

Національна академія наук України
Інститут технічної теплофізики НАН України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

НЕДБАЙЛО ОЛЕКСАНДР МИКОЛАЙОВИЧ

УДК 536.24.02:628.89+628.87+697.1

ДИСЕРТАЦІЯ

**ТЕПЛОФІЗИЧНІ АСПЕКТИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ
БУДІВЛІ ПРИ ВИКОРИСТАННІ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ
СИСТЕМ ЇЇ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТА ТЕРМОМОДЕРНІЗАЦІЇ
ОГОРОДЖУВАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ**

Спеціальність 05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика
144 - Теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.



О.М. Недбайло

Науковий консультант - Басок Борис Іванович, доктор технічних наук,
професор, член-кореспондент НАН України

Київ – 2018

АНОТАЦІЯ

Недбайло О.М. Теплофізичні аспекти підвищення ефективності будівлі при використанні низькотемпературних систем її теплозабезпечення та термомодернізації огорожувальних конструкцій. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.14.06 - технічна теплофізика та промислова теплоенергетика (144 - Теплоенергетика). – Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ, 2018.

Дисертація присвячена розв'язанню науково-прикладної проблеми підвищення енергетичної ефективності будівель шляхом впровадження теоретично та експериментально обгрунтованих новітніх технічних рішень в огорожувальних конструкціях будівлі та комбінованих низькотемпературних системах теплозабезпечення.

Світові тенденції у підвищенні енергетичної ефективності будівель різного призначення, в основному, спрямовані на поліпшення теплозахисної здатності оболонки (зовнішніх огорожувальних конструкцій) будинку та використання в інженерних системах життєзабезпечення природних відновлювальних джерел енергії, скидних вторинних енергоресурсів, децентралізацію постачання теплоти, а також перехід на низькотемпературні опалювальні системи.

Науковою основою для розвитку сучасних досліджень підвищення енергетичної ефективності будівлі стали праці В.Н. Богословського, І.Ф. Лівчака, Н.М. Бєляєва, А.І. Леонтева, К.Ф. Фокіна, В.П. Ісаченка, О.М. Сканаві, В.Г. Гагарина, Ю.А. Табунщикова, Е.К. Боронбаєва, А. Міссенара, Н. Адамса, В. Лизе, О. Фангера, В. Файста, Н.М. Фіалко, Л.Ф. Черних, Е.С. Малкіна, Д.Й. Розинського, А.І. Накорчевського, П.Г. Круковського, Б.В. Давиденка та інших відомих вчених.

Літературний огляд та аналіз інформаційних джерел показав, що наразі існують проблеми достовірного та оперативного розрахункового аналізу

енергетичної ефективності будівлі в цілому при визначенні її тепловтрат. Це є актуальним для вирішення таких інженерних задач в будівельній сфері, як:

- проведення енергетичного аудиту існуючих будівель та окремих приміщень з метою досягнення в них оптимального теплового режиму (в тому числі після наступного проведення термомодернізації їх огороджувальних конструкцій);
- встановлення оптимального варіанту з термореконструкції, при необхідності, всієї будівлі;
- проектування нових будівель зі зменшеними показниками тепловтрат;
- проектування нових систем опалення та кондиціонування із залученням відновлювальних джерел енергії.

Різноманітність методик розрахунку теплотехнічних параметрів теплового режиму приміщень з великою кількістю емпіричних коефіцієнтів є наслідком складності вирішення даної задачі в аналітичному вигляді. Це пояснюється нестационарністю двохвимірною температурного поля в огороджувальних конструкціях будівлі, квазістационарністю процесів термостатування приміщень, неізотермічністю поверхні низькотемпературних опалювальних систем, а також впливом великої кількості фізичних факторів на результати розрахунку окремих значень. Розбіжність в результатах, що отримані за проаналізованими існуючими підходами в розрахунках досягає майже 40%. Також, окремим чином, слід відмітити відсутність прямого врахування цілорічної теплової дії інсоляції на огороджувальні конструкції.

Загальна енергетична ефективність будівлі невід'ємно залежить від використання сучасних інженерних систем кліматизації. Нажаль, в Україні не повністю сформована нормативно-регуляторна документальна база, що регламентує методику розрахунку основних параметрів теплового режиму приміщень різного призначення із використанням, наприклад, водяного підлогового або повітряного опалення в складі теплонасосних установок теплопостачання. При цьому, доцільним є проведення енергетичного, ексергетичного і техніко-економічного обґрунтування використання таких

низькотемпературних систем, а також технічних рішень для активного теплохолодозахисту оболонки будівлі.

На основі результатів проведених комплексних досліджень відкривається можливість та створюються концептуальні передумови розробки енергоефективних та пасивних будівель нового покоління з високими експлуатаційними можливостями і рівнем теплового комфорту, що можуть набути широкого впровадження в сфері житлово-комунального господарства країни.

В дисертаційній роботі запропонована математична модель нестационарного складного теплообміну між приміщенням будівлі та докільям із урахуванням цілорічного впливу інсоляції на зовнішні поверхні огорожувальних конструкцій, що дозволяє вирішити такі завдання:

- розрахувати поле температур в складних, в конструктивному відношенні, багат шарових конструкціях, наприклад, коли розташування шарів дискретне;

- при вимірюванні температури в характерних точках (на стиках шарів і поверхнях конструкції), модель дозволяє визначити теплофізичні характеристики матеріалів, з шарів яких складається конструкція;

- при проведенні лабораторних випробувань дозволяє істотно скоротити їх довготривалість; у дослідників з'являється можливість не чекати встановлення регулярного режиму;

- при вирішенні оберненої задачі безпосередньо визначити опір теплопередачі всієї багат шарової конструкції та окремих її шарів.

На основі розв'язку математичної моделі для комбінованої огорожувальної конструкції з повітряним прошарком вдалося розрахувати вплив інсоляції на питомі теплові втрати будівлі в холодний період року. З урахуванням її дії для південної огорожувальної конструкції – вони менші в 1,37 рази. Для північної – в 1,16 разів.

Запропоноване використання активного теплового бар'єру з водяним контуром у складі огорожувальної конструкції та реверсивного теплового насосу. Це надає можливість вилучити профіцитну теплоту інсоляції в

теплий період року, закумулявати її в ґрунтовому масиві та використати в холодний період для часткової компенсації теплових втрат будівлі або спрямувати її до системи водяного підлогового опалення.

Виконані енергетичний та техніко-економічний аналізи продемонстрували доцільність використання такого технічного рішення при проектуванні сучасних будівель.

Найбільша частина (до 30%) теплових втрат будівлі припадає на її світлопрозорі конструкції. Розв'язок, запропонованої в роботі, математичної моделі стаціонарного теплопереносу із відповідними початковими та граничними умовами дозволив визначити розподіл швидкості руху і температури повітря в камерах склопакету. Розрахунки за згаданою моделлю дозволили визначити розподіл густини теплового потоку на зовнішній та внутрішній поверхнях двокамерного склопакету, а також визначити його термічний опір, який є в 1,7 рази вищим за такий в однокамерного.

Перспективним виявляється використання багатокамernih склопакетів із низькоемісійними селективними покриттями.

Розроблена автором експериментальна теплонасосна установка із використанням теплоти ґрунтового масиву дозволила провести низку комплексних експериментальних досліджень теплового режиму приміщень при їх опаленні низькотемпературними системами: водяним підлоговим та із використанням повітряних теплообмінників (фанкойлів).

Використання автоматизованого вимірювального комплексу із високоточними первинними та вторинними приладами призвела до мінімальної відносної похибки вимірювання величин, що не перевищує 3,9%. Отримані експериментальні дані, в подальшому, зіставлялись із результатами комп'ютерного моделювання.

Математична модель квазістаціонарного теплообміну в приміщенні при його опаленні фанкойлом дозволила визначити розподіл температури повітря, а також полів швидкості його руху.

Зіставлення розрахунків із використанням трьох моделей турбулентності та даних експерименту є задовільним та дозволяє

стверджувати, що $k - \varepsilon$ модель найбільш точно описує розподіл температури по висоті приміщення.

Для визначення параметрів теплового режиму типового приміщення при його підлоговому опаленні аналогічно проведене математичне моделювання в спеціалізованому програмному пакеті Ansys 14.0. В результаті розв'язання спряженої задачі складного теплообміну знайдений розподіл температури в шарах системи підлогового опалення та повітря приміщення.

Верифікація моделі з експериментальними даними показала задовільне узгодження розрахункових значень полів швидкості руху повітря та його температури, а також теплових параметрів в шарах підлоги.

Дані тепловізійного обстеження поверхні підлоги якісно задовільно корелюють із результатами моделювання. Аналіз залежностей параметрів системи водяного підлогового опалення показує збільшення густини теплового потоку при збільшенні температури подачі теплоносія до контуру, збільшенні діаметра труби та зменшенні міжосьового кроку укладання труби контуру.

На основі проведених комплексних досліджень розроблена інженерна номограма методика (базується на використанні рівняння Пекле), що дозволяє визначити теплотехнічні параметри для різного теплового навантаження системи.

При змінах температури теплоносія або його витрати, система підлогового опалення не може забезпечити тепловідведення до приміщення більше, ніж це дозволяє її конструктивні особливості. Кількісне регулювання теплового навантаження системи підлогового опалення є менш ефективним, ніж якісне. При цьому, величина коефіцієнта теплопередачі k дорівнює значенню тангенса кута нахилу номограми теплового навантаження до горизонтальної вісі абсцис відповідного графіку.

Інноваційним технічним рішенням є система водяного підлогового опалення сухого монтажу, що має більшу теплову маневреність в порівнянні із заливною стяжкою, а також невисоку теплоакмуляційну здатність.

Розроблені інженерні номограми дозволяють проектувальнику визначити основні теплотехнічні характеристики даної системи в залежності від зміни витрати теплоносія, товщини шару теплоізоляції та матеріалу фінішного покриття.

Дані номограми є основою інженерної методики теплового розрахунку параметрів низькотемпературних водяних підлогових опалювальних систем, і можуть бути покладені в основу розробки ДБН України, що регламентують проектування та подальше використання таких технічних рішень.

Результати комплексних досліджень складного теплообміну через оболонку будівлі та в інженерних системах опалення і кондиціонування надали можливість розробити науково-технічні положення створення енергоефективної будівлі із розрахунковим питомим енергоспоживанням менше 15 кВт·год/(м²·рік). Для підвищення теплоізоляційних можливостей огороджувальних конструкцій запропонована до використання теплова повітряна завіса фасадів будинку.

Розроблена схема комбінованої системи теплозабезпечення енергоефективного будинку, що включає в себе контури системи опалення, контури ґрунтових теплообмінників, теплові сонячні колектори, тепловий насос і твердопаливний котел.

Дослідження енергетичних параметрів та ефективності роботи комбінованої системи теплозабезпечення енергоефективного будинку показали значення середнього сезонного коефіцієнта перетворення теплового насосу (COP) близько 3,6, що є прийнятним для відповідних умов його експлуатації.

Проведені експериментальні дослідження теплового режиму типового приміщення енергоефективного будинку із Г-подібним контуром підлогового опалення та чотирма змійовиковими опалювальними контурами в простінку. Найбільш рівномірний розподіл температури повітря по висоті приміщення виявився при експлуатації системи підлогового опалення або одночасному використанні всіх контурів, що позитивно характеризується із санітарно-гігієнічних міркувань та комфортності перебування людини в приміщенні.

Проведення ексергетичного аналізу ефективності роботи різних систем створення теплового режиму будівлі надало змогу визначити найбільш ефективну, якою виявилась низькотемпературна водяна підлогова. Це також підтверджується її розрахованими енергетичними показниками.

Виконаний техніко-економічний аналіз впровадження теплонасосної установки в порівнянні з іншими системами опалення. Найнижче значення річних експлуатаційних витрат виявляється для системи водяного підлогового опалення з тепловим насосом типу «грунт-рідина».

При сучасному тренді державної цінової політики на енергоносії для населення в Україні важливе значення має оцінювання енергетичної ефективності окремих типів будинків.

Аналіз енергетичних, екологічних та економічних показників індивідуальних будинків надає можливість вибору раціональних варіантів, що стосуються зовнішніх огорожувальних конструкцій та вибору систем вентиляції. Розроблення проектних рішень енергоефективного житла та системи керування параметрами енергоощадності на всіх етапах життєвого циклу будинку визначає концепцію інтегрованого проектування низькоенергетичних будинків.

В ході виконання роботи були розраховані характерні експлуатаційні витрати типових будинків в залежності від типу джерела тепlopостачання, теплотехнічних параметрів огорожувальних конструкцій та витрати первинної енергії.

Наразі мінімальні значення експлуатаційних витрат досягаються для термомодернізованого будинку з механічною рекуперативною вентиляцією при величині первинної енергії на рівні понад 40 кВт·год/(м²·рік).

Результати роботи впроваджені в декількох робочих проектах: ТОВ "Завод енергообладнання "ДАН" (м. Київ), ТОВ "Центр водоочищення" (м. Київ), СВПП «Факел» (м. Сміла), ТОВ «Компанія ВДЕ» (м. Бровари), ТОВ «Досконалий будинок» (м. Чернігів).

Практичне значення результатів дисертаційної роботи підтверджується 5 патентами України на корисну модель.

Серед наукових результатів дисертації, що одержані вперше, можна відзначити такі:

- на основі чисельних розрахунків за математичною моделлю процесів нестационарного складного теплообміну з урахуванням впливу цілорічної інсоляції на оболонку будівлі були визначені теплові характеристики різноваріантних огороджувальних конструкцій та оцінена радіаційна енергетична складова їхньої взаємодії з довкіллям;

- в результаті виконаних розрахунків за розробленою інженерною методикою визначення параметрів системи активного теплового бар'єру оцінені енергетичні показники його експлуатації з тепловим насосом в холодний та теплий періоди року;

- за допомогою чисельного моделювання при сумісному вирішенні рівнянь теплопереносу і відповідних граничних умов в стаціонарному режимі, визначені значення конвективної і радіаційної складових теплообміну через типові світлопрозорі конструкції з одно- та двокамерним склопакетами, а також значення їхнього термічного опору;

- розраховані параметри процесів теплообміну та аеродинаміки повітря в типовому приміщенні з системою водяного підлогового, також повітряного опалення в квазістаціонарному тепловому режимі на основі тривимірної математичної моделі в програмному пакеті Ansys 14.0;

- проведений порівняльний аналіз енергетичної ефективності експлуатації низькотемпературних і традиційних систем енергоефективного будинку із різними опалювальними приладами.

Ключові слова: огороджувальна конструкція, низькотемпературна система опалення, водяне підлогове опалення, енергоефективна будівля, система теплозабезпечення.

Перелік опублікованих праць за темою дисертаційної роботи

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Недбайло А.Н. Особенности теплопередачи через многослойную ограждающую конструкцию в нестационарном режиме. *Керамика: наука и жизнь*. №1(22). 2014. С. 4 – 9.

(Наукове фахове видання України, CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalogue of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(Особистий внесок автора полягає у обґрунтуванні положень для задавання граничних умов в математичній моделі процесів нестационарної теплопровідності в огорожувальній конструкції)

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

(Наукове фахове видання України, CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalogue of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(Особистий внесок автора полягає у опрацюванні граничних умов, що характеризують вплив теплової дії інсоляції на зовнішню поверхню огорожувальної конструкції)

3. Опекунов В.В., Рева В.И., Ободович А.Н., Недбайло А.Н. Теплоизоляционные и стеновые материалы для энергоэффективного строительства. *Керамика: наука и жизнь*. 2011. № 4(14). С. 8 – 11.

(Наукове фахове видання України, CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalogue of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні заключних положень щодо сфери використання теплоізоляційних стінових матеріалів)

4. Соломаха Є.С., Новаківський Є.В., Недбайло О.М. Метод розрахунку

теплового бар'єра для потреб тепло- та холодопостачання. Пром. теплотехника. 2014. Т. 36. №3. С. 89 – 93.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у внесенні додаткових складових до балансових співвідношень, що описують енергетичну складову теплообміну в огороджувальній конструкції)

5. Соломаха Є.С., Новаківський Є.В., Недбайло О.М. Розподіл температури в стіні з тепловим бар'єром. Холодильна техніка та технологія. №5(151). 2014. С. 37 – 42. DOI: 10.15673/0453-8307.5/2014.28702

(Наукове фахове видання України, CrossRef, Research Bible, EBSCOhost, EBSCO, Google Scholar, Ulrich's, WorldCat, ROAD, Open Academic Journals Index, Bielefeld Academic Search Engine)

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні прикінцевих положень щодо можливості впровадження даних технічних рішень із використанням активного теплового бар'єру)

6. Накорчевский А.И., Недбайло А.Н. Теплопередача через многослойные оконные стеклопакеты с учетом действия солнечной радиации. Инженерно-физический журнал. 2013. Т. 86. №6. С. 1282 – 1287. DOI: 10.1007/s10891-013-0961-5

(SCOPUS, INSPEC, ADS, CAS, Google Scholar, EBSCO, CSA, Academic OneFile, Academic Search, CSA Environmental Sciences, Earthquake Engineering Abstracts, EI-Cjmpendex, Gale, INIS Atomindex, OCLC, SCImago, Summon by ProQuest)

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні заключних висновків щодо імплементації результатів роботи в прикладному використанні в складі світлопрозорих огороджувальних конструкцій)

7. Басок Б.И., Давыденко Б.В., Новицкая М.П., Гончарук С.М., Недбайло А.Н. Влияние толщины газовой прослойки на термическое сопротивление однокамерного стеклопакета. Пром. теплотехника. 2012. Т. 34. №1. С. 100 – 108.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні рекомендацій щодо практичного використання зазначених склопакетів у складі світлопрозорих віконних конструкцій)

8. Баштовой А.А., Багрийчук А.С., Недбайло О.М. Методика определения

термического сопротивления строительных стеклопакетов. Пром. теплотехника. 2013. Т. 36. №2. С. 51 – 55.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у обґрунтуванні ідеології проведення експериментальних досліджень та обробці отриманих експериментальних даних)

9. Накорчевский А.И., Недбайло А.Н. Влияние климатических факторов на теплопередачу через вентилируемые двухкамерные окна. Инженерно-физический журнал. 2015. Т. 88. №3. С. 690 – 696. DOI: 10.1007/s10891-015-1241-3

(SCOPUS, INSPEC, ADS, CAS, Google Scholar, EBSCO, CSA, Academic OneFile, Academic Search, CSA Environmental Sciences, Earthquake Engineering Abstracts, EI-Compendex, Gale, INIS Atomindex, OCLC, SCImago, Summon by ProQuest)

(Особистий внесок автора полягає у проведенні аналізу впливу швидкості руху повітря у вентильованому проширку склопакету на інтенсивність конвективного теплообміну в конструкції)

10. Ткаченко М.В., Лунина А.А., Недбайло А.Н. Экспериментальная низкотемпературная водяная система отопления типа «теплый пол». Пром. теплотехника. 2009. Т. 31. №7. С. 81 – 84.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у аналізі, отриманих в ході роботи, експериментальних даних)

11. Басок Б.И., Недбайло О.М., Новицька М.П., Ткаченко М.В. Моделирование теплового stanu приміщення з системою водяного підлогового опалення. Пром. теплотехника. 2012. Т. 34. №7. С. 65 – 73.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у зіставленні експериментальних даних із результатами комп'ютерного моделювання та формулюванні загальних висновків щодо цього)

12. Басок Б.И., Недбайло А.Н., Новицкая М.П., Ткаченко М.В., Гончарук С.М. Численное моделирование теплообмена между теплоносителем и воздухом в помещении при напольном отоплении. Инженерно-физический журнал. 2013. Т. 86. №2. С. 394 – 399. DOI: 10.1007/s10891-013-0850-y

(SCOPUS, INSPEC, ADS, CAS, Google Scholar, EBSCO, CSA, Academic OneFile, Academic

Search, CSA Environmental Sciences, Earthquake Engineering Abstracts, EI-Compendex, Gale, INIS Atomindex, OCLC, SCImago, Summon by ProQuest)

(Особистий внесок автора полягає у зіставленні експериментальних даних із результатами комп'ютерного моделювання та формулюванні загальних висновків щодо доцільності використання певної моделі турбулентності для розрахунку основних теплових параметрів об'єкта)

13. Ткаченко М.В., Новіцька М.П., Недбайло О.М., Божко І.К. Квазістаціонарний тепловий режим приміщення при низькотемпературному повітряному опаленні фанкойлом. Будівельні конструкції. Міжвідомчий науково-технічний збірник. 2013. Випуск 77. С. 338 – 342.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні наукових положень щодо створення належного теплового режиму при повітряному опаленні об'єкта)

14. Долинский А.А., Басок Б.И., Накорчевский А.И., Недбайло А.Н. и др. Научно-технический центр теплонасосных технологий ИТТФ НАН Украины. Пром. теплотехника. 2011. Т. 33. № 7. С. 89 – 91.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у описанні параметрів експериментальної установки із ґрунтовим колектором і системою водяного підлогового опалення)

15. Басок Б.І., Беляєва Т.Г., Коба А.Р., Ткаченко М.В., Недбайло О.М. та інші. Комплексна модернізація типової системи теплопостачання будівлі на основі використання теплового насосу типу «повітря-вода». Пром. теплотехника. 2009. Т. 31. №7. С. 19 – 21.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у аналізі енергетичної ефективності впровадженого технічного рішення)

16. Недбайло О.М. Використання теплового насосу типу «повітря-рідина» в існуючій централізованій системі опалення. Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2010. №2(20). С. 32 – 36.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у розробці гідравлічної схеми та підбиранні енергетичного устаткування для її комплектації)

17. Басок Б.І., Недбайло О.М., Ткаченко М.В., Божко І.К., Лисенко О.М.,

Луніна А.О. Модернізація системи опалення будівлі з використанням теплового насоса типу «повітря-рідина». Пром. теплотехніка. 2015. Т. 37. №5. С. 68 – 74. DOI:10.31472/ihe.5.2015.08

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у опрацюванні окремих експлуатаційних режимів роботи системи опалення)

18. Долінський А.А., Басок Б.І., Недбайло О.М., Беляєва Т.Г., Хибина М.А., Ткаченко М.В., Новіцька М.П. Концептуальні основи створення експериментального будинку типу «нуль енергії». Будівельні конструкції. Міжвідомчий науково-технічний збірник. 2013. Випуск 77. С. 222 – 227.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у описанні технічних способів мінімізації теплових втрат в холодний період року)

19. Опєкунов В.В., Ободович О.М., Недбайло О.М. Вирішення задач ресурсозбереження в будівництві шляхом використання якісних виробів із пористих бетонів. Керамика: наука и жизнь. 2010. № 2(8). С. 45 – 57.

