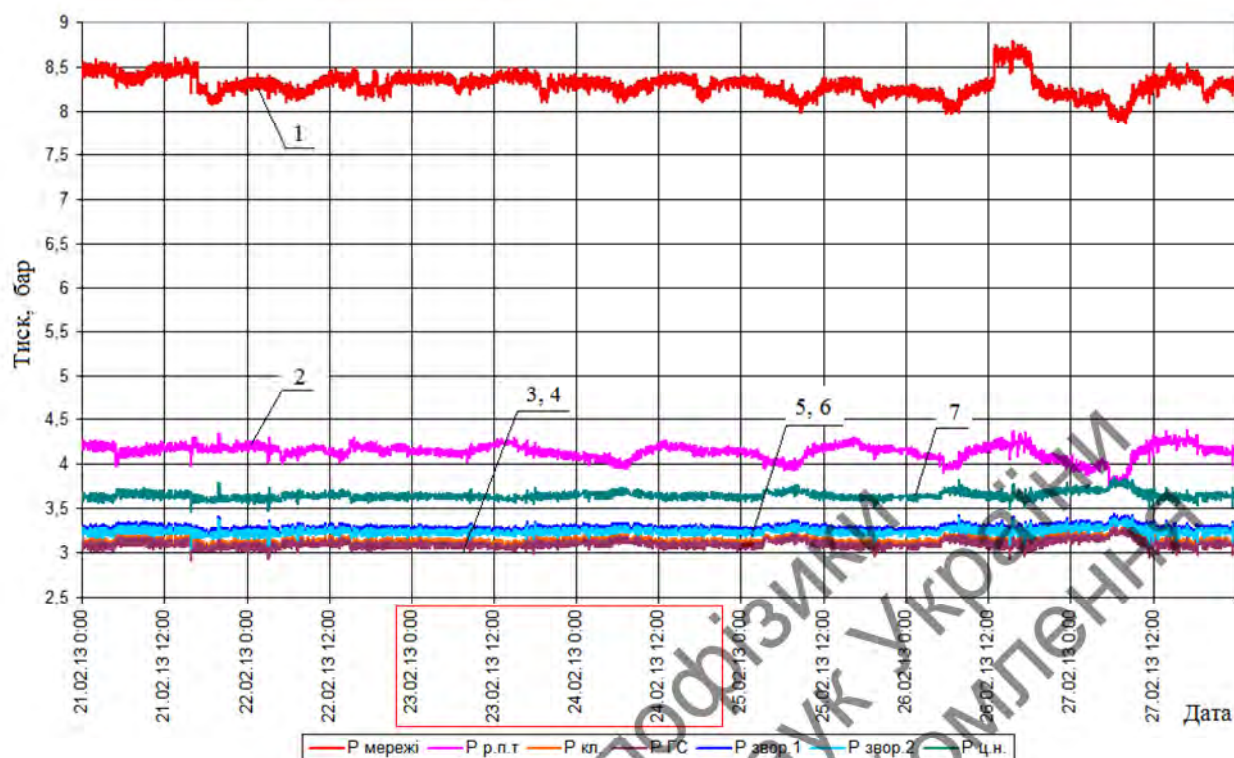


Рис. 4.30. Значення тиску в трубопроводах

На рис. 4.31 показані графічні залежності температур теплоносія та зовнішнього повітря (шкала ліворуч) і витрат теплоносія та теплової енергії (шкала праворуч). Крива 4 характеризує температуру зворотного теплоносія за показами теплолічильника УВР-Т № 2, що знаходиться в рамці управління системою опалення корпусу № 2, а крива 5 – температуру зворотного теплоносія за показами теплолічильника УВРТ № 1 корпусу №1. Різниця між цими двома температурами (до 2,0 °С) показує втрати теплової енергії в коридорному перехіднику, що з'єднує між собою корпус № 1 та корпус № 2.

Найбільші витрати теплової енергії $E = 13$ Гкал/добу (крива 8 рис. 4.31) спостерігались при мінімальній температурі зовнішнього повітря $t_{\text{зовн}} = -18,0$ °С (крива 3 рис. 4.31), витрати теплоносія при цьому становили $G = 345$ т/добу (крива 6 рис. 4.31), а температура подавального теплоносія досягала 92,0 °С (крива 1 рис. 4.31).

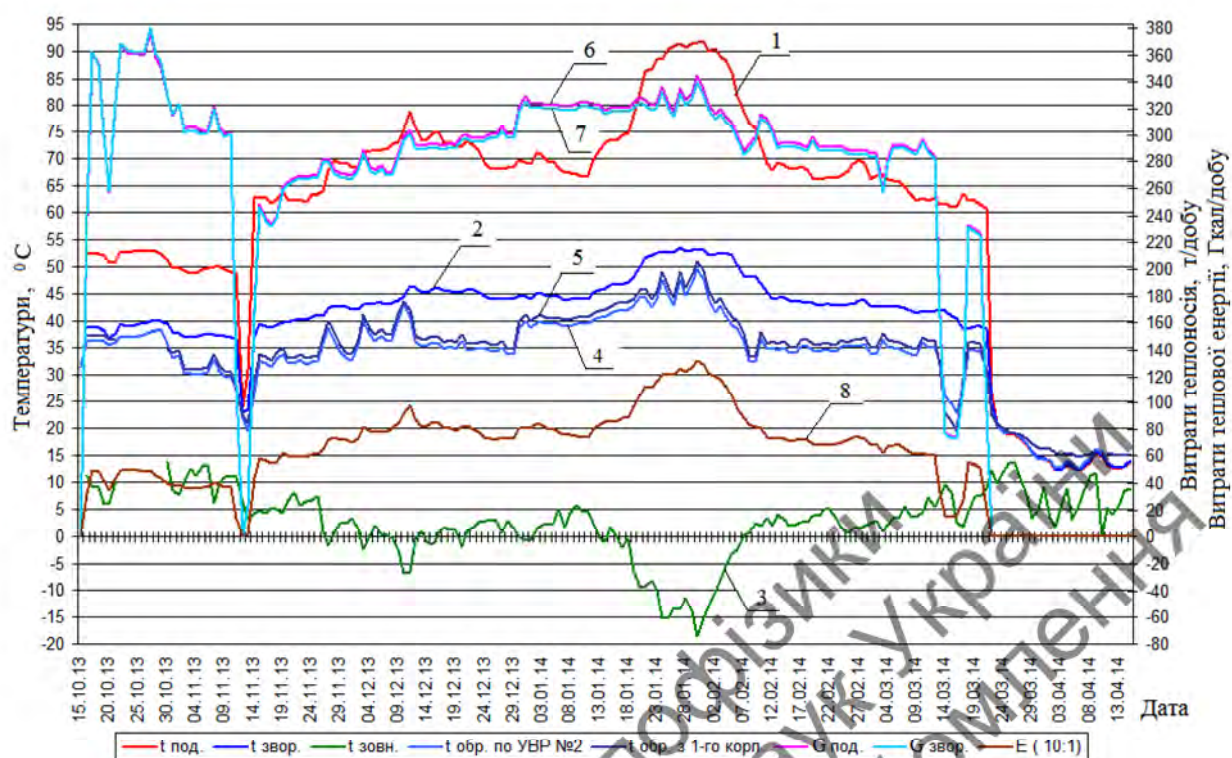


Рис. 4.31. Характеристики теплоспоживання всієї площадки ІТТФ за опалювальний період 2013-2014 рр.: 1 – температура подавального теплоносія з зовнішньої тепломережі; 2 – температура теплоносія в загальному зворотному трубопроводі; 3 – температура зовнішнього повітря; 4 – температура теплоносія в зворотному трубопроводі (УВР №2); 5 – температура теплоносія в зворотному трубопроводі (УВР №1); 6 – витрати теплоносія в подавальному трубопроводі; 7 – витрати теплоносія в зворотному трубопроводі; 8 – витрати теплової енергії (масштаб 10:1)

З рис. 4.31 встановлено основний висновок, що при роботі ІТП температура теплоносія в зворотному трубопроводі на (5-7) °C менша в порівнянні із режимом роботи без ІТП. Це показує крива 2 (рис. 4.31), що відповідає температурі теплоносія в загальному зворотному трубопроводі, у порівнянні з кривою 5. Зниження температури в зворотному трубопроводі забезпечує зменшення втрат теплової енергії в зовнішніх тепломережах.

За опалювальний сезон 2013-2014 рр. тривалістю 157 доби при середній температурі зовнішнього повітря +1,8 °C було витрачено 248 Гкал. теплової енергії для опалення корпусу №1. Вартість спожитої теплової енергії при цьому

становила 190,0 тис. грн. Середнє споживання енергії: 0,07 Гкал/год. Розраховані питомі тепловитрати на опалення дорівнюють 89 (кВт·год)/(рік·м²). На рис. 4.32-4.33 показані графічні залежності параметрів, що характеризують теплоспоживання корпусу № 1.

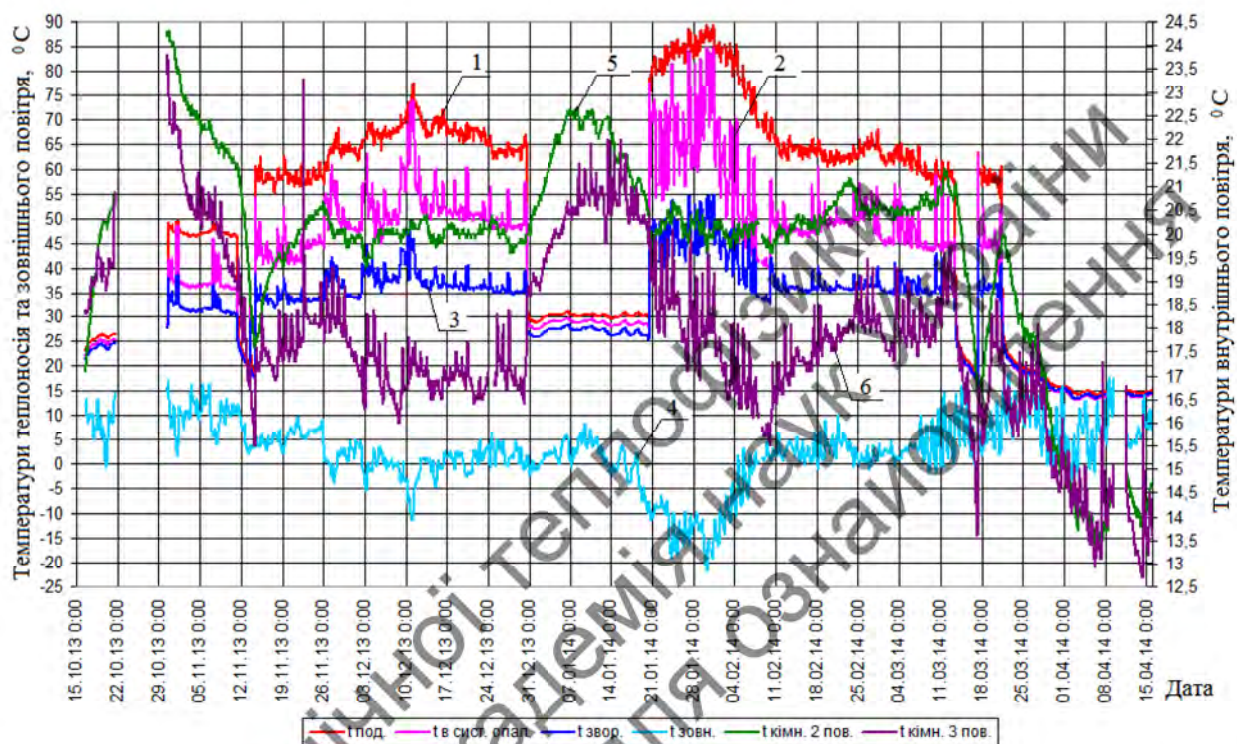


Рис. 4.32. Залежності від часу температур теплоносія та повітря в корпусі №1 за опалювальний період 2013-2014 рр.

На рис. 4.34-4.60 представлені графічні залежності, які характеризують різні режими роботи КТП в опалювальному сезоні 2013-2014 рр.

Режим № 1. Температурний режим регулюється за допомогою триходового клапану, який працює в режимі двоходового. Насос ввімкнено в подавальній магістралі опалювального контуру, який здійснює подачу теплоносія з гідравлічної стрілки з підмішуванням його із зворотного трубопроводу (рис. 4.34-4.36). Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +3,0$ °C.

Режим № 2. Триходовий клапан виконує функцію підмішування в залежності від погодних умов. Насос розташований в подавальному

трубопроводі. Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +3,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4.37-4.39).

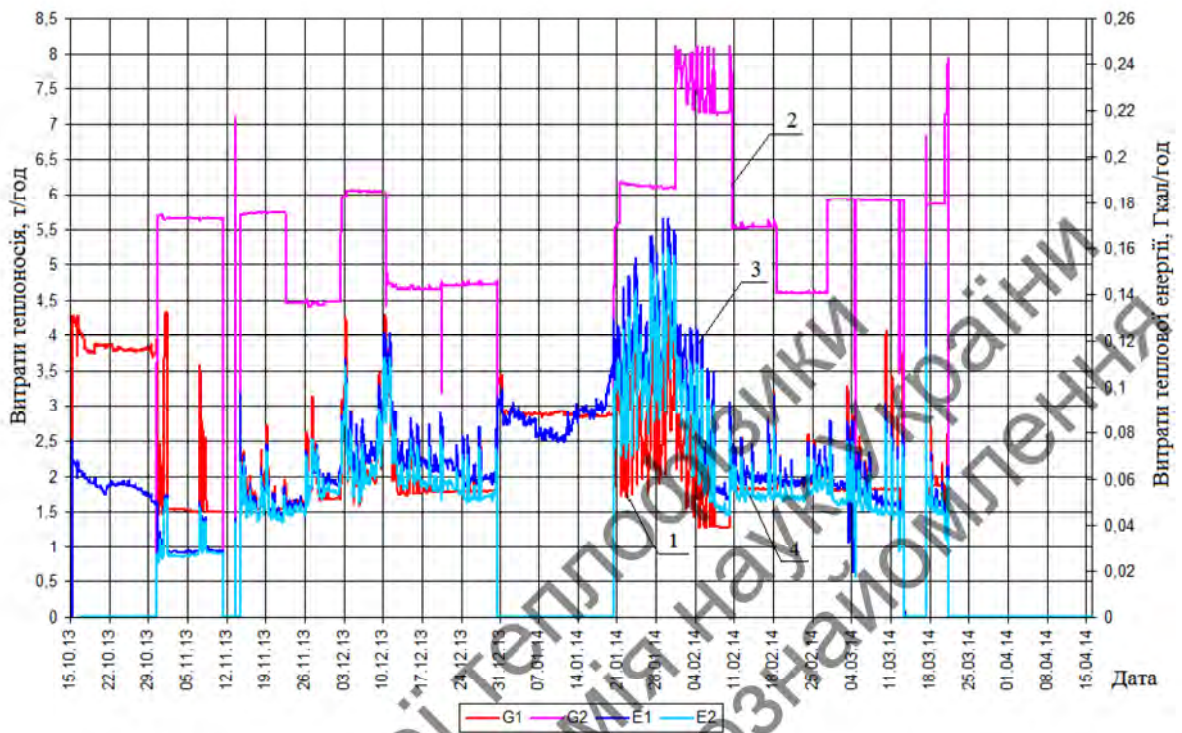


Рис. 4.33. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії для корпусу №1 за опалювальний період 2013-2014 рр.