(Наукове фахове видання України, CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalogue of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні висновків щодо ефективності впровадження запропонованих технологій)

20. Божко И.К., Калинина М.Ф., Гончарук С.М., Недбайло А.Н. Теплофизическая лаборатория для исследования особенностей энергоэффективности зданий. Керамика: наука и жизнь. №3(24). 2014. С. 74 – 83.

(Наукове фахове видання України, CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalogue of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(Особистий внесок автора полягає у висвітленні механізмів теплової взаємодії оболонки будівлі із довкіллям)

21. Басок Б.И., Недбайло А.Н., Божко И.К., Ткаченко М.В. Технические аспекты системы энергообеспечения пассивного дома. Энергоэффективность в строительстве та архітектурі. 2016. Випуск 8. С. 3 – 9.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у обґрунтуванні пропозицій використання певного енергетичного обладнання у складі системи теплозабезпечення об'єкта)

22. Басок Б.І., Недбайло О.М., Ткаченко М.В., Божко І.К., Новіцька М.П. Схемні рішення оснащення енергоефективного будинку системою теплозабезпечення. Пром. теплотехника. 2013. Т. 35. №1. С. 50 – 56.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у обґрунтуванні доцільності використанні окремих схемотехнічних рішень)

23. Божко І.К., Недбайло А.Н., Ткаченко М.В., Засецкий І.Г. Комбинированная система теплоснабжения высокоэнергоэффективного дома. Энергоефективність в будівництві та архітектурі. 2014. Випуск 6. С. 14 – 22.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у визначенні внеску в підвищення загальної енергоефективності будинку системи водяного підлогового опалення окремих приміщень)

24. Божко І.К., Недбайло А.Н., Ткаченко М.В. Поливалентная система теплообеспечения пассивного дома. Энергоефективність в будівництві та архітектурі. 2015. Випуск 7. С. 22 – 29.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у визначенні окремих заходів задля переходу від стандарту енергоефективного будинку до пасивного)

25. Басок Б.И., Божко И.К., Недбайло А.Н., Лысенко О.Н. Поливалентная система теплообеспечения пассивного дома на основе возобновляемых источников энергии. Инженерно-строительный журнал. №6. 2015. С. 32 – 43.
DOI: 10.5862/MCE.58.4

(SCOPUS, CrossRef, Compendex (Elsevier), EBSCO, Google Scholar, Index Copernicus, ProQuest, Russian Science Citation Index, Thomson Reuters, Ulrich's Serials Analysis System)

(Особистий внесок автора полягає у визначенні внеску в підвищення загальної енергоефективності будинку системи водяного підлогового опалення окремих приміщень, а також опрацюванні її експлуатаційних параметрів)

26. Недбайло А.Н., Ляшенко Н.Е. Использование солнечного коллектора для отопления помещения. Пром. теплотехника. 2010. Т. 32. №5. С. 66 – 70.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у розробці гідравлічної схеми системи опалення типового приміщення із використанням сонячного колектора)

27. Басок Б.І., Коба А.Р., Беляєва Т.Г., Недбайло О.М. та інш. Створення ґрунтових водо-водяних теплообмінників для теплонасосних технологій теплопостачання приміщень. Наука та інновації. 2012. Т. 8. №1. С. 67 – 76. DOI: 10.15407/scin8.01.067

(Наукове фахове видання України, Ulrich's Serials, DOAJ, CrossRef)

(Особистий внесок автора полягає у опрацюванні теплотехнічних параметрів водоводяного теплообмінника у колодязі)

28. Б.І. Басок, І.К. Божко, Т.Г. Беляєва, С.М. Гончарук, О.М. Недбайло, М.П. Новіцька, М.В. Ткаченко, М.А. Хибина. Полівалентна система теплозабезпечення експериментального будинку пасивного типу (площею 300 м²) на основі використання відновлюваних та альтернативних джерел енергії. Наука та інновації. 2014. Т.10. №6. С. 34 - 52. DOI: 10.15407/scin10.06.034

(Наукове фахове видання України, Ulrich's Serials, DOAJ, CrossRef)

(Особистий внесок здобувача полягає у розробці схемних рішень полівалентної системи теплозабезпечення експериментального пасивного будинку)

29. Недбайло О.М., Божко І.К. Аналіз енергетичних параметрів роботи системи теплопостачання енергоефективного будинку. Енергоефективність в будівництві та архітектурі. 2017. Випуск 9. С. 179 – 182.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у розрахунку значення середньосезонного коефіцієнта перетворення теплового насосу на основі вихідних експериментальних даних)

30. Ляшенко Н.Е., Недбайло А.Н., Рутенко А.А. Анализ экономической эффективности работы комбинированной гелиогеографической аккумуляционной системы теплоснабжения. Пром. теплотехника. 2011. Т. 33. №4. С. 82 – 86.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у задаванні вихідних параметрів роботи системи, що характеризують витрати первинної енергії)

31. Басок Б.И., Недбайло О.М., Ряснова Е.В., Божко И.К. Анализ мирового рынка комбинированных гелиотеплонасосных систем. Пром. теплотехника.

2014. Т. 36. №1. С. 32 – 40.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у аналізі ринкових пропозицій теплових насосів типу «грунт-рідина»)

32. Басок Б.И., Бородуля В.А., Недбайло А.Н. Особенности использования теплонасосных технологий в системах теплоснабжения административных зданий. Энергоэффективность. №3. 2014. С. 18 – 23.

(Наукове видання, Республіка Беларусь)

(Особистий внесок автора полягає у описанні наявних схемотехнічних рішень опалення адміністративної будівлі на основі відновлювальних джерел енергії)

Наукові праці, що засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

33. Басок Б.И., Недбайло А.Н., Накорчевский А.И. и др. Научно-технический центр теплонасосных технологий ИТТФ НАН Украины. Тезисы докладов XVII Международной конференции «Проблемы промышленной теплотехники». Киев. 2011. С. 89 - 90. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у описанні параметрів експериментальної установки із ґрунтовим колектором і системою водяного підлогового опалення)

34. Недбайло А.Н., Ляшенко Н.Е. Использование солнечного коллектора для отопления помещения. Тезисы докладов XVII Международной конференции «Проблемы промышленной теплотехники». Київ. 2011. С. 84 - 85. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у описанні параметрів системи теплозабезпечення)

35. Басок Б.И., Недбайло О.М., Божко І.К., Ткаченко М.В. Система опалення на основі теплового насоса та горизонтального ґрунтового колектора. Збірник праць XVI Всеукраїнської конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології». Київ. 2016. С. 4 – 6. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у описанні параметрів системи теплозабезпечення та її основних елементів)

36. Басок Б.И., Недбайло О.М., Божко І.К., Ткаченко М.В. Система энергозабезпечення пасивного будинку. Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції «Відновлювана енергетика та

енергоефективність у XXI столітті». Київ. 2016. С. 222 – 225. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у описанні окремих параметрів системи теплозабезпечення, а саме системи водяного підлогового опалення)

37. Недбайло А.Н., Ткаченко М.В., Нежута В.П., Новицкая М.П. Исследование теплообменных процессов в низкотемпературной водяной системе отопления типа «теплый пол». Тезисы докладов XVII международной конференции «Проблемы промышленной теплотехники». Київ. 2011. С. 94 – 95. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у описанні параметрів складного теплообміну у шарах системи водяного підлогового опалення в окремих теплових режимах)

38. Недбайло А.Н., Ткаченко М.В. Высокоэффективные низкотемпературные теплонасосные системы теплоснабжения. Сборник тезисов международной конференции «Украина – Россия – Сколково». Київ. 2013. С. 62 – 64. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні положень, що характеризують енергетичну ефективність низькотемпературних систем опалення)

39. Басок Б.И., Недбайло А.Н., Хибина М.А., Беляева Т.Г. Дом «ноль энергии» на основе использования альтернативных и возобновляемых источников энергии. Сборник тезисов международной конференции «Украина – Россия – Сколково». Київ. 2013. С. 99 – 100. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у розробленні наукових положень мінімізації теплових втрат енергоефективної будівлі)

40. Basok B., Nedbailo A., Novitska M., Khibina M., Goncharuk S. Creating of experimental passive house in the Institute of engineering Thermophysics. Proceedings of 8-th International Green Energy Conference. Monograph. NAU. Kyiv. 2013. P. 234 – 237. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у описанні теплової взаємодії оболонки будинку із довкіллям)

41. Ряснова Е.В., Недбайло А.Н. Эксергетический метод оценки эффективности теплонасосных систем. Тези доповідей II Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених «Відновлювальна

енергетика, новітні автоматизовані електротехнології в біотехнічних системах АПК». Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2014. С. 56. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у заключному аналізі та зіставленні значень ексергетичного коефіцієнта корисної дії окремих систем теплопостачання)

Наукові праці, що додатково відображають наукові результати дисертації:

42. Патент на корисну модель № 55181. (UA) Україна, МПК (2006.01), F24J 2/42. Установка для автономного опалення, кондиціонування та гарячого водопостачання. Басок Б.І., Луніна А.О., Авраменко А.О., Беляєва Т.Г., Тесля А.І., Нежута В.П., Недбайло О.М., Ткаченко М.В., опубл. 10.12.2010, бюл. №23.

(Особистий внесок автора полягає у розробленні елементів гідравлічної схеми системи опалення)

43. Патент на корисну модель № 68592. (UA) Україна, МПК (2006.01), F24J 2/42. Акумуляційна геліоґрунтова теплонасосна система теплопостачання. Долінський А.А., Басок Б.І., Недбайло О.М., Ляшенко Н.Є., Ткаченко М.В., опубл. 26.03.2012, бюл. №6.

(Особистий внесок автора полягає у розробленні гідравлічної схеми технічного рішення)

44. Патент на корисну модель № 82399. (UA) Україна, МПК (2013.01), F24D 3/00, F24J 3/00. Система теплопостачання будинку на основі геліоустановки та теплового насоса Басок Б.І., Недбайло О.М., Ткаченко М.В., Божко І.К., опубл. 25.07.2013, бюл. №14.

(Особистий внесок автора полягає у опрацюванні параметрів контуру теплового насоса гідравлічної схеми системи)

45. Патент на корисну модель № 88791. (UA) Україна, МПК (2014.01) F24F 1/00. Спосіб забезпечення повітряно-теплової завіси теплотою ґрунту. Басок Б.І., Кужель Л.М., Божко І.К., Недбайло О.М., Ткаченко М.В., Гончарук С.М., опубл. 25.03.2014, бюл. №6.

(Особистий внесок автора полягає у визначенні напірно-витратних характеристик ґрунтових теплообмінників)

46. Патент на корисну модель № 104468. (UA) Україна, МПК (2016.01), F24D 3/14, F28D 15/04. Теплообмінник типу капілярна тепла підлога. Долінський А.А., Басок Б.І., Недбайло О.М., Божко І.К., Ткаченко М.В., Засецький І.Г., опубл. 10.02.2016 р., бюл. №3.

(Особистий внесок автора полягає у визначенні оптимального діаметра трубки системи)

SUMMARY

Nedbailo O.M. Thermophysical aspects of increasing the efficiency of the building with use of low-temperature heating systems and thermo-modernization of fencing structures. - Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

Dissertation for obtaining the scientific degree of the doctor of technical sciences in the specialty 05.14.06 - technical thermophysics and industrial heat and power engineering (144 - thermal power engineering). - Institute of Technical Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv, 2018.

The dissertation is devoted to solving the problem of increasing the energy efficiency of buildings by introducing scientifically grounded newest technical solutions in fencing constructions of a building and combined low-temperature heat supply systems.

World trends in increasing the energy efficiency of buildings of various uses are mainly aimed at improving the heat-protective ability of the shell (external fencing structures) of the building and the use in engineering systems of life-support of natural renewable energy sources, waste of secondary energy resources, decentralization of heat supply, as well as transition to low-temperature heating systems.

The scientific basis for the development of modern studies to increase the energy efficiency of the building were scientific works: V.N. Bogoslovsky, I.F. Livchak, N.M. Belyaev, A.I. Leontyev, K.F. Fokin, V.P. Isachenko, O.M. Scanavy, V.G. Gagarin, Yu.A. Tabunshchikov, E.K. Boronbaev, A. Missenar, N. Adams, V. Lise, A. Fanger, V. Fighst, N.M. Fialko, L.F. Chernyckh, E.S. Malkin, D.I. Rosinsky, A.I. Nakorchevsky, P.G. Krukovsky, B.V. Davidenko and other prominent scholars.

The literary review and analysis of information sources showed that at present there are problems of reliable and operative calculation analysis of energy efficiency of the building as a whole in determining heat losses. This is relevant for solving engineering problems in the construction industry, such as:

- conducting an energy audit of existing buildings and separate premises in order to achieve optimal thermal treatment in them (including after the subsequent thermo-modernization of their fencing structures;
- installation of an optimal variant from thermoregulation, if necessary, the whole building;
- design of new buildings with reduced heat consumption;
- design of new climate control systems with the use of renewable energy sources.

A variety of methods for calculating the heat-engineering parameters of the thermal regime of premises with a large number of empirical coefficients is a consequence of the complexity of solving this problem in an analytical form. This is due to the unsteadiness of the two-dimensional temperature field in the enclosing structures of the building, the quasi-stationary thermostating (climate) of the premises, the non-isothermal surface of the low-temperature heating systems, and the influence of a large number of physical factors on the results of the calculation of individual values. The discrepancy in the results obtained by analyzed by existing methods reaches almost 40%. Also, in a separate way, it should be noted that there is no consideration of the year-round thermal insolation effect on the enclosing structures.

The overall energy efficiency of the building is inextricably linked with the use of modern engineering systems for climate. Unfortunately, in Ukraine, the regulatory-regulatory documentary framework that regulates the methodology for calculating the basic parameters of the thermal regime of premises of different purposes with the use of, for example, water floor or air heating in the heat pump heat supply facilities is not completely formed. At the same time, it is expedient to carry out the energy, exergy and feasibility studies for the use of such low-temperature systems, as well as technical solutions for the active heat and water protection of the shell of the building.

On the basis of the results of integrated research, the opportunity is opened and the conceptual preconditions for the development of energy efficient and passive buildings of a new generation with high operational capacity and level of

thermal comfort, which can get wide introduction in the sphere of housing and communal services of the country, are created.

In the dissertation work the mathematical model of non-stationary complex heat exchange between the volume of premises of the building and the environment is proposed taking into account the annual influence of insolation on the external surfaces of the enclosing structures, which allows to solve the following tasks:

- to assess the thermophysical state of structures designed for different modes of operation and, consequently, to design them rationally for a particular regime or their range;
- calculate the temperature field in complicated, constructively, multilayer structures, for example, when the layers are discrete;
- when measuring the temperature at characteristic points (on the joints of layers and surfaces of the structure), the model allows to determine the thermophysical characteristics of the materials, the layers of which consists of a design;
- in laboratory tests, it is possible to significantly reduce the time of the test, researchers have the opportunity not to wait for the establishment of a regular regime;
- when solving the inverse problem, directly determine the heat transfer resistance of the entire multilayered structure and its individual layers from the unsteady temperature field.

On the basis of the solution of the mathematical model for the combined protective structure with the air layer it was possible to estimate the thermal effect of insolation on the specific thermal losses of the building during the cold period of the year. Taking into account its action for the southern fencing structure - they are smaller in 1,37 times. For the northern one - 1,16 times.

The use of an active thermal barrier with a water circuit in the composition of a fencing structure and a reversible heat pump is proposed. This provides the opportunity to remove the excess heat of insolation during the warm period of the year, accumulate it in the soil and use it during the cold period to partially

compensate the heat loss of the building or direct it to the system of water heating floor.

The performed energy and technical and economic analyzes have demonstrated the feasibility of using such a technical solution in the design of modern buildings.

The largest part (up to 30%) of the heat loss of the building falls on its translucent design. Perspective is the use of multi-cellular double-glazed windows with low-emission selective coatings. The solution proposed in the work, the mathematical model of stationary heat transfer with the corresponding initial and boundary conditions, allowed to determine the distribution of the velocity and air temperature in the windows of the double-glazed windows.

Calculations on this model allowed to determine the distribution of the heat flux density on the outer and inner surfaces of two-chamber glass pane, as well as to determine its thermal resistance, which is 1,7 higher than that in a single-chamber.

The author's experimental heat pump installation, using the soil heat, has been developed by the author to conduct a series of complex experimental studies of the thermal regime of premises when heated by low-temperature systems: water floor and using air heat exchangers (fancoils).

The use of an automated measuring complex with high precision primary and secondary devices led to a minimum relative error of measurement of values not exceeding 3,9%. The obtained experimental data, in the future, were compared with the results of computer simulation.

The mathematical model of quasi-stationary heat exchange in a room with its fan coil allowed to determine the distribution of air temperature, as well as speed fields.

Comparison of calculations using three models of turbulence and experiment data is satisfactory and it can be argued that the $k-\varepsilon$ model most accurately describes the distribution of temperature over the height of the room.

To determine the parameters of the thermal mode of a typical room with its floor heating, similarly, mathematical modeling was carried out in the specialized software package Ansys 14.0.

As a result of the solution of the conjugate problem of complex heat exchange, the temperature distribution in the layers of the heating floor and air space.

Verification of the model with experimental data has shown satisfactory agreement of the calculated values of the fields of air velocity and its temperature, as well as parameters in the layers of the floor.

The thermal imaging data of the floor surface qualitatively satisfactorily correlate with the results of modeling. An analysis of the dependences of the parameters of water heating floor shows an increase in the density of the heat flow when the temperature of the coolant supply to the contour increases, the diameter of the pipe is increased and the inter-axial step of laying the pipe of the contour is reduced.

On the basis of the complex researches, an engineering nomogram technique (based on the use of the Pekle equation) was developed, which allows to determine the thermal engineering parameters of the system for different thermal load of the system.

With changes in the temperature of the coolant or its flow, the heating floor system can not provide heat removal to the room more than it allows for its structural features. Quantitative regulation of the heat load of the heating floor system is less effective than quality. In this case, the value of the coefficient of heat transfer k equals the value of the tangent of the angle of inclination of the nomogram of the thermal load to the horizontal axis of abscises in the graph.

An innovative technical solution is the system of heating floor of dry installation, which has greater thermal maneuverability compared to the screed, as well as low heat accumulation capacity.

The developed engineering nomograms allow the designer to determine the basic thermal characteristics of this system, depending on the change in the flow of

heat-carrier, the thickness of the layer of thermal insulation and the material of the finish coating.

These nomograms are the basis of the engineering methodology for the thermal calculation of low-temperature water floor heating systems and may be the basis for the development of the Ukrainian State Building Regulations (DSTU) that regulate the use of such technical solutions.