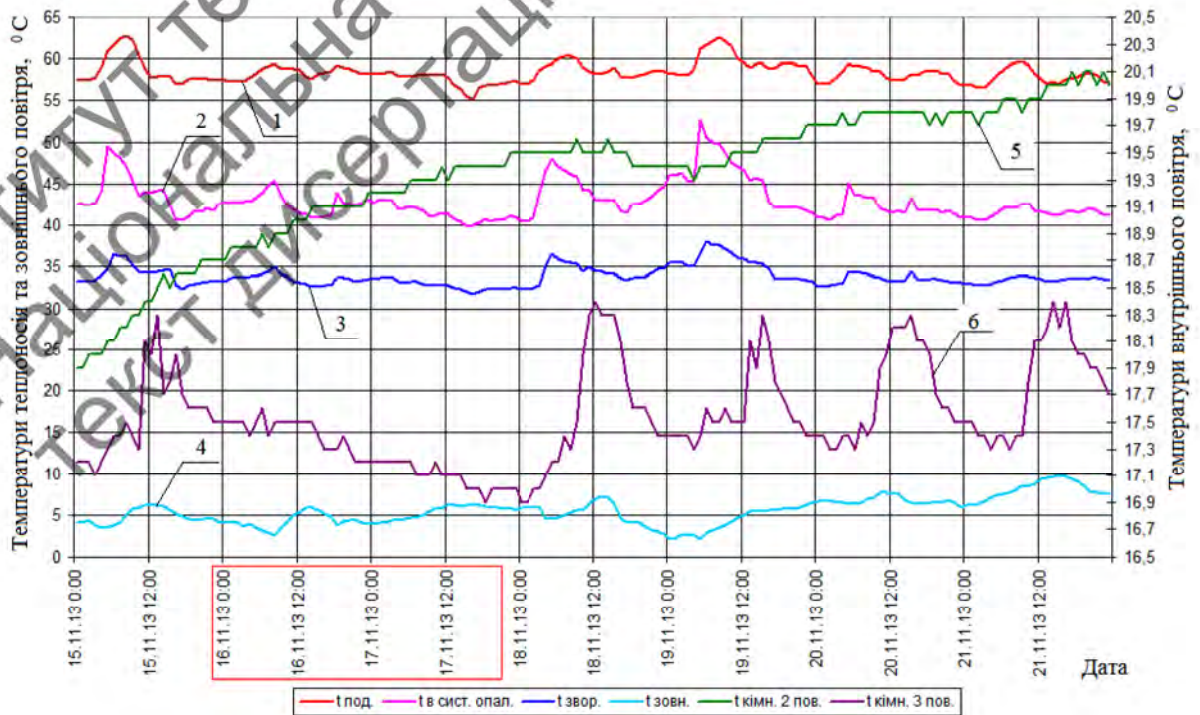


Рис. 4.34. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

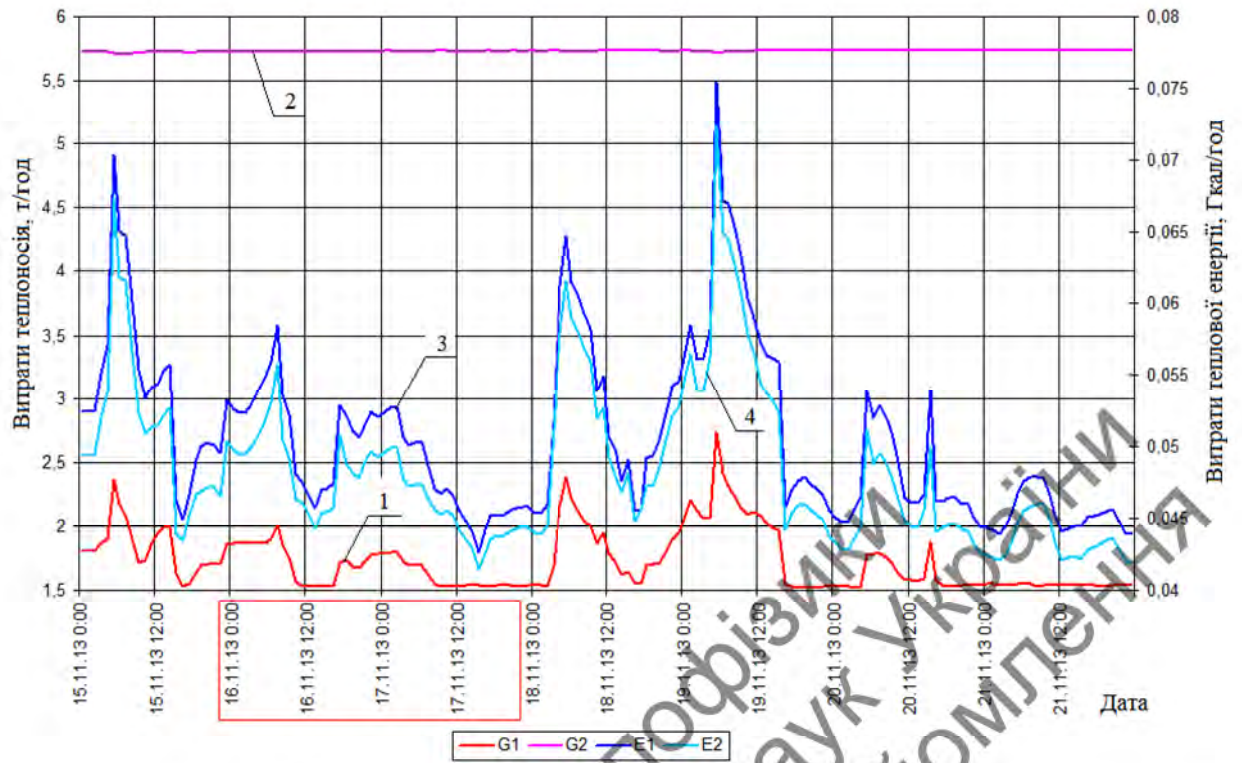


Рис. 4.35. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

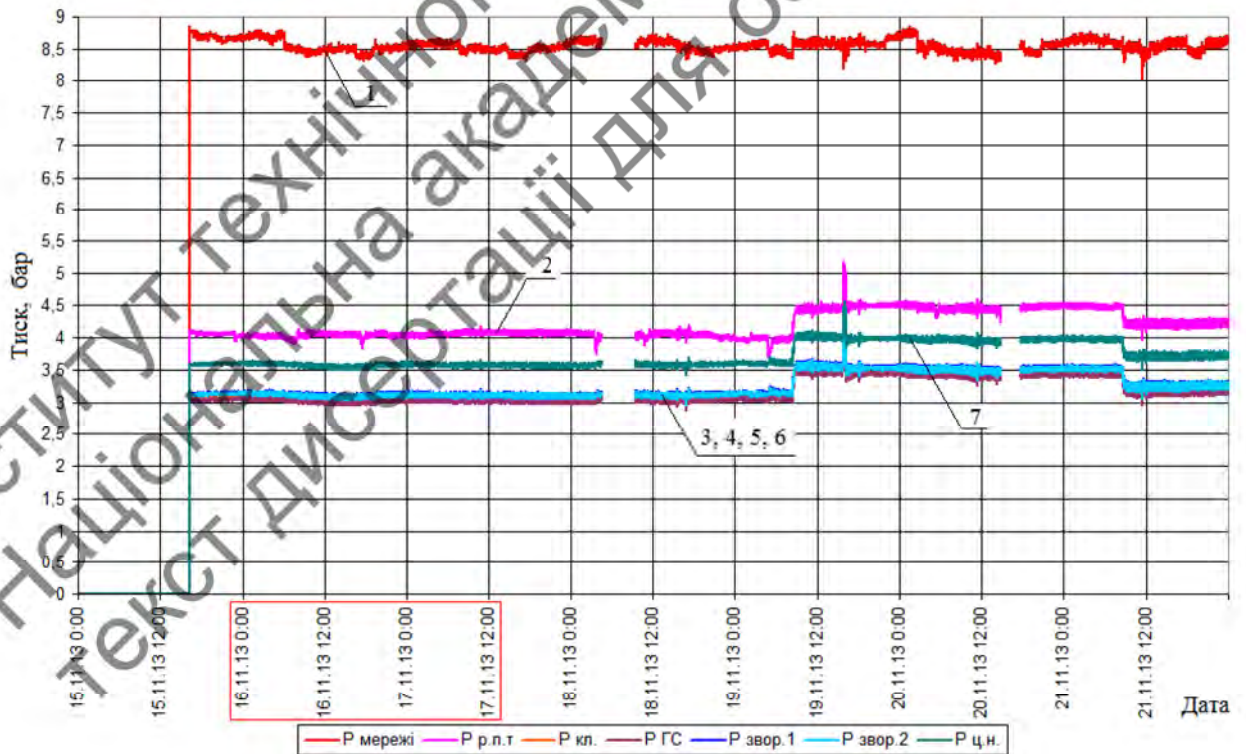


Рис. 4.36. Значення тиску в трубопроводах

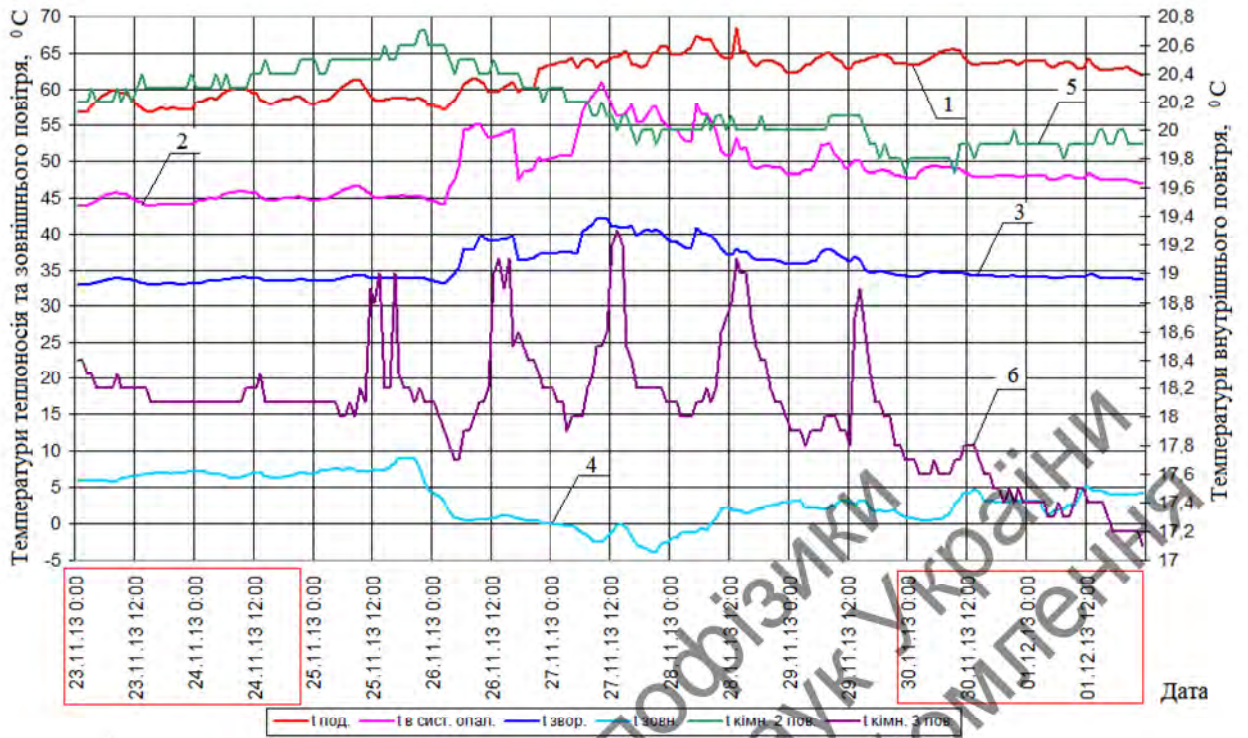


Рис. 4.37. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

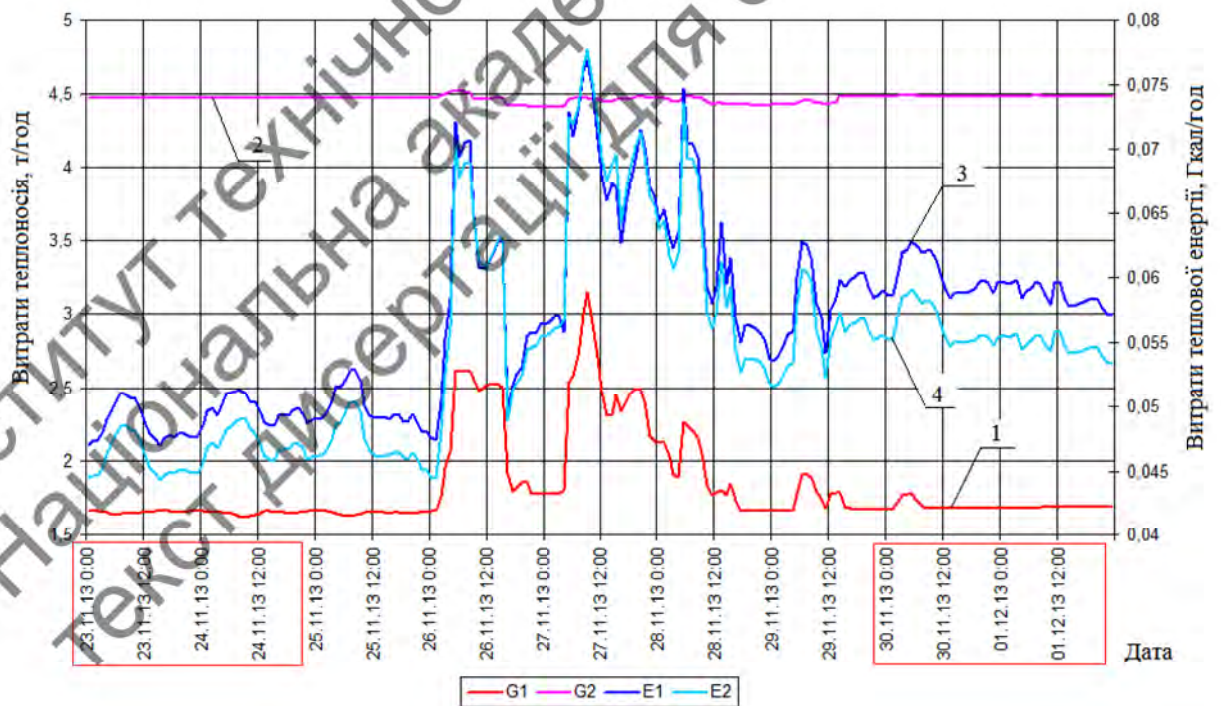


Рис. 4.38. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

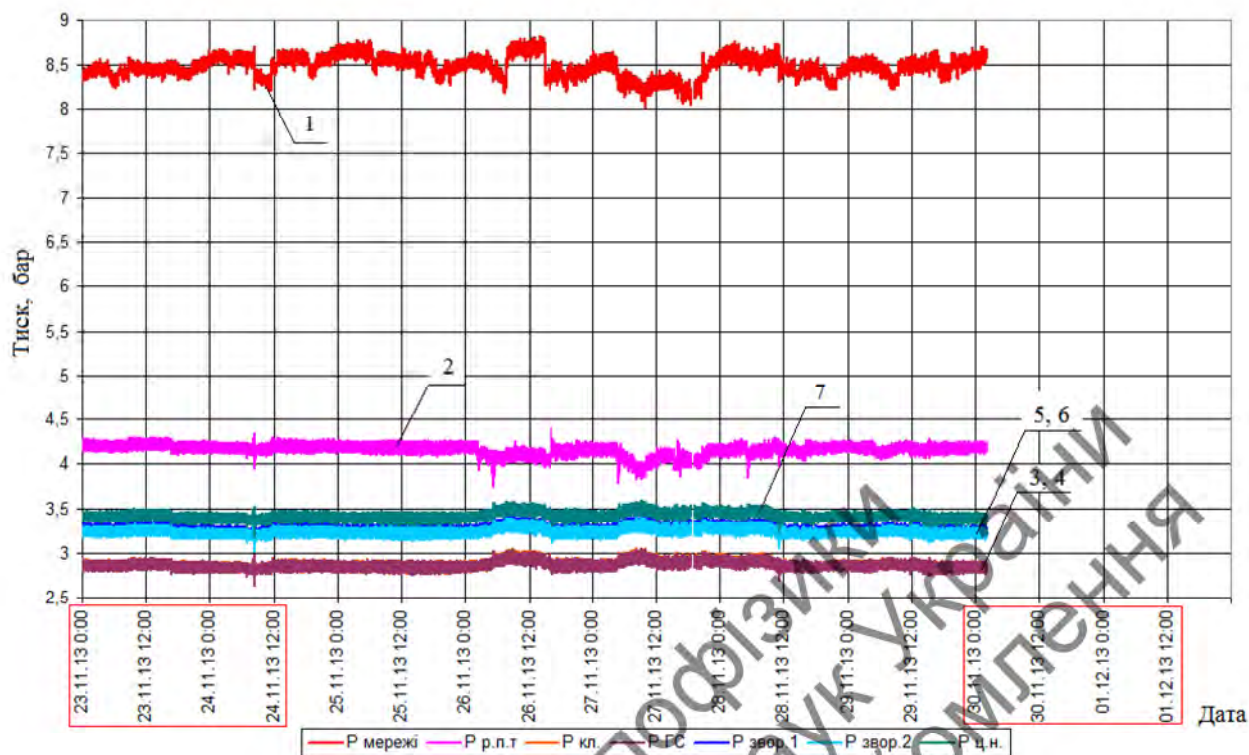


Рис. 4.39. Значення тиску в трубопроводах

Режим № 3. Температурний режим регулюється за допомогою триходового клапану, який працює в режимі двоходового клапану. Насос розташований в зворотному трубопроводі і здійснює підмішування зворотного теплоносія за допомогою гідравлічної стрілки. Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +3,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4.40-4.42).

Режим №4. Триходовий клапан виконує функцію підмішування в залежності від погодних умов. Насос розташований в зворотному трубопроводі. Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +3,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4.43-4.45).

Режим № 4а. Триходовий клапан виконує функцію підмішування в залежності від погодних умов. Насос розташований в зворотному трубопроводі. Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +9,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4.46-4.48).