The results of complex studies of complex heat transfer through the shell of the building and in the engineering systems of heating and air conditioning provided the opportunity to develop scientific and technical provisions for the creation of an energy efficient building with estimated specific power consumption of less than 15 kW·h/(m²·year). To increase the insulation parameters of the enclosing structures, the heat air curtain of the facades of the house is proposed for use.

The scheme of the combined heat supply system of the energy-efficient building is developed, which includes the contours of the heat supply system, the contours of the heat exchangers, thermal solar collectors, the heat pump and the solid fuel boiler.

The study of energy parameters and efficiency of the combined heat supply system of an energy-efficient building showed the value of the conversion factor of the heat pump (COP) to 3,6, which is acceptable for the appropriate conditions of its operation.

Experimental studies of the thermal regime of a typical room of an energy efficient building with a Γ -shaped floor heating circuit and four heating circuits in the wall are carried out. The most even distribution of air temperature over the height of the premises was when using the heating floor system or the simultaneous use of all contours, which is positively characterized by sanitary hygiene reasoning and the comfort of staying in the room.

An exergy analysis of the effectiveness of various systems for creating the thermal regime of the building provided an opportunity to determine the most effective, which was the low-temperature floor. This is also confirmed by its energy performance.

Techno-economic analysis of the implementation of the heat pump installation in comparison with other heating systems is carried out. The lowest value of annual operating costs is shown for the system of water heating floor with a heat pump type "soil-liquid".

With the current trend of the state pricing policy for energy resources for the population in Ukraine, assessment of the energy efficiency of individual types of buildings is important.

The analysis of energy, ecological and economic indicators of individual houses provides the opportunity to choose rational options relating to external fencing structures and the choice of ventilation systems. Developing design solutions for energy efficient housing and energy efficiency control systems at all stages of the life cycle of a building determines the concept of integrated design of low-energy buildings.

In the course of the work, typical operating costs of typical buildings were calculated, depending on the source of heat supply, the thermal engineering parameters of the enclosing structures and the consumption of primary energy.

At present, the minimum operating costs are achieved for a thermo-modernized house with mechanical recuperative ventilation at a primary energy value of more than $40 \text{ kW}\cdot\text{h}/(\text{m}^2\cdot\text{year})$.

The results of the work have been implemented in several working projects: LLC "Plant of energy equipment DAN" (Kyiv), LLC "Center of water purification" (Kyiv), SVPP "Fakel" (Smila), LLC "Company VDE" (Brovary), LLC "Perfect House" (Chernigiv).

The practical significance of the results of the dissertation work is confirmed by the 5 patents of Ukraine on the utility model.

Among the **scientific results** of the dissertation obtained for the first time, one can note the following:

- on the basis of numerical calculations of the mathematical model of processes of non-stationary composite heat exchange taking into account the influence of year-round insolation on the shell of the building thermal characteristics of different-variant protective structures were determined and the

radiation energy component of their interaction with the environment was estimated;

- as a result of the calculations performed for the developed engineering method for determining the parameters of the thermal and thermal supply system of the thermal barrier, the energy indices of its operation with the heat pump in the cold and warm periods of the year are estimated;

- by numerical simulation with the consistent solution of heat transfer equations and corresponding boundary conditions in stationary mode, the values of the convective and radiation components of heat exchange through the typical translucent structures with single- and double-chamber windows are determined, as well as the value of their thermal resistance;

- calculated parameters of heat transfer and aerodynamics of air in a typical room with a water floor system, as well as air heating in a quasi-stationary thermal regime based on a three-dimensional mathematical model in the Ansys 14.0 software package;

- a comparative analysis of exergent efficiency of operation of low-temperature and traditional systems of energy-efficient buildings with different heating devices.

Key words: fencing constructions, low temperature heating system, water floor heating, energy efficient building, heat supply system.

List of published works on the topic of dissertation work

Scientific papers, in which the main scientific results of the dissertation are published:

1. Nedbailo A.N. Features of heat transfer through a multilayer enclosure structure in a non-stationary mode. *Ceramics: science and life*. No.1(22). 2014. P. 4 - 9.

(CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalog of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(The author's personal contribution is to substantiate the provisions for setting the boundary conditions in the mathematical model of processes of non-stationary heat conduction

in the enclosing structures)

2. Nedbailo A.N., Kalinina M.F., Bozhko I.K., Novitskaya M.P., Goncharuk S.M., Kuzhel L.N., Lysenko O.N. Mathematical model of the nonstationary process of heat transfer in a multilayered fencing structure. *Ceramics: science and life*. No.2(23). 2014. P. 14 - 29.

(CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalog of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(The author's personal contribution consists in the elaboration of boundary conditions that characterize the effect of the thermal action of insolation on the external surface of the enclosing structure)

3. Opekunov V.V., Reva V.I., Obodovich A.N., Nedbailo A.N. Thermal insulation and wall materials for energy efficient construction. *Ceramics: science and life*. 2011. No.4(14). P. 8 - 11.

(CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalog of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(The author's personal contribution consists in formulating the final provisions on the use of heat-insulating wall materials)

4. Solomakha E.S., Novakivsky Ye.V., Nedbailo O.M. Method of calculating the thermal barrier for the needs of heat and cold supply. *Industrial heat engineering*. 2014. Vol. 36. No.3. P. 89 - 93.

(The author's personal contribution is to add additional components to balance ratios describing the energy component of heat exchange in fencing coatings)

5. Solomakha E.S., Novakivsky E.V., Nedbailo O.M. Distribution of temperature in the wall with a thermal barrier. *Refrigeration technology and technology*. No. 5(151). 2014. P. 37 - 42. DOI: 10.15673/0453-8307.5/2014.28702

(CrossRef, Research Bible, EBSCOhost, EBSCO, Google Scholar, Ulrich's, WorldCat, ROAD, Open Academic Journals Index, Bielefeld Academic Search Engine)

(The author's personal contribution consists in formulating the final clauses on the possibility of introducing these technical solutions using an active thermal barrier)

6. Nakorchevsky A.I., Nedbailo A.N. Heat transfer through multilayer window panes, taking into account the action of solar radiation. *Engineering*

Physical Journal. Vol. 86. No.6. P. 1282 - 1287. DOI: 10.1007/s10891-013-0961-5

(SCOPUS, INSPEC, ADS, CAS, Google Scholar, EBSCO, CSA, Academic OneFile, Academic Search, CSA Environmental Sciences, Earthquake Engineering Abstracts, EI-Compendex, Gale, INIS Atomindex, OCLC, SCImago, Summon by ProQuest)

(The author's personal contribution is to formulate final conclusions on the implementation of the results of work in applied use as part of translucent fencing structures)

7. Bask B.I., Davydenko B.V., Novitskaya M.P., Goncharuk S.M., Nedbailo A.N. Influence of the thickness of the gas interlayer on the thermal resistance of a single-chamber glass unit. Industrial heat engineering. 2012. Vol.34. №1. P. 100 - 108.

(The personal contribution of the author is to formulate recommendations on the practical use of these double-glazed windows as part of translucent window designs)

8. Bashtovoy A.A., Bagryichuk A.S., Nedbailo O.M. Method of determination of thermal resistance of building double-glazed windows. Industrial heat engineering. Vol. 36. No.2. P. 51 - 55.

(The author's personal contribution consists in substantiating the ideology of conducting experimental research and processing of experimental data obtained)

9. Nakorchevsky A.I., Nedbailo A.N. Influence of climatic factors on heat transfer through ventilated double-chamber windows. Engineering physical journal. 2015. Vol. 88. No.3. P. 690 - 696. DOI: 10.1007/s10891-015-1241-3

(SCOPUS, INSPEC, ADS, CAS, Google Scholar, EBSCO, CSA, Academic OneFile, Academic Search, CSA Environmental Sciences, Earthquake Engineering Abstracts, EI-Compendex, Gale, INIS Atomindex, OCLC, SCImago, Summon by ProQuest)

(The personal contribution of the author is to analyze the influence of the velocity of air in the ventilated layer of the double-glazed window on the intensity of convective heat transfer in the structure)

10. Tkachenko M.V., Lunina A.A., Nedbailo A.N. Experimental low-temperature water heating system of the "warm floor" type. Industrial heat engineering. 2009. Vol. 31. No.7. P. 81 - 84.

(The personal contribution of the author consists in the analysis obtained during the work, experimental data)

11. Basok B.I., Nedbailo O.M., Novitskaya M.P., Tkachenko M.V.

Modeling of the thermal condition of the premises with the system of water underfloor heating. *Industrial heat engineering*. 2012. Vol. 34. No.7. P. 65 - 73.

(The personal contribution of the author is to compare experimental data with the results of computer modeling and to formulate general conclusions on this)

12. Basok B.I., Nedbailo A.N., Novitskaya M.P., Tkachenko M.V., Goncharuk S.M. Numerical simulation of heat exchange between heat carrier and air in a room with underfloor heating. *Engineering Physical Journal*. Vol. 86. No.2. P. 394 - 399. DOI: 10.1007/s10891-013-0850-y

(SCOPUS, INSPEC, ADS, CAS, Google Scholar, EBSCO, CSA, Academic OneFile, Academic Search, CSA Environmental Sciences, Earthquake Engineering Abstracts, EI-Compendex, Gale, INIS Atomindex, OCLC, SCImago, Summon by ProQuest)

(The personal contribution of the author is to compare experimental data with the results of computer simulation and to formulate general conclusions on the feasibility of using a particular model of turbulence to calculate the main thermal parameters of an object)

13. Tkachenko M.V., Novitskaya M.P., Nedbailo O.M., Bozhko I.K. Quasistationary thermal regime of the room at low-temperature air heating by fancoil. *Building constructions. Interdepartmental scientific and technical collection*. 2013. Issue 77. P. 338 - 342.

(The author's personal contribution consists in the formulation of scientific provisions on the establishment of proper thermal regime for air heating of an object)

14. Dolinsky A.A., Basok B.I., Nakorchevsky A.I., Nedbailo A.N. and others. Scientific and Technical Center of Heat Pump Technologies of ITTF of the National Academy of Sciences of Ukraine. *Industrial heat engineering*. 2011. Vol. 33. No.7. P. 89 - 91.

(The personal contribution of the author is to describe the parameters of the experimental installation with a ground collector and a system of water underfloor heating)

15. Basok B.I., Belyaeva T.G., Koba A.R., Tkachenko M.V., Nedbailo O.M. and others. Complex modernization of the typical heat supply system of the building on the basis of the use of air-water heat pump. *Industrial heat engineering*. 2009. Vol. 31. No.7. P. 19-21.

(The author's personal contribution is to analyze the energy efficiency of the implemented technical solution)

16. Nedbailo O.M. Use of a "air-liquid" heat pump in an existing centralized

heating system. Compressor and power engineering. 2010. No.2(20). P. 32 - 36.

(The author's personal contribution consists in developing a hydraulic circuit and assembling the power equipment for its assembly)

17. Basok B.I., Nedbailo O.M., Tkachenko M.V., Bozhko I.K., Lysenko O.M., Lunina A.O. Modernization of the heating system of a building using an air-liquid heat pump. Industrial heat engineering. 2015. Vol. 37. No.5. P. 68 - 74. DOI:10.31472/ihe.5.2015.08

(The personal contribution of the author consists in working out of separate operational modes of work of a heating system)

18. Dolinsky A.A., Basok B.I., Nedbailo O.M., Belyaeva T.G., Khibina M.A., Tkachenko M.V., Novitskaya M.P. Conceptual foundations for the creation of an experimental building of the "zero energy" type. Building constructions. Interdepartmental scientific and technical collection. 2013. Issue 77. P. 222 - 227.

(The author's personal contribution is to describe technical ways of minimizing warm losses during the cold season)

19. Opekunov V.V., Obodovich O.M., Nedbailo O.M. Solving the problems of resource conservation in construction through the use of quality products made of porous concrete. Ceramics: science and life. 2010. No.2(8). P. 45 - 57.

(CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalog of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(The personal contribution of the author is to formulate conclusions on the effectiveness of the implementation of the proposed technologies)

20. Bozhko I.K., Kalinina M.F., Goncharuk S.M., Nedbailo A.N. Thermophysical laboratory for the study of energy efficiency of buildings. Ceramics: science and life. No.3(24). 2014. P. 74 - 83.

(CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalog of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(The personal contribution of the author is to highlight the mechanisms of thermal interaction of the shell of the building with the environment)

21. Basok B.I., Nedbailo A.N., Bozhko I.K., Tkachenko M.V. Technical aspects of the power supply system of the passive house. Energy efficiency in

construction and architecture. 2016. Issue 8. P. 3 - 9.

(The author's personal contribution consists in substantiating the proposals for the use of certain energy equipment as part of the heating system of the facility)

22. Basok B.I., Nedbailo O.M., Tkachenko M.V., Bozhko I.K., Novitskaya M.P. Schematic solutions for equipping the energy efficient house with a heating system. Industrial heat engineering. Vol. 35. No.1. P. 50 - 56.

(The author's personal contribution is to substantiate the appropriateness of using certain circuit design decisions)

23. Bozhko I.K., Nedbailo A.N., Tkachenko M.V., Zasetsky I.G. Combined heat supply system for a high-energy house. Energy efficiency in construction and architecture. 2014. Issue 6. P. 14 - 22.

(The personal contribution of the author is to determine the contribution to improving the overall energy efficiency of the building of the water floor heating system of individual premises)

24. Bozhko I.K., Nedbailo A.N., Tkachenko M.V. Polyvalent heat supply system of a passive house. Energy efficiency in construction and architecture. 2015. Issue 7. P. 22 - 29.

(The personal contribution of the author is to identify individual propositions for the transition from the standard energy-efficient home to passive)

25. Basok B.I., Bozhko I.K., Nedbailo A.N., Lysenko O.N. Polyvalent heat supply system for a passive house based on renewable energy sources. Engineering Civil Engineering Magazine. No.6. 2015. P. 32 - 43. DOI: 10.5862/MCE.58.4

(SCOPUS, CrossRef, Compendex (Elsevier), EBSCO, Google Scholar, Index Copernicus, ProQuest, Russian Science Citation Index, Thomson Reuters, Ulrich's Serials Analysis System)

(The personal contribution of the author is to determine the contribution to improving the overall energy efficiency of the building of the water floor heating system of individual premises, as well as the processing of its operational parameters)

26. Nedbailo A.N., Lyashenko N.E. Use of a solar collector to heat the room. Industrial heat engineering. 2010. Vol. 32. No.5. P. 66 - 70.

(The personal contribution of the author is to develop a hydraulic circuit for the heating system of a typical room using a solar collector)

27. Basok B.I., Koba A.R., Belyaeva T.G., Nedbailo O.M. and others. Creation of ground water-water heat exchangers for heat-pump technology of heat

supply of premises. Science and Innovation. 2012. Vol. 8. No.1. P. 67 - 76. DOI: 10.15407/scin8.01.067

(Ulrich's Serials, DOAJ, CrossRef)

(The personal contribution of the author is to process the heat-engineering parameters of the water-water heat exchanger in the well)

28. Basok B.I., Bozhko I.K., Belyaeva T.G., Goncharuk S.M., Nedbailo O.M., Novitskaya M.P., Tkachenko M.V., Khibina M.A. Polyvalent heating system of an experimental passive type building (300 m²) based on the use of renewable and alternative energy sources. Science and Innovation. 2014. T.10. No.6. P. 34 - 52: DOI: 10.15407/scin10.06.034

(Ulrich's Serials, DOAJ, CrossRef)

(The personal contribution of the bidder is to develop circuit decisions of the polyvalent heating system of the experimental passive house)

29. Nedbailo O.M., Bozhko I.K. Analysis of energy parameters of the heat supply system of an energy efficient home. Energy efficiency in construction and architecture. 2017. Issue 9. P. 179 - 182.

(The personal contribution of the author is to calculate the average seasonal conversion factor of the heat pump based on the original experimental data)

30. Lyashenko N.E., Nedbailo A.N., Rutenko A.A. Analysis of the economic efficiency of the combined helium-based accumulation system of heat supply. Industrial heat engineering. 2011. Vol. 33. No.4. P. 82 - 86.

(The personal contribution of the author consists in setting the output parameters of the system that characterize the primary energy consumption)

31. Basok B.I., Nedbailo O.M., Rjasnova E.V., Bozhko I.K. Analysis of the global market for combined solar collector systems. Industrial heat engineering. 2014. Vol. 36. No.1. P. 32 - 40.

(The author's personal contribution consists in analyzing market proposals for "ground-liquid" heat pumps)

32. Basok B.I., Borodulya V.A., Nedbailo A.N. Features of the use of heat pump technology in heating systems of administrative buildings. Energy efficiency. No. 3 2014. P. 18 - 23.

(The author's personal contribution is to describe the existing circuit design solutions for heating an administrative building based on renewable energy sources)

Scientific papers certifying the approbation of the dissertation materials:

33. Basok B.I., Nedbailo A.N., Nakorchevsky A.I. and others. Scientific and Technical Center of Heat Pump Technologies of ITTF of the National Academy of Sciences of Ukraine. Abstracts of the reports of the 16th International Conference "Problems of Industrial Heat Engineering". Kyiv. 2011. P. 89 - 90.

(The personal contribution of the author is to describe the parameters of the experimental installation with a ground collector and a system of water underfloor heating)

34. Nedbailo A.N., Lyashenko N.E. Use of a solar collector to heat the room. Abstracts of reports of the 16th International Conference "Problems of Industrial Heat Engineering". Kyiv. 2011. P. 84 - 85.

(The personal contribution of the author is to describe the parameters of the heating system)

35. Basok B.I., Nedbailo O.M., Bozhko I.K., Tkachenko M.V. Heating system based on a heat pump and a horizontal ground collector. Collected Works of the 16th All-Ukrainian Conference "Actual Problems of Energy and Ecology". Kyiv. 2016. P. 4 - 6

(The personal contribution of the author is to describe the parameters of the heating system and its main elements)

36. Basok B.I., Nedbailo O.M., Bozhko I.K., Tkachenko M.V. Power supply system of the passive house. Materials of the XVIII International Scientific and Practical Conference "Renewable Energy and Energy Efficiency in the 21st Century". Kyiv. 2016. P. 222 - 225.

(The author's personal contribution is to describe the individual parameters of the heating system, namely, the system of water underfloor heating)

37. Nedbailo A.N., Tkachenko M.V., Nezhuta V.P., Novitskaya M.P. Investigation of heat exchange processes in the low-temperature water heating system of the "warm floor" type. Theses of reports of the VI International Conference "Problems of Industrial Heat Engineering". Kyiv. P. 94 - 95.

(The personal contribution of the author is to describe the parameters of the complex heat transfer in the layers of the water floor heating system in separate thermal regimes)

38. Nedbailo A.N., Tkachenko M.V. High-performance low-temperature

heat pump heat supply systems. Collection of abstracts of the international conference "Ukraine - Russia - Skolkovo". 2013. Kyiv. P. 62 - 64.

(The author's personal contribution consists in formulating the provisions characterizing the energy efficiency of low-temperature heating systems)

39. Basko B.I., Nedbailo A.N., Khibina M.A., Belyaeva T.G. Building a "zero energy" type of building. Collection of abstracts of the international conference "Ukraine - Russia - Skolkovo". Kyiv. 2013. P. 68 - 70.

(The author's personal contribution is to develop scientific provisions for minimizing the heat losses of an energy-efficient building)

40. Basok B., Nedbailo A., Novitska M., Khibina M., Goncharuk S. Creating the Experimental Passive House in the Institute of Engineering Thermophysics. Proceedings of the 8th International Green Energy Conference. Monograph NAU. Kiev. 2013. P. 234 - 237.

(The personal contribution of the author is to describe the thermal interaction of the shell with the environment)

41. Rjasnova E.V., Nedbailo A.N. Exergy method for assessing the efficiency of heat pump systems. Abstracts of the 2nd International Scientific and Practical Conference of Young Scientists "Renewable Energy, the Newest Automated Electrical Technologies in Biotechnical Systems of AIC". National University of Bioresources and Natural Resources of Ukraine. Kiev. 2014. p. 56.

(The author's personal contribution consists in final analysis and comparison of the values of the exergy coefficient of efficiency of individual heat supply systems)

Scientific works, which additionally reflect the scientific results of the dissertation:

42. Patent for Utility Model No. 55181. (UA) Ukraine, IPC (2006.01), F24J 2/42. Installation for autonomous heating, air conditioning and hot water supply. Basok B.I., Lunina A.O., Avramenko A.O., Belyaeva T.G., Teslya A.I., Nezhuta V.P., Nedbailo O.M., Tkachenko M.V., published 10.12.2010, bul. No. 23.

(The personal contribution of the author is to develop elements of the hydraulic circuit of the heating system)

43. Patent for Utility Model No. 68592. (UA) Ukraine, IPC (2006.01), F24J 2/42. Accumulative helium ground heat pump system of heat supply. Dolinsky A.A., Basok B.I., Nedbailo O.M., Lyashenko N.E., Tkachenko M.V., published 26.03.2012, bul. No. 6.