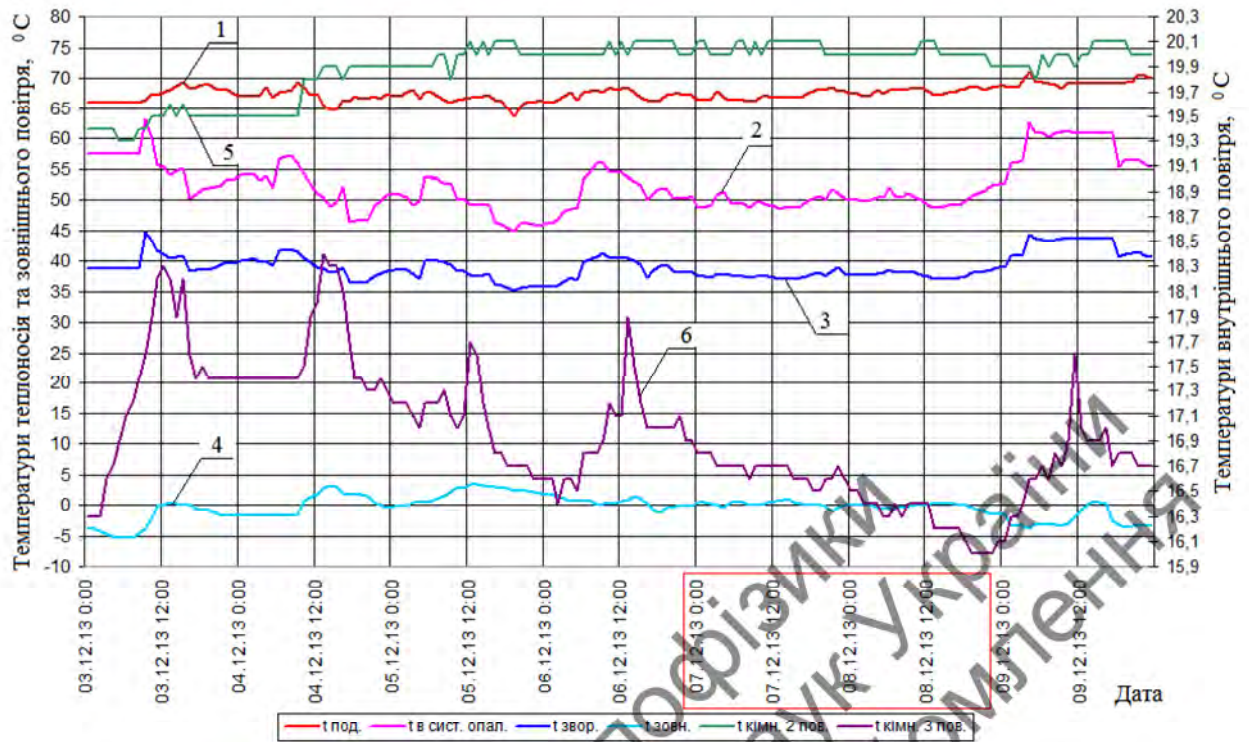


Рис. 4.40. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

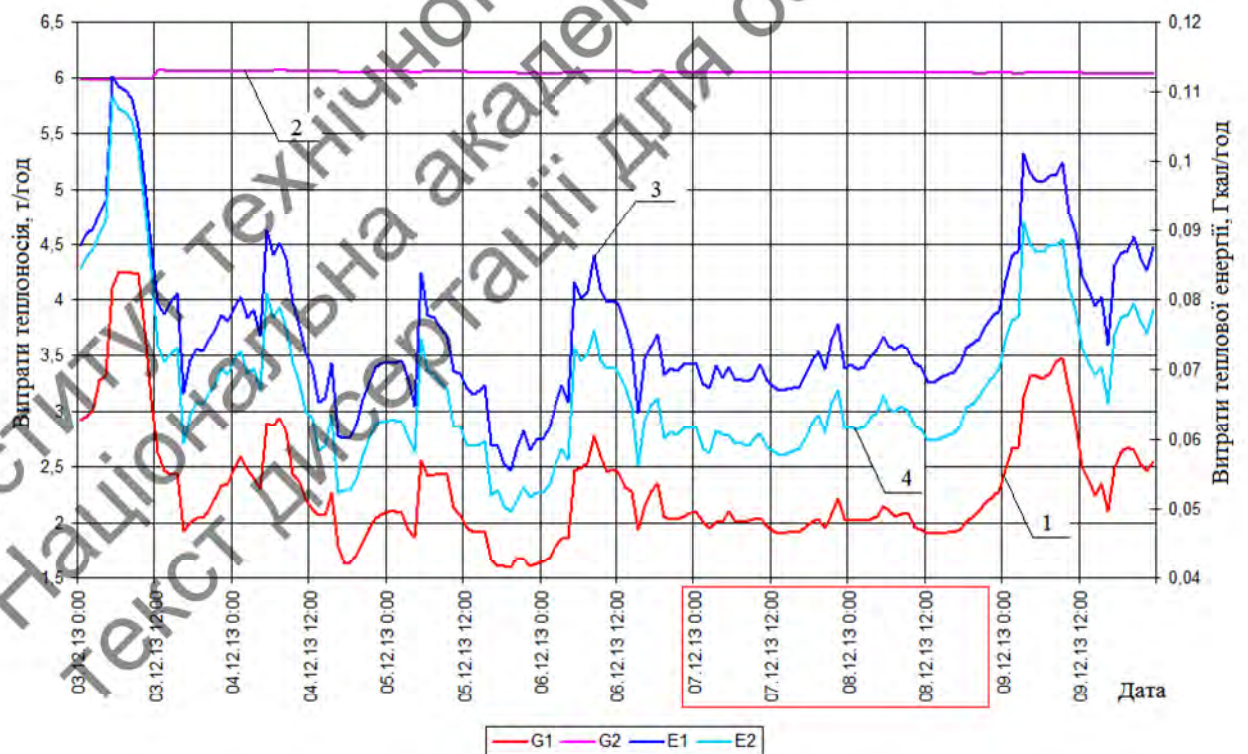


Рис. 4.41 Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

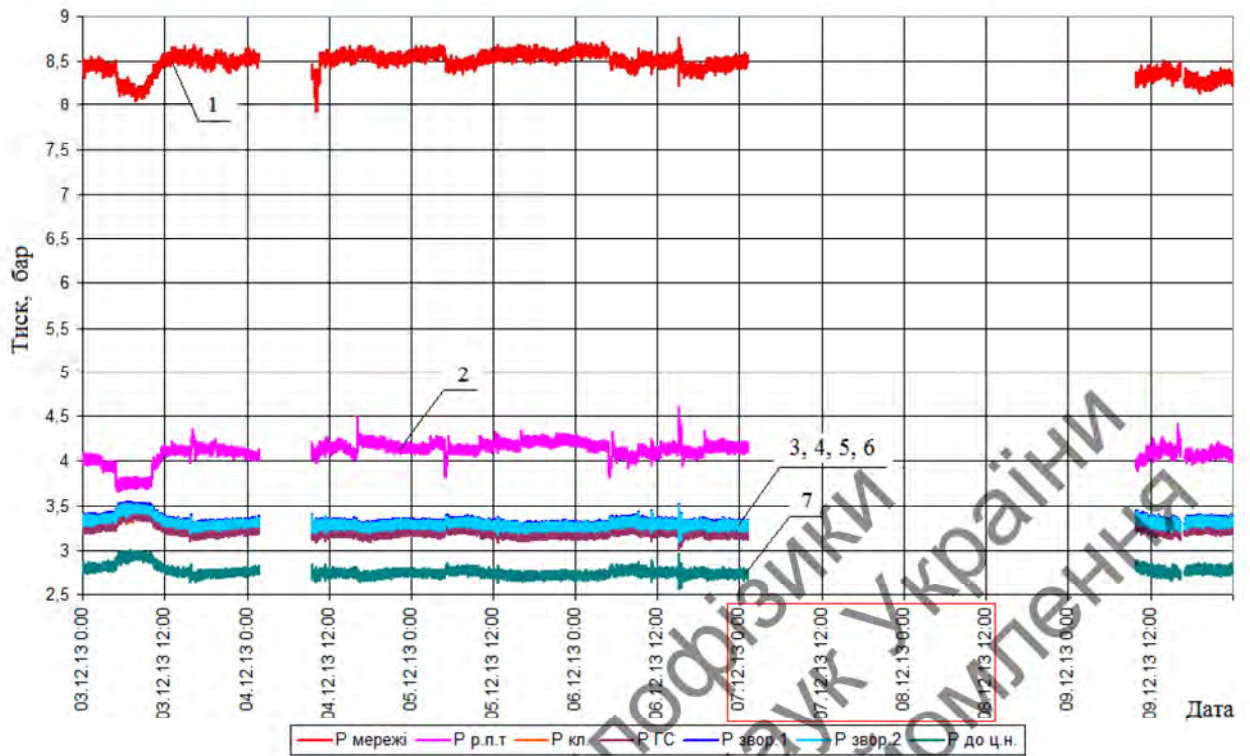


Рис. 4.42. Значення тиску в трубопроводах

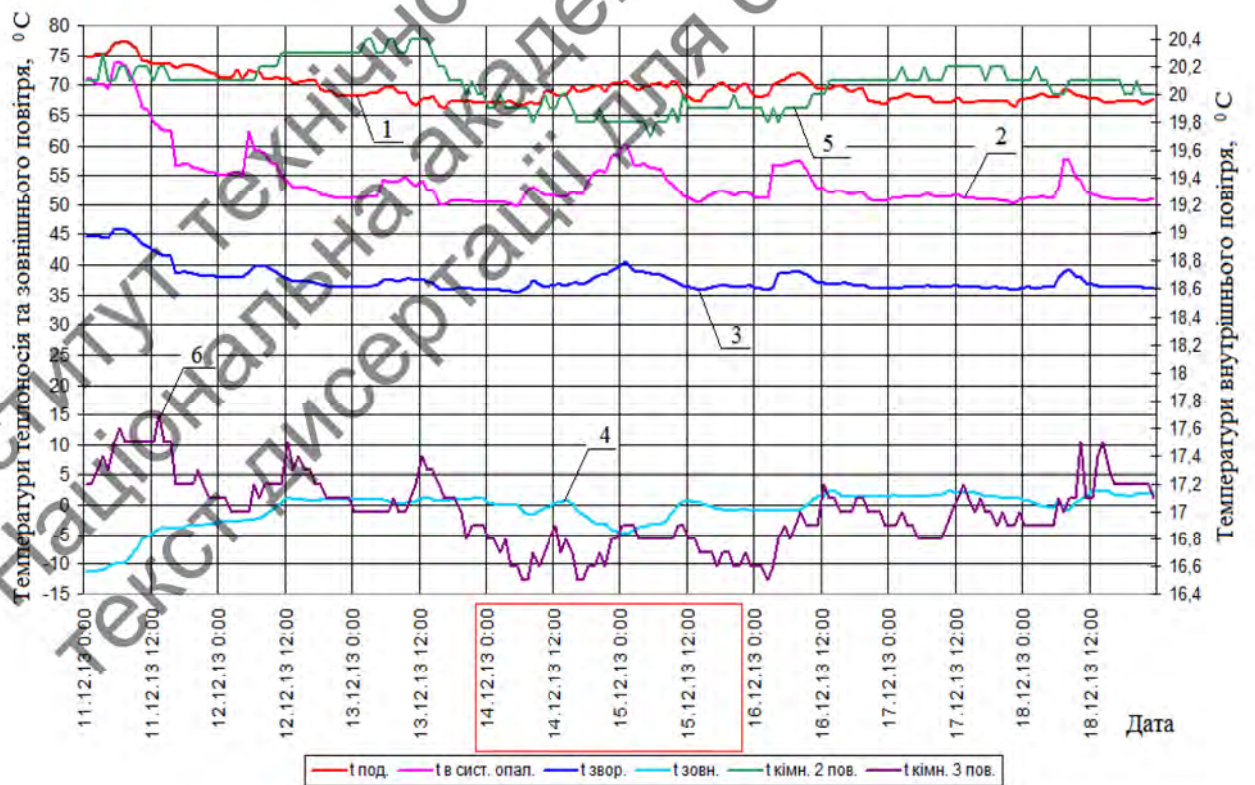


Рис. 4.43. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

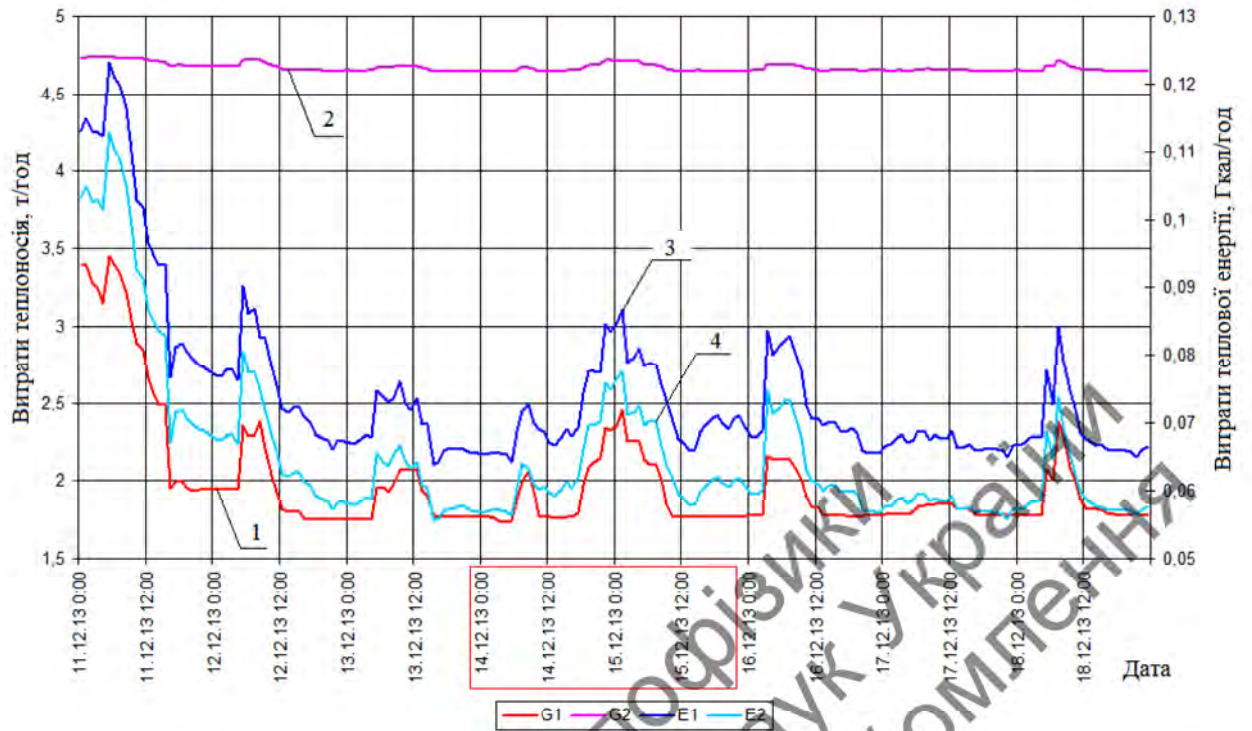


Рис. 4.44. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

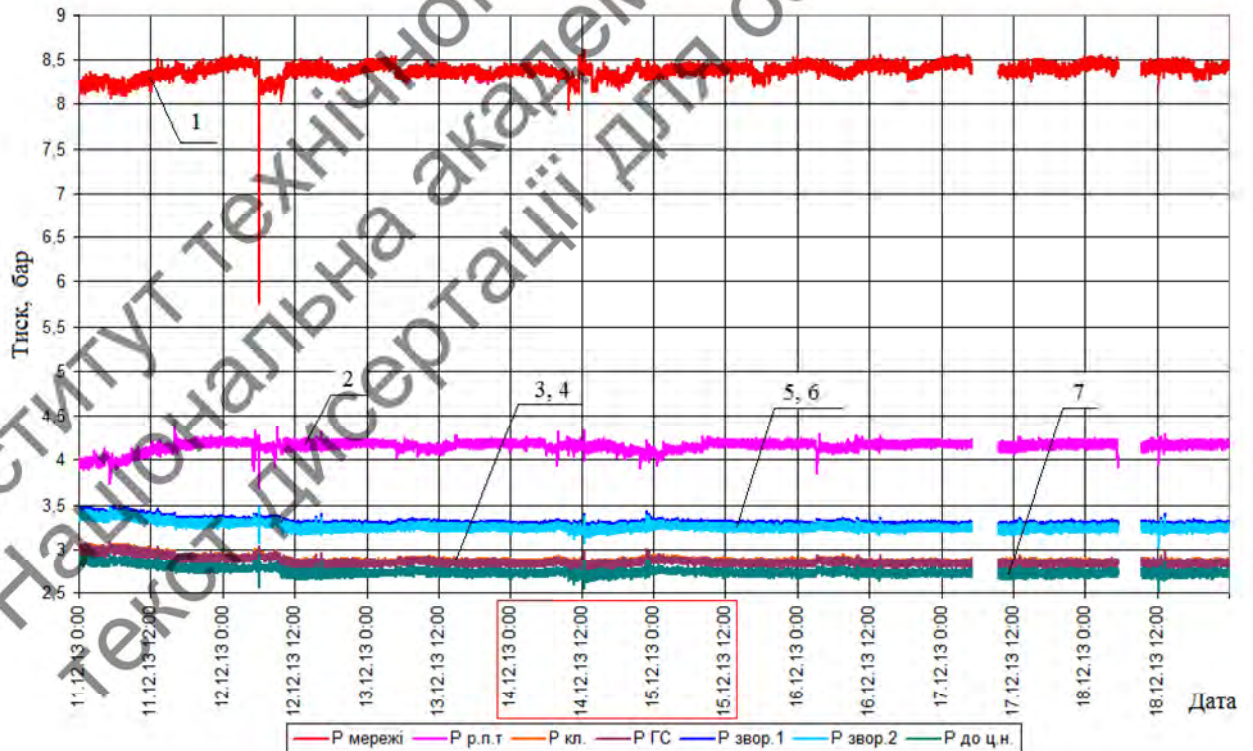


Рис. 4.45. Значення тиску в трубопроводах

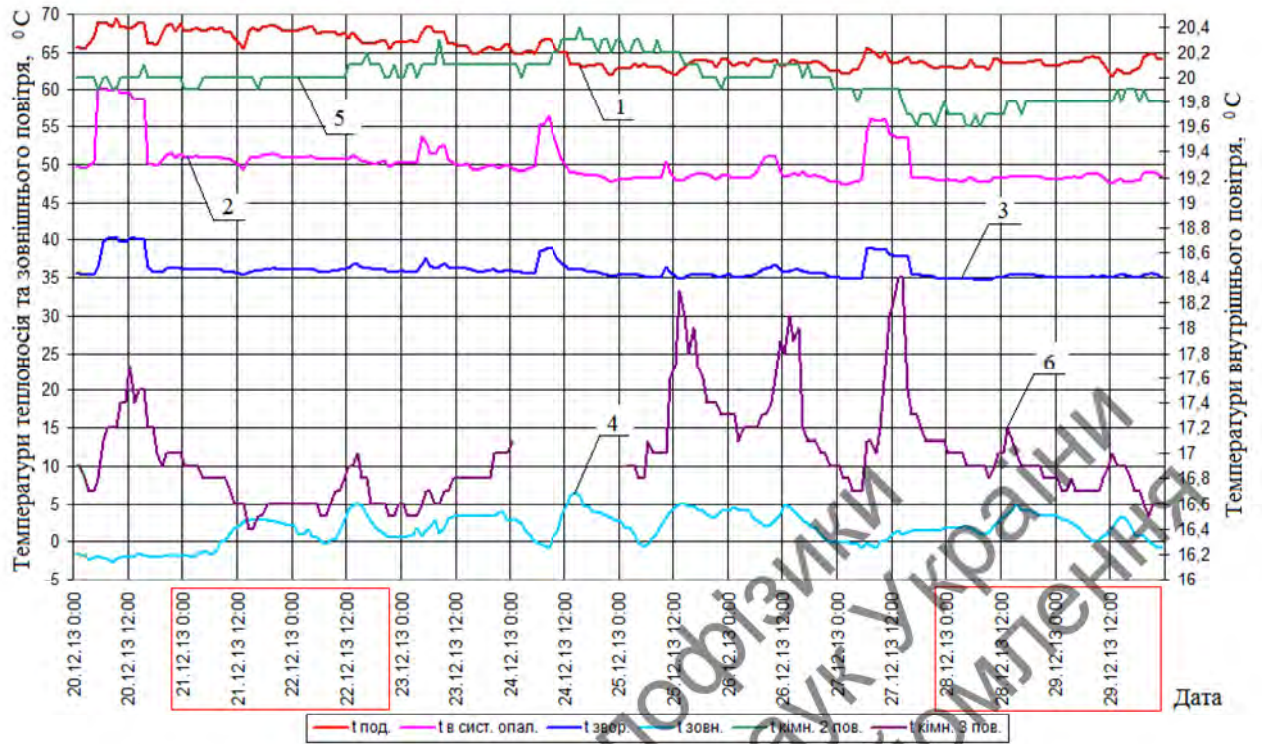


Рис. 4.46. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

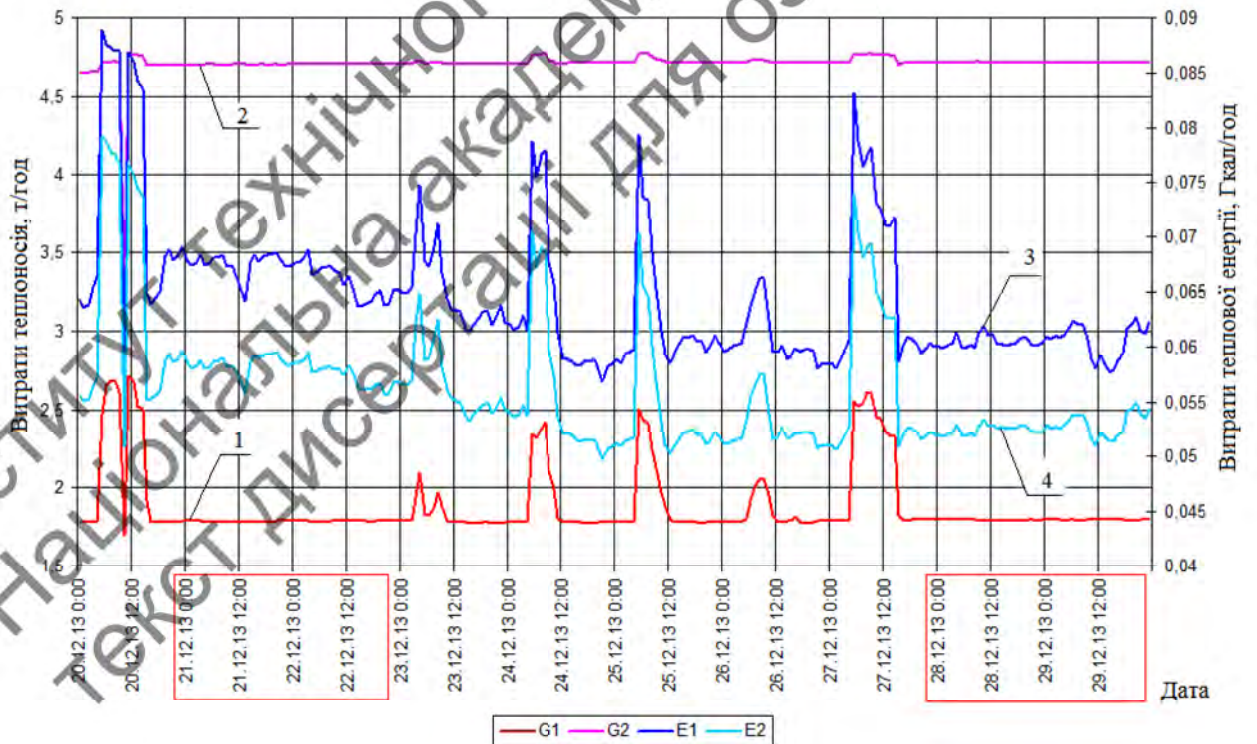


Рис. 4.47. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

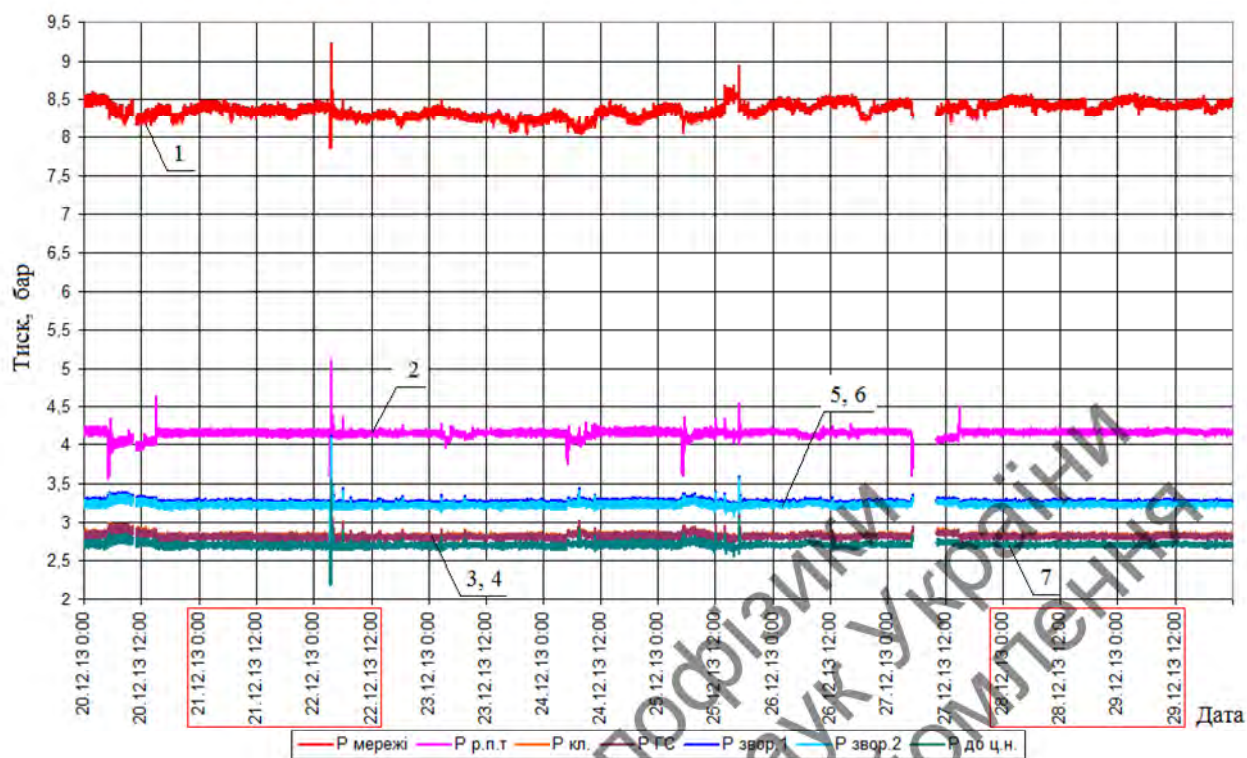


Рис. 4.48. Значення тиску в трубопроводах

Режим № 5а. Регулювання подачі теплоносія з тепломережі здійснюється триходовим клапаном, який працює в режимі двоходового. Насос стоїть в перемичці і здійснює підмішування теплоносія із зворотного трубопроводу в подавальний. Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +9,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4.49-4.51).

Режим № 6а. Триходовий клапан працює в режимі двоходового і здійснює подачу зворотного теплоносія в залежності від температурного графіку, підмішування зворотного теплоносія відбувається через перетинку, за допомогою насоса, що знаходиться в подавальному трубопроводі. Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +9,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4.52-4.54).

Режим № 2а. Триходовий клапан виконує функцію підмішування в залежності від погодних умов. Насос розташований в подавальному трубопроводі. Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +9,0 \text{ } ^\circ\text{C}$ (рис. 4.55-4.57).

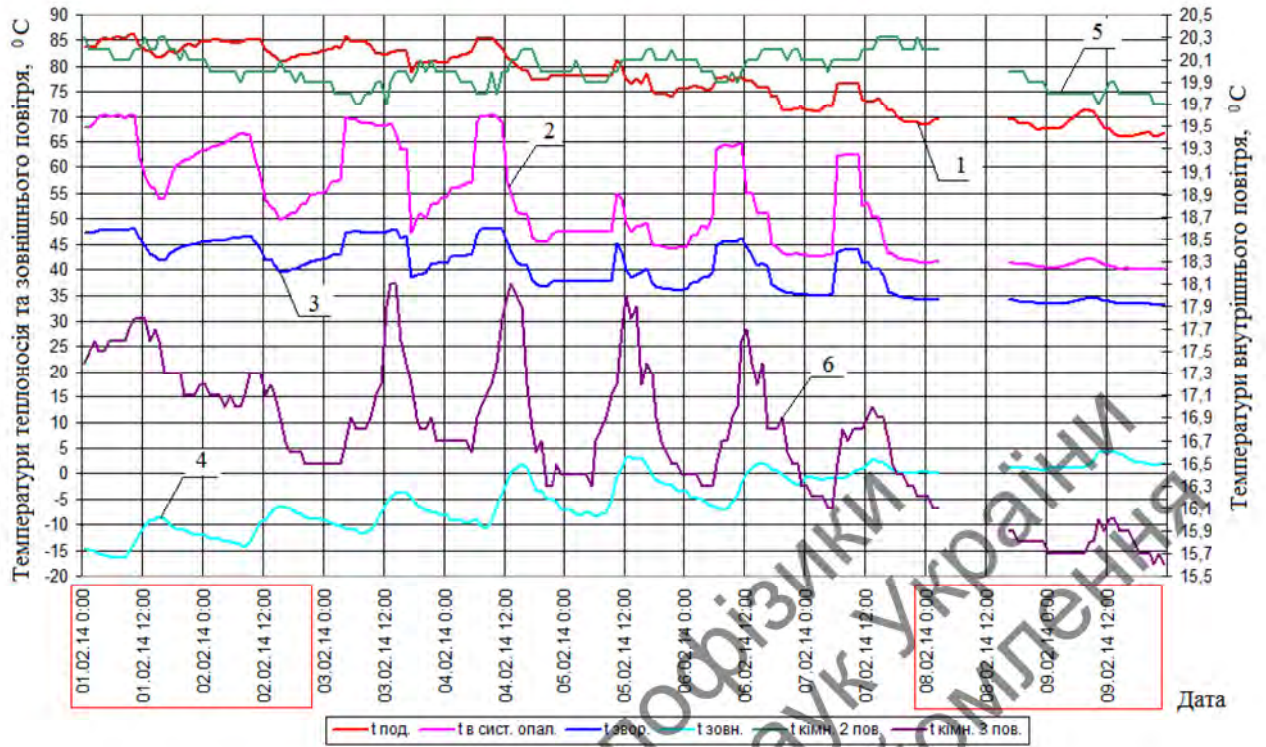


Рис. 4.49. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

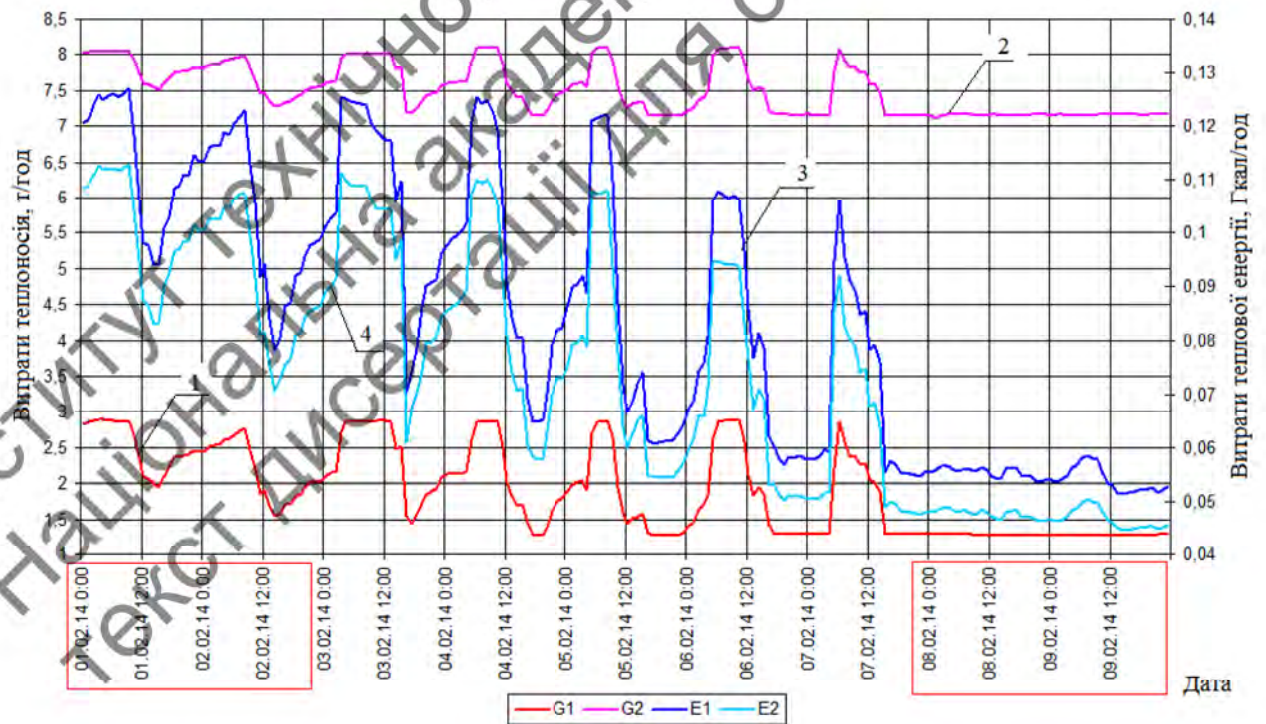


Рис. 4.50. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

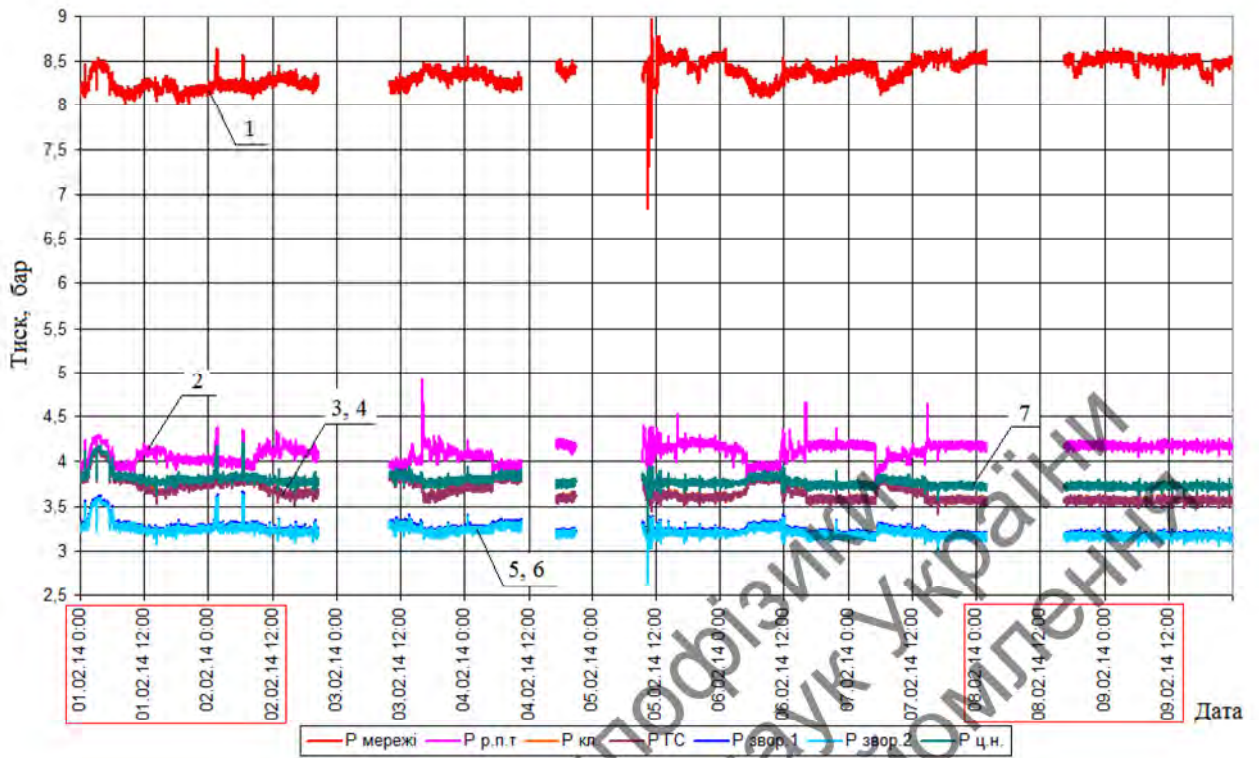


Рис. 4.51. Значення тиску в трубопроводах

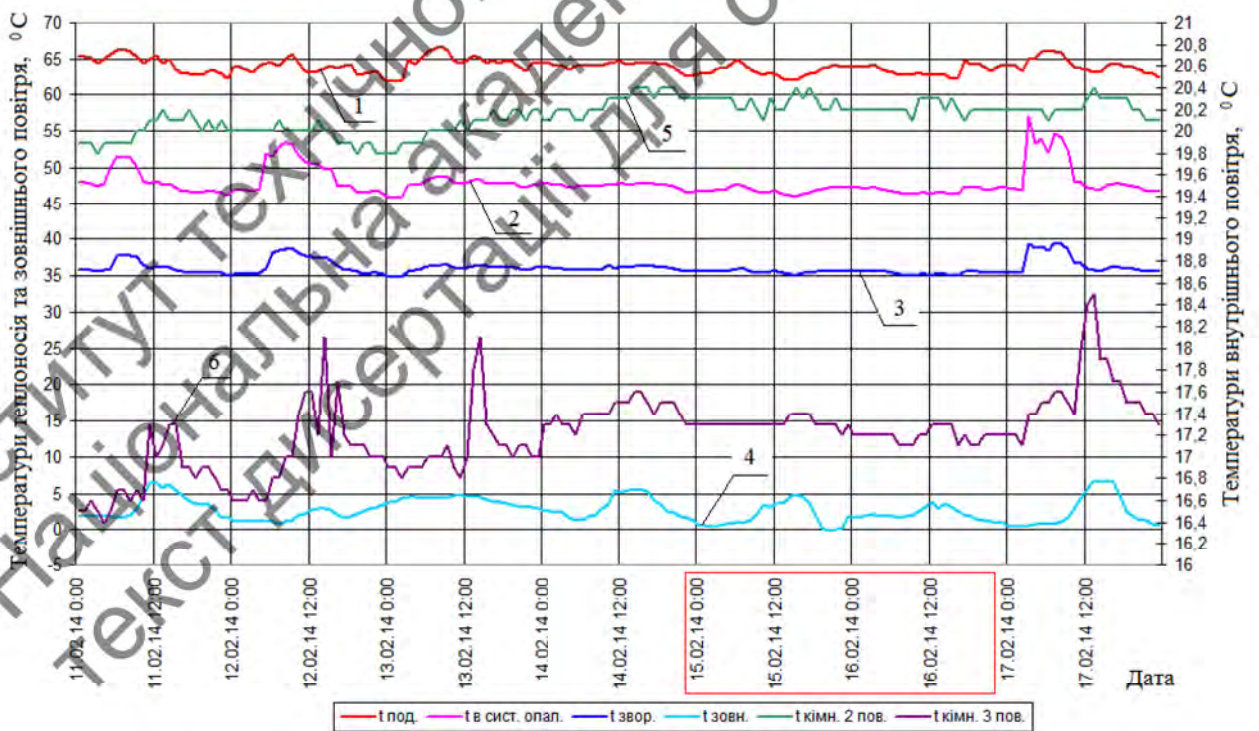


Рис. 4.52. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

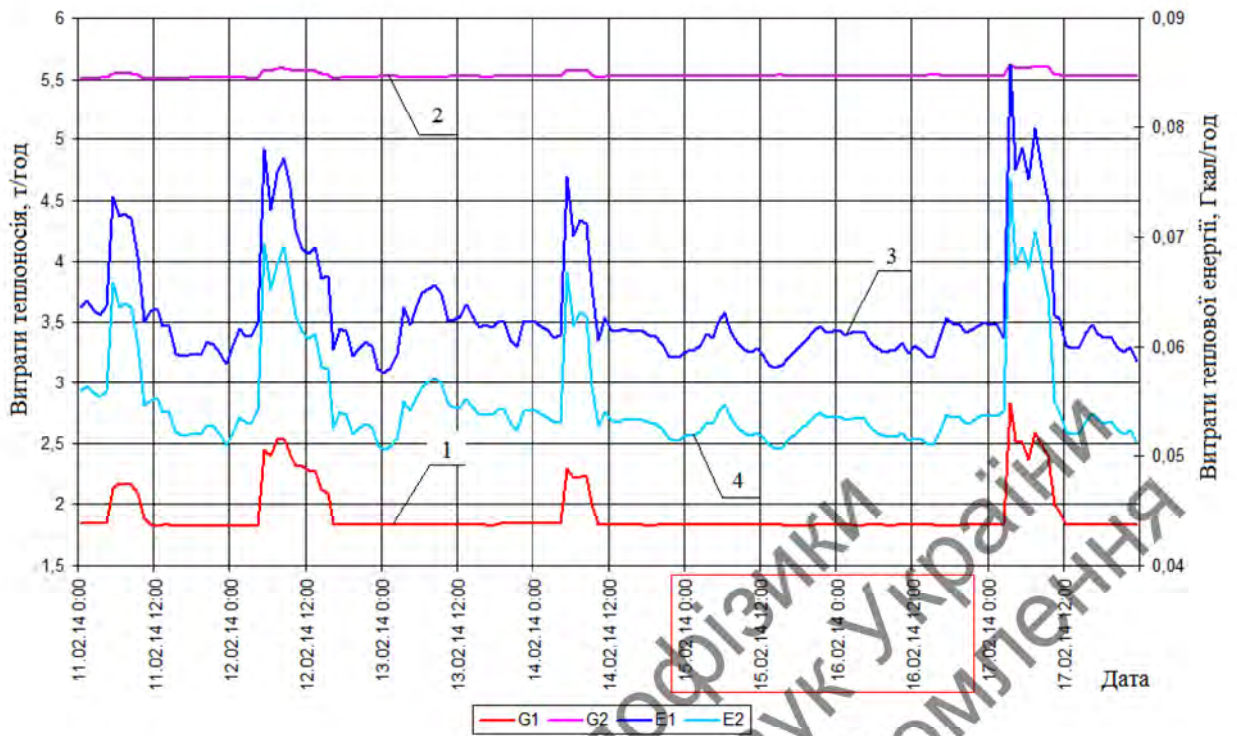


Рис. 4.53. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

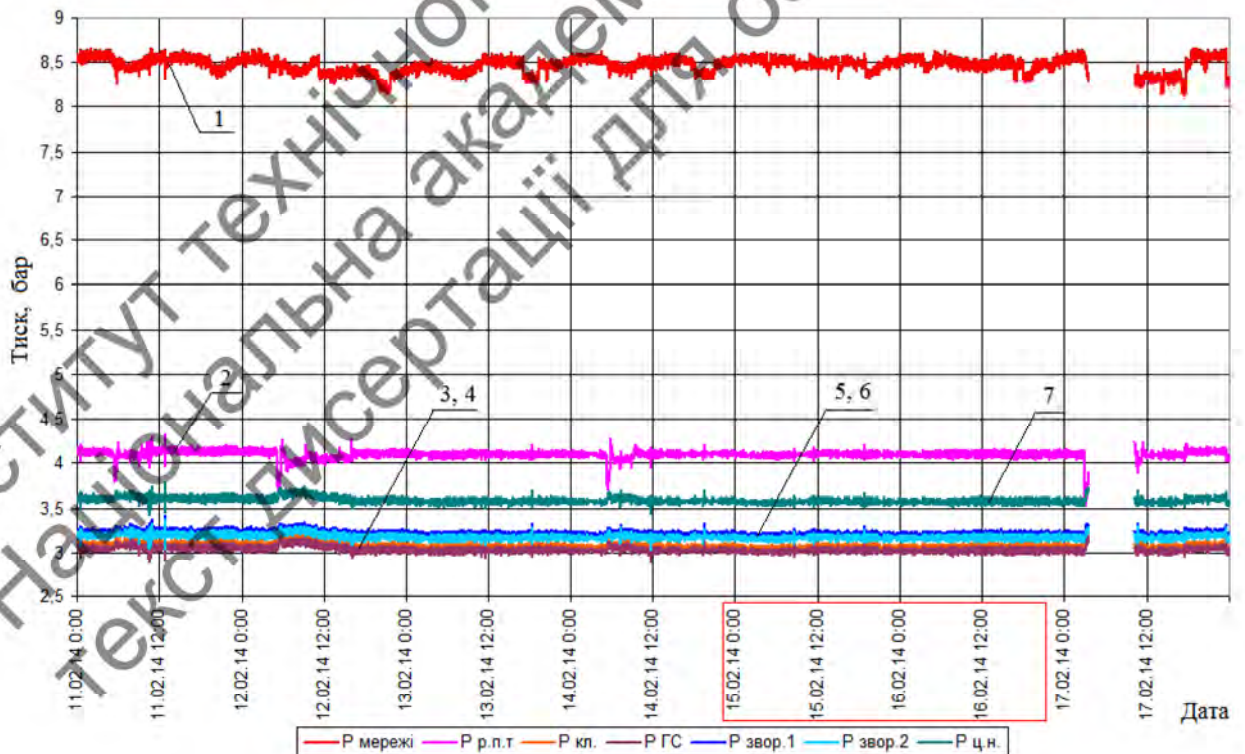


Рис. 4.54. Значення тиску в трубопроводах

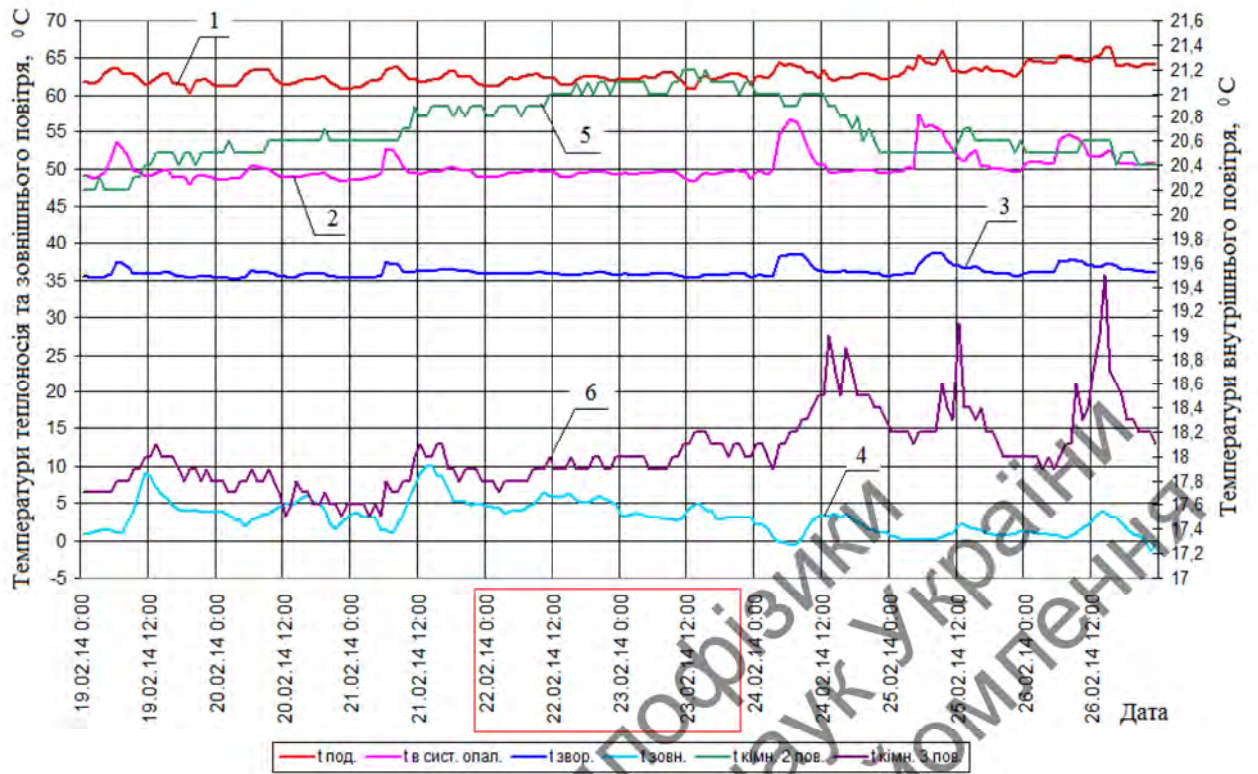


Рис. 4.55. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

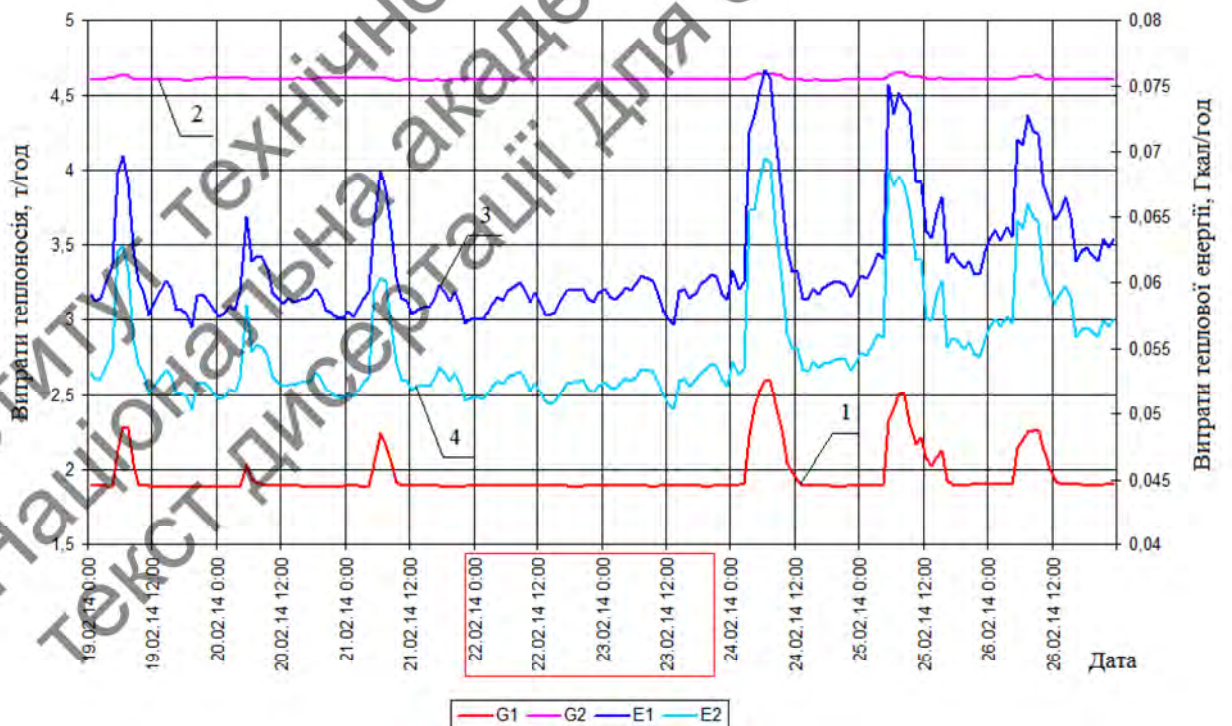


Рис. 4.56. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

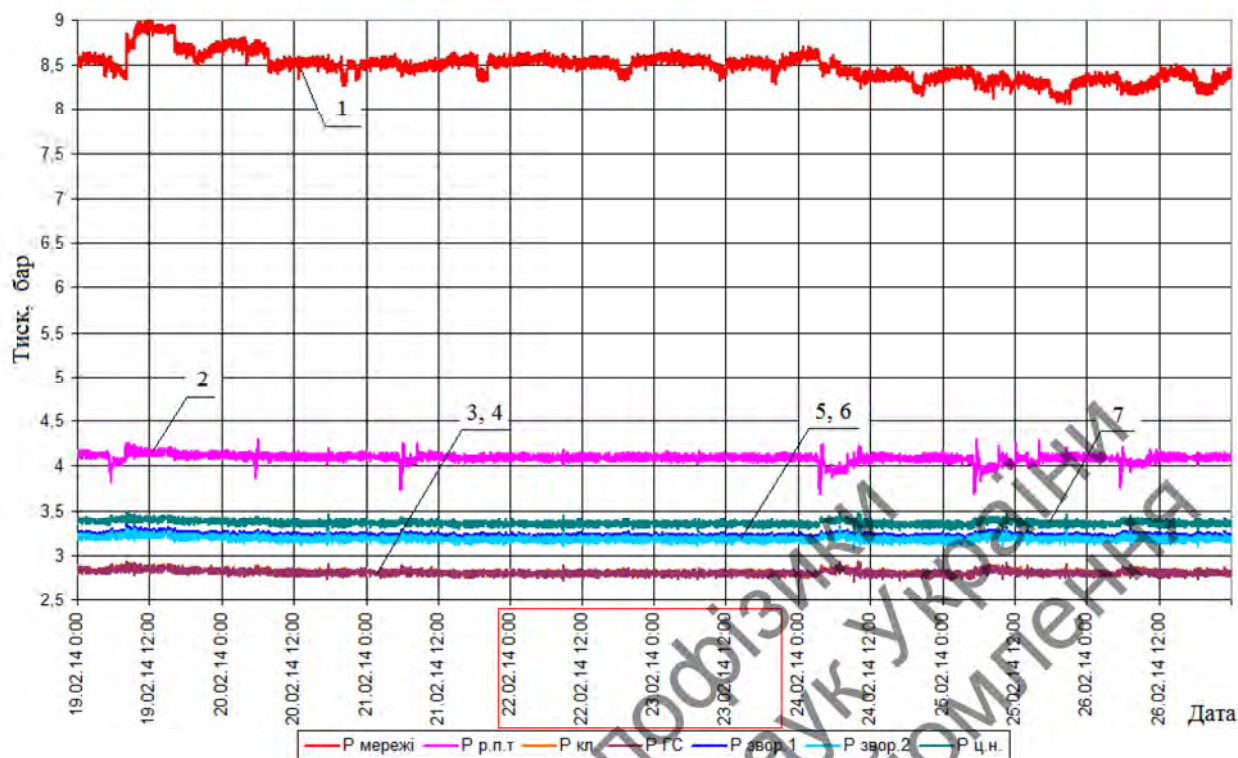


Рис. 4.57. Значення тиску в трубопроводах

Режим № 1а. Температурний режим регулюється за допомогою триходового клапану, який працює в режимі двоходового. Насос ввімкнено в подавальній магістралі опалювального контуру, який здійснює подачу теплоносія з гідравлічної стрілки з підмішуванням його із зворотного трубопроводу (рис. 4.58-4.60). Температура зміщення зовнішнього повітря для нічного графіку регулювання задавалась $t_{зм.} = +9,0$ °С.

Для визначення найефективнішого режиму роботи ІТП було введено поняття “параметр (показник) енергоефективності”, який позначається EE і визначається за формулою (4.1) для всіх $t_{зовн.сер.i}$, окрім ($t_{зовн.сер.i} = t_{норм.}$),

$$EE = \frac{\sum_{i=0}^n \left| (t_{норм.} - t_{зовн.сер.i}) \right| \times 1 \text{ година}}{E_n}, \quad (4.1)$$

де $t_{зовн.сер.i}$ – середнє за кожену i -ту годину значення температури зовнішнього повітря, °С; E_n – загальна кількість теплової енергії, що була спожита будівлею за досліджуваний термін роботи системи опалення, Гкал; n – загальна кількість

годин опалюваного періоду; $t_{норм.}$ – нормована температура повітря в приміщенні, °С.