(The personal contribution of the author is to develop a hydraulic circuit of a technical solution)

44. Patent for Utility Model No. 82399. (UA) Ukraine, IPC (2013.01), F24D 3/00, F24J 3/00. Heating system of the house on the basis of solar energy and heat pump Basok B.I., Nedbailo O.M., Tkachenko M.V., Bozhko I.K., published 25.06.2013, bul. No. 14.

(The personal contribution of the author is to elaborate the parameters of the circuit of the heat pump of the hydraulic circuit of the system)

45. Patent for Utility Model No. 88791. (UA) Ukraine, IPC (2014.01) F24F 1/00. The method of providing an air-thermal curtain with the warmth of the soil. Basok B.I., Kuzhel L.M., Bozhko I.K., Nedbailo O.M., Tkachenko M.V., Goncharuk S.M., published 25.03.2014, bul. No. 6.

(The author's personal contribution is to determine the pressure and charge characteristics of soil heat exchangers)

46. Patent for utility model No. 104468. (UA) Ukraine, IPC (2016.01), F24D 3/14, F28D 15/04. Heat exchanger is a type of capillary warm floor. Dolinsky A.A., Basok B.I., Nedbailo O.M., Bozhko I.K., Tkachenko M.V., Zasetsky I.G., published 10.02.2016, bul. No. 3.

(The personal contribution of the author is to determine the optimal diameter of the tube system)

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ2
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАННЯ, СКОРОЧЕНЬ42
ВСТУП46
РОЗДІЛ 1	
СУЧАСНІ АСПЕКТИ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ БУДІВЕЛЬ56
1.1. Історичний розвиток і світові тенденції з досліджень досліджень теплової ефективності будівель56
1.2. Тепловий режим і теплова ефективність будівлі58
1.3. Передумови для створення теплового комфорту під час перебування людини в приміщенні. Системи опалення.63
1.4. Експериментальні та розрахункові методи дослідження процесів теплообміну в приміщеннях будівлі69
1.5. Аналіз існуючих підходів щодо розрахунку параметрів нестаціонарної теплопередачі через зовнішні огороджувальні конструкції будівель73
1.6. Висновки по розділу та постановка завдань досліджень77
РОЗДІЛ 2	
ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ЧЕРЕЗ БАГАТОШАРОВУ ОГОРОДЖУВАЛЬНУ КОНСТРУКЦІЮ В НЕСТАЦІОНАРНОМУ РЕЖИМІ79
2.1. Методика розрахунку теплотехнічних параметрів огороджувальних конструкцій79
2.2. Математична модель нестаціонарного процесу теплопереносу в багатошаровій огороджувальній конструкції85
2.3. Основні фактори, що визначають інтенсивність теплопередачі через огороджувальні конструкції будівель102
2.3.1. Внутрішні чинники дисипації теплоти102

2.3.2. Зовнішні чинники дисипації теплоти104
2.4. Висновки по розділу107
РОЗДІЛ 3	
ВПЛИВ ІНСОЛЯЦІЇ НА ТЕПЛОВІ ВТРАТИ БУДІВЛІ108
3.1. Основні типові конструктивні елементи будівлі, що перебувають у тепловій взаємодії з довкіллям108
3.2. Розв’язок задачі теплопередачі для однорідної зовнішньої огорожувальної конструкції з урахуванням впливу на неї цілорічної інсоляції109
3.3. Розв’язок задачі теплопередачі для складної зовнішньої огорожувальної конструкції з урахуванням впливу на неї цілорічної інсоляції127
3.4. Розв’язок задачі теплопередачі для багатошарової комбінованої з повітряним прошарком конструкції під дією сонячної радіації150
3.5. Висновки по розділу160
РОЗДІЛ 4	
ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОБОЛОНКИ БУДІВЛІ ЗАВДЯКИ ВИКОРИСТАННЮ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ161
4.1. Використання надлишкової теплоти огорожувальних конструкцій в системі теплохолодопостачання будівель161
4.2. Використання теплового бар’єру для підвищення ефективного опору теплопередачі огорожувальних конструкцій163
4.3. Методика розрахунку параметрів теплового режиму системи теплохолодопостачання теплового бар’єру166
4.4. Теплотехнічні параметри огорожувальної конструкції із тепловим бар’єром169
4.5. Аналіз техніко-економічних показників експлуатації теплового бар’єру173
4.6. Висновки по розділу178

РОЗДІЛ 5

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ БУДІВЛІ ШЛЯХОМ
ТЕРМОМОДЕРНІЗАЦІЇ ЇЇ СВІТЛОПРОЗОРИХ

ОГОРОДЖУВАЛЬНИХ КОНСТРУКЦІЙ179
5.1. Особливості теплопереносу через багатокамерні склопакети179
5.2. Математична модель теплопереносу через двокамерний склопакет віконної конструкції182
5.3. Результати розрахунків основних теплотехнічних параметрів дво- та однокамерного склопакетів186
5.4. Висновки по розділу193

РОЗДІЛ 6

ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ СИСТЕМ

ОПАЛЕННЯ ПРИМІЩЕНЬ195
6.1. Описання конструкції лабораторної системи водяного підлогового опалення та методика проведення експериментів195
6.2. Тепловий режим приміщення при експлуатації системи водяного підлогового опалення на основі теплонасосних технологій208
6.3. Експериментальні дослідження квазістаціонарного режиму теплообміну при експлуатації системи водяного підлогового опалення213
6.4. Тепловий режим приміщення при квазістаціонарному теплообміні системи водяного підлогового опалення з повітрям в приміщенні і огороджувальними конструкціями221
6.5. Інженерна методика розрахунку теплотехнічних параметрів системи водяного підлогового опалення235
6.6. Тепловий режим приміщення при експлуатації повітряних опалювальних приладів244
6.7. Квазістаціонарні процеси тепломасопереносу при повітряному опаленні приміщення253
6.8. Визначення похибок вимірювання величин265
6.9. Висновки по розділу270

РОЗДІЛ 7

НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ПОЛОЖЕННЯ СТВОРЕННЯ

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ БУДІВЛІ272
7.1. Аналіз світового досвіду енергоефективного будівництва272
7.2. Концепція створення енергоефективного будинку Інституту технічної теплофізики НАН України292
7.3. Система тепло(холодо)захисту зовнішніх огорожувальних конструкцій будинку на основі повітряної завіси297
7.4. Режими роботи комбінованої системи теплозабезпечення енергоефективного будинку302
7.5. Аналіз енергетичних параметрів роботи системи теплозабезпечення енергоефективного будинку311
7.6. Експериментальні дослідження теплового режиму типового приміщення при використанні низькотемпературних опалювальних систем314
7.7. Висновки по розділу323

РОЗДІЛ 8

ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ТА ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗИ СПОСОБІВ

РЕАЛІЗАЦІЇ ТЕПЛООВОГО РЕЖИМУ БУДІВЛІ324
8.1. Ексергетичний аналіз систем опалення324
8.2. Економічний аналіз ефективності підтримання теплового режиму приміщень330
8.3. Показники енергетичної та економічної ефективності будівель342
8.4. Висновки по розділу348
ВИСНОВКИ350
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ354
ДОДАТОК А377
ДОДАТОК Б387

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ,
ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАННЯ, СКОРОЧЕНЬ

Позначення:

a – коефіцієнт температуропровідності, м/с²;

b – крок укладання труби, м;

c_p – масова ізобарна теплоємність, Дж/(кг·К);

d – діаметр, м;

D – показник теплової інерції;

e – енергія, Дж;

F – площа, м²; функція;

G – масова витрата теплоносія, кг/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

h – висота, м;

i – ставка дисконту, %; порядковий номер;

K – поправочний коефіцієнт;

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

L, l – довжина, м;

n – кількість, шт.;

p – тиск, Па;

Q – кількість теплоти, Дж;

q – густина теплового потоку, Вт/м²;

r – коефіцієнт дисконтування, %;

s – відстань, м; коефіцієнт теплосасвоєння матеріалу;

T, t – температура, К, °С;

$\overline{\Delta t}$ – середня різниця значень температури, °С;

u, v, w – складові швидкості теплоносія, відповідно по x, y, z , м/с;

w – швидкість, м/с;

z – питомі лінійні втрати тиску, Па;

x, y, z – координати декартової системи, м;

$\alpha_{\text{рад}}$ – коефіцієнт радіаційного теплообміну, Вт/(м²·К);
 $\alpha_{\text{к}}$ – коефіцієнт конвективного теплообміну (тепловіддачі), Вт/(м²·К);
 β – кут, град; коефіцієнт об'ємного розширення, К⁻¹;
 δ – товщина, м;
 λ – теплопровідність, Вт/(м·К);
 μ – динамічна в'язкість, Па·с;
 ν – кінематична в'язкість, м/с²;
 ρ – щільність теплоносія, кг/м³;
 ε – значення приведеної результуючої ступені чорноти поверхонь;
 холодитильний коефіцієнт;
 φ – коефіцієнт опромінення поверхні;
 $\eta^{\text{екс}}$ – ексергетичний коефіцієнт корисної дії;
 σ – перепад температури, °С;
 Θ – розрахункова надлишкова температура, °С;
 $\tau_{\text{п}}$ – фактор Карно;
 Bi – число Біо;
 Gr – число Грасгофа;
 Fo – число Фур'є;
 Ki – число Кірпічова;
 Nu – число Нусельта;
 Pr – число Прандтля;
 Ra – число Релея;
 Re – число Рейнольдса.

Індекси:

0 – початок;

R – результуючий;

Б – більший;

б – бетон;

в – повітря;

вік – вікно;

вн – внутрішня;
втр – втрати;
дод – додатковий;
заг – загальний;
зовн – зовнішня;
із – ізоляція;
к – кінцевий;
конв – конвективний;
лиц – лицева;
м – менший;
н – початковий;
заг – загальний;
осн – основний;
п – підлога;
рад – радіаційний;
розр – розрахунковий;
ср – середня;
ст – стінка;
т – теплоносій;
тр – труба;
хол – холодильний.

Скорочення:

ГТО – ґрунтовий теплообмінник;
ІТП – індивідуальний тепловий пункт;
ІЧ – інфрачервоний спектр випромінювання;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
ОК – огороджувальна конструкція;
ПТП – перетворювач теплового потоку;
РЕМ – районна електрична мережа;
ТБ – тепловий бар'єр;

ТЕЦ – теплова електрична станція;
ТН – тепловий насос;
ТО – теплообмінник;
ТСМ – термометр опору мідний;
ТСП – термометр опору платиновий;
УЕГГ – управління експлуатації газового господарства;
Ц – вартість;
COP – коефіцієнт перетворення теплового насосу;
IRR – внутрішня норма рентабельності;
NPV – чиста дисконтова на вартість;
RNG – ренормгрупова модель турбулентності;
max – максимальний;
min – мінімальний;
const – постійний;
var – різний.

ВСТУП

Актуальність теми. За сучасними даними авторів [1, 2] країн Євросоюзу, більшість населення планети перебуває до 90% всього часу в приміщеннях різного призначення. На життєзабезпечення будівель, в яких розташовані ці приміщення, витрачається до 40% всієї корисної енергії, що виробляється у світі [3].

Важливою причиною загальносвітового підвищення нормативної і реально досягнутої теплозахисних здатностей огорожувальних конструкцій (ОК) будинків є здорожчання енергоносіїв, стрімке виснаження запасів органічного палива, а також географічні зміни клімату Землі через накопичення парникових газів в атмосфері [4, 5]. В багатьох країнах є великий потенціал, як енергоощадження, так і покращення теплового мікроклімату в цивільних будівлях [6, 7].

Світові тенденції у підвищенні енергетичної ефективності систем теплопостачання, в цілому, спрямовані на використання природних відновлювальних джерел енергії, скидних вторинних енергоресурсів, децентралізацію постачання теплоти, а також перехід на низькотемпературні опалювальні системи. Програми енергетичного розвитку низки країн Азіатського регіону, Європи та Сполучених Штатів Америки, а також Енергетична стратегія України, передбачають і законодавчо підтримують розвиток використання альтернативних джерел енергії [8, 9].

Вирішення проблеми підвищення енергоефективності будівель має особливу актуальність для України в зв'язку з тим, що в країні наявні обмежені запаси нафти і природного газу, різко скоротився видобуток вугілля, спостерігається значне підвищення вартості всіх видів енергоносіїв і недостатньо впроваджуються нові і прогресивні методи щодо теплового захисту будівель [10]. Поєднання архітектурних прийомів із технологічними особливостями підтримання комфортних санітарно-гігієнічних умов у окремих приміщеннях є невід'ємною складовою сучасного енергоефективного будівництва [11]. Потрібно забезпечити науково

обґрунтовані доцільні добовий, сезонний і цілорічний теплові режими будівель шляхом як гармонізації динамічних внутрішніх і зовнішніх теплових впливів, так і залучення до цього природних ресурсів енергії. Необхідна оптимізація теплового ефекту інсоляції і впливу навколишнього середовища на будівлю шляхом поліпшення її геометричних і теплотехнічних показників [12]. Пасивне і узгоджене залучення та/або запобігання впливу енергії атмосферного повітря і теплоти сонячної радіації в залежності від часу доби і сезонів року служать потужним резервом підвищення енергоефективності теплового режиму будівель [13 - 15].

Новітні системи теплозабезпечення енергоефективних будівель, в багатьох випадках, є полівалентними із високим ступенем автоматизації керування параметрами процесів підтримання норм температурно-вологісного режиму приміщень [16 - 18].

При застосуванні теплонасосних установок у складі систем теплопостачання перевага надається низькотемпературним системам водяного підлогового опалення [19]. Це пов'язано з тим, що при такому виді опалення площа теплообміну між теплоносієм та повітрям в приміщенні значно більша в порівнянні з іншими системами і, відповідно до цього, температурний потенціал теплоносія можна знижувати. Крім того, підлогове опалення забезпечує найбільш фізіологічно комфортні санітарно-гігієнічні умови щодо перебування людини в приміщенні [20 - 27].

Також слід відмітити незавершеність формування вітчизняної нормативно-регуляторної документальної бази щодо технічних регламентів з проектування, проведення проектно-монтажних і пуско-налагоджувальних робіт, технічного обслуговування і експлуатації низькотемпературних систем теплопостачання на основі водяного підлогового опалення [28]. Гармонізація і уніфікація запропонованих методик розрахунку теплотехнічних параметрів таких об'єктів із методиками відомих на закордонному ринку фірм, що мають власні центри досліджень і розробки (Research & Design), а також залучення багаторічного досвіду експлуатації подібних приміщень в різних кліматичних умовах, є вкрай актуальними для їх широкого впровадження на

вітчизняному просторі.

Вивчення питань, що пов'язані з організацією ефективного теплозабезпечення приміщень на основі теплонасосних технологій із залученням відновлювальних джерел енергії є актуальним науковим завданням сьогодення, а поширена практична реалізація останнього може значно покращити стан житлово-комунального теплопостачання, звільнивши його від необхідності монопольного використання первинних органічних енергоресурсів, а також поліпшити екологічні показники впливу на довкілля [21, 22, 29 - 35].

Значна кількість типових будівель має великий перелік технічних недоліків, що викликають перевитрату енергії на їхнє життєзабезпечення [33, 36]. Величезний резерв енергоощадження є в будівлях в країнах, що розвиваються, і країнах із перехідною економікою [37 - 48], в тому числі в Україні [49].

Для зниження споживання енергії будівлями є, як зазначено в роботі [3], два шляхи:

- поліпшення теплозахисної здатності ОК;
- підвищення енергетичної ефективності використання систем, приладів і обладнання, що створюють належні теплові умови для комфортної життєдіяльності людини [50 - 52],

які в подальшому розглядаються в дисертаційній роботі.

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

Наукові дослідження дисертаційної роботи увійшли до складу науково-дослідних робіт, що виконувались у відділі теплофізичних основ енергоощадних технологій Інституту технічної теплофізики Національної академії наук України:

- бюджетної теми із шифром 6.08.1 «Створення експериментальної установки та теплонасосної технології теплопостачання промислових приміщень з використанням теплоти ґрунту» (2008 - 2009 рр., 0108U007829);
- інноваційного проекту «Комплексна модернізація типової системи теплопостачання будівлі на базі автономного використання теплового насосу

типу "повітря-рідина" потужністю до 30 кВт» (2009 р., 0109U003649);

- державного замовлення ДЗ/477-2009 «Створення та впровадження експериментального індивідуального теплового пункту потужністю 250 кВт для автоматизованого теплопостачання типового будинку» (2009 - 2010 рр.; 0109U007233);

- відомчої теми «Аеродинамічна та тепла взаємодія будівлі з зовнішнім середовищем» (2011 - 2012 рр., 0111U000350);

- проекту №Ф53.7/045 «Спряжені задачі зовнішньої та внутрішньої аеродинаміки і теплофізики енергоефективних будівель» (2013 р.; 0113U005323);

- інноваційного проекту №27 «Різноваріантна термореновація огорожувальних конструкцій (стіл, вікон, стиків панелей тощо) частини поверху існуючої адміністративної будівлі та моніторинг тепловтрат при її тривалій експлуатації» (2011 р., 0111U002957);

- державного замовлення ДЗ/501-11 «Створення експериментального енергоефективного будинку пасивного типу» (2011 - 2012 рр., 0111U008782);

- державного замовлення ДЗ/476-13 «Створення комбінованої системи енергоресурсозабезпечення типу «нуль енергії» для експериментального пасивного будинку» (2013 р., 0113U008041).

У наведених роботах дисертант брав безпосередню участь як співвиконавець під час перебування у докторантурі Інституту технічної теплофізики Національної академії наук України та після її закінчення.

Мета роботи і завдання дослідження. Основною метою роботи є подальший розвиток науково-обґрунтованих підходів, що описують теплову взаємодію будівлі через її оболонку з довкіллям, а також вивчення особливостей практичного підвищення енергоефективності цивільних будівель при застосуванні комбінованих систем теплозабезпечення із використанням відновлювальних джерел енергії.

Для досягнення поставленої мети розв'язанню підлягали наступні наукові завдання дослідження:

- визначення передумов для створення теплового режиму приміщення

під час комфортного перебування в ньому людини;

- розроблення математичної моделі складного теплообміну через багат шарову ОК в нестационарному режимі з урахуванням впливу цілорічної інсоляції на оболонку будівлі;

- розроблення інженерної методики визначення параметрів системи теплохолодопостачання теплового бар'єру, що призначений для підвищення ефективного опору теплопередачі ОК будівлі та компенсації теплових втрат або теплоприпливів через оболонку будівлі у відповідні періоди року;

- дослідження характерних особливостей підвищення енергоефективності будівлі шляхом термомодернізації її світлопрозорих ОК;

- проведення комп'ютерного числового моделювання гідродинаміки і теплообміну в низькотемпературних системах водяного підлогового і повітряного опалення типового приміщення;

- розроблення інженерної номограмної методики визначення теплотехнічних параметрів водяної підлогової системи опалення різних способів укладання, що дозволяє визначити оптимальну конфігурацію її елементів для створення належного теплового режиму приміщення;

- обґрунтування науково-технічних положень створення енергоефективної будівлі та проведення експериментальних досліджень теплового режиму її типового приміщення при опаленні низькотемпературними системами;

- проведення оцінки енергетичної, ексергетичної і економічної ефективності впровадження і експлуатації низькотемпературних систем із використанням теплового насосу в порівнянні з іншими системами для підтримання належного теплового режиму приміщення, а також розрахунку характерних експлуатаційних витрат типових будинків в залежності від джерела тепlopостачання, теплотехнічних параметрів ОК та витрати первинної енергії.

Об'єкт дослідження – тепловий режим приміщень будівель (в т.ч. енергоефективної) із різними типами ОК і урахуванням впливу на них цілорічної інсоляції.

Предмет дослідження – нестационарні та квазістационарні процеси складного теплообміну в ОК та низькотемпературних системах теплозабезпечення.

Методи дослідження. Вирішення поставлених наукових завдань здійснювалось сучасними методами фізичного та математичного моделювання (в т.ч. в спеціальному прикладному програмному пакеті Ansys 14.0). Використовувались також експериментальні лабораторні установки і стенди із залученням автоматизованого вимірювального комплексу для подальшої обробки та аналізу експериментальних даних.

Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій, які захищаються, є наслідком використання загальноживаних методик, а також порівняння отриманих експериментальних і розрахункових даних із результатами інших досліджень.