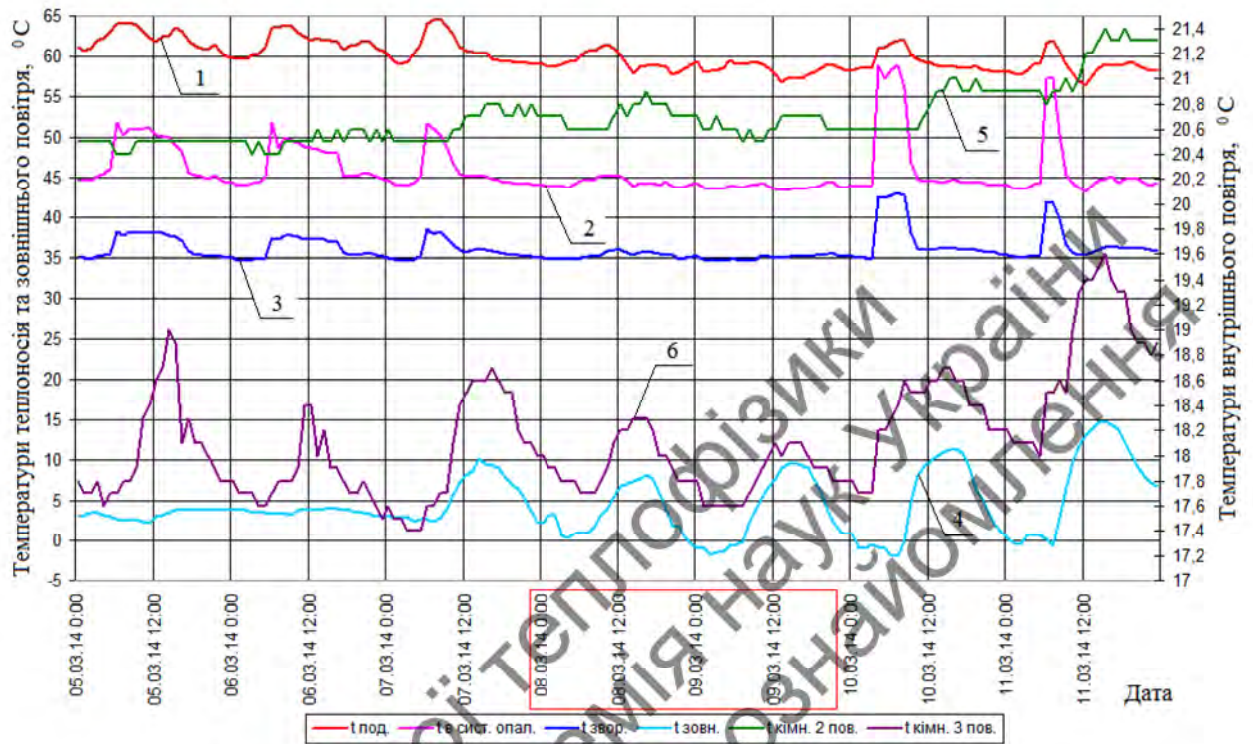


Рис. 4.58. Залежності температур теплоносія та повітря від часу

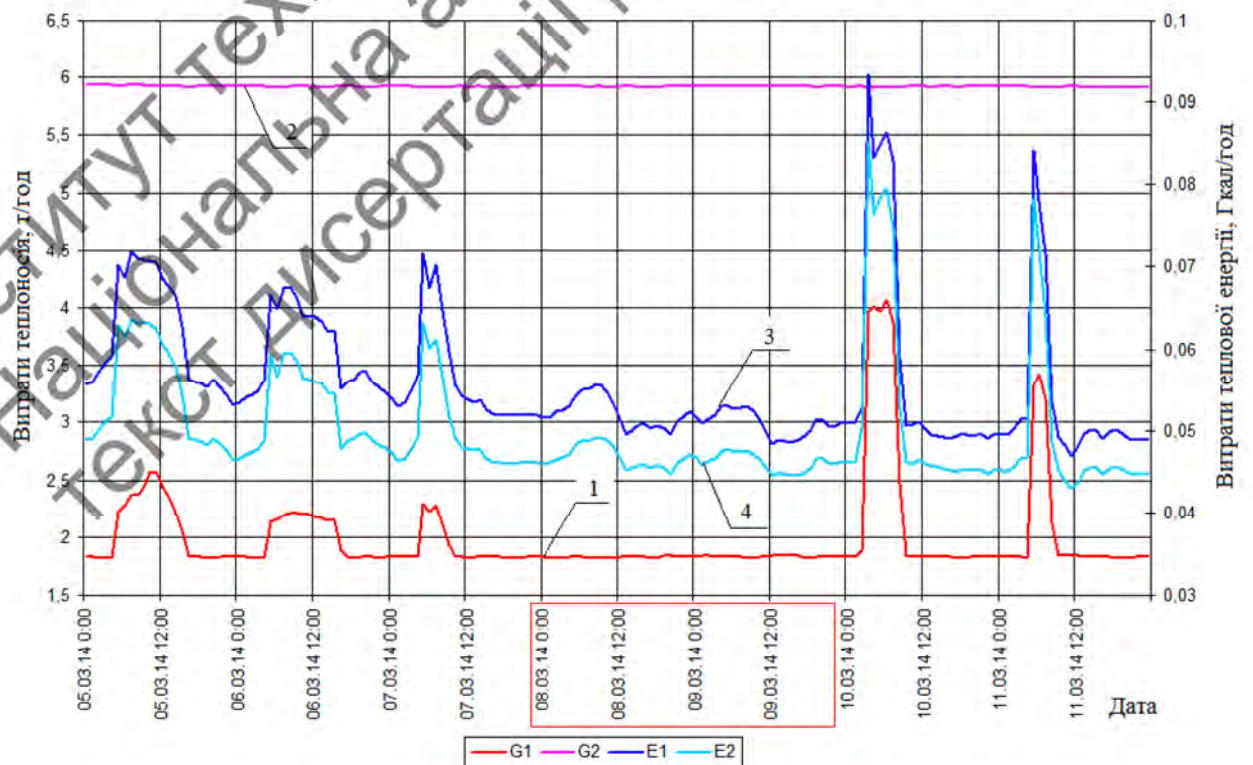


Рис. 4.59. Залежності від часу витрат теплоносія та теплової енергії

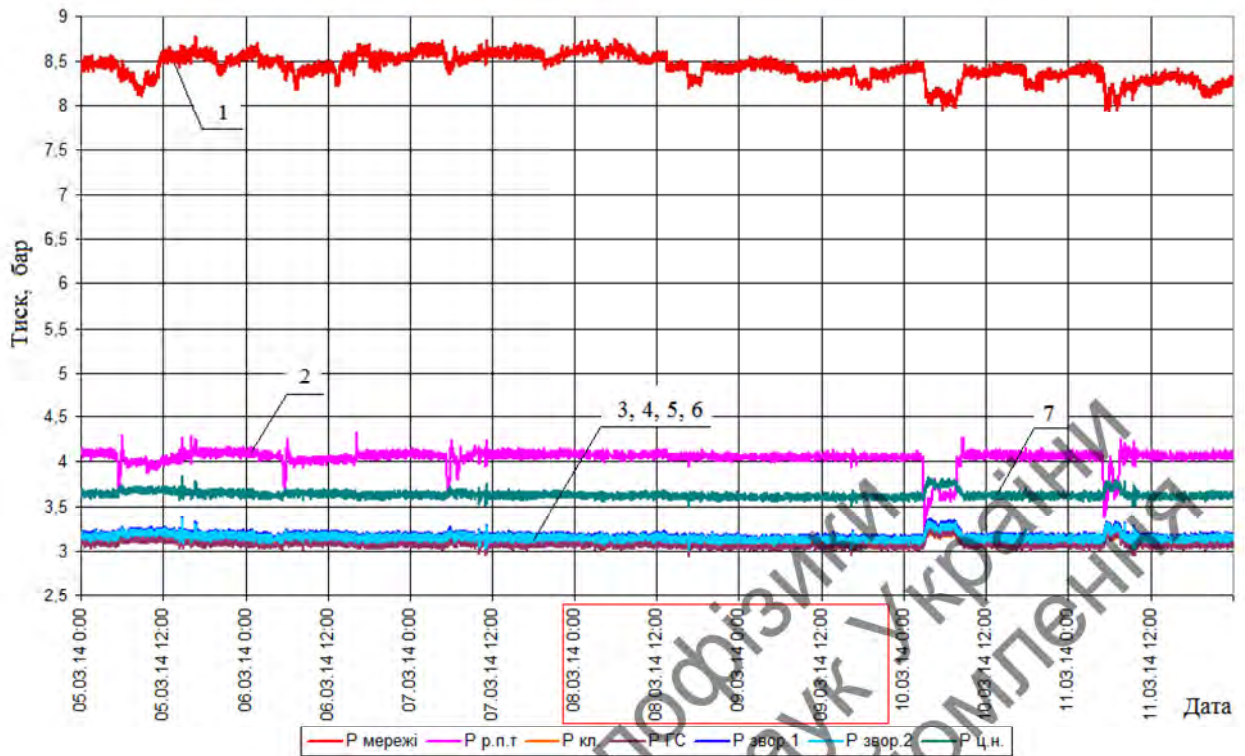


Рис. 4.60. Значення тиску в трубопроводах

Використання модуля у формулі (4.1) надає можливість застосовувати її і при розрахунках ефективних систем кондиціонування, також цю формулу можна використовувати і для інших систем теплозабезпечення будівель [67].

Слід зазначити, що в ДБН [68] його автори оперують поняттям «градусодоба» опалюваного періоду, згідно з яким вся територія України розбита на дві (а раніше було на чотири) кліматичні зони – умовно на північну частину території країни та на її південну частину із різною кількістю днів опалюваного сезону та із різним показником «градусо-днів», який визначається як

$$\sum_{i=0}^n (t_{\text{норм.}} - t_{\text{зовн.сер.і}}) \times 1 \text{ доба},$$

де n – загальна кількість днів опалюваного періоду, $t_{\text{зовн.сер.і}}$ – середнє за кожну i -ту добу значення температури зовнішнього повітря, а $t_{\text{норм.}}$ – нормоване значення температури в приміщеннях будівлі, значення якого залежить від

функціонального призначення будівлі, зокрема для адмінбудівлі офісного чи кабінетного типу $t_{\text{норм.}} = 20,0$ °С.

В наведених формулах всі температури виражаються в °С. Для першої зони цей показник становить більше, ніж 3501 градусо-діб, а для другої – менше, ніж 3500 градусо-діб. Використання в даній роботі показника «градусо-години» є більш точним і виправданим, адже впродовж доби температура зовнішнього повітря ($t_{\text{зовн.}}$) може відчутно змінюватись, особливо в перехідні періоди осені та весни. Саме тому в даній дисертації було прийнято більш точний параметр клімату, а саме «градусо-години» опалюваного періоду.

Параметр енергоефективності було розраховано за формулою (4.1) для кожного з шести режимів роботи ІТП і на його основі визначався найефективніший із них. В табл. 4.1 представлені основні характеристики режимів роботи ІТП і розраховані значення параметра енергоефективності.

Як видно з табл. 4.1, найефективнішими є три режими: № 1, № 2, та № 4. Також був розрахований параметр енергоефективності для системи теплопостачання з елеваторним вузлом, який становить 195,7 (°С·год.)/Гкал.

В табл. 4.2 представлені середні температурні характеристики режимів роботи ІТП.

Таблиця 4.2

Температурні характеристики різних режимів ІТП

Режими роботи ІТП	Середні значення				
	$t_{\text{зовн.}}$	$t_{\text{под. до ІТП}}$	$t_{\text{под. в сист. опалення корпусу}}$	$t_{\text{обр. з сист. опалення корпусу}}$	$t_{\text{обр. з сист. опал. площадки ІТТФ}}$
Режим № 1	+5,5	58,4	43,0	33,6	39,4
Режим № 2	+3,2	61,7	48,8	35,4	41,7
Режим № 3	-1,7	71,2	54,6	40,3	45,1
Режим № 4	-0,5	69,3	52,8	36,7	44,9
Режим № 5	-0,3	68,7	51,8	40,0	44,6
Режим № 6	+2,7	63,9	47,9	35,9	44,1

Порівняння режимів роботи ІТП

№ п/п	Режими роботи ІТП	Тр-ть режиму роботи <i>n</i> , години	Середня тем-ра зовн. повітря, °С	Середня витрата теплоносія в системі опалення в подачі, т/год.	Ступінь підмішування зворот. теплоносія, %	Спосіб управління лінії	Загальна витрата теплової енергії, Гкал.	Параметр енерго-ефективності <i>E</i> , (°С·год.) / Гкал
1	Температурний режим регулюється за допомогою триходового клапану, який працює в режимі двоходового. Насос ввімкнено в подавальній магістралі опалювального контуру, який здійснює подачу теплоносія з гідравлічної стрілки з підмішуванням його із зворотного трубопроводу	168	+5,5	5,7 / 1,7	335 %	якісне	8,5	286,6
2	Триходовий клапан виконує функцію підмішування в залежності від погодних умов. Насос розташований в подавальному трубопроводі.	216	+3,2	4,5 / 1,8	250 %	якісне	12,3	295,0
3	Температурний режим регулюється за допомогою триходового клапану, який працює в режимі двоходового клапану. Насос розташований в зворотному трубопроводі і здійснює підмішування зворотного теплоносія за допомогою гідравлічної стрілки.	168	-1,7	6,1 / 2,3	265 %	якісне	13,6	268,1
4	Триходовий клапан виконує функцію підмішування в залежності від погодних умов. Насос розташований в зворотному трубопроводі.	168	-0,5	4,6 / 1,8	255 %	якісне	11,7	294,4

5	Регулювання подачі теплоносія з тепломережі здійснюється триходовим клапаном, який працює в режимі двоходового. Насос стоїть в перемичці і здійснює підмішування теплоносія із зворотного трубопроводу в подавальний.	144	-0,3	7,5 / 2,2 синхронно	340 %	кількісне	10,8	270,7
6	Триходовий клапан працює в режимі двоходового і здійснює подачу зворотного теплоносія в залежності від температурного графіку, підмішування зворотного теплоносія відбувається через перетинку, за допомогою насоса, що знаходиться в подавальному трубопроводі.	168	+2,7	5,5 / 1,9	290 %	якісне 3 реакцією	10,6	279,5
7	Без ГТП	168	-0,5	3,1	-	нерегу- льований елеватор	17,6	195,7

ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕРМОДИНАМІКИ НАУК УКРАЇНИ
 Національна академія наук України
 Інститут технічної термодинаміки та енергетики
 Текст дисертації ДРД ВЛД

Табл. 4.1 дає змогу зробити висновок, що для вказаних температур система теплопостачання з ІТП на 30 % ефективніше працює, ніж без ІТП.

Також основні отримані результати експериментальних досліджень ІТП детально викладено в роботах [69-73].

4.3 Розрахунок похибок вимірювання величин

Під час проведення експерименту використовувалися такі вимірювальні пристрої та датчики:

- теплотічильник УВР-Т з підбраною парою термоперетворювачів опору різниці температур типу ТСПР-0490;
- термоперетворювачі опору типу ТСП;
- термоперетворювачі опору типу ТСМ;
- електронні датчики тиску типу SML10.

Для визначення абсолютної похибки вимірювання було зафіксовано три значення одного із параметрів при однакових умовах.

Результати вимірів заносимо до другої графи табл. 4.3 і знаходимо середні значення температур та тиску за формулою $x_{сеп.} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$ [74].

В третю графу табл. 4.3 записуємо різницю $(x - x_{сеп.})$, а в четверту $(x - x_{сеп.})^2$ – їх квадрати.

Визначаємо середньоквадратичне відхилення (СКВ) за формулою

$$S = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - x_{сеп.})^2}$$

За заданим значенням надійності $p = 0,95$ і числом вимірів $n = 3$, знаходимо випадкову абсолютну похибку за формулою: $\Delta = t_{p,n} \cdot S$, де $t_{p,n}$ – коефіцієнт Стюдента. Розрахункові значення приведені в табл. 4.4.

Таблиця 4.3

Експериментальні дані параметрів

n	x	$(x - x_{\text{ср.}})$	$(x - x_{\text{ср.}})^2$
при вимірюванні температури термоперетворювачем опору типу ТСП			
1	65,1	0,07	0,0049
2	65,0	-0,03	0,0009
3	65,0	-0,03	0,0009
при вимірюванні температури термоперетворювачем опору типу ТСМ			
1	42,3	0,13	0,0169
2	42,1	-0,07	0,0049
3	42,1	-0,07	0,0049
при вимірюванні тиску електронним датчиком типу SML10			
1	297	-2	4
2	301	2	4
3	299	0	0

Таблиця 4.4

Розрахункові значення

№ п/п	Вимірювальний пристрій	СКВ, S	Коефіцієнт Стьюдента, $t_{p,n}$	Абсолютна похибка, Δ
1	Термоперетворювач опору типу ТСП	0,033	4,3	0,1
2	Термоперетворювач опору типу ТСМ	0,067	4,3	0,3
3	Електронний датчик тиску типу SML10	1,154	4,3	5

Отже, максимальна абсолютна похибка становить:

- при вимірюванні температури парою термоперетворювачів опору різниці температур типу ТСПР-0490 теплолічильника $\Delta = 0,2 \text{ } ^\circ\text{C}$ (взято з паспорта приладу);

- при вимірюванні температури термоперетворювачем опору типу ТСП $\Delta = 0,1$ °С;
- при вимірюванні температури термоперетворювачем опору типу ТСМ $\Delta = 0,3$ °С;
- при вимірюванні тиску електронним датчиком тиску типу SML10 $\Delta = 5$ кПа.

Відносна похибка [75] розраховується за формулою $\delta = \frac{\Delta}{x_{\text{вим}}} \cdot 100, \%$.

Найбільша відносна похибка вимірювань буде при мінімальному вимірювальному значенні.

В табл. 4.5 представлена вибірка з експериментальної бази вимірних значень основних параметрів тепlopостачання. Для кожного з них вказано мінімальне і максимальне значення взяті в опалювальний період при повноцінній роботі системи опалення.

Таблиця 4.5

Виміряні значення величин

№ п/п	Вимірювальний пристрій	Виміряна величина	Мін. значення	Макс. значення
1.	Термоперетворювач опору типу ТСПР-0490	Температура подавального теплоносія, °С	55,5	97,5
2.	Термоперетворювач опору типу ТСПР-0490	Температура зворотного теплоносія, °С	35,3	52,2
3.	Термоперетворювач опору типу ТСП	Температура подавального теплоносія, °С	57,2	89,6
4.	Термоперетворювач опору типу ТСП	Температура зворотного теплоносія, °С	31,1	55,0
5.	Термоперетворювач опору типу ТСМ	Температура теплоносія, що подається в систему опалення, °С	37,1	85,0
6.	Термоперетворювач опору типу ТСМ	Температура повітря в приміщенні, °С	15,6	21,9
7.	Електронний датчики тиску типу SML10	Тиск в зворотному трубопроводі, бар	3,0	3,5

Мінімальна величина температури подавального теплоносія, що вимірювалась ТСПР-0490, становить 55,5 °С (табл. 4.5). Тоді максимально можлива відносна похибка вимірювання температури становить:

$$\delta_{m \text{ max}} = \frac{0,2}{55,5} \cdot 100 = 0,4 \text{ \%}.$$

Мінімальна величина температури зворотного теплоносія, що вимірювалась ТСПР-0490, становить 35,3 °С (табл. 4.5). Тоді максимально можлива відносна похибка вимірювання температури становить:

$$\delta_{\delta \text{ max}} = \frac{0,2}{35,3} \cdot 100 = 0,6 \text{ \%}.$$

Мінімальна величина температури подавального теплоносія, що вимірювалась ТСП, становить 57,2 °С (табл. 4.5). Тоді максимально можлива відносна похибка вимірювання температури становить:

$$\delta_{m \text{ max}} = \frac{0,1}{57,2} \cdot 100 = 0,2 \text{ \%}.$$

Мінімальна величина температури зворотного теплоносія, що вимірювалась ТСП, становить 31,1 °С (табл. 4.5). Тоді максимально можлива відносна похибка вимірювання температури становить:

$$\delta_{\delta \text{ max}} = \frac{0,1}{31,1} \cdot 100 = 0,3 \text{ \%}.$$

Мінімальна величина температури теплоносія, що подається в систему опалення, виміряна за допомогою ТСМ, становить 37,1 °С (табл. 4.5). Тоді максимально можлива відносна похибка вимірювання температури становить:

$$\delta_{m \text{ max}} = \frac{0,3}{37,1} \cdot 100 = 0,8 \text{ \%}.$$

Мінімальна величина температури повітря в приміщенні, що вимірювалась ТСМ, становить 15,6 °С (табл. 4.5). Тоді максимально можлива відносна похибка вимірювання температури становить:

$$\delta_{\delta \text{ max}} = \frac{0,3}{15,6} \cdot 100 = 1,9 \text{ \%}.$$

Мінімальна величина тиску в зворотному трубопроводі становить 3,0 бар (табл. 4.5). Тоді максимально можлива відносна похибка вимірювання тиску становить:

$$\delta_{q \text{ max}} = \frac{5}{300} \cdot 100 = 1,7 \text{ \%}.$$

Середньгеометрична відносна похибка діапазону вимірювання:

$$\delta_{\text{діап.}} = \sqrt{(\delta_{\text{поч.}})^2 + (\delta_{\text{кінц.}})^2},$$

де $\delta_{\text{поч.}}$, $\delta_{\text{кінц.}}$ – відносна похибка початкового та кінцевого значення діапазону вимірювальних величин.

Значення середньгеометричних відносних похибок діапазону вимірювальних величин приведено в табл. 4.6.

Середньогометрична відносна похибка діапазону вимірювальних величин

№ п/п	Вимірювальні величини	$\delta_{\text{поч.}}, \%$	$\delta_{\text{кінц.}}, \%$	$\delta_{\text{діап.}}, \%$
1.	Температура подавального теплоносія, що вимірювалась ТСПР-0490, °С	0,4	0,2	0,4
2.	Температура зворотного теплоносія, що вимірювалась ТСПР-0490, °С	0,6	0,4	0,7
3.	Температура подавального теплоносія, що вимірювалась ТСП, °С	0,2	0,1	0,2
4.	Температура зворотного теплоносія, що вимірювалась ТСП, °С	0,3	0,2	0,4
5.	Температура теплоносія, що подається в систему опалення, що вимірювалась ТСМ, °С	0,8	0,4	0,9
6.	Температура повітря в приміщенні, що вимірювалась ТСМ, °С	1,9	1,4	2,4
7.	Тиск в зворотному трубопроводі, бар	1,7	1,4	2,2

Отже, відносна похибка діапазону вимірювальних величин не перевищує 2,2 %

4.4 Порівняння даних розрахунку системи опалення з експериментальними даними

Для з'ясування питання про працездатність вибраної теплофізичної моделі, яка застосовується для розрахунку теплового стану приміщень, проводиться порівняння результатів її застосування з експериментальними даними про тепловий стан корпусу № 1 в цілому. Для розв'язання задачі про тепловий режим всього корпусу система з 12 рівнянь застосовується для кожного приміщення, що міститься в будівлі, а також для коридорів та сходового маршу. Якщо в приміщенні розташовано 2 або більше вікон, а також 2 або більше нагрівальних пристроїв кількість розрахункових вузлів для такого приміщення відповідним чином збільшується. В цьому випадку враховуються

також теплоперенос через внутрішні стіни приміщень до суміжних приміщень. Враховується також тепловіддача кімнат, що розташовані на 3-му поверсі через дах до навколишнього середовища, та тепловіддача кімнат, що знаходяться на 1-му поверсі через не утеплену підлогу в ґрунт. Враховується тепловіддача кімнат, що розташовані в торцях будівлі через дві зовнішні стіни. Також враховувалось додаткове тепло надходження в робочий час від співробітника і комп'ютера, яке в сумі становило $Q_v=200$ Вт.

Всі приміщення корпусу, що розглядається, пов'язані між собою загальною системою опалення. З рамки управління системою опалення, що розташована на першому поверсі, з північного боку розходяться 4 гілки трубопроводів, через які теплоносій постачається в пн.-сх, в пн.-зх., в пд.-сх. та пд.-зх. частини корпусу.

На рис. 4.61-4.63 показано розподіл температур у приміщеннях всієї будівлі при застосуванні режиму роботи №1, при таких умовах: $t_{\text{зовн.}} = 7,5$ °С; $t_{\text{под в сист. оп.}} = 41,3$ °С; $G_{\text{сист.оп}} = 5,73$ м³/год., $v_0 = 4$ м/с, вітер – південний.

22,30	20,21	20,09	20,52	20,49	21,34	21,53	25,96	21,39	21,30	21,83	21,84	20,71	21,40			
22,62														20,54		
16,18		16,65			18,53			17,27			17,31		17,85	17,05		
15,99		16,74		16,06			17,41		17,81		17,00		17,66		18,15	

Рис. 4.61. Розподіл температур у приміщеннях на першому поверсі

На рис. 4.64 показано розподіл температур конвекторів південно-східної гілки трубопроводів системи опалення при зазначених вище умовах.

24,09	20,27	20,17	19,34	20,06	16,43	20,31	20,69	22,43	22,14	21,03	21,14	21,25	20,60	20,84	21,00	16,25
19,10	16,33			16,42				16,70			16,86			17,01		
17,39	15,83	15,85	14,92	15,48				16,10	15,67	16,19	15,75	16,27	15,93	17,79		

Рис. 4.62. Розподіл температур у приміщеннях на другому поверсі

19,92	16,84	16,25	16,59	16,26	16,62	13,85	16,73	17,12	18,06	17,93	17,49	17,38	17,27	17,47	17,15	17,47	18,19	13,51
13,93	13,52		13,54				13,98			13,88			13,92			14,27		
17,49																		
16,86	16,86	13,99	13,99	13,83	14,14	13,81	14,21	14,24	14,20	14,01	14,07	14,22	14,06	14,34	14,39			

Рис. 4.63. Розподіл температур у приміщеннях на третьому поверсі

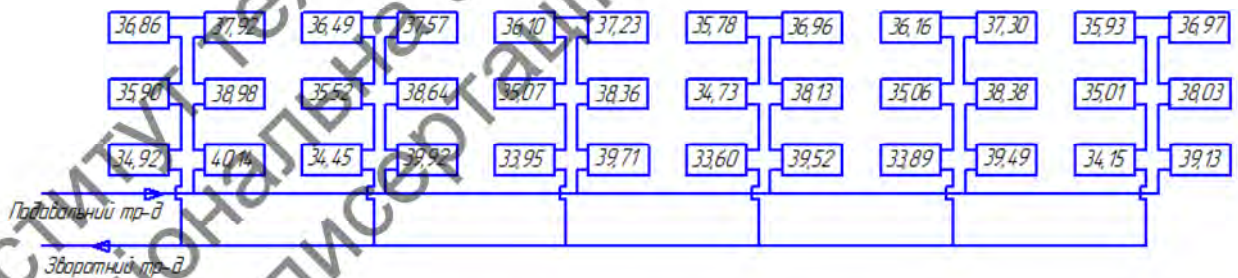


Рис. 4.64. Розподіл температур конвекторів південно-східної гілки трубопроводів системи опалення

Витрати теплоносія на кожну гілку вважались однаковими. Попередньо були розраховані витрати теплоносія у кожному з стояків (від 6 до 8), що об'єднують 6 опалювальних пристроїв, за винятком сходових маршів (1 опалювальний пристрій). Розрахунок витрат виконувався з урахуванням місцевих гідравлічних опорів (власне опалювальні пристрої, коліна, трійники,

конфузорні та дифузорні ділянки трубопроводів) та втрат тиску на тертя по довжині трубопроводів. За відомими значенням витрат теплоносія через кожен стояк в кожній гілці визначається температура теплоносія в кожному з опалювальних пристроїв з умов тепловіддачі цього пристрою у відповідне приміщення.

Від кожного стояка відпрацьований теплоносій надходить до зворотного трубопроводу. Температура теплоносія в зворотному трубопроводі розраховується з рівняння теплового балансу для двох потоків рідини, що змішуються в місці приєднання стояка до зворотного трубопроводу. Таким чином розраховуються температура теплоносія в зворотному трубопроводі.

Для розв'язання задачі про тепловий стан кожного приміщення корпусу, а також про тепловтрати корпусу в цілому достатньо задати загальні витрати теплоносія на корпус, температуру теплоносія на вході в систему опалення та температуру зовнішнього повітря. Розрахована за цим алгоритмом температура теплоносія на виході з системи опалення порівнюється з експериментом (рис. 4.65-4.68). Для цього обрано 4 найбільш якісних та ефективних режимів роботи ІТП та побудовані відповідні графічні залежності.

З рис. 4.65-4.68 видно, що розрахункова температура зворотного теплоносія в середньому на 2-2,5 °С вища за експериментальну. Це пояснюється тим, що в моделі, яка і так становить дуже складну систему, важко врахувати всі конструктивні елементи системи тепlopостачання, оскільки деякі з них знаходяться поза увагою спостерігача, зокрема в недосяжному підвалі під корпусом, в трубах, прокладених під підлогою тощо. Тому, можливо, в моделі не були враховані невидимі деталі системи опалення, що в свою чергу вплинуло на результат розрахунку.

Отже, запропоновану теплофізичну модель можна вважати адекватною, оскільки похибка розрахунку температури зворотної води в максимальному відхиленні в 6...7% знаходиться в межах допустимого.

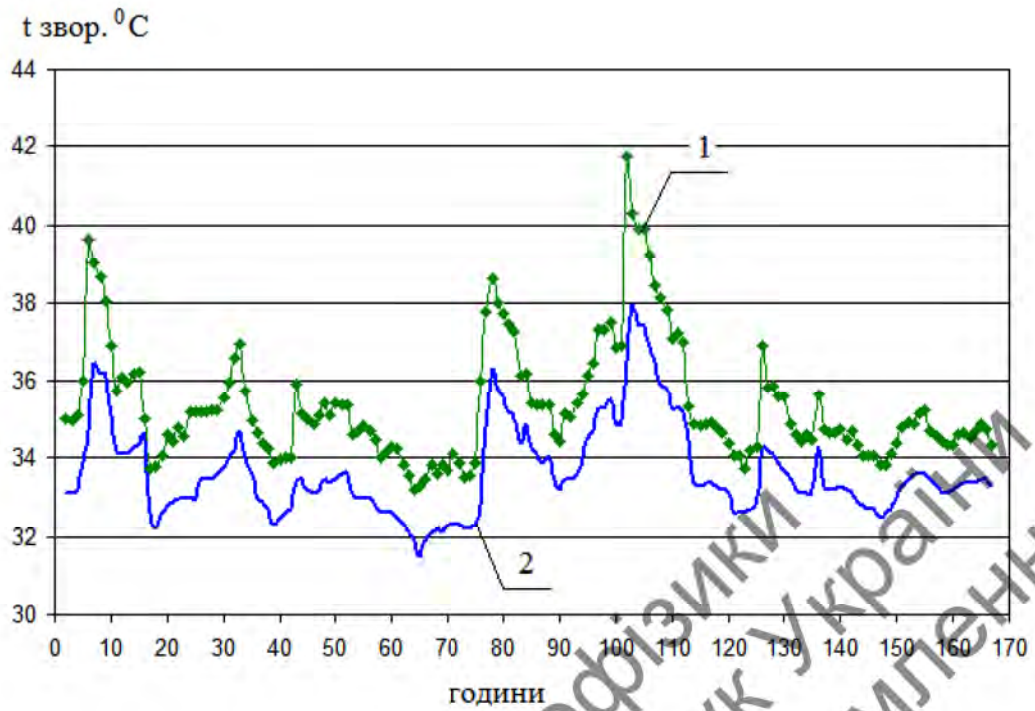


Рис. 4.65. ІТП з ГС (насос в подавальному трубопроводі):
1 – теорія, 2 – експеримент

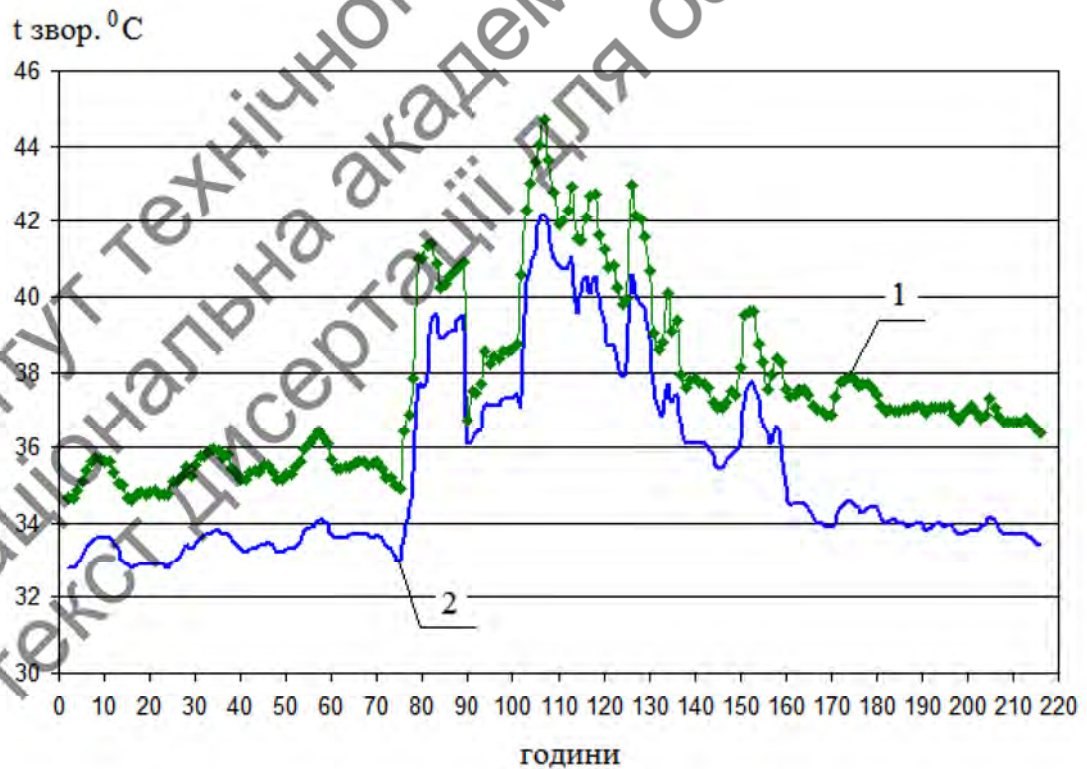


Рис. 4.66. ІТП з триходовим клапаном (насос в подавальному трубопроводі): 1 – теорія, 2 – експеримент

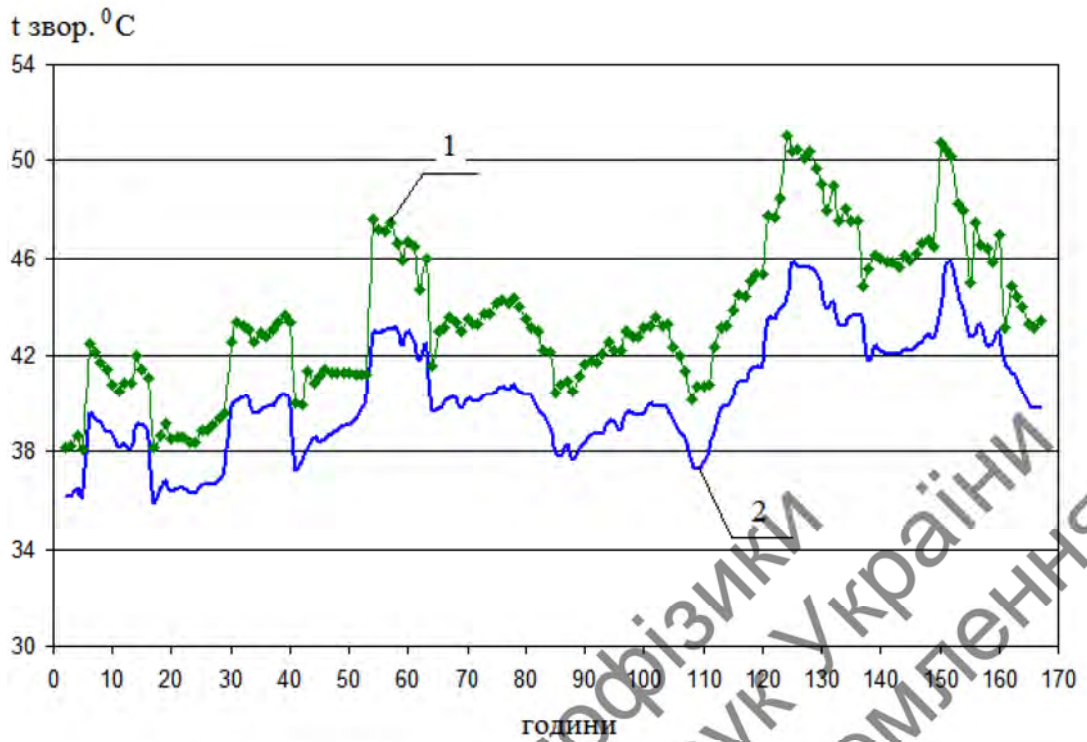


Рис. 4.67. ІТП з ГС (насос в зворотному трубопроводі):

1 – теорія, 2 – експеримент

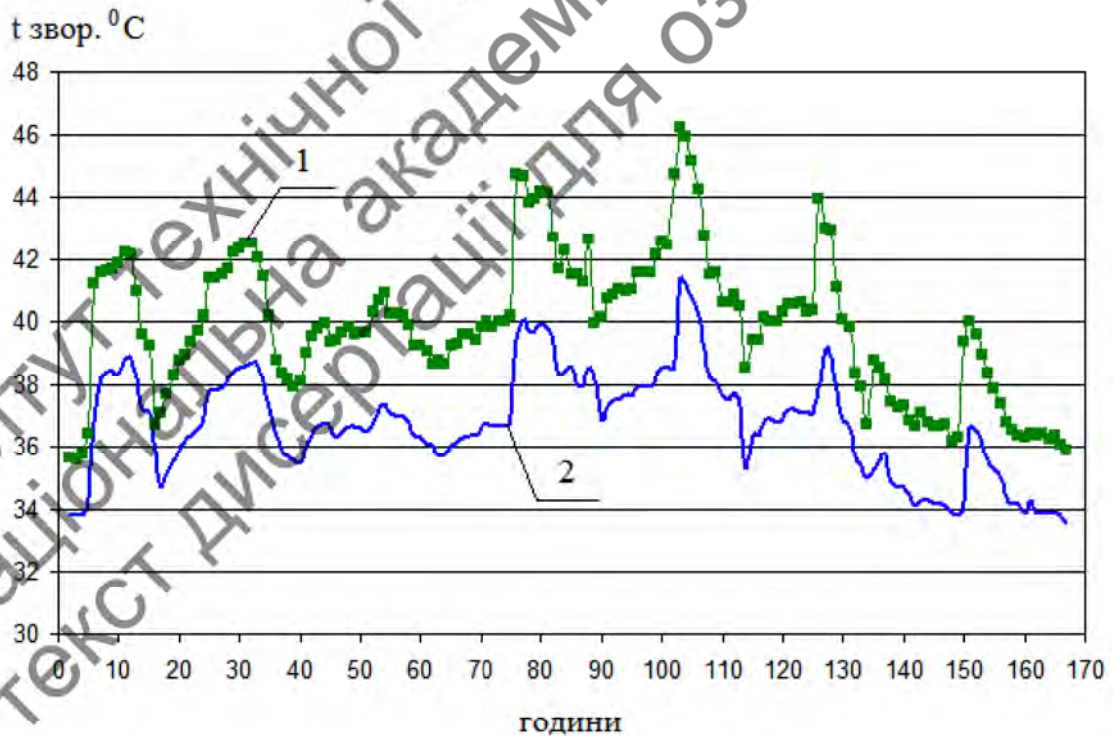


Рис. 4.68. ІТП з триходовим клапаном (насос в зворотному трубопроводі):

1 – теорія, 2 – експеримент

4.5 Висновки до розділу 4

В ІТТФ НАН України була розроблена та впроваджена схема експериментального індивідуального теплового пункту, що приєднується до системи тепlopостачання за залежною гідравлічною схемою, для автоматизованого управління теплоспоживанням корпусу №1.

Проведені експериментальні дослідження ІТП у реальному часі із постійним моніторингом основних параметрів тепlopостачання. Відпрацюванні різні режими експлуатації ІТП. На основі введеного поняття “параметра енергоефективності” встановлено три найефективніші режими ІТП, найкращий з яких – це з використанням трьохходового клапану, що виконує функцію підмішування в залежності від погодних умов, циркуляційний насос при цьому розташований в подавальному трубопроводі. На сьогодні, під час модернізації систем тепlopостачання будівель використовують саме такий варіант ІТП.

Також було проведено порівняння розрахункових значень, отриманих за допомогою теплофізичної моделі, з експериментальними. Встановлено, що розрахункова температура зворотного теплоносія в середньому на 2-2,5 °C вища за експериментальну, що знаходиться в межах допустимого, враховуючи всю складність використаної моделі будівлі. Отже, запропоновану теплофізичну модель можна вважати адекватною.

РОЗДІЛ 5

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ ІТП

5.1 Розрахунок питомих тепловитрат на опалення

В результаті проведеного енергетичного обстеження корпусу №1 ІТТФ по вул. Булаховського, 2 було встановлено, що середні питомі тепловитрати на опалення будівлі становлять 140 (кВт·год.)/(рік·м²). Після проведеної модернізації інженерних систем теплопостачання, а саме впровадження ІТП, питомі тепловитрати на опалення в середньому зменшились до 123 (кВт·год.)/(рік·м²) (табл. 5.1).

Таблиця 5.1

Питомі тепловитрати після впровадження ІТП

	Площадка Булаховського, 2			Корпус №1		
	2011- 2012	2012- 2013	2013- 2014	2011- 2012	2012- 2013	2013- 2014
Опалювальний сезон						
Середня тем-ра зовн. повітря, °С	-2,0	-0,8	1,8	-2,0	-0,8	1,8
Витрати теплової енергії, Гкал	1152	1276	1102	229	251	248
Тр-ть опалювального сезону, днів	132	150	157	103	132	157
Середнє споживання енергії, Гкал/год.	0,36	0,35	0,29	0,09	0,08	0,07
Вартість спожитої теплової енергії, тис. грн.	882,3	977,3	844,1	175,4	192,2	190,0
Річні витрати теплової енергії, (кВт·год.)/рік	1339776	1483988	1281626	266327	291913	288424
Питомі тепловитрати на опалення, (кВт·год.)/(рік·м ²)	103,4	114,5	98,9	82,2	90,1	89,0
Питомі тепловитрати на опалення, при 181 добі опалювального сезону, (кВт·год.)/(рік·м ²)				144,4	123,5	102,6
				Середнє: 123		

На основі проведених експериментальних досліджень було визначено економію теплової енергії від впровадження ІТП у порівнянні з системою тепlopостачання елеваторного типу [76-77]. Для цього обирались такі періоди, коли температура зовнішнього повітря була однаковою. Визначались питомі тепловитрати на опалення для двох систем тепlopостачання і відповідно розраховувалась економія тепловитрат. Дані розрахунку представлені в табл. 5.2.

Таблиця 5.2

Енергоефективність впровадження ІТП в порівнянні з елеваторним вузлом

№ п/п	Середня температура зовнішнього повітря за обраний опал. період, °С		Загальна кількість градусо-годин за обраний опал. період, °С·год.		Витрата теплової енергії на опалення за обраний опал. період, Гкал		Питомі тепловитрати на опалення, Вт·год./ (м ² ·°С·год.)		Економія тепловитрат на опалення, %
	елеваторний вузол	ІТП	елеваторний вузол	ІТП	елеваторний вузол	ІТП	елеваторний вузол	ІТП	
1.	-0,48	-0,49	3104,64	3106,32	17,56	11,72	2,03	1,35	33,5
2.	-1,68	-1,68	3306,24	3306,24	15,74	13,6	1,7	1,47	13,5
3.	-6,43	-6,47	4104,24	4110,96	18,57	17,58	1,62	1,53	5,6

Для реалізації інших підходів визначення ефективності впровадження ІТП була побудована залежність витрат теплової енергії від температури зовнішнього повітря для системи тепlopостачання без ІТП та для системи тепlopостачання з ІТП (рис. 5.1). Як видно з рис. 5.1, найбільш ефективно ІТП працює в межах температури зовнішнього повітря (+8,0...-5,0) °С, а при більш низьких температурах ІТП відпрацьовує як звичайний тепловий пункт елеваторного типу. На рис. 5.2 показано, що ІТП найефективніше працює в діапазоні температур зовнішнього повітря вище червоної лінії.

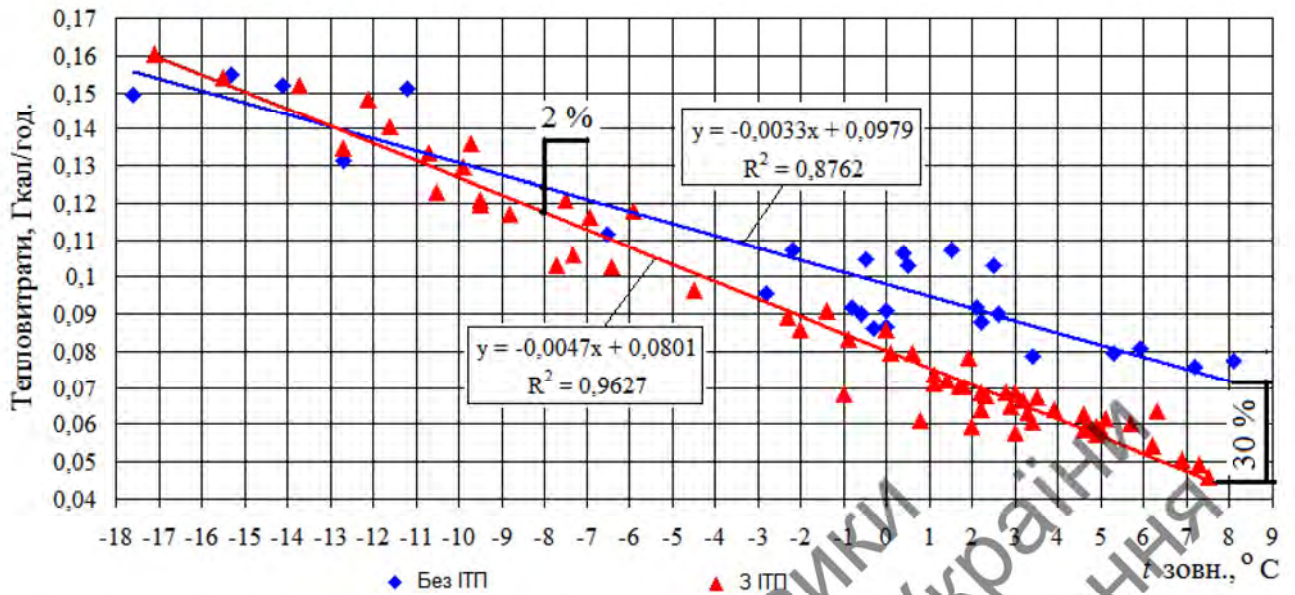


Рис. 5.1. Залежність тепловитрат від температури зовнішнього повітря в робочі дні (станом на 12:00 год.)

Встановлено, що при температурі зовнішнього повітря $+8,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ вдається зекономити 30 % споживання теплової енергії у порівнянні з елеваторною нерегульованою системою.