Наукова новизна одержаних результатів:

- вперше, на основі чисельних розрахунків за математичною моделлю процесів нестационарного складного теплообміну з урахуванням впливу цілорічної інсоляції на оболонку будівлі були визначені теплові характеристики різноваріантних ОК та оцінена радіаційна енергетична складова їхньої взаємодії з довкіллям;

- в результаті виконаних розрахунків за розробленою інженерною методикою визначення параметрів системи теплохолодопостачання теплового бар'єру ОК вперше оцінені енергетичні показники його експлуатації з тепловим насосом в холодний та теплий періоди року;

- вперше, за допомогою чисельного моделювання при сумісному розв'язанні рівнянь теплопереносу і відповідних граничних умов в стаціонарному режимі, визначені значення конвективної і радіаційної складових теплообміну через типові світлопрозорі конструкції з одно- та двохкамерним склопакетами, а також значення їхнього термічного опору;

- вперше були розраховані параметри процесів теплообміну та аеродинаміки повітря в типовому приміщенні з системою

низькотемпературного водяного підлогового, також повітряного опалення в квазістаціонарному тепловому режимі на основі тривимірної математичної моделі в програмному пакеті Ansys 14.0;

- вперше проведений порівняльний аналіз ексергетичної ефективності експлуатації низькотемпературних і традиційних систем енергоефективного будинку із різними опалювальними приладами.

Практичне значення одержаних результатів:

- на основі проведених комплексних досліджень розроблена інженерна номограма методика визначення теплотехнічних параметрів водяної підлогової системи опалення, що здатна забезпечувати тепловий режим приміщення у відповідності до санітарно-гігієнічних вимог;

- обґрунтовані науково-технічні положення створення енергоефективної будівлі із використанням низки теплотехнічних рішень, серед яких є використання ґрунтових теплообмінників із повітряною тепловою завісою фасадів будинку і комбінованої системи теплозабезпечення на основі залучення відновлювальних джерел енергії (теплоти ґрунту, інсоляції тощо);

- в результаті проведення техніко-економічного аналізу ефективності впровадження і експлуатації низькотемпературних систем із використанням теплового насосу, в порівнянні з іншими системами опалення для підтримання належного теплового режиму приміщення, оцінені основні економічні показники таких технічних рішень;

- розраховані характерні експлуатаційні витрати типових будинків в залежності від джерела тепlopостачання, теплотехнічних параметрів огорожувальних конструкцій та витрати первинної енергії.

Результати роботи впроваджені в декількох робочих проектах: ТОВ "Завод енергообладнання "ДАН" (м. Київ), ТОВ "Центр Водочищення" (м. Київ), СВПП «Факел» (м. Сміла), ТОВ «Компанія ВДЕ» (м. Бровари), ТОВ «Досконалий будинок» (м. Чернігів).

Практичне значення результатів дисертаційної роботи підтверджується 5 патентами України на корисну модель, що одержані здобувачем у складі

авторського колективу.

Особистий внесок здобувача полягає в розробці проектів та створенні (проектно-монтажні, пуско-налагоджувальні роботи) експериментальних установок і стенду для вивчення теплового режиму приміщень при різних експлуатаційних режимах [156, 157, 162]; розробці експериментальних методик теплофізичних досліджень і статистичної обробки отриманих результатів [158]; проведенні натурних експериментів, обробці та аналізі отриманих експериментальних даних [167]; створенні математичної моделі процесів складного теплообміну через багат шарову огорожувальну конструкцію (в т.ч. світлопрозору [145, 146, 149, 155]) в нестационарному режимі з урахуванням впливу цілорічної інсоляції на оболонку будівлі [112, 113]; створенні в програмному пакеті Ansys 14.0 тривимірної математичної моделі квазістационарного теплообміну та аеродинаміки повітря в типовому приміщенні з системою водяного підлогового, також повітряного опалення [160, 165, 167, 175]; розробці методик визначення параметрів системи теплохолодопостачання теплового бар'єру в огорожувальній конструкції [140, 141] та номограмної методики визначення теплотехнічних параметрів водяної підлогової системи опалення; проведенні техніко-економічного аналізу ефективності впровадження і експлуатації низько- і середньотемпературних систем із використанням теплового насосу [165, 179, 180, 181, 182, 227, 235, 238, 239]; розробки концепції створення енергоефективного будинку ІТТФ НАН України [198, 199, 200, 201, 202, 203, 209, 210, 211, 212, 213, 214, 230]; підготовці й опублікуванню результатів досліджень; у впровадженні (Додаток Б) та патентуванні власних розробок.

Оглядом та порівняльним науковим результатом, що викладені в дисертаційній роботі, отримані особисто автором на основі проведення аналізу літературних, інформаційних та патентних джерел, а також результатів дослідних даних.

Апробація результатів дисертації. Матеріали дисертаційної роботи і її основні положення доповідались і обговорювались на: VI Міжнародній конференції «Комунальна та промислова теплоенергетика» (м. Київ, 2009 р.),

Міжнародних науково-технічних конференціях «Технічні і технологічні гази. Енергоефективне обладнання і установки для альтернативної енергетики» (м. Суми, 2010, 2011 рр.), VII - X Міжнародних конференціях «Проблеми промислової теплотехніки» (м. Київ, 2011 - 2016 рр.), Науково-практичній конференції «Теплонасосні технології в Україні. Стан та перспективи впровадження» (м. Київ, 2012 р.), Міжнародній конференції «Модернізація житлово-комунального господарства на принципах державно-приватного партнерства» (Запоріжжя, 2012 р.); I Міжнародній науково-технічній конференції «Енергозбереження у будівництві. Сучасні конструктивні системи, ефективні матеріали та інженерне обладнання» (м. Київ, 2013 р.), Міжнародній конференції «Тепловые насосы в странах СНГ» (АР Крим, м. Алушта, 2013 р.), Міжнародній конференції «Украина – Россия – Сколково. Единое инновационное пространство» (м. Київ, 2013 р.), 8-th International Green Energy Conference (м. Київ, 2013 р.), II Міжнародній конференції «Тепловые насосы в странах СНГ. Тепловые насосы в бюджетных зданиях и городских коммунальных хозяйствах» (м. Київ, 2014 р.), Міжнародній науково-технічній конференції «Энергоэффективность – 2014» (Беларусь, м. Мінськ, 2014 р.), II Міжнародна науково-практична конференція молодих вчених «Відновлювальна енергетика, новітні автоматизовані електротехнології в біотехнічних системах АПК» (м. Київ, 2014 р.), V - VIII Міжнародних науково-практичних конференціях «Енергоінтеграція. Інтегровані енергоефективні технології в архітектурі та будівництві» (м. Київ, 2015 – 2018 рр.); III Конференції «Теплові насоси в будівлях та містах України» (м. Київ, 2015 р.), XVI Всеукраїнській науково-технічній конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології» (м. Одеса, 2016 р.), Міжнародній науково-практичній конференції "Підвищення ефективності теплоенергетики на основі використання теплових насосів" (м. Київ, 2016 р.), XVII Міжнародній конференція «Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті» (м. Київ, 2016 р.), X Міжнародній конференція «Проблеми теплофізики та теплоенергетики» (м. Київ, 2017 р.), Міжнародній науково-технічній конференції «Енергоефективність у

будівництві. Сучасні конструктивні системи, ефективні матеріали та інженерне обладнання» (м. Київ, 2017 р.), Міжнародній науково-практичній конференції «Теплові насоси та їх місце в енергетичній стратегії» (м. Київ, 2017 р.).

Результати дисертаційної роботи щорічно в період 2009 – 2017 рр. неодноразово доповідались на наукових семінарах Відділу теплофізичних основ енергоощадних технологій в Школі підготовки наукових кадрів Інституту технічної теплофізики Національної академії наук України (с. Соколівка, Чернігівська обл.).

Частина результатів з дисертації, що характеризують енергетичну ефективність використання ґрунтових теплообмінників для теплонасосних технологій, увійшла до колективної роботи, що здобула Премію Верховної Ради України найталановитішим молодим ученим в галузі фундаментальних і прикладних досліджень та наукових розробок (Постанова Верховної Ради України № 1847-VI від 02.02.2010 р.)

Публікації. За матеріалами дисертації опубліковані 46 наукових робіт, в т.ч. 27 статей у фахових виданнях України, 1 стаття у іноземному виданні, 4 статті у міжнародних виданнях, що входять до наукометричної бази SCOPUS, 9 тез доповідей на міжнародних науково-практичних конференціях, одержані 5 патентів України на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається із вступу, вісьмох розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел з 243 найменувань та 2 додатків на 16 сторінках. Робота викладена на 376 сторінках основного тексту, містить 143 рисунки та 22 таблиці.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНІ АСПЕКТИ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОВОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ БУДІВЕЛЬ

1.1. Історичний розвиток і світові тенденції з досліджень теплової ефективності будівель

Загальносвітовий процес поліпшення теплозахисних здібностей будівель викликаний підвищенням вартості енергії, що витрачається для потреб кліматизації їх приміщень. Перший його етап пов'язаний зі світовою енергетичною (нафтовою) кризою 1973 р.

Наприклад, у 1977 р., згідно теплотехнічних норм, в ФРН введений додаток щодо обмеження значення середнього коефіцієнта теплопередачі огорожень (вікна, стіни, перекриття останнього поверху і холодного підвалу) в залежності від компактності будівлі, що визначається відношенням площі зовнішньої поверхні теплозахисної оболонки будівлі до її відповідного об'єму. Також у цій країні в 1985 р. встановлені норми середньої, по всім зовнішнім огороженням, величини приведенного коефіцієнту теплопередачі в залежності від показника компактності. Надалі, в 1995 р., Постановою уряду ФРН вимоги до опору теплопередачі зовнішніх огорожень були підвищені ще, в середньому, на 28%. Причому норми встановлені вже не до розрахункових річних втрат теплоти будівлею, а на величину питомої витрати теплоти на опалення за розрахунковий опалювальний період, віднесену до одиниці об'єму і корисної площі підлоги. При такому методі нормування враховуються внутрішні надходження теплоти від обладнання, приладів освітлення, діяльності мешканців та ін. [53]

В роботі [54] втрати теплоти будівлі розглянуті в залежності від відношення площі зовнішньої поверхні теплозахисної оболонки будівлі до його відповідного об'єму.

Наразі, при застосуванні світлопрозорих конструкцій з високою теплозахисною здатністю можливе збільшення частки площі скління від

площі бічної поверхні будівлі. У Данії, наприклад, вона знижена до 15%. Обмеження площі вікон прийнято і в Фінляндії, де площа вікон одного поверху не повинна перевищувати 15% площі підлоги цього поверху. За нормами Нідерландів, для житлових будівель сукупна площа вікон і дверей повинна бути не більше 25% площі підлоги квартири при їх приведеному опорі теплопередачі не менше $0,71 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

У багатьох країнах, за винятком, мабуть, скандинавських, рівень вимог відповідних стандартів і норм до теплозахисту ОК будинків залишається низьким, що викликає величезну перевитрату штучних ресурсів енергії.

У той же час енергію можна ефективно запозичити від сонячної радіації [12, 41, 55 - 65], вітру [66] і навколишнього середовища [36, 67 - 71], її також можна використовувати в будівлях як безпосередньо [48], так і з залученням спеціальних енергоперетворювачів [72]. Пасивне використання [15, 40, 69] її, наприклад, тільки лише за рахунок поліпшення розробки проектів будівель, дозволяє іноді скоротити енергоспоживання будівлі до 50%.

Подібні та інші пасивні системи сонячного опалення будівель в деяких випадках дозволяють знизити витрату теплоти на опалення більш, ніж наполовину.

За даними Міжнародного енергетичного агентства, в багатьох випадках досягнуто будівництво будівель з фактичною питомою витратою (на 1 м^2 корисної площі) менше, ніж $50 \text{ кВт} \cdot \text{год}/(\text{м}^2 \cdot \text{рік})$, що становить лише близько 30% енергоспоживання традиційних будівель в деяких розвинених європейських країнах [8]. При цьому збільшення вартості їх будівництва іноді становить лише 8 - 15% по відношенню до традиційного.

В основу ідеї розробки енергетичного паспорта будівлі прийняте завдання зменшення витрати енергії на його опалення. Такий паспорт будівлі, вперше впроваджений Європейською комісією, включає в себе розрахунки окремих втрат теплоти, річного енергоспоживання на опалення, а також відомості про ефективне використання енергії в будівлі.

Приведений коефіцієнт теплопередачі ОК будівлі, що

використовується в енергетичному паспорті і прийнятий в інших актуальних нормативних документах багатьох країн, можна обчислити за виразом, наведеним в роботах А.Н. Сканаві [73] та В.Н. Богословського [74]. Так, максимально допустима величина цього коефіцієнта, прийнята в Фінляндії, Швеції та Нідерландах, дорівнює близько $0,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Пропонується також замість нормативних значень приведенного опору теплопередачі ОК приймати, згідно пропозицій в [75], економічно обґрунтовану (розраховану) його величину, що враховує термін окупності додаткових капітальних вкладень в теплоізоляцію оболонки будівлі.

Науковою основою для розвитку сучасних досліджень підвищення енергетичної ефективності будівель стали роботи: В.Н. Богословського, І.Ф. Лівчака, Н.М. Беляєва, А.І. Леонтева, К.Ф. Фокіна, В.П. Ісаченка, О.М. Сканаві, В.Г. Гагарина, Ю.А. Табунщикова, Е.К. Боронбаєва (Казахстан), А. Міссенара (Франція), Н. Адамса (США), А. Кольмара (Німеччина), В. Лизе (Німеччина), О. Фангера (Данія), В. Файста (Німеччина), Н.М. Фіалко, Е.С. Малкіна, Д.Й. Розинського, П.Г. Круковського, Л.Ф. Черних, Б.В. Давиденка, А.І. Накорчевського та інших відомих вчених.

1.2. Тепловий режим і теплова ефективність будівлі

Будь-яка будівля є складною архітектурно-конструкторською системою, якій притаманна поліваріантність її складових елементів (огороджувальних конструкцій (ОК) та інженерного обладнання), де відбуваються фізично різні процеси поглинання і перенесення теплоти.

Під впливом градієнту температури між зовнішнім та внутрішнім повітрям, інсоляції та швидкості вітру приміщення втрачає теплоту через зовнішні ОК в холодний період року та отримує в теплий період року. Сила гравітації, дія вітрових потоків та примусової вентиляції створюють перепади тиску, що призводять до перетікання повітря між суміжними приміщеннями і інфільтрації через пори в матеріалі та нещільності ОК.

Атмосферні опади, вологовиділення в приміщеннях, різниця вологості внутрішнього та зовнішнього повітря призводять до масообміну через ОК, під впливом якого можливе зволоження матеріалів та погіршення теплозахисних властивостей та довговічності зовнішніх стін та покриттів [76, 77].

Визнаючи зміни клімату в глобальному масштабі [4], можна стверджувати, що вплив його на річну циклічність кліматичних умов окремого району будівництва не значний. Загальний ефект річної динаміки надходження сонячної радіації залишається досить регулярним [61]. Як наслідок цього спостерігається річна циклічність зміни температури і відносної вологості зовнішнього повітря. Швидкість і напрямки вітру також мають відповідну приблизну циклічність у зонах постійних метеоспостережень. Це також відноситься до хмарності неба і частоти атмосферних опадів [78]. Щорічно спостерігаються їх відносно регулярні сезонні коливання [12]. Очевидно, що для даного місця будівництва важко передбачити гарантовано точно інформацію про погодні умови майбутнього періоду часу.

Приміщення будівлі (рис. 1) ізолюються від зовнішнього середовища за допомогою ОК, що дозволяє створювати в цих приміщеннях визначений мікроклімат. Зовнішні ОК захищають приміщення від безпосереднього атмосферного впливу, а спеціальні системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря підтримують в приміщеннях протягом всього року визначені задані параметри внутрішнього середовища. Сукупність всіх інженерних методів та пристроїв, що забезпечують задані умови мікроклімату в приміщеннях будівлі (ОК, сонцезахисні пристрої, інші конструктивно-планові методи, а також системи опалення, охолодження, вентиляції, кондиціонування повітря тощо), називають системою створення мікроклімату [73].

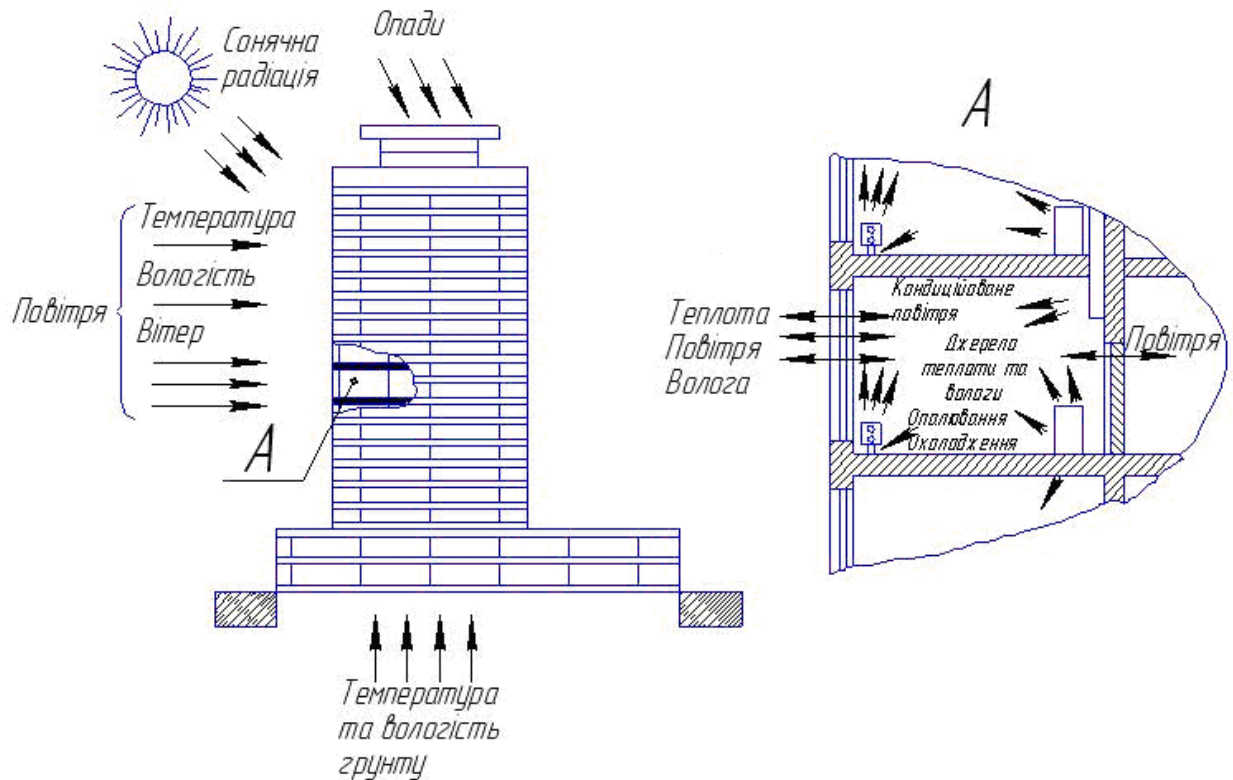


Рис. 1.1. Різні види впливу на тепловий, повітряний та вологістний режими приміщень в будівлі

Сумарний вплив кліматичних умов на тепловий баланс будівлі характеризується: 1) тепловтратами будівлі через ОК; 2) витратами теплоти на нагрівання припливного вентиляційного або інфільтраційного повітря, що проникає в приміщення через нещільності в ОК; 3) тепловтратами від впливу на будівлю вітрового потоку; 4) теплотою, що потрапляє в будівлю від сонячної радіації (що є досить суттєвою за своїм значенням). Перші два фактори потребують відповідних конструктивних рішень. Щодо двох останніх, то сенс заходів з оптимізації теплового балансу полягає в зменшенні впливу вітру на тепловіддачу з поверхонь будівлі та в утилізації енергії сонячної радіації [79].

Врахування зовнішніх кліматичних умов при дослідженні теплових режимів будівель є однією з досить актуальних задач при складанні теплового балансу будівлі. Так в роботах [80, 81] акцентована увага на необхідності урахування впливу температурно-погодних факторів під час проектування, експлуатації та модернізації систем теплопостачання. В

роботах [82, 83] методику визначення теплового навантаження будівлі проведено з урахуванням зміни зовнішніх збурень: температури зовнішнього повітря, швидкості повітряного потоку і кута його натікання.

Процеси, що створюють тепловий режим приміщень, необхідно розглядати в нерозривному взаємозв'язку між собою, так як їх взаємний вплив може виявитися вельми суттєвим (наприклад, фільтрація повітря та зволоження ОК може суттєво збільшити тепловтрати приміщення в холодний період року).

Для забезпечення оптимального за комфортом теплового режиму в приміщеннях, що відповідає санітарно-гігієнічним нормам, необхідно щоб кількість теплоти, яка надходить в приміщення від системи опалення в холодний період року динамічно компенсувала його тепловтрати [84]. Внаслідок того, що тепловтрати в значній мірі залежать від погодних умов (температури зовнішнього повітря, напрямку та швидкості вітру, його вологості тощо), система тепlopостачання, що працює в оптимальному регульованому режимі, повинна забезпечувати приміщення лише такою кількістю теплоти, що відповідає конкретним значенням тепловтрат в даний період.

Як відомо, основні тепловтрати з приміщення відбуваються внаслідок кондуктивної складової теплообміну через ОК різного призначення, конвективної тепловіддачі з зовнішньої поверхні будівлі до атмосферного вітрового потоку, а також радіаційної складової від зовнішніх поверхонь ОК до предметів, що оточують будівлю. Суттєва частина загальних тепловтрат пов'язана також з надходженням до приміщень холодного зовнішнього повітря через систему природної вентиляції та внаслідок його неорганізованого припливу (інфільтрації) через нещільності в елементах ОК.

Проблеми достовірного та оперативного розрахункового аналізу теплового режиму будівлі в цілому при визначенні тепловтрат досить актуальні для вирішення таких інженерних задач в будівельній сфері, як:

- проведення енергетичного аудиту існуючих будівель та окремих приміщень з метою досягнення в них оптимального теплового режиму (в

тому числі після наступного проведення термомодернізації їх ОК);

- встановлення оптимального варіанту з термореконструкції, при необхідності, всієї будівлі;
- проектування нових будівель зі зменшеними показниками тепловтрат;
- проектування нових систем кліматизації.

На даний момент в світі розроблений великий спектр моделей, починаючи від одновимірних моделей огорожувальних конструкцій (ОК) [85], моделей з заданою температурою повітря в кімнаті для визначення тепловтрат з різною точністю [86] і до CFD моделей теплового аналізу [82], основаних на розв'язанні рівнянь Нав'є-Стокса. При цьому достовірність результатів моделювання може бути незадовільною, так як основі цих моделей покладена група параметрів, що з часом можуть змінюватись, а значення їх задається постійними, або ж такими, що не можливо визначити. Так, наприклад, теплофізичні характеристики матеріалів ОК, що змінюються з часом, не завжди можна описати надійними емпіричними залежностями, тому величини цих параметрів не завжди відповідають дійсності. При цьому, досить важливим питанням є індивідуальний підхід до кожної будівлі, так як вони можуть відрізнитись між собою за декількома характеристиками: призначенням будівлі, геометричною формою, опалювальним об'ємом, типом ОК, різними варіантами опалювальної та вентиляційної систем тощо. Саме тому важливим завданням є розробка таких математичних моделей для аналізу теплових режимів приміщень та будівлі в цілому, що задовільно відповідали реальному тепловому режиму.

Поняття «будівлі з ефективним використанням енергії» з'явилося в 70-х роках ХХ століття. Перша така будівля була побудована в 1974 р. в м. Манчестер (штат Нью-Хемпшир, США). Мета спорудження цієї будівлі полягала в виявленні сумарного ефекту енергоощадження від використання архітектурних та інженерних рішень, спрямованих на економію експлуатаційних ресурсів.

Найбільш розповсюдженим визначенням є енергоефективний або пасивний будинки. В роботі [87] енергоефективна будівля визначається як

така, що включає в себе сукупність архітектурних та інженерних рішень, що найкращим чином відповідають цілям мінімізації витрати енергії для забезпечення мікроклімату в приміщеннях будівлі. Енергоекономічна будівля включає в себе окремі рішення чи їх систему, що спрямовані на зменшення витрати енергії для забезпечення мікроклімату в приміщеннях будівлі [51]. З приведених визначень видно різницю між енергоефективними та енергоекономічними будівлями. Перша є результатом впровадження певних наукових методів та сукупності технічних рішень, що найкращим чином відповідають поставленим завданням. Друга є результатом взаємодії ряду енергоощадних рішень в одному об'єкті. Головною метою при проектуванні цих будівель є мінімізація енергетичних навантажень на опалення та охолодження будівлі за рахунок використання ОК із високоефективною теплоізоляцією [7, 13 - 15, 40, 46, 69, 75].

1.3. Передумови для створення теплового комфорту під час перебування людини в приміщенні. Системи опалення.

Тепловий режим окремих приміщень будівлі зазвичай обумовлений сукупністю значень температури повітря в ньому, поверхонь огорожувальних конструкцій і предметів, що розташовані в об'ємі повітря [84]. То того ж мікроклімат у кожному приміщенні характеризується відносною вологістю повітря і швидкістю руху останнього. Значення параметрів мікроклімату слід приймати в залежності від періоду календарного року, призначення приміщення і вимог комфортного перебування людини в ньому в будь-який час, а також регламентованого технологічного процесу, що відбувається наразі. Підтримання параметрів мікроклімату в холодний період року забезпечується системою опалення, а в теплий період року системою кондиціонування. За превалюючим фізичним механізмом теплообміну і конструктивним виконанням опалювальних приладів опалення розрізняють як конвективне, радіаційне і комбіноване [73, 74].

Низькотемпературні системи опалення мають температуру поверхні теплообміну, що не перевищує $(25...30)^{\circ}\text{C}$. Основним механізмом передачі теплоти в таких системах є вільна конвекція повітря (60%) вздовж нагрітої поверхні з поступовим перемішуванням його в об'ємі приміщення. Радіаційна складова теплообміну тут низька (до 40%). Як приклад можна привести повітряну систему опалення і кондиціонування за допомогою так званих повітряно-рідинних теплообмінників із примусовою циркуляцією; плівкові системи опалення; побутові і промислові спліт-системи, чилери і т.і. Низькотемпературні системи опалення надзвичайно енергоефективні з використанням теплонасосних технологій у житлових і адміністративних будівлях.

Середньотемпературні системи опалення мають температуру у діапазоні $(30...90)^{\circ}\text{C}$. При цьому має місце сукупність конвективного (50%) і радіаційного (50%) теплообміну опалювальних приладів, відповідно, із повітрям і предметами в приміщенні. Сучасним прикладом є водяна (в т.ч. капілярна) і електрична (кабельні системи за ДБН В.2.5-24:2003) теплі підлоги, стіна або стеля. А найрозповсюдженішою є радіаторно-конвекторна система (СНиП 2.08.01 – 89. Отопление и вентиляция жилых зданий), твердотільний електричний акумулятор теплоти, ефективність якого забезпечується експлуатацією в період пільгового двозонного електричного тарифу і т.і. Середньотемпературні системи опалення розповсюджені у житлових, адміністративних і промислових будівлях різного призначення. Джерелом теплоти в них зазвичай є теплоносій від централізованого постачання (ТЕЦ, котельні, когенераційні установки). В окремих випадках, також є доцільним використання таких систем з тепловими насосами різних типів.

Високотемпературні системи опалення мають температуру нагрівача, що умовно перевищує 90°C . Основним механізмом теплообміну є концентроване випромінювання в інфрачервоному спектрі хвиль (від 60% і більше із зростанням температури та підвищенням ступеня чорноти поверхні нагрівального елемента). Як приклад можна навести випромінювачі із

керамічними, металевими або напівпровідниковими електронагрівальними елементами з рефлекторами (екранами позаду нагрівача). Такі системи вкрай доцільно використовувати в приміщеннях, де потрібен локальний підігрів, з великою висотою стелі або на відкритій території. В основному широке розповсюдження вони отримали у виробничих приміщеннях, сільському господарстві, а також у промислових технологічних цілях.

Сучасний тренд в розвитку опалювальних систем зводиться до використання низькотемпературних систем опалення. Температура огороджувальних конструкцій, що беруть участь у променистому теплообміні, є дещо підвищеною. Це призводить до зменшення тепловіддачі від тіла людини випромінюванням і підвищення частки конвективного теплопереносу. При збільшенні конвективної складової тепловіддачі тіла людини її самопочуття поліпшується внаслідок наближення фізіологічного теплообміну до природних умов [88].

Зниження частки випромінювання від тіла людини і одночасне підвищення конвективної складової дозволяє знизити температуру внутрішнього повітря на 1...3°C [89] при збереженні комфортної обстановки в приміщеннях різного призначення.

Кількість теплоти, що виробляється організмом людини, коливається в широких межах і залежить, в основному, від фізичної активності людини (виду роботи, що виконується). У стані спокою фізіологічна теплова потужність організму дорослої людини складає близько 120 - 180 Вт, до 20% якої витрачається на біологічне функціонування, а більше 80% втрачається у довкілля. У залежності від рухомої активності і положення тіла кількість теплоти, що виробляється може змінюватись [52].

Санітарно-гігієнічні та медико-біологічні дослідження показали [90, 91], що працездатність людини значно вище при вдиханні повітря порівняно низької температури, якщо підтримуються нормальні (комфортні) теплові відчуття.

Температури повітря і внутрішніх поверхонь повинні знаходитися в певному поєднанні, при якому людина не відчуває фізіологічного

дискомфорту, під час перебування і роботи. В.Н. Богословський при цьому запропонував формулу [84]

$$t_R = 1,57t_{\Pi} - 0,57t_B \pm 1,5, \quad (1.1)$$

де t_R - нормоване значення температури повітря приміщення, що відповідає оптимальним умовам перебування людини в приміщенні ($23,0^{\circ}\text{C}$ – в стані спокою; $21,0^{\circ}\text{C}$ – при виконанні легкої роботи; $18,5^{\circ}\text{C}$ – при виконанні роботи середньої важкості; $16,0^{\circ}\text{C}$ – при виконанні важкої роботи;

t_{Π} - температура поверхні теплообміну (підлоги), $^{\circ}\text{C}$;

t_B - температура повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

Графічна інтерпретація 1-ї умови комфортності показана на рис. 1.1.

Складові тепловтрати в докільця організмом людини залежать від виду системи опалення і типу опалювальних приладів, так як частка конвективної і променистої складових, що нагріває повітря в приміщенні, у різних приладів неоднакова.

Встановлено [92], що умови комфорту при будь-якому опаленні дотримуються якщо буде певне співвідношення температур внутрішнього повітря і ОК приміщення.

На рис. 1.1 наведене комфортне співвідношення температур повітря і внутрішніх поверхонь ОК. Частина комфортної зони, що розташована вище по діагоналі, відповідає умовам комфорту при конвективному опаленні, а нижче – при променистому. Отже, при променистому опаленні комфортні умови, як це вже зазначалося, можуть бути забезпечені при більш низьких температурах внутрішнього повітря в порівнянні з конвективними системами опалення при одних і тих же значеннях температури на внутрішніх поверхнях огороджувальних конструкцій. Визначення цих температур дозволяє оцінити тепловтрати приміщення і теплову потужність опалювальних приладів. В залежності від типу останніх теплові втрати одного й того ж приміщення можуть дещо відрізнятись.

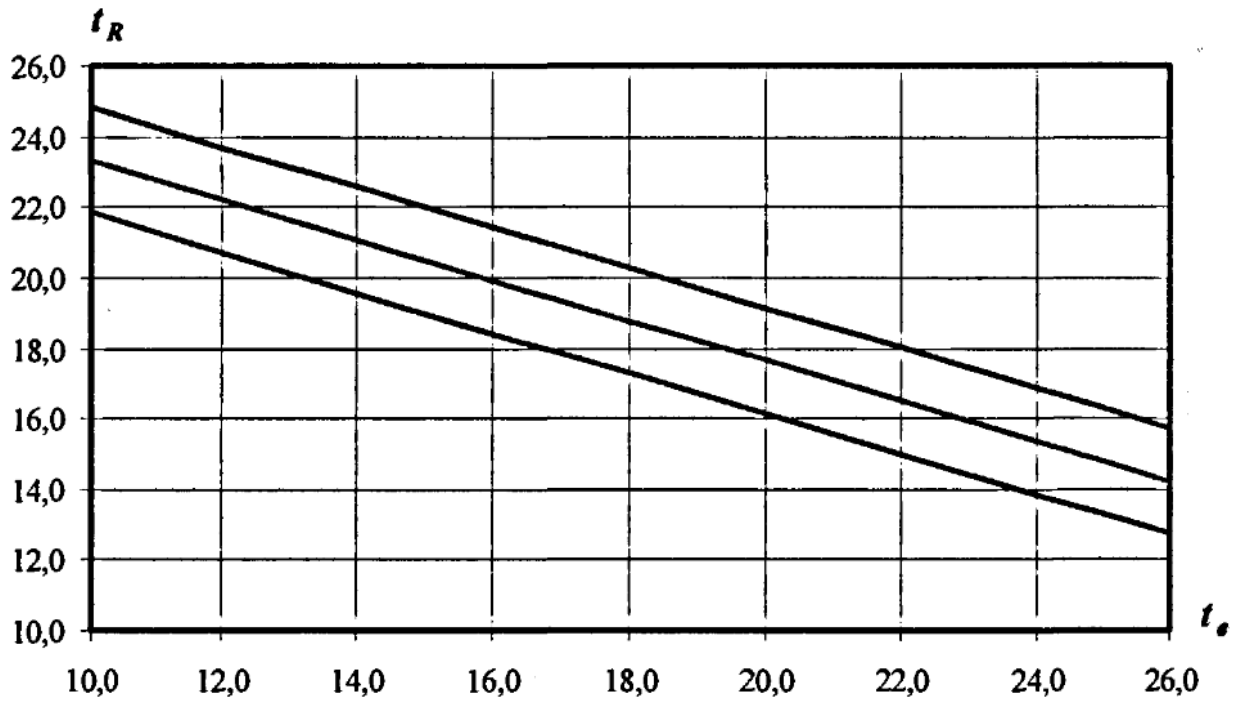


Рис. 1.1. Номограма теплового комфорту

Також доцільно відзначити, що при підлоговому опаленні витримується оптимальне для людини співвідношення, коли температура на рівні ніг складає 26...28°C, а на рівні голови 18...20°C. Жодна із систем опалення, крім підлогової, не в змозі забезпечити такий комфортний температурний розподіл.

Теоретичні основи підлогового опалення (на початку ХХ ст. – водяного) були закладені французьким проф. А. Міссенаром, який одним з перших у світі займався дослідженнями теплообміну людини при різних умовах повітряного середовища. Ним введено поняття умовної „результуючої температури ступні”, що пов’язане з наявністю різниці між температурою повітря в приміщенні і поверхні підлоги. Цю „результуючу” температуру можна вимірювати пристроєм „результуюча ступня”, що складається зі ступні, виконаної з покрівельної сталі і закритої зверху, усередині якої температура повітря вимірюється термометром. Розташовуючи таку ступню у взутті різного виду, можна встановити вплив останнього на тепловідчуття людини. Дослідження вченого показали, що

„результуюча температура ступні” є лінійною функцією температури поверхні підлоги і температури повітря (середовища), і що людина може без неприємного відчуття в ступні витримувати тим більш високу температуру поверхні підлоги, чим нижча температура повітря в приміщенні. Тому поняття граничної температури поверхні підлоги має сенс лише в сполученні з температурою повітря. Для того, щоб можна було вважати задоволеними 90% людей, за якими велись спостереження, потрібно, щоб „результуюча температура ступні” була нижча $21,2^{\circ}\text{C}$, що при температурі повітря 17°C відповідає температурі поверхні підлоги 28°C , яка є межею для житлових приміщень. Це правило є головною фізіологічною основою теплового режиму приміщень.

Іншою особливістю теплового режиму приміщення, що обладнане підлоговим опаленням, є розподіл значень температури внутрішнього повітря по висоті приміщення. При використанні розповсюджених конвекторів або радіаторів має місце додатній градієнт температури по висоті. У цьому випадку відбувається даремний перегрів верхньої зони приміщення і, відповідно, збільшення тепловтрат (до 2% на 1 м висоти приміщення понад 3,5 м) [90].

Розподіл температури повітря в приміщенні, що обладнане підлоговим опаленням відрізняється наявністю ділянки від’ємного градієнта температури по висоті приміщення.

Стратифікація температури зумовлює відмінність теплових потоків через зовнішні ОК від тих, що розраховуються за відомою методикою [90]. Ця обставина не враховується при веденні розрахунків тепловтрат. Це призводить до завищення значення потужності системи опалення, появи теплового дискомфорту в приміщенні і неправильного аналізу переваг системи підлогового опалення.

Питання енергозбереження стає більш актуальним при експлуатації промислових і цивільних будинків із висотою стель більше 3 м (цехи різного призначення, судноверфі, складські та торговельні приміщення, гаражі, ангари для техніки, спортзали). У таких будівлях для експлуатації

будівельних конструкцій і технологічного обладнання не потрібна така ж температура повітря, як для людини, однак при конвективному опаленні доводиться нагрівати весь об'єм повітря до температури комфорту, на що витрачається більше теплоти, ніж це є раціональним. Нагріте повітря здіймається і перегріває верхню зону приміщення. Так до сих пір в нормах проектування [94] не відображена методика розрахунку теплотехнічних параметрів ОК із врахуванням цього явища у подібних приміщеннях. У літературі [84] наводяться порівняльні графіки розподілу температури внутрішнього повітря по висоті приміщення для різних систем опалення, включаючи підлогу. Але там не розглядається математична обробка даних, немає результатів по температурах інших внутрішніх поверхонь, крім температури підлоги, немає залежностей величини теплових потоків через зовнішні ОК (в т.ч. світлопрозорі) по висоті приміщення. Також відсутня числова оцінка ефективності системи опалення тощо.

З аналізу літературних джерел [84, 89 - 91] можна виділити декілька умов теплової комфортності в житлових і громадських будинках: перша характеризує температурний стан приміщення оптимальною комбінацією радіаційної складової теплового потоку в приміщення і температури повітря, друга обмежує інтенсивність теплообміну при положенні людини поблизу нагрітих або охолоджених поверхонь. Вони доповнені третьою умовою, запропонованою датським проф. П.О. Фангером: параметри внутрішнього мікроклімату повинні мати можливість індивідуального регулювання з метою створення суб'єктивного відчуття комфорту людиною.

1.4. Експериментальні та розрахункові методи дослідження процесів теплообміну в приміщеннях будівлі

При дослідженні теплових режимів будівель часто виникає необхідність в розрахунку температурних полів, полів швидкості та тиску в об'ємі будівлі та навколо її поверхонь. При цьому досить актуальною є задача визначення методу проведення досліджень.

Експериментальні методи натурних досліджень в даній постановці задачі не набули широкого розповсюдження через складність постановки фізичної моделі експериментальних досліджень. В основному такі дослідження виконуються для верифікації проведеного моделювання процесу теплообміну або для визначення реальних теплотехнічних параметрів ОК, що закладають в граничні умови для вирішення задач математичного моделювання.

Згідно нормативного документу [95] для вимірювання температури повітря в приміщенні рекомендовано встановлювати 9 первинних перетворювачів температури (ППТ) по трьом вертикалям: крайні вертикалі розташовують на відстані 1 м від площини ОК, а середню – по центру приміщення. По кожній вертикалі ППТ встановлюють в трьох точках: 200 мм, 1500 мм від рівня підлоги та 200 мм від стелі, як показано на рис. 1.2.

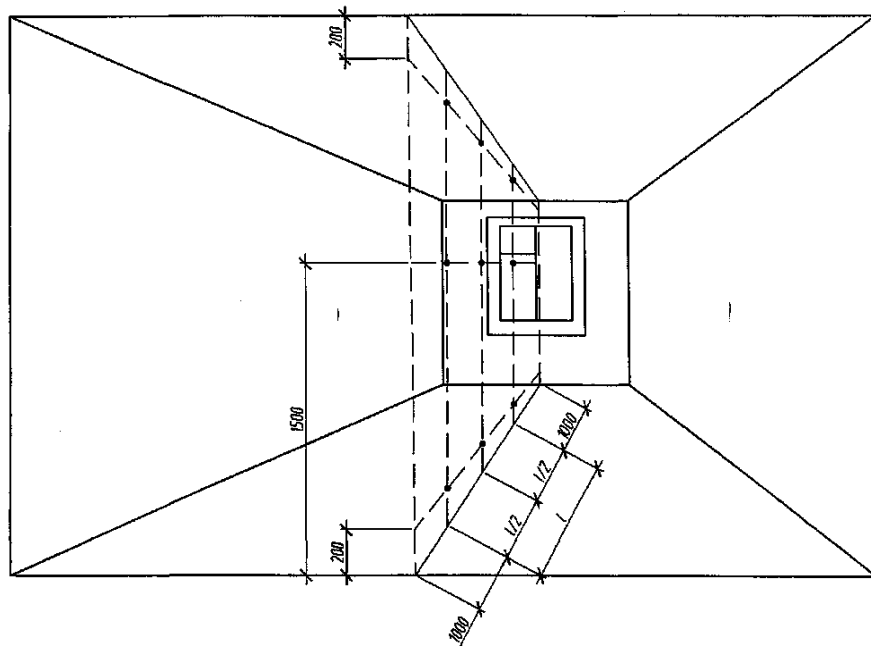


Рис. 1.2. Схема розміщення ППТ для вимірювання температури повітря у приміщенні

З аналізу літературних джерел [90] та діючого нормативного документу [95] для коректного визначення середньоінтегральної за об'ємом

температури повітря у приміщенні засоби вимірювальної техніки необхідно розміщувати згідно зі схемою, наведеною на рис. 1.2, а саме:

- на висоті $0,2 \pm 0,05$ м і $1,5 \pm 0,1$ м від поверхні підлоги та на відстані $0,2 \pm 0,05$ м від стелі;

- в центрі приміщення і на відстані 0,5 м від внутрішньої поверхні зовнішніх стін і стаціонарних опалювальних приладів.