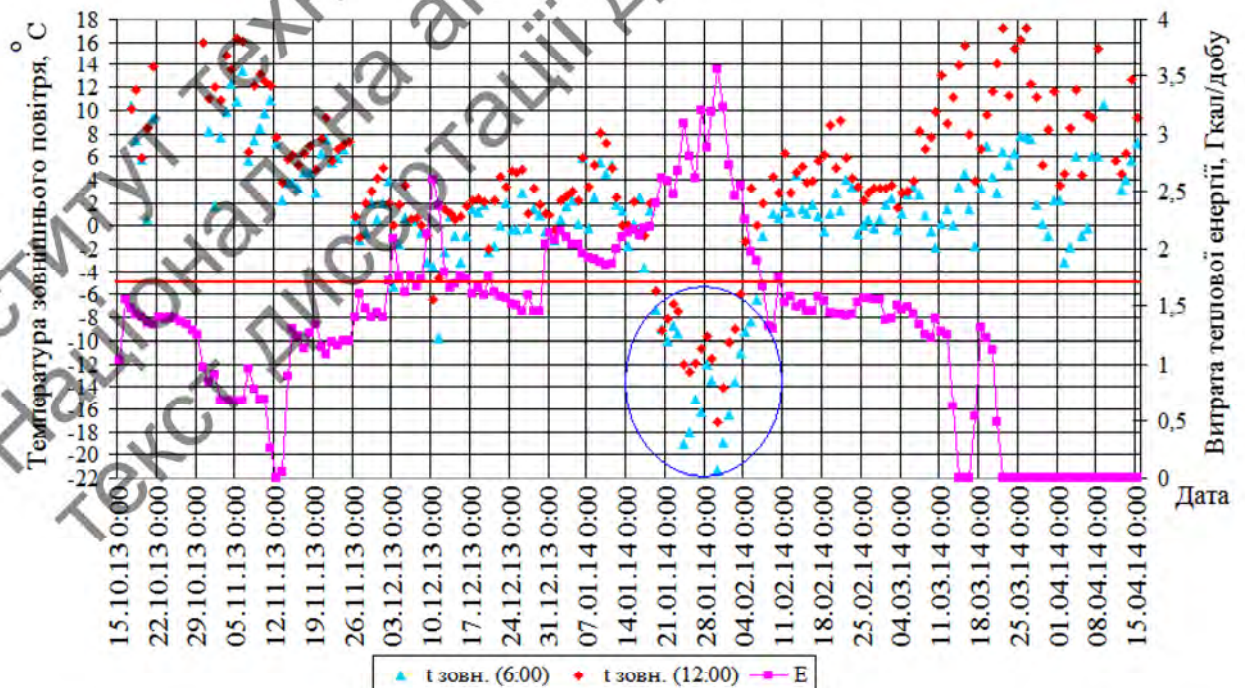


Рис. 5.2. Коливання температури зовнішнього повітря (6:00 год., 12:00 год.) та добова витрата теплової енергії за опалувальний сезон 2013-2014 рр.

На рис. 5.3 показані річні витрати теплової енергії за опалювальний період з 2004 по 2015 рр.

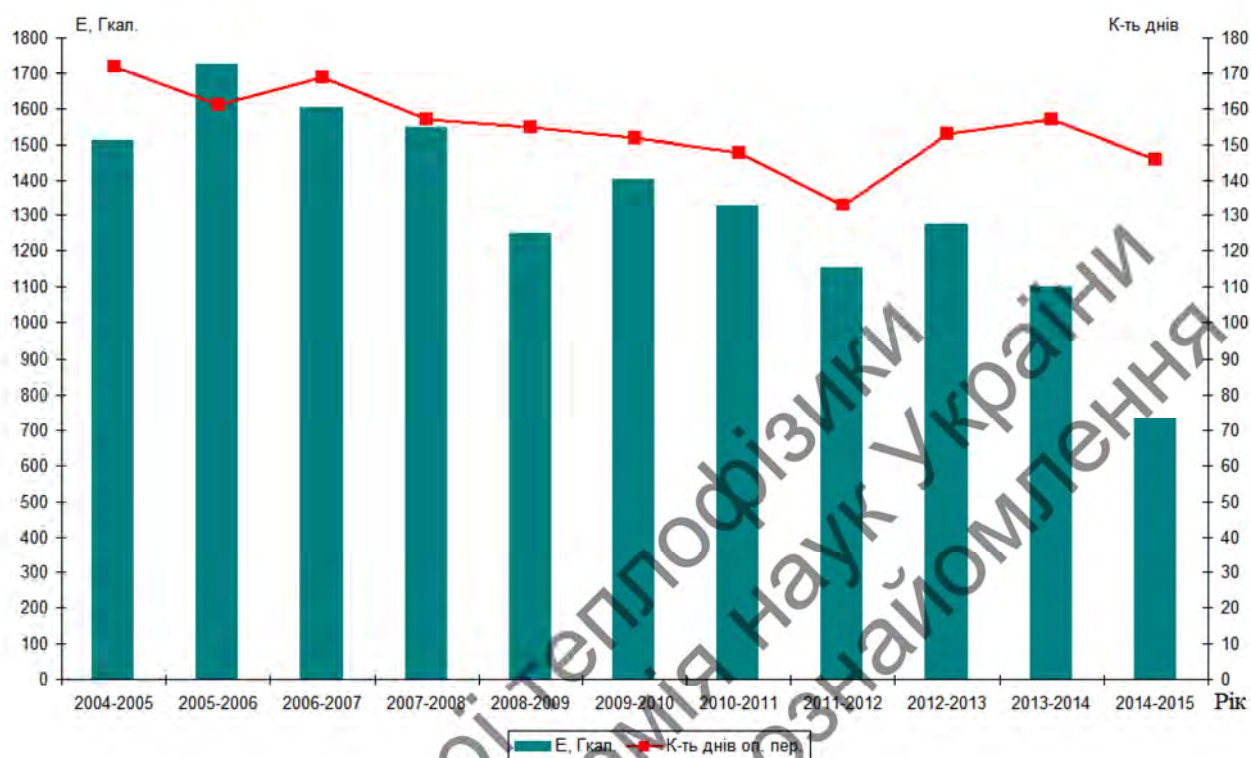


Рис. 5.3. Витрати теплової енергії за опалювальні періоди 2004-2014 рр. в ІТТФ (площадка ІТТФ НАНУ по вул. Булаховського, 2)

Як видно з рис. 5.3, після впровадження ІТП річні витрати теплової енергії на опалення будівель ІТТФ скоротились (ІТП повноцінно працював в останні два опалювальні періоди).

5.2 Розрахунок зменшення витрати теплової енергії при використанні різних режимів експлуатації ІТП

Одна з методик визначення енергозбереження системами опалення будівлі з різною автоматизацією ІТП представлена в VDI 3808 [78].

Сумарний вплив регулювально-технічного оснащення системи опалення та ІТП відображено коефіцієнтом зменшення теплоспоживання внаслідок підтримання температурних умов в приміщеннях

$$r_R = \frac{t \cdot f_{R2} - t_Z}{t \cdot f_{R1} - t_Z},$$

де t – задана температура будівлі, яка відповідає нормованій температурі основних приміщень, °С; t_Z – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період, °С; f_{R1} і f_{R2} – коефіцієнт якості регульовально-технічного оснащення системи відповідно для базового і застосовуваного варіанта проектних рішень [79].

За базовий варіант приймають систему опалення з тепловим пунктом при незначному втручанні користувача і ручному регулюванні – $f_{R1} = 1,13$. Для досліджуваного теплового пункту з регулятором температури подавального теплоносія за погодними умовами – $f_{R2} = 1,05$.

Зменшення теплоспоживання складає

$$(1 - r_R) \cdot 100, \% \quad (5.1)$$

Також за методикою, представленою в [80], було визначено величину економії енергії за рахунок запрограмованого зниження температури в приміщеннях в неробочі дні і нічні години.

Відносна величина зниження витрати теплової енергії визначається за формулою

$$\Delta Q_{\text{еф}} = \frac{D_e}{D} \cdot 100, \% \quad (5.2)$$

де D_e – кількість “зекономлених” градусо-годин за опалювальний період, °С·год.

Значення D_e визначається за формулою $D_e = (t_p - t_{pe}) \cdot Z_e$,

де t_p – температура внутрішнього повітря будівлі, яка відповідає нормованій температурі основних приміщень, °С; t_{pe} – значення, до якого знижується

температура повітря в приміщенні, °С; Z_e – період, протягом якого знижується температура повітря, год.; D – загальна кількість градусо-годин за опалювальний період, °С·год.

Значення D визначається за формулою $D = (t_p - t_{hi}) \cdot Z_{hi}$,

де t_{hi} і Z_{hi} – середня за опалювальний період температура зовнішнього повітря, °С, і тривалість опалювального періоду, год., відповідно.

В табл. 5.3 представлені результати розрахунку зменшення витрат теплової енергії на основі представлених двох методик (Німеччини та Росії).

Розрахунок проводився наступним чином. Спочатку обирався один з режимів роботи ІТП і для нього розраховувалася середня температура зовнішнього повітря за період, коли проводилось дослідження даного режиму (зазвичай це 7 діб або 168 діб). Далі розраховувалася загальна кількість градусо-годин та кількість “зеконормованих” градусо-годин у періоди зниження теплоспоживання (нічний час, вихідні дні). Використовуючи формули (5.1) і (5.2) визначались зниження витрат теплової енергії. Такі дії проводились для шести різних режимів роботи ІТП для опалювальних періодів 2012-2013 рр., 2013-2014 рр, деякі з них також описано в [81].

Як видно з табл. 5.3, чим вища температура зовнішнього повітря, тим більше вдається зекономити витрат теплової енергії, що ще раз доводить практичну цінність впровадження ІТП.

Таблиця 5.3

Розрахунок економії теплової енергії

№ п/п	Режим роботи ІТП	Середня тем-ра зовнішнього повітря, °С	Загальна кількість градусо-годин за обраний опалювальний період, °С·год.	Зниження теплоспоживання, % (методика Німеччини)	Відносна величина зниження витрати теплової енергії, % (методика Росії)
опалювальний сезон 2012-2013 рр.					
1	ІТП з 2-ход. кл., насос перекачує теплоносії з зворотного тр-ду в подавальний	0,11	2969,74	7,1	5,6
2	ІТП з 2-ход. кл., насос підмішує через "перемичку", знаходячись в зворотному тр-ді	-0,33	3079,44	7,0	5,5
3	ІТП з 3-ход. кл., насос в зворотному тр-ді	-0,49	3106,32	6,9	5,4
4	ІТП з ГС і 2-ход. кл., насос в зворотному тр-ді	-1,68	3306,24	6,5	5,1
5	ІТП з ГС і 2-ход. кл., насос в подавальному тр-ді	-6,47	4110,96	5,4	4,1
6	ІТП з 3-ход. кл., насос в подавальному тр-ді	-8,99	4345,39	4,9	3,7
опалювальний сезон 2013-2014 рр.					
1	ІТП з 3-ход. кл., насос в подавальному тр-ді	3,40	2452,80	8,5	6,9
2	ІТП з 2-ход. кл., насос підмішує через "перемичку", знаходячись в зворотному тр-ді	2,71	2568,72	8,2	6,5
3	ІТП з ГС і 2-ход. кл., насос в подавальному тр-ді	2,45	2612,40	8,1	6,4
4	ІТП з 3-ход. кл., насос в зворотному тр-ді	1,65	2746,80	7,7	6,1
5	ІТП з 2-ход. кл., насос перекачує теплоносії з зворотного тр-ду в подавальний	-6,00	4032,00	5,5	4,2
6	ІТП з ГС і 2-ход. кл., насос в зворотному тр-ді	-12,33	5095,44	4,4	3,3

5.3 Розрахунок терміну окупності ІТП

Розрахунок терміну окупності проводився при наступних вихідних даних. Обирався опалювальний сезон 2010-2011 рр. (система тепlopостачання з елеваторним вузлом), при якому:

- середня температура зовнішнього повітря: -2,0 °С;
- тривалість опалювального сезону: 148 діб;
- загальна витрата теплової енергії за 148 діб: 294 Гкал;
- середньодобова витрата теплової енергії: 2 Гкал/добу;
- середня економія теплової енергії від впровадження ІТП: 15 %.

Розрахунок проводився для трьох варіантів тарифів на теплову енергію, взятих з [82]. Розрахунок терміну окупності при тривалості опалювального сезону 148 діб (реального) представлено в табл. 5.4.

Таблиця 5.4

При тривалості опалювального сезону 148 діб (реального)

Тарифи, грн./Гкал	506,8 (з 1.10.2010)	765,9 (з 1.10.2011)	1631,68 (з 1.04.2015)	1631,68 (з 1.04.2015)
Зекономлена теплова енергія, Гкал		44,1		44,1
Вартість зеконом- леної теплової енергії, тис. грн.	22,4	33,8	72,0	72,0
Вартість впровадженого ІТП, тис. грн.	100,0 (станом на 2010 р.)			250,0
Термін окупності, років	4,5	3	1,4	3,5

Розрахунок терміну окупності при тривалості опалювального сезону 180 діб (теоретичного) представлено в табл. 5.5.

При тривалості опалювального сезону 180 діб (теоретичного)

Тарифи, грн./Гкал	506,8 (з 1.10.2010)	765,9 (з 1.10.2011)	1631,68 (з 1.04.2015)	1631,68 (з 1.04.2015)
Зекономлена теплова енергія, Гкал	54,0			54,0
Вартість зеконом- леної теплової енергії, тис. грн.	27,4	41,4	88,1	88,1
Вартість впроваджено-го ІТП, тис. грн.	100,0 (станом на 2010 р.)			250,0
Термін окупності, років	3,7	2,4	1,1	2,8

За умови вартості 1 Гкал теплової енергії 1631,68 грн., простий термін окупності запропонованого ІТП на сьогодні (станом на 1 квітня 2015 р.) становить до 3-х років.

5.4 Висновки до розділу 5

На основі отриманих експериментальних даних було досліджено ефективність впровадження ІТП. Для цього було розраховано питомі витрати теплової енергії як для системи тепlopостачання з ІТП так і для системи тепlopостачання елеваторного типу. Встановлено, що після впровадження ІТП питомі тепловитрати на опалення в середньому зменшились з 140 (кВт·год.)/(рік·м²) до 123 (кВт·год.)/(рік·м²).

На основі побудованих графічних залежностей встановлено діапазон температур зовнішнього повітря, при яких ІТП працює найефективніше. Встановлено, що при температурі зовнішнього повітря +8,0 °С вдається зекономити 30 % споживання теплової енергії, що рівнозначно економії 15 % за опалювальний період.

За основи використання двох методик були проведені розрахунки зменшення теплоспоживання для шести різних режимів роботи ІТП. Визначено енергетичну та економічну ефективності впровадження ІТП. Розраховано термін простої окупності запропонованого ІТП, який на сьогодні становить до 3-х років.

ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ
Національна академія наук України
ТЕКСТ ДИСЕРТАЦІЇ ДЛЯ ОЗНАЙОМЛЕННЯ

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ

1. Проведено цільове енергетичне обстеження будівлі 1-го корпусу ІТТФ НАН України по вул. Булаховського, 2 та здійснено моніторинг її теплопостачання для опалення (з 2007 р. по 2015 р.).

2. Досліджено використання переривчастого ручного режиму управління теплоспоживанням будівлі.

3. Досліджено використання переривчастого режиму експлуатації одиночного опалювального пристрою системи опалення будівлі.

4. Розроблено алгоритм ефективного управління теплоспоживанням адміністративної будівлі в нічний час та в вихідні і святкові дні.

5. Розроблено схему, виготовлено та впроваджено експериментальний індивідуальний тепловий пункт оригінальної конструкції (із використанням гідравлічної стрілки), що приєднується до системи теплопостачання за залежною гідравлічною схемою.

6. Проведені багаторічні експериментальні дослідження ІТП у реальному часі із постійним моніторингом основних параметрів теплопостачання. Відпрацьованні різні режими експлуатації ІТП. Встановлено, що найкращий варіант експлуатації ІТП з використанням триходового клапану, що виконує функцію підмішування в залежності від погодних умов, циркуляційний насос при цьому розташований в подавальному трубопроводі. Зазначимо, що запропонований режим найбільш ефективно використовувати до температур зовнішнього повітря, не нижчих $-5...-7$ °С. При більш низьких температурах, за яких при діючих на сьогодні температурних графіках відпустку теплоти теплопостачальними організаціями ефективність використання ІТП падає, більш доцільним є використання іншого режиму ІТП, як такого, при якому витрати електроенергії на експлуатацію ІТП є меншими.

7. Створено банк експериментальних даних (багатомільйонна кількість експериментальних точок) довготривалих за період 2007-2015 рр. вимірювань щогодинних значень температури доквілля і параметрів теплопостачання та

теплоспоживання всієї філії ІТТФ НАН України (по вул. Булаховського, 2) і особливо корпусу №1 інституту, а саме: показників витрати теплоносія (як подачі, так і зворотної), спожитої теплової енергії, температури теплоносія (як подачі, так і зворотної), температур повітря в контрольних приміщеннях як при роботі елеваторного вузла змішування, так і при експлуатації ІТП оригінальної конструкції. Отримані дані дають змогу в подальшому провести більш ретельний енергетичний і ексергетичний аналіз експлуатації системи тепlopостачання корпусу як в традиційному варіанті застосування елеваторного вузла, так і при використанні ІТП.

8. Запропоновано параметр, що дозволяє оцінити ступінь енергоефективності сукупно будівлі та її системи теплозабезпечення.

9. Визначено енергетичну та економічну ефективності впровадження ІТП. Встановлено, що середня економія теплової енергії в опалюваний період оцінково становить до 15 %.

10. Розраховано, що простий термін окупності запропонованого ІТП на сьогодні становить до трьох років.

ВИСНОВКИ

1. Використання запропонованого ІТП для будівлі каркасно-панельного типу проекту 416-3-3/70 “Універсальна 3-поверхова будівля розміром 18x60 м” 1966 р., що більш як 42 роки успішно експлуатується за штатним функціональним призначенням як адміністративна будівля бюджетної сфери для кліматичних умов м. Києва при погодозалежному регулюванні теплоспоживанням дозволяє щорічно економити до 15% теплової енергії. Така економія призводить до економії первинного палива на котельні в обсязі до 30%.

2. Для теплового споживача, в якого теплота споживається декількома об'єктами (окремими будівлями), більш доцільно застосовувати залежний спосіб підключення ІТП до теплової системи кожного об'єкта, так як при цьому зміни гідравлічного режиму місцевих теплових мереж та систем теплозабезпечення об'єктів найменші в порівнянні із незалежним підключенням.

3. Враховуючи, що в відділенні ІТГФ НАН України по вул. Булаховського всі 4 будівлі, що опалюються в зимовий період, однакові та приймаючи до уваги переваги розробленого ІТП, а саме: високу енергоефективність, відносно помірну вартість, мінімальні зміни в гідравлічних режимах розподільчої теплової мережі, рекомендувати вказаний ІТП до впровадження в корпусах № 2-4 по вул. Булаховського, 2.

4. Для ефективного впровадження ІТП доцільно провести хоча б цільове енергетичне обстеження будівлі. При питомих витратах теплової енергії для системи опалення будівлі більших 300 кВт-годин/кв. м в рік, доцільність застосування ІТП є сумнівною (низькою).

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Інженерне обладнання будинків і споруд. Зовнішні мережі та споруди. Теплові мережі ДБН В.2.5-39:2008. – [Чинні з 2009-01-07]. – К.: Мінрегіон України, 2009. – 56 с. – (Державні будівельні норми України).
2. Тепловые сети. Актуализированная редакция СНиП 41-02-2003: СП 124.13330.2012. – [Введен в действие с 01 января 2013 г.]. – Офиц. изд. – М.: Министерство регионального развития Российской Федерации, 2012. – 74 с. – (Свод правил).
3. Про затвердження Правил користування тепловою енергією: Постанова Кабінету міністрів України від 3 жовтня 2007 р. № 1198 // Офіційний вісник України. – 2007 р. – № 77. – Ст. 2852.
4. Системи теплозабезпечення будівель. Методика розрахунку енергопотреби та енергоефективності системи. Частина 1. Загальні положення (EN 15316-1:2007, IDT): ДСТУ Б EN 15316-1:2011. – [Чинний від 2013-01-01]. – К.: Мінрегіон України, 2012. – 38 с. – (Національний стандарт України).
5. Долінський А. А. Комунальна теплоенергетика України: стан, проблеми, шляхи модернізації. Колективна монографія в 2-ох томах. / А. А. Долінський, Б. І. Басок, Є. Т. Базєєв, І. А. Піроженко. – Київ, 2007. – 827 с.
6. Приймак О. В. Аналіз технічних рішень, що пропонуються при розробці оптимізованих схем систем тепlopостачання міст України / О. В. Приймак, П. М. Гламаздин // Енергозбереження в будівництві та архітектурі. – Київ, 2011. – Вип.1. – С.112-114.
7. Лямин А. А. Проектирование и расчет конструкций тепловых сетей / А. А. Лямин, А. А. Скворцов. – М.: Издательство литературы по строительству, 1965. – 295 с.
8. Соколов Е. Я. Теплофикация и тепловые сети: [учеб. для вузов] / Е. Я. Соколов. – М.: МЭИ, 2001. – 472 с.

9. Водяные тепловые сети: [справочное пособие по проектированию] / И. В. Беляйкина, В. П. Витальев, Н. К. Громов и др. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 376 с.

10. Семенов В. Г. Опыт Польши в теплоснабжении – урок для России. [Электронный ресурс] / В. Г. Семен // Эско. – 2007. – №8. – Режим доступа: http://esco-ecosys.narod.ru/2007_8/art123.htm.

11. Дубсон М. И. Опыт эксплуатации тепловых сетей и индивидуальных тепловых пунктов предприятия «Рига-Силтумс». [Электронный ресурс] / М. И. Дубсон // Новости теплоснабжения. – 2008. – № 4 (92). – Режим доступа: http://www.nts.ru/4_2008.html.

12. Наумчик Е. М. Оптимизация системы теплоснабжения Минска / Е. М. Наумчик // Энергосбережение. – 2011. – №1. – С 60-65.

13. Пярнасте В. Х. Опыт реализации проекта по реконструкции теплового хозяйства в городе Нарва / В. Х. Пярнасте, О. Е. Рыжаков // Новости теплоснабжения. – 2008. – №5 (93). – С 15-19.

14. Альбом принципиальных схем блочных тепловых пунктов Данфосс. – К.: Такі справи, 2006. – 57 с.

15. Пат. 17972 Україна, МПК (2006) F 24 D 15/00. Індивідуальний тепловий пункт / К. Д. Маргуліс, В. Л. Кисіль, Д. Л. Шквирін, Г. В. Повх, А. Я. Задорожний, заявник та власник К. Д. Маргуліс, В. Л. Кисіль, Д. Л. Шквирін, Г. В. Повх, А. Я. Задорожний. – № и 200604825; заявл. 03.05.2006; опубл. 16.10.2006, Бюл. № 10. – 3 с.

16. Pat. 4671459 United States, F23N 1/08, F24D 3/08. Regulating device for a central heating plant containing a hot water supply / Jan A. Stapensea, assignee V. V. Fasto Buinen, Netherlands – № 798010; filed. Nov. 14, 1985; publ. Jun. 9, 1987. – 4 p.

17. Пат. 51886 Україна, МПК F24D 3/08 (2006.01), F24D 3/18 (2006.01). Тепловий пункт системи теплопостачання / В. В. Бойчук, В. В. Голеншин, заявник та власник Національний університет кораблебудування імені

адмірала Макарова. – № и 200913769; заявл. 28.12.2009; опубл. 10.08.2010, Бюл. № 15. – 3 с.