При попередньому дослідженні температури повітря в приміщенні можна обмежитись її вимірюванням в одній точці в центрі приміщення згідно з [96].

В роботах [97, 98] дослідження температурного поля по поверхнях ОК проводиться з використанням тепловізійного обстеження (ІЧ теплотрії). Слід зазначити, що через достатньо велику похибку вимірювань за цим методом ($\sim 2,5\%$), його використання придатне лише для якісної оцінки такого температурного поля. Для кількісного аналізу вказаних характеристик слід використовувати лише методи контактної теплотрії.

Так в [99] розглянуті теоретичні основи створення приладу для експрес-вимірювань в лабораторних умовах теплопровідності будівельних та ізоляційних матеріалів, принцип роботи якого заснований на методі локальної теплової дії на поверхню зразка.

Дослідження теплового режиму приміщень та будівлі в цілому доцільно проводити також методами теплофізичного (математичного) моделювання.

Стаціонарне температурне поле - найпростіший випадок теплопередачі через ОК. Його досить легко розрахувати, тому при проектуванні ОК розрахункові умови прагнуть привести до незмінних в часі. В реальних конструкціях, особливо в стінових панелях, практично неможливо виділити ділянки, в межах яких дотримується одномірність температурного поля, і для їх розрахунку одномірне вирішення не застосовується. Примикаючи внутрішні конструкції, відкоси віконних проїм та ін. приводить до формування в перерізі ОК дво- та тримірних полів (рис. 1.3). В будівельній теплотехніці зазвичай обмежуються розглядом двовимірною температурного

поля [84]. Для більшості випадків, коли з двовірністю необхідно враховувати неоднорідність перерізу ОК і складні граничні умови, аналітичні методи вирішення таких задач неприйнятні і для їх вирішення використовують наближені чисельні методи [100, 101].

Так в роботі [102] методом чисельного моделювання розв'язана двовимірна задача аеродинамічної та теплової взаємодії будівлі корпусу теплової електростанції з вітровим потоком. Визначені закономірності формування структури течії повітря навколо даної споруди, знайдені закономірності формування температурного поля в повітряному потоці навколо споруди, яке є джерелом тепловтрат в докілья. В [103] з використанням двовимірної чисельної моделі проведено розрахунок місцевого вітрового навантаження на висотну будівлю.

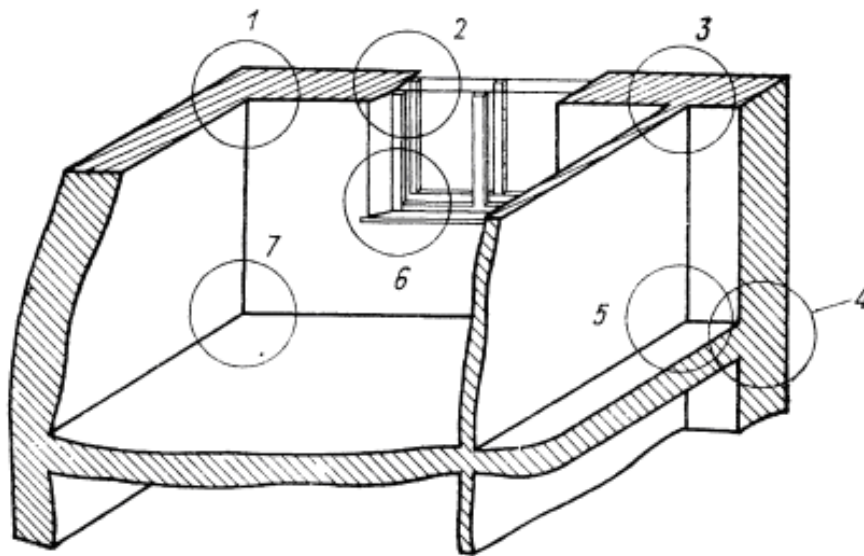


Рис. 1.3. Ділянки формування двовимірних (1, 2, 3, 4) та тривимірних (5, 6, 7) температурних полів в зовнішніх огорожувальних конструкціях

В роботі [104] розроблений метод ідентифікації параметрів тепловтрат, який дозволяє визначати параметри за даними безконтактних вимірювань температури. Створена та верифікована тривимірна CFD-модель теплового стану приміщення в спряженій постановці для аналізу енергоефективності різних систем опалення. В [105] розглядається удосконалена методика

розрахункового аналізу теплових режимів та тепловтрат існуючих приміщень з конвекторною системою опалення на основі розрахунково-експериментального підходу (на прикладі двокімнатної квартири в будинку старої забудови). Методом кінцевих інтегральних перетворювань в [106] визначено температури в кожному шарі тришарових зовнішніх стін приміщення з теплоакumuляційною системою опалення підлогою, що гріє, та визначено тепловтрати через них.

1.5. Аналіз існуючих підходів щодо розрахунку параметрів нестационарної теплопередачі через зовнішні огорожувальні конструкції будівель

Цілорічна зміна теплових параметрів середовища по обидва боки зовнішніх огорожувальних конструкцій будинків зумовлює необхідність врахування цього явища при розрахунку процесів теплопередачі через огороження.

За основу розрахунків доцільно приймати еталонний кліматичний рік. Він являє собою сукупність цілорічної динаміки зміни середньостатистичних параметрів, що характеризують клімат місцевості за аналізовані попередні роки.

Фундаментальна будівельна теплотехніка базується на уявленнях проф. О.Є. Власова [108], згідно з якими коливання теплового потоку і температури на поверхні огорожень і всередині них здійснюються за гармонійним законом. Такий підхід можна вважати коректним, оскільки гармонійні функції дозволяють формалізувати практично будь-які залежності сукупністю гармонік різних частот, амплітуд і зсуву фаз. Однак однозначної конкретизації кількості гармонік, що входять в сукупність та їх параметрів не існує. Заміна сукупності гармонік одним з її представників є достатньо грубим наближенням, і може служити тільки деякою наближеною моделлю теплопередачі, і не більше того.

Нижче коротко наведені основні особливості гармонійних теорій, представлених в монографіях [74, 76, 101]. Всі вони схожі. Для практичного використання рекомендована книга [101].

Аналіз нестационарної теплопередачі починається з запису співвідношення для середньої за період τ густини теплового потоку на внутрішній поверхні огороження

$$\bar{q}_0 = \frac{\bar{T}_{\text{вн}} - T_{\text{зовн}}}{R}, \quad (1.1)$$

де $\bar{T}_{\text{вн}}$ - середнє за період часу τ значення температури повітря в приміщенні, К;

$T_{\text{зовн}}$ - температура зовнішнього повітря (покладається незмінною), К;

R - опір теплопередачі огорожі (в трактуванні для стаціонарного випадку, що є досить грубим наближенням), $\text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$.

Далі вводяться амплітуди коливань, відповідно, щільності теплового потоку $q_0 - A_q$ і температури приміщення $T_{\text{вн}} - A_T$. Бездоказово приймаються, що періоди змін q_0 і $T_{\text{вн}}$ збігаються.

Відношення амплітуд

$$Y_0 = \frac{A_q}{A_T} \quad (1.2)$$

трактується як коефіцієнт теплосвоєння внутрішньої поверхні огорожі, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Таке формулювання є фізично некоректним, оскільки поверхня за ознакою має нульову товщину, і засвоїти щось, що діє на неї, не може.

Також в [101] розглядається коефіцієнт теплосвоєння матеріалу

$$s = \sqrt{\frac{2\pi\lambda c\rho}{\tau}}, \quad (1.3)$$

що має ту ж розмірність, що і Y_0 . Звернемо увагу, що величина s залежить від дуже невизначеного значення періоду коливань τ – чи то густини теплового потоку, чи то температури внутрішньої стінки.

В [101] стверджується, що «в міру віддалення від внутрішньої поверхні амплітуда коливань температури буде поступово зменшуватися, тобто затухати в товщі огороження», що справедливо тільки в разі постійної температури зовнішньої поверхні $T_{\text{зовн}}$ – умови, що практично ніколи не виконується.

Також в [74, 76] вводиться показник теплової інерції D як добуток коефіцієнта теплосвоєння матеріалу s і термічного опору теплопередачі R при цьому останній трактується в формі для стаціонарної теплопередачі

$$D = R \cdot s. \quad (1.4)$$

Вираз (1.4) поширюється на багат шарову огорожувальну конструкцію

$$D = \sum_{i=1}^n R_i \cdot s_i. \quad (1.5)$$

Постулюється, що в огорожі з $D = 8,5$ розміщується «близько однієї цілої температурної хвилі». Далі вводиться «прошарок різких коливань» товщиною ∂ , для якого обрана норма

$$D_{\partial} = R_{\partial} \cdot s_{\partial} = 1. \quad (1.6)$$

Згідно $R_{\partial} = \partial/\lambda$ отримуємо

$$\partial = \frac{\lambda}{s}. \quad (1.7)$$

При такому формалізованому підході в [101] розглядаються випадки розташування шару різких коливань: а) в першому (якому?) шарі огорожі, б) в двох перших шарах огорожі, в) в декількох шарах огорожі, г) за межами огорожі, д) при порушенні однорідності матеріалу шару.

У такому ж ключі вводиться і поняття «теплостійкість огорожень»

$$\varphi = \frac{T_{\text{вн}} - T_{\text{зовн}}}{T_{\text{вн}} - T_{0,\text{min}}}, \quad (1.8)$$

де $T_{0,\text{min}}$ – мінімальна температура внутрішньої поверхні огорожі, К.

Залежність (1.8) трансформується в форму

$$\varphi = \frac{R}{R_0 + m/Y_0}, \quad (1.9)$$

де R_0 – опір теплосприйняття внутрішньою поверхнею огорожі, $\text{м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$.

m – коефіцієнт нерівномірності тепловіддачі нагрівального приладу.

Якщо коротко резюмувати викладене вище, то можна зробити наступні висновки:

1. В основу аналізу не покладене фундаментальне рівняння теплопровідності для нестационарного випадку, хоча б в найпростішій просторово-одномірній постановці

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda_x}{\rho_x c_x} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad (1.10)$$

згідно з якою густина теплового потоку q_x неперервно змінюється по товщині огорожі внаслідок акумулювання або віддавання теплоти матеріалом огорожі. Причому, на одних ділянках огорожі q_x може зменшуватись, а на інших – збільшуватися, що призводить до відповідної зміни температури. Тому спиратися на локальні усередненні значення густини теплового потоку

та її можливі амплітуди, що визначаються проблемно, з (1.1) і (1.2) некоректно.

2. Не враховується вплив сукупності граничних умов, особливо на зовнішній стороні огорожі, де діють зі змінними характеристиками інсоляція, вітрові потоки із різною швидкістю та температура повітря.

3. Вводяться фізично некоректні поняття, наприклад, «теплосасвоєння поверхні». «Теплосасвоєння матеріалу» (1.3) залежить від періоду зміни чи локальної щільності теплового потоку, чи то локальної температури. Ці характеристики, враховуючи немонотонність їх зміни, що реально важко прогнозується.

4. Оскільки зауваження стосуються вихідних положень теорії, то аналіз подальших викладок (1.4) - (1.9) є недоцільним.

1.6. Висновки по розділу та постановка завдань досліджень

Різноманітність методик розрахунку теплотехнічних параметрів теплового режиму приміщень з великою кількістю емпіричних коефіцієнтів є наслідком складності вирішення даної задачі в аналітичному вигляді. Це пояснюється нестационарністю двохвимірною температурного поля в огорожувальних конструкціях будівлі, квазістационарністю процесів термостатування (кліматизації) приміщень, неізотермічністю поверхні низькотемпературних опалювальних систем, а також впливом великої кількості фізичних факторів на результати розрахунку окремих значень. Розбіжність в результатах, що отримані за проаналізованими існуючими методиками досягає майже 40%. Також, окремим чином, слід відмітити відсутність прямого врахування цілорічної теплової дії інсоляції на огорожувальні конструкції.

Зважаючи на вищезазначене, можна прийти до висновку про нагальну необхідність теоретичного дослідження складного теплообміну між оболонкою будівлі (із впливом на неї сонячної радіації) та довкіллям. При цьому, на основі аналізу світового досвіду щодо розвитку систем

теплопостачання, перспективними до впровадження є зазвичай низькотемпературні з використанням теплонасосних технологій, що набули широкого розповсюдження в сучасному енергоефективному будівництві.

Результативні точні методики розрахунку параметрів опалювальних систем, що створюють тепловий режим приміщень різного призначення, повинні засновуватись на аналітичному і оптимізаційному аналізі даних, що отримані вирішенням спряженої задачі складного теплообміну в приміщенні за допомогою комп'ютерного спеціального програмного забезпечення, а також проведення низки експериментальних досліджень для верифікації розроблених математичних моделей теплообміну і подальшого співставлення результатів.

Нажаль, в Україні не повністю сформована нормативно-регуляторна документальна база, що регламентує методику розрахунку основних параметрів теплового режиму приміщень різного призначення із використанням, наприклад, водяного підлогового або повітряного опалення в складі теплонасосних установок теплопостачання. При цьому, доцільним є проведення енергетичного, ексергетичного і техніко-економічного обґрунтування використання таких низькотемпературних систем, а також технічних рішень для активного теплохолодозахисту оболонки будівлі.

На основі результатів проведених комплексних досліджень відкривається можливість та створюються концептуальні передумови розробки енергоефективних та пасивних будівель нового покоління з високими експлуатаційними можливостями і рівнем теплового комфорту, що можуть набути широкого впровадження в сфері житлово-комунального господарства країни.

РОЗДІЛ 2

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ЧЕРЕЗ БАГАТОШАРОВУ
ОГОРОДЖУВАЛЬНУ КОНСТРУКЦІЮ В НЕСТАЦІОНАРНОМУ РЕЖИМІ2.1. Методика розрахунку теплотехнічних параметрів огороджувальних
конструкцій

Методика розрахунку теплотехнічних параметрів ОК, представлена в [108], передбачає стаціонарний лінійний розподіл температури в кожному з шарів стіни, так як вважається, що приміщення опалюється регулярно, а температури холодного періоду року досить стабільні. В реальних умовах температура опалювальних приладів часто змінюється через різного роду об'єктивні і суб'єктивні фактори: аварійні ситуації, планові та позапланові зниження і підвищення температури теплоносія і т.і., а температура зовнішнього повітря майже ніколи не залишається постійною навіть протягом доби, таким чином, нестационарний теплоперенос присутній практично завжди. Постійна зміна граничних умов обумовлює перманентний процес перерозподілу значень температури в товщі ОК. Розрізняють два варіанти умов нагрівання або охолодження: зміна температури і зміна теплового потоку на поверхні конструкції [109]. В реальних умовах теплопередачі через захисну конструкцію, змінюється температура поверхні, а тепловий потік, що надходить на поверхню стіни, змінюється в разі ступеневої зміни тепловіддачі нагрівальних приладів системи опалення. Для одношарових стін завдання одностороннього нагріву або охолодження вирішені [110, 111].

Науковий інтерес представляє спільне завдання розрахунку нестационарного теплопереносу через багатошарову ОК, а також створення його математичної моделі, що дозволила б відзначити особливості ряду питань проектування таких конструкцій, таких як відповідність до регламентованої методики реальних умов експлуатації; зміну значень

температури в конструкції при різних режимах експлуатації; розподіл температурного поля в складному конструктивному виконанні ОК [112].

Розглядається тришарова панель (рис. 2.1). На ліву (внутрішню) площину I шару 1 подається тепловий потік q . Права площина IV шару 3 (зовнішня) умовно межує з довкіллям. Завдання полягає у визначенні зміни температури $T(x, \tau)$ і теплового потоку $q(x, \tau)$ в часі τ і в просторі по товщині огорожі x . Точність інженерного розрахунку для будівельних конструкцій залежить від правильності обраних значень їх теплофізичних характеристик. При розрахунках зазвичай використовують два основні показники – коефіцієнти: теплопровідності λ і об'ємної теплоємності $c\rho$. Для лінійного рівняння теплопровідності при λ і $c\rho = \text{const}$ вводять коефіцієнт температуропровідності $a = \lambda/c\rho$.

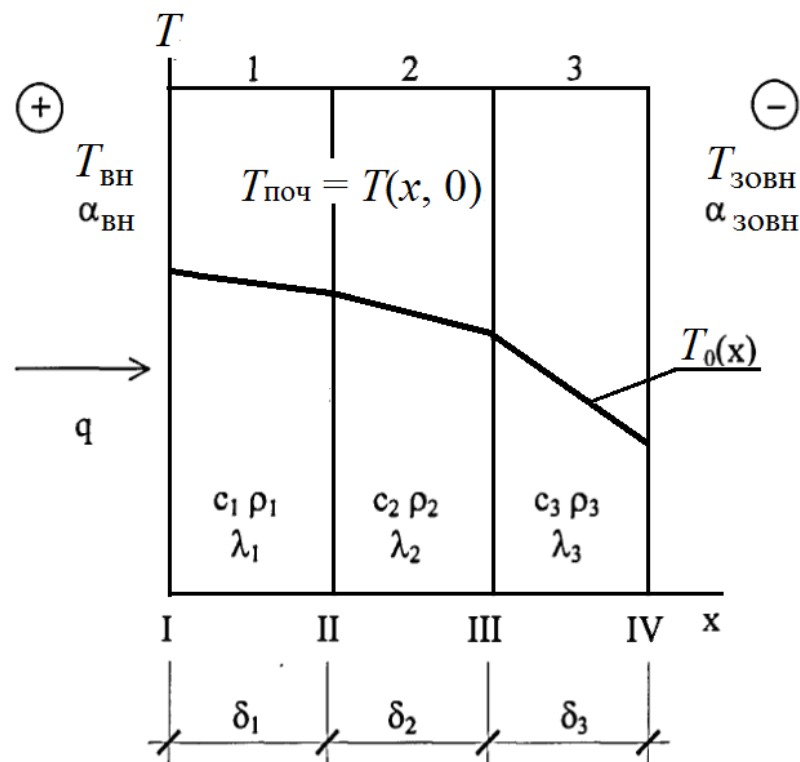


Рис. 2.1. Фізична постановка задачі

Для розв'язання такої задачі необхідно, щоб були задані:

- початкові умови, що визначають розподіл температури по товщині і на границях ОК в початковий момент часу;

- рівняння енергії, що описують процес теплопровідності через товщину конструкції;
- граничні умови, що визначають умови теплообміну на всіх характерних площинах.

Початкові умови можуть бути задані у вигляді рівняння, таблиці, графіка розподілу температури в момент початку процесу (при $\tau = 0$). У загальному випадку рівняння початкових умов має вигляд $T = T(x, 0)$, а рівняння теплопровідності

$$\frac{\partial(c\rho T)}{\partial\tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right]. \quad (2.1)$$

Для нашого випадку зручно записати систему лінійних диференціальних рівнянь із постійними коефіцієнтами. Кожне рівняння записуємо для окремого i -го шару з додатковими граничними умовами на стиках шарів, вважаючи, що в межах кожного окремого шару λ_i і $c_i\rho_i = \text{const}$ (i - номер шару)

$$\left. \begin{array}{l} \text{шар 1: } c_1\rho_1 \frac{\partial T_1}{\partial\tau} = \lambda_1 \frac{\partial^2 T_1}{\partial x^2} \\ \text{шар 2: } c_2\rho_2 \frac{\partial T_2}{\partial\tau} = \lambda_2 \frac{\partial^2 T_2}{\partial x^2} \\ \text{шар 3: } c_3\rho_3 \frac{\partial T_3}{\partial\tau} = \lambda_3 \frac{\partial^2 T_3}{\partial x^2} \end{array} \right\}. \quad (2.2)$$

В площині II (між 1 і 2 шарами), виходячи з рівності значень теплових потоків і температур, задаються умови четвертого роду

$$\left. \begin{array}{l} \lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial x} \Big|_{\text{II}} = \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} \Big|_{\text{II}} \text{ або } q_1 = q_2 \\ T_1 \Big|_{\text{II}} = T_2 \Big|_{\text{II}} \end{array} \right\}. \quad (2.3)$$

Аналогічно записуються граничні умови в площині III

$$\left. \begin{aligned} \lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} \Big|_{\text{II}} &= \lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial x} \Big|_{\text{II}} \text{ або } q_2 = q_3 \\ T_2 \Big|_{\text{II}} &= T_3 \Big|_{\text{II}} \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

Граничні умови теплообміну на площинах I і IV, тобто на внутрішній і зовнішній поверхнях огорожувальної конструкції, що контактують, відповідно, з внутрішнім і зовнішнім повітрям, а також оточені іншими поверхнями: внутрішнє повітря з температурою $T_{\text{вн}}$, зовнішнє з температурою $T_{\text{зовн}}$. Внутрішня поверхня огорожувальної конструкції має температуру T_R . Якщо враховувати конвективний і радіаційний види теплообміну, то в розрахунок вводяться, відповідно, коефіцієнти $\alpha_{\text{конв}}$ і $\alpha_{\text{рад}}$. При наявності джерела теплоти, його радіаційна складова, що поглинається площиною I, визначається виразом

$$q_{\text{рад}} = \varepsilon q, \quad (2.5)$$

де ε - коефіцієнт поглинання поверхні ОК для теплового випромінювання, q – інтенсивність, падаючого на ОК, випромінювання від джерела (довідкові дані, інтенсивність інсоляції для даної місцевості за метеоспостереженнями), Вт/м².