18. Мижилинська К. Гидравлические схемы источников тепла с несколькими котлами. Гидравлическая стрелка – что это? / К. Мижилинська // Польский монтажник. – 1996. – № 5.

19. Мижилинська К. Методы гидравлического разделения котловых и отопительных контуров / К. Мижилинська // Теплоснабжение, отопление, вентиляция. – 1997. – № 10.

20. Цвирс Вильгельм. Гидравлические стрелки / Вильгельм Цвирс // Строительная техника. – 1996. – № 6.

21. Покотилев В. В. Регулирующие клапаны автоматизированных систем тепло- и холодоснабжения / В. В. Покотилев. – Вена: «Herz Armaturen», 2010. – 176 с.

22. Пат. 91429 Україна, МПК F28C 3/04 (2006.01), F16L 55/04 (2006.01). Горизонтальний термогидравлічний розподільник / Д. П. Нечай, Є. Ю. Коваленко, заявник та власник Д. П. Нечай. – № и 201313260; заявл. 14.11.2013; опубл. 10.07.2014, Бюл. № 13. – 4 с.

23. Теплоснабжение: [учеб. для вузов] / А. А. Ионин, Б. М. Хлыбов, В. Н. Братенков, Е. Н. Терлецкая. – М.: Стройиздат, 1982. – 336 с.

24. Зингер Н. М. Гидравлические и тепловые режимы теплофикационных систем / Н. М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 320 с.

25. Тихомиров А. К. Теплоснабжение района города: [учеб. пособие] / А. К. Тихомиров. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2006. – 135 с.

26. Теплоснабжение: учебное пособие для студентов вузов / [В. Е. Козин, Т. А. Левина, А. П. Марков и др.]. – М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.

27. Варфоломеев Ю. М. Отопление и тепловые сети: учеб. / Ю. М. Варфоломеев, О. Я. Кокорин. – М.: ИНФРА-М, 2006. – 480 с.

28. Наладка и эксплуатация водяных тепловых сетей: справочник / [А. И. Манюк, Я. И. Каплинский, Э. Б. Хиж и др.]. – М.: Стройиздат, 1988. – 432 с.

29. Лыков А. Н. Автоматизация индивидуального теплового пункта корпуса электротехнического факультета / А. Н. Лыков, А. М. Костыгов, С. А. Пырков // Энергетика. Инновационные направления в энергетике. CALS-технологии в энергетике. – 2012. – № 1. – С. 98–108.

30. Королева Т. И. Опыт регулирования теплопотребления путем модернизации индивидуального теплового пункта / Т. И. Королева, В. В. Салмин, Е. Г. Ежов, Н. Ю. Иващенко // Региональная архитектура и строительство. – 2013. – № 2. – С. 109–114.

31. Потапенко А. Н. Возможности повышения эффективности процесса отопления зданий в автоматизированных ИТП / А. Н. Потапенко, Е. А. Потапенко // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2005. – № 5-6. – С. 79–88.

32. Нестеров С. В. Стенд для моделирования погодозависимого управления тепловым пунктом / С. В. Нестеров, С. В. Петров, О. В. Толстель., А. О. Чурилов // Вестник Балтийского федерального университета им. И. Канта. – 2014. – № 10. – С. 87–90.

33. Назаренко О. О. Погодозалежне регулювання в системах теплопостачання / О. О. Назаренко, Є. Г. Жовнорук // Нова тема. – 2010. – №3. – С.35-37.

34. Потапенко Е. А. Исследование алгоритмов управления процессом отопления здания с зависимым теплоснабжением / Е. А. Потапенко, А. С. Солдатенков, А. О. Яковлев // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. Информатика. Телекоммуникации. Управление. – 2011. – Т. 2. № 120. – С. 74–78.

35. Солдатенков А. С. Разработка и исследование математической модели управления автоматизированным индивидуальным тепловым пунктом / А. С. Солдатенков, А. Н. Потапенко, С. Н. Глаголев // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического

университета. Информатика. Телекоммуникации. Управление. – 2012. – Т. 1. № 140. – С. 41–48.

36. Стрижак П. А. Энергоэффективность системы теплоснабжения зданий при различных методах регулирования теплопотребления / П. А. Стрижак., М. Н. Морозов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2014. – № 3 (202). – С. 88–96.

37. Потапенко А. Н. Математическое моделирование процессов отопления распределенного комплекса зданий при различных схемах теплопотребления / А. Н. Потапенко, А. С. Солдатенков, Е. А. Потапенко // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2011. – Т. 13. № 4-4. – С. 998–1002.

38. Сабденов К. О. Тепловой режим в здании при наличии смешения теплоносителя подающего и обратного трубопроводов / К. О. Сабденов, Б. А. Унаспеков, М. Ерзада, Б. А. Игембаев // Инженерно-физический журнал. – 2014. – Т. 87. № 1. – С. 71–78.

39. Бабак В. П. Автоматизований пункт керування теплоспоживанням / В. П. Бабак, Б. Д. Білека, А. О. Назаренко // Пром. теплотехника. – 2013. – Т. 35, № 1. – С. 57-64.

40. Ковальногов Н. Н. Эффективность использования автоматизированной системы регулирования теплопотребления в здании УлГТУ [Электронный ресурс] / Н. Н. Ковальногов // Новости теплоснабжения. – 2006. – № 06 (70). – Режим доступа: http://www.ntsnn.ru/6_2006.html.

41. Кутний Б. А. Регулювання відпуску теплоти в централізованих системах теплопостачання в період “зрізки” температурного графіка: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.23.03 “Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання” / Б. А. Кутний. – Харків, 1999. – 20 с.

42. Анисимова Е. Ю. Энергоеффективность теплового режима здания при использовании оптимального режима прерывистого отопления / Е. Ю. Анисимова // Вестник ЮУрГУ. Серия “Строительство и архитектура”. – 2012. – № 38 (297). – С. 55-59.

43. Дацюк Т. А. Моделирование теплового режима жилых помещений при прерывистом отоплении [Электронный ресурс] / Т. А. Дацюк, Ю. П. Ивлев, В. А. Пухкал // Современные проблемы науки и образования. – 2014. – №5. – Режим доступа: <http://www.science-education.ru/119-14698>.

44. Малявина Е. Г. Влияние теплового режима наружных ограждающих конструкций на нагрузку системы отопления при прерывистой подаче теплоты / Е. Г. Малявина, Р. Р. Асатов // Academia. Архитектура и строительство. – 2010. – №3. – С. 324-327.

45. Панферов В. И. Анализ возможности экономии тепловой энергии при прерывистом режиме отопления / В. И. Панферов, Е. Ю. Анисимова // Вестник ЮУрГУ. Серия “Строительство и архитектура”. – 2008. – № 12 (112). – С. 30-37.

46. Круковский П. Г. Анализ путей уменьшения энергозатрат за счет периодического снижения температуры воздуха отапливаемых помещений / П. Г. Круковский, О. Ю. Тадля, М. А. Метель, Г. А. Пархоменко // Промышленная теплотехника. – 2008. – Т.30, №2. – С. 79-85.

47. Табунщиков Ю. А. Экспериментальные исследования оптимального управления расходом энергии / Ю. А. Табунщиков, М. М. Бродач // Academia. Архитектура и строительство. – 2009. – №5. – С. 277-282.

48. Гершкович В. Ф. О возможности практической реализации регулирования теплопотребления зданий методом периодического прерывания потока теплоносителя [Электронный ресурс] / В. Ф. Гершкович // Новости теплоснабжения. – 2000. – № 02 (02). – Режим доступа: http://www.ntsн.ru/2_2000.html.

49. Богословский В.Н. Строительная теплофизика / В. Н. Богословский. – М.: Высшая школа, 1982. – 415 с.

50. Буляндра О. Ф. Дослідження впливу масопереносу на коефіцієнт теплопровідності цегляної стінки в залежності від її вологості / О. Ф. Буляндра, М. Янчарек, С. М. Василенко // Харчова промисловість. – 2008. – Вип. 6. – С. 72-74.

51. Басок Б. И. Особенности теплоснабжения административного здания в отопительный период / Б. И. Басок, Б. В. Давыденко, С. М. Гончарук и др. // *Керамика: наука и жизнь*. – 2011. – № 4 (14). – С. 59-68.

52. Басок Б. И. Моделирование тепловыдачи от двухпанельного радиатора / Б. И. Басок, Б. В. Давыденко, С. М. Гончарук, В. Г. Новиков // *Будівельні конструкції*. – 2013. – В. 77. – С. 60-64.

53. Басок Б. И. Температурный режим отапливаемого помещения. Приближенная теплофизическая модель / Б. И. Басок, Б. В. Давыденко, С. М. Гончарук, О. М. Лысенко // *Промышленная теплотехника*. – 2013. – Т. 35, № 4. – С. 23-30.

54. Басок Б. И. Теплофизичне моделювання повітряно-температурного режиму приміщення громадської будівлі при переривчастому режимі опалення / Б. И. Басок, Б. В. Давыденко, С. М. Гончарук, О. М. Лысенко // *Збірник тез доповідей I міжнародної науково-практичної та навчально-методичної конференції “Енергетичний менеджмент: стан та перспективи розвитку – 2014”*, 27-29 травня 2014 р. НТУУ “КПІ”, м. Київ. – К., – 2014. – С. 21.

55. Недбайло А. Н. Математическая модель нестационарного процесса теплопереноса в многослойной ограждающей конструкции / А. Н. Недбайло, М. Ф. Калинина, И. К. Божко, М. П. Новицкая, С. М. Гончарук, Л. Н. Кужель, О. Н. Лысенко // *Керамика: наука и жизнь*. – 2014. – № 2 (23). – С. 14-29.

56. 12.Панферов В.И. Об оптимальном управлении тепловым режимом зданий / В.И. Панферов, Е.Ю. Анисимова, А.Н. Нагорная // *Вестник ЮУрГУ Серия «Энергетика»*. – 2007. – Вып. 8, № 20 (92). – С. 3–9.

57. Басок Б. И. Эффективность прерывистого режима отопления помещений / Б. И. Басок, Б. В. Давыденко, С. М. Гончарук, О. М. Лысенко // *Промышленная теплотехника*. – 2013. – Т. 35, № 6. – С. 39-46.

58. Богословский В. Н. Отопление: [учеб. для вузов] / В. Н. Богословский, А. Н. Сканава. – М.: Стройиздат, 1991. – 735 с.

59. Басок Б. И. Разработка индивидуального теплового пункта с гидравлической стрелкой / Б. И. Басок, А. Б. Басуров, А. Р. Коба и др. // VII

Международная конференция “Проблемы промышленной теплотехники” 23-27 мая 2011 г., г. Киев, Украина. Пром. теплотехника. – 2011. – Т 33, №7. – С. 95.

60. Лисенко О. М. Індивідуальний тепловий пункт з гідравлічною стрілкою / О. М. Лисенко // Промышленная теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 8. – С. 135–139.

61. Пат. 70590 Україна, МПК (2012.01), F24D 15/00, F24D 3/02 (2006.01). Індивідуальний тепловий пункт / А. А. Долінський, Б. І. Басок, О.М. Лисенко, А.О. Авраменко, А.Р. Коба, А.І. Тесля, М.А. Хибина; заявник та власник Інститут технічної теплофізики НАН України. – № и 201109780; заявл. 08.08.2011; опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12. – 3 с.

62. Давыденко Б. В. Оригинальные индивидуальные тепловые пункты (с электрическими котлами и/или гидравлической стрелкой) / Б.В. Давыденко, О.Н. Лысенко // Украина-Россия-Сколково. Единое инновационное пространство. Мат. Межд. конф. 22-23 мая. – 2013. – С. 123-124.

63. Пырков В. В. Гидравлическое регулирование систем отопления и охлаждения. Теория и практика. – II. – К.: Такі справи, 2005. – 304с.

64. Применение гидравлических разделителей с котлами. – Режим доступу: <http://baxi.ua/assets/files/documentu/Article/Separators%20BAXI-web.pdf>.

65. Кукса А. В. Гидравлический разделитель. Изготовление и применение. / А. В. Кукса // Термометр. – 2009. – С. 50-56.

66. Опалення, вентиляція та кондиціонування ДБН В.2.5-67:2013. – [Чинні з 2014-01-01]. – К.: Мінрегіон України, 2013. – 141 с. – (Державні будівельні норми України).

67. Басок Б. И. Поливалентная система теплообеспечения пассивного дома на основе возобновляемых источников энергии / Б. И. Басок, И. К. Божко, А. Н. Недбайло, О. Н. Лысенко // Инженерно-строительный журнал. – 2015. – №6. – С. 32-43.

68. Будівельна кліматологія ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010.– [Дата введення 2011-11-01] / Мінрегіонбуд України. – К.: Укрархбудінформ, 2011. – 123 с. – (Национальный стандарт Украины).

69. Давиденко Б. В. Дослідження параметрів експериментального індивідуального теплового пункту при різних режимах його експлуатації / Б. В. Давиденко, С. В. Андрейчук, В. П. Приємченко, О. М. Лисенко // Промышленная теплотехника. – 2013. – Т. 35, № 7. – С. 240-245.

70. Басок Б. І. Експериментальні дослідження теплозабезпечення адміністративної будівлі за опалювальний період 2012-2013 рр. / Б. І. Басок, Б. В. Давиденко, О. М. Лисенко // Будівельні конструкції. – 2014. – Випуск 80. – С. 109-112.

71. Лисенко О. М. Дослідження експлуатації експериментального індивідуального теплового пункту. / О. М. Лисенко // Відновлювана енергетика, новітні автоматизовані електротехнології в біотехнічних системах АПК. Тези доповідей, 16-17 жовтня 2014 р., м. Київ. – 2014, С. 47-48.

72. Лисенко О. М. Управління теплопостачанням будівлі на основі використання індивідуального теплового пункту оригінальної конструкції / О. М. Лисенко, Л. М. Кужель, І. К. Божко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2015. – Т. 1, N 8(73). – С. 61-67. – Режим доступу: DOI: 10.15587/1729-4061.2015.37917

73. Басок Б. І. Експериментальні дослідження ефективного управління теплопостачанням адміністративної будівлі бюджетної організації / Б. І. Басок, В. Г. Новіков, О. М. Лисенко, В. П. Приєченко, О. В. Ряснова // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – 2015. Вип. 7. – С. 17-21.

74. Зейдель А. Н. Погрешности измерений физических величин / А. Н. Зейдель. – Л.: Наука, 1985. – 112с.

75. Рабинович С. Г. Погрешности измерений / С. Г. Рабинович. – Л.: Энергия, 1978. – 262 с.

76. Басок Б. І. Особливості теплозабезпечення адміністративної будівлі на основі індивідуального теплового пункту. / Б. І. Басок, О.М. Лисенко, В. П. Приємченко, С. В. Андрейчук // Будівельні конструкції. – 2013. – Випуск 77. – С. 184-187.

77. Басок Б. І. Шляхи підвищення ефективності використання теплової енергії в системах тепlopостачання будівель / Б. І. Басок, Б. В. Давиденко, О. М. Лисенко, С. М. Гончарук // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – 2014. Вип. 6. – С. 9-13.

78. VDI 2067-2:1982. Berechnung der Kosten von Warmeversorgungsanlagen. Raumheizung.

79. Пырков В. В. Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование / В. В. Пырков. – К.: ДП “Такі справи”, 2007. – 252 с.

80. Теплоснабжение и вентиляция. / Под. ред. Б. М. Хрусталева - М.: Изд-во АСВ, 2008. - 784 с.

81. Лисенко О. М. Оцінка окремих режимів експлуатації індивідуального теплового пункту / О. М. Лисенко // Промышленная теплотехника. – 2012. – Т. 34, № 7. – С. 95–99.

82. Тарифы на тепловую энергию. – Режим доступу: http://kyivenergo.ua/ru/te-company/teplova_energiya.

ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ
Національна академія наук України
текст дисертації для ознайомлення

Додаток А

Технічні характеристики деяких приладів та датчиків

ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ
Національна академія наук України
текст дисертації для ознайомлення

Таблиця А.1

Основні технічні характеристики теплोलічильника «СВТУ-10М»

№ п/п	Основна технічна характеристика	Значення
1.	Кількість каналів обліку теплової енергії	1
2.	Діаметр умовного проходу трубопроводу, мм	80
3.	Межа вимірювання витрати теплоносія відповідає швидкості, м/с	10,0
4.	Робочий діапазон вимірювання витрати, %	1,0...100
5.	Робочий діапазон температури теплоносія, °С	0...150
6.	Допустима різниця температур в подавальному та зворотному трубопроводах	2,5...150
7.	Робочий тиск, атм	до 16
8.	Номінальна напруга живлення	220 В, 50 Гц
9.	Вбудований блок резервного живлення, час роботи не менше годин	8
10.	Тип інтерфейсного вузла для зв'язку з комп'ютером	RS-232
11.	Об'єм архівів вимірювальної інформації:	
	- годинного, діб	100
	- добового, років	3

Таблиця А.2

Основні технічні характеристики теплोलічильника «УВР-Т»

№ п/п	Основна технічна характеристика	Значення
1.	Кількість каналів вимірювання: за витратою теплоносія за температурою	1 2
2.	Діаметр умовного проходу трубопроводу, мм	32
3.	Діапазон значень швидкості потоку теплоносія, що вимірюється перетворювачем витрати, м/с	0,07...10,0
4.	Діапазон виміру температури, °С	0...150
5.	Діапазон виміру різниці температур, °С	3...130
6.	Діапазон робочих значень тиску, МПа	0,2...1,6
7.	Термоперетворювач опору	ТСРР-0490
8.	Тип інтерфейсного вузла для зв'язку з комп'ютером	RS-232
9.	Об'єм архівів вимірювальної інформації:	
	- годинного, год.	1080
	- місячного, міс.	18

Таблиця А.3

Основні технічні характеристики багатофункціонального восьмиканального приладу вимірювання та контролю температури «УКТ-38»

№ п/п	Основна технічна характеристика	Значення
1.	Номинальна напруга живлення	220 В, 50 Гц
2.	Допустиме відхилення напруги живлення	-15...+10 %
3.	Споживана потужність, не більше ніж	6 ВА
4.	Кількість каналів контролю вхідних параметрів	Від 2 до 8
5.	Періодичність циклу запиту 8-ми датчиків	не більше 3,6 с
6.	Допустиме навантаження	4 А при напрузі 220 В 50 Гц та $\cos\varphi \geq 0,4$
7.	Інтерфейс зв'язку з комп'ютером	RS-232
8.	Габаритні розміри приладу	96×96×145 мм
9.	Маса	не більше 1 кг
10.	Ступінь захисту приладу зі сторони лицевої панелі	IP54

Таблиця А.4

Основні технічні характеристики термоперетворювачів опору мідного та платинового (ТСМ та ТСП)

№ п/п	Основна технічна характеристика	Значення	
		ТСМ	ТСП
1.	Робочий діапазон виміру температур, °С	-40...100	-40...500
2.	Номинальна статична характеристика перетворювання (по ДСТУ 2858-94 Термоперетворювачі опору. Загальні технічні вимоги і методи випробувань)	50М	Pt100
3.	Клас допуску	В	
4.	Відносний опір	1,4280	1,3850
5.	Показник теплової інерції, не більше, с	15	30
6.	Опір ізоляції при (25±10) °С та відносній вологості до 80%, не менше МОм	100	
7.	Стійкість до впливу кліматичних умов (по ГОСТ 12997-84 Изделия ГСП. Общие технические условия)	відповідають групі С4	
8.	Стійкість до впливу механічних чинників (по ГОСТ 12997-84 Изделия ГСП. Общие технические условия)	відповідають групі N1	
9.	Вимірювальний струм, не більше, мА	1	

Основні технічні характеристики датчика тиску ADZ-SML-10,0

№ п/п	Основна технічна характеристика	Значення
1.	Діапазон вимірювання, бар	0...10
2.	Гранично допустиме значення тиску	допускається двократне перенавантаження відносно максимального значення діапазону тиску
3.	Різьбове з'днання	G1/4" (стандарт)
4.	Вихідний сигнал	4...20 mA
5.	Напруга живлення, В	12...32
6.	Опір ізоляції при 50В, МОм	100
7.	Час формування вихідного сигналу (10...90%), мсек, не більше	1
8.	Нелінійність, % не більше	±0,5

ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ
 Національна академія наук України
 текст дисертації для ознайомлення

Додаток Б

Акти впровадження результатів дисертаційної роботи

ІНСТИТУТ ТЕХНІЧНОЇ ТЕПЛОФІЗИКИ
Національна академія наук України
текст дисертації для ознайомлення

ТОВ «Завод енергетичного обладнання «ДАН»

Адреса для листування: 04112, м.Київ, вул.Сікорського, 8

Юридична адреса: 08113, Київська обл., Києво-Святошинський р-н, с.Петрушки, вул. Миру, 25-в
Р/р 2600711122901 в АТ «АРТЕМ-БАНК», МФО 300885, ЄДРПОУ 23242734, ІПН № 232427310138



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор ТОВ «Завод енергетичного
обладнання «ДАН»

 Даниленко А.Г.

« 17 » лютого 2015 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи О.М. Лисенко

Ми, що нижче підписалися, директор ТОВ «Завод енергетичного обладнання «ДАН» Даниленко Анатолій Григорович та головний інженер проектів ТОВ «Завод енергетичного обладнання «ДАН» Барановський Микола Володимирович, склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи молодшого наукового співробітника Інституту технічної теплофізики НАН України Лисенко Оксана Миколаївна впроваджено в ТОВ «Завод енергетичного обладнання «ДАН» у вигляді наданих технічних рекомендацій при проектуванні ІТП для житлових та громадських будівель.

Згідно наданих рекомендацій були розроблені та введені в серійне виробництво модульні блоки для систем опалення за залежною схемою приєднання (в т.ч. з використанням гідравлічної стрелки). Вищевказані модульні блоки були застосовані при реконструкції та створенні нових ІТП на ряді об'єктів в Україні, серед яких Національний інститут хірургії та трансплантології ім. О.О. Шалімова по вул. Героїв Севастополя, 30 в м. Києві.

Від «Виконавця»

Директор ІТТФ НАН України
академік НАН України



Доліньський

Мол. наук. співробітник
ІТТФ НАН України

 О.М. Лисенко

Від «Замовника»

Головний інженер проектів
ТОВ «ЗЕО «ДАН», канд. тех. наук


М.В. Барановський

ТОВ "РБСА",
м. Київ,
вул. Желябова, 2а

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи О.М. Лисенко
м. Київ 23 квітня 2015 р.

Даним актом підтверджується, що результати дисертаційної роботи О.М. Лисенко на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06. – Технічна термодинаміка та промислова теплоенергетика володіють актуальністю, представляють практичний інтерес і були впроваджені в ТОВ "РБСА" при розробці алгоритму ефективного погодозалежного управління теплостачанням будівлі при використанні індивідуального теплового пункту.

Від "Виконавця"

Від "Замовника"



Директор ІТТФ НАН України

Академік НАН України

Долінський



Директор ТОВ "РБСА"

Басуров А.Б.

Мол. наук. співробітник

ІТТФ НАН України

О.М. Лисенко

Інститут технічної термодинаміки
Національна академія наук України
Текст дисертації для ознайомлення