Якщо розглядати загальний випадок, то на поверхні огорожень відбувається складний теплообмін, що визначається граничними умовами другого роду (задана інтенсивність теплового потоку) і третього роду (задані умови теплообміну з атмосферним повітрям). З огляду на це, граничні умови на площині I мають вигляд

$$\alpha_{\text{вн, конв}} (T_{\text{вн}} - T_{1|I}) + \alpha_{\text{вн, рад}} (T_{\text{R вн}} - T_{1|I}) = -\lambda_1 \left. \frac{\partial T_1}{\partial x} \right|_I. \quad (2.6)$$

Граничні умови на площині IV записуються як

$$\alpha_{\text{зовн, конв}} (T_{3|IV} - T_{\text{зовн}}) + \alpha_{\text{зовн, рад}} (T_{3|IV} - T_{\text{R зовн}}) + \varepsilon_{\text{зовн}} q_{\text{зовн}} = -\lambda_3 \left. \frac{\partial T_3}{\partial x} \right|_{IV}. \quad (2.7)$$

Для приміщень умови радіаційно-конвективного теплообміну в практиці будівельного проектування враховуються єдиним коефіцієнтом теплообміну $\alpha_{\text{вн}}$, тоді умова (6) набуде вигляду

$$\alpha_{\text{вн}} (T_{\text{н}} - T_{1|I}) = -\lambda_1 \left. \frac{\partial T_1}{\partial x} \right|_I. \quad (2.8)$$

Для холодного періоду року в натурних дослідженнях, а також в лабораторних умовах при відсутності в приміщенні джерел теплоти (відсутність опалення в теплий період року), можна ввести аналогічне спрощення також і для зовнішньої поверхні досліджуваного об'єкту. Тоді (2.7) набуде вигляду

$$\alpha_{\text{зовн}} (T_{3|IV} - T_{\text{зовн}}) = -\lambda_3 \left. \frac{\partial T_3}{\partial x} \right|_{IV}. \quad (2.9)$$

Цілорічно при натурних дослідженнях необхідно враховувати величину інсоляції, а при лабораторних, в холодний період – величину випромінювання опалювальних приладів.

Наступний вираз представляє змішані граничні умови другого і третього родів, що можна перетворити, використовуючи умовну температуру зовнішнього середовища $T_y = T_{\text{зовн}} + \varepsilon_{\text{зовн}} q_{\text{зовн}} / \alpha_{\text{зовн}}$, у вигляді

$$\alpha_{\text{зовн}}(T_y - T_3|_{\text{IV}}) = -\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial x} \Big|_{\text{IV}}. \quad (2.10)$$

Розв'язання поставленого завдання викликає математичні складності, оскільки система рівнянь є нелінійною. Тому пропонується використання комбінованого методу дослідження крайових задач теплопереносу, що базується на основі поєднання елементів аналітичного і чисельного розв'язків. Суть методу полягає в тому, що весь процес теплопереносу розглядається на ряді малих часових інтервалів. У кожному поміжку часу допускається, що значення температури постійні в площинах II і III, а також постійна густина теплового потоку через дотичні поверхні, тобто є ідеальний тепловий контакт.

Загальне завдання розбивається на три автономні, але взаємопов'язані між собою складові [112]:

1. Теплоперенос в шарі 1 з граничними умовами третього роду, що враховують конвективний теплообмін на площині I, і першого роду, що характеризують сталість температури в площині II між шарами 1 і 2.

2. Теплоперенос в шарі 2 з граничними умовами другого роду, що характеризують сталість густини теплового потоку через площину II, і першого роду, що характеризують сталість температури в площині III.

3. Теплоперенос в шарі 3 з граничними умовами другого роду в площині III і граничними умовами третього роду, що характеризують теплообмін між поверхнею шару 3 на площині IV з навколишнім середовищем за законом Ньютона - Рихмана.

Кожне з цих завдань розв'язується аналітично. Розв'язок загальної задачі нестационарної теплопровідності можна отримати в результаті сполучення аналітичних розв'язків на кожному часовому інтервалі. Це дозволяє перейти від граничних умов четвертого роду до граничних умов першого і другого родів на поверхнях поділу шарів 1 і 2, 2 і 3, що взагалі полегшує розв'язання завдання.

2.2. Математична модель нестационарного процесу теплопереносу в багат шаровій огорожувальній конструкції

Фізична картина процесу може бути представлена наступним чином (рис. 2.2а): багат шарова (для простоти розглядається тришарова) стінка знаходиться в стаціонарному тепловому режимі так, що розподіл температур мають вигляд: $T_1(x, 0) = T_0$; $T_2(x, 0) = T_0$; $T_3(x, 0) = T_0$.

У момент часу $\tau = 0$ з лівого боку стінки подається тепловий потік q , під впливом якого перший шар починає прогріватися (рис. 2.2б). зміна полів температури характеризується кривими 1 і 2. При цьому другий і третій шари залишаються з температурою T_0 . У момент часу τ_1^* (крива 3) тепла хвиля досягає границі першого і другого шарів і в цьому місці з'являється градієнт температур $\text{grad } T(\delta_1, \tau_1^*) = -\lambda \frac{\partial T_1(\delta_1, \tau_1^*)}{\partial x}$.

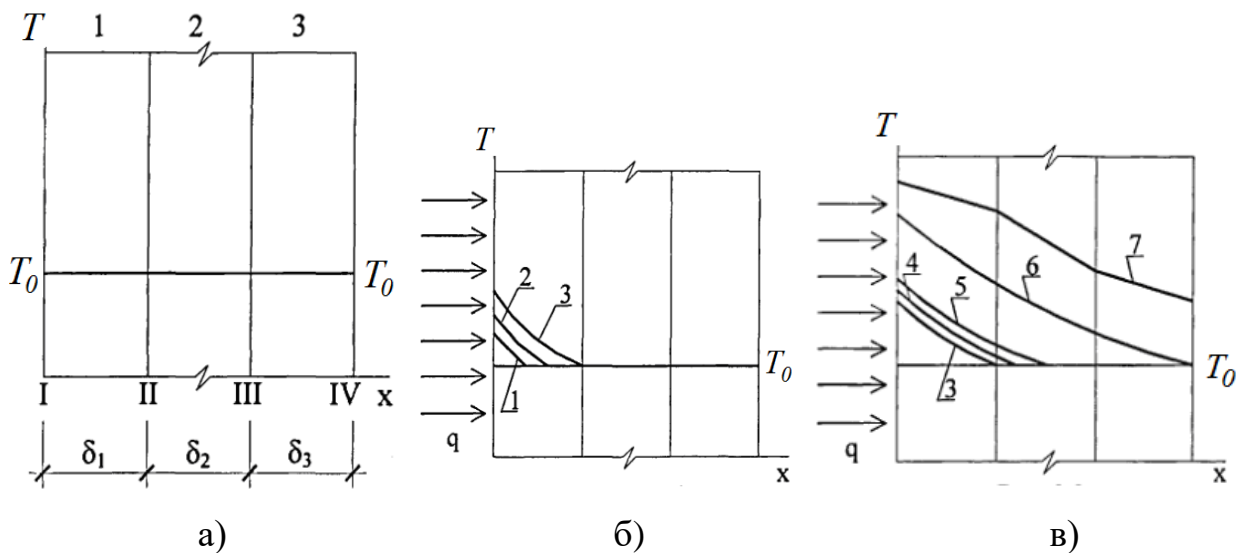


Рис. 2.2. Фізична постановка всієї задачі

Після цього моменту поле температур буде проникати глибше в стінку, як показують криві 4 і 5. Температура третього шару залишається рівною T_0

до моменту часу τ_2^* , коли теплова хвиля дійде до границі другого і третього шару. І так далі.

У момент часу τ_3^* , коли теплова хвиля досягне зовнішньої площини останнього шару огорожі, в процесі теплопереносу виявляються задіяні всі шари огорожі, і цей момент часу може бути прийнятий достатнім для визначення опору теплопередачі R в нестационарному процесі. При досить великому значенні часу процесу (теоретично при $\tau \rightarrow \infty$) в конструкції сформується стаціонарний розподіл температур (ламана лінія 7 на рис. 2.2в), дані якого використовуються для розрахунку значення R .

Для розглянутої модельної системи це буде виражатися співвідношенням

$$R = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{T_0 - T_{\text{зовн}}}{q}, \quad (2.11)$$

де T_0 – температура зовнішньої поверхні першого шару, К;

$T_{\text{зовн}}$ – температура зовнішнього повітря, К.

Для вирішення задачі використовуємо комбінований метод розв'язання крайових задач теплопереносу, що базується на основі поєднання елементів аналітичного і чисельного рішень. Суть методу полягає в тому, що весь процес теплопереносу ділиться на ряд малих часових інтервалів, а в межах кожного інтервалу температура постійна в площинах II і III, а також постійна густина теплового потоку через дотичні поверхні, тобто ідеальний тепловий контакт. Таким чином задача [112] розбивається на три автономні, але взаємопов'язані між собою складові частини.

Кожна з цих частин вирішується аналітично. Рішення загальної задачі нестационарної теплопровідності можна отримати в результаті сполучення цих аналітичних рішень на кожному часовому інтервалі. Це дозволяє перейти від граничних умов четвертого роду тих до граничних умов першого і другого родів на поверхнях поділу шарів 1 і 2, 2 і 3, що полегшує вирішення задачі [113].

Частина 1.

Математично задача теплопровідності для шару 1 може бути записана наступним чином

$$\frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T(x, \tau)}{\partial x^2}, \quad 0 \leq x \leq \delta_1. \quad (2.12)$$

Початкова умова $T(x, 0) = T_0(x)$. Граничні умови: $T(\delta, \tau) = T_\delta$; $-\lambda \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial x} = \alpha_{\text{вн}} [T_{\text{вн}} - T(0, \tau)]$. Перша показує, що площина II розділу шарів 1 і 2 має постійну температуру T_δ . Друга характеризує конвективний теплообмін на зовнішній площині I. Розв'язок аналогічної задачі отриманий в [113]. Для зручності перетворень постановку задачі можна привести до безрозмірного вигляду

$$\frac{\partial T(\bar{x}, Fo)}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 T(\bar{x}, Fo)}{\partial \bar{x}^2}; \quad T(\bar{x}, 0) = T_0(\bar{x}); \quad T(1, Fo) = T_\delta; \quad \frac{\partial T(0, Fo)}{\partial \bar{x}} = Bi \cdot T(0, Fo), \quad (2.13)$$

де $\bar{x} = \frac{x}{\delta}$ - безрозмірна координата,

$Fo = a\tau / \delta^2$ - число Фур'є,

$Bi = \alpha_{\text{вн}} \delta / \lambda$ - число Біо.

Загальний розв'язок задачі в безрозмірних змінних має такий вигляд

$$T(\bar{x}, Fo) = T_\delta \left(\frac{Bi \cdot \bar{x} + 1}{Bi + 1} \right) - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{Bi \cdot \sin \mu_n (\bar{x} - 1)}{Bi + \cos^2 \mu_n} \exp(-\mu_n^2 Fo) \left[\int_0^1 T_0(\xi) \sin(\mu_n (1 - \xi)) d\xi - \frac{T_\delta}{\mu_n} \right], \quad (2.14)$$

де $T(\bar{x}, Fo) = \frac{T(x, \tau) - T_{\text{вн}}}{T_0 - T_{\text{вн}}}$,

μ_n - корені характеристичного рівняння $\mu_n = -Bi \operatorname{tg} \mu_n$,

ξ - безрозмірна поточна координата.

Індекс (1), що вказує на приналежність викладок до першого шару, для простоти запису опущений.

Частина 2.

Умову завдання 2 (рис. 2.3), згідно з прийнятими раніше припущеннями [112], можна сформулювати наступним чином – теплоперенос в необмеженій пластині з комбінованими граничними умовами другого роду в площині II і першого роду в площині III, а також нерівномірними початковими умовами. Початок координат помістимо на стику шарів, тобто в площині II. Математично задача теплопровідності для другого шару може бути записана як [113]

$$\frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T(x, \tau)}{\partial x^2}, \quad \delta_1 \leq x \leq \delta_1 + \delta_2. \quad (2.15)$$

Початкова умова $T(x, 0) = T_0(x)$. Граничні умови: $-\lambda \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial x} = q_2$,

$$T(\delta, \tau) = T_\delta.$$

Ця задача вирішується в безрозмірних змінних, для чого вводяться позначення $T(\bar{x}, Fo) = \frac{T(x, \tau) - T_{\text{вн}}}{T_0 - T_{\text{вн}}}$, $\bar{x} = x / \delta$, $Fo = \frac{a\tau}{\delta^2}$.

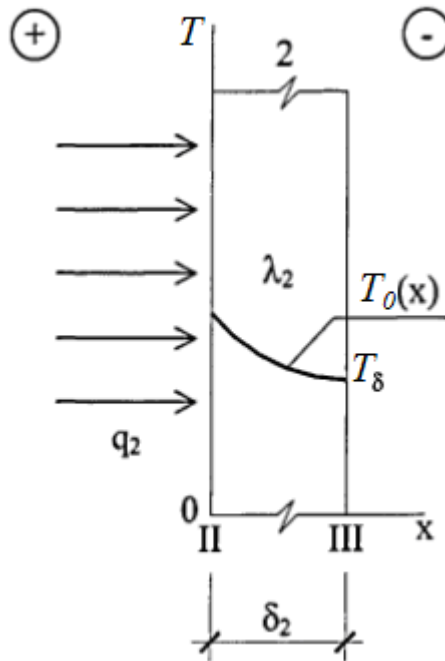


Рис. 2.3. Фізична постановка проміжної задачі для другого шару

Тоді з цього можна отримати

$$\frac{\partial}{\partial \tau} \left(\frac{T(x, \tau) - T_{\text{вн}}}{T_0 - T_{\text{вн}}} \right) = a \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{T(x, \tau) - T_{\text{вн}}}{T_0 - T_{\text{вн}}} \right), \quad \frac{\partial T(\bar{x}, \text{Fo})}{\partial \text{Fo}} = a \frac{\partial^2 T(\bar{x}, \text{Fo})}{\partial \bar{x}^2}, \quad (2.16)$$

При приведенні до безрозмірного вигляду граничних умов вийде

$$-\frac{\partial T(0, \text{Fo})}{\partial \bar{x}} = \text{Ki}, \quad (2.17)$$

де $\text{Ki} = \frac{q_2 \delta_2}{\lambda_2 T_\delta}$ - число Кирпичова, $T(1, \text{Fo}) = 0$.

Розв'язок рівняння (2.15) в області зображень Лапласа має вигляд [100]

$$T(1, s) = A \operatorname{ch} \sqrt{s} + B \operatorname{sh} \sqrt{s} - \frac{1}{\sqrt{s}} \int_0^{\bar{x}} T_0(\xi) \operatorname{sh}[\sqrt{s}(\bar{x} - \xi)] d\xi. \quad (2.18)$$

Після диференціювання цього виразу, використовуючи граничні умови і підставивши нижню межу, при $\bar{x} = 0$, отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{\partial T(0, s)}{\partial \bar{x}} &= A \sqrt{s} \cdot \operatorname{sh}(\sqrt{s} \cdot 0) + B \sqrt{s} \cdot \operatorname{ch}(\sqrt{s} \cdot 0) - \int_0^0 T_0(\xi) \operatorname{ch}[\sqrt{s}(0 - \xi)] d\xi \text{ або} \\ \frac{\partial T(0, s)}{\partial \bar{x}} &= B \sqrt{s}. \end{aligned} \quad (2.19)$$

Граничні умови в області зображень по F_0 мають вигляд

$$-\frac{\partial T(0, s)}{\partial \bar{x}} = \frac{\operatorname{Ki}}{s}.$$

Склавши ліві і праві частини останніх виразів, отримаємо

$$B \sqrt{s} + \frac{\operatorname{Ki}}{s} = 0 \Rightarrow B = -\frac{\operatorname{Ki}}{s \sqrt{s}}.$$

Оскільки $T(1, F_0) = T(1, s) = 0$, то звідси слідує, що

$$A \operatorname{ch} \sqrt{s} - \frac{\operatorname{Ki}}{s \sqrt{s}} \operatorname{sh} \sqrt{s} - \frac{1}{\sqrt{s}} \int_0^1 T_0(\xi) \operatorname{sh}[\sqrt{s}(1 - \xi)] d\xi = 0. \quad (2.20)$$

З рівняння (2.20) знаходимо A і підставляємо його разом з раніше знайденими B (2.19). Провівши групування, отримаємо загальний розв'язок задачі у вигляді

$$\begin{aligned} T(\bar{x}, s) &= \frac{\operatorname{Ki} \operatorname{sh} \sqrt{s}(1 - \bar{x})}{s \sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s}} + \frac{1}{\sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s}} \int_0^{\bar{x}} T_0(\xi) \left[\operatorname{sh}(\sqrt{s}(1 - \bar{x})) \operatorname{ch}(\sqrt{s} \xi) \right] d\xi + \\ &+ \frac{1}{\sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s}} \int_0^1 T_0(\xi) \left[\operatorname{sh}(\sqrt{s}(1 - \xi)) \operatorname{ch}(\sqrt{s} \bar{x}) \right] d\xi. \end{aligned} \quad (2.21)$$

Перехід в область оригіналів здійснюється почленно, відповідно до другої теореми розкладання [115]. Розкладемо в ряд чисельник і знаменник першого доданку в рішенні (2.20), використовуючи відомі формули розкладання

$$\operatorname{sh} x = x + \frac{x^3}{3!} + \frac{x^5}{5!} + \dots, \operatorname{ch} x = x + \frac{x^2}{2!} + \frac{x^4}{4!} + \dots, \quad (2.22)$$

$$\operatorname{sh} \sqrt{s}(1-\bar{x}) = \sqrt{s}(1-\bar{x}) + \frac{(\sqrt{s})^3(1-\bar{x})^3}{3!} + \dots = \sqrt{s} \left[(1-\bar{x}) + \frac{s^3(1-\bar{x})^3}{3!} + \dots \right], \quad (2.23)$$

$$s\sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s} = s\sqrt{s} \left(1 + \frac{s}{2!} + \frac{s^2}{4!} + \dots \right). \quad (2.24)$$

З урахуванням останніх першій доданок (2.19) можна представити у вигляді

$$\operatorname{Ki} \frac{(1-\bar{x}) + s(1-\bar{x})^3/3! + \dots}{s(1 + s/2! + \dots)}. \quad (2.25)$$

Очевидно, що чисельник і знаменник цього виразу – поліноми щодо s , тому умови другої теореми розкладання виконані, тоді

$$L^{-1} \left(\operatorname{Ki} \frac{\Phi(s)}{\varphi(s)} \right) = \frac{\Phi(0)}{\varphi'(0)} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Phi(s_n)}{\varphi'(s_n)} \exp(s_n Fo), \quad (2.26)$$

$$\Phi(s) = \left[(1-x) + s(1-x)^3/3! + \dots \right] \Big|_{s=0} = 1 - \bar{x}, \quad (2.27)$$

$$\varphi'(s) = \left[s(1 + s/2! + \dots)' + s'(1 + s/2! + \dots) \right] \Big|_{s=0} = 1. \quad (2.28)$$

Таким чином, нульовий корінь буде дорівнювати $Ki(1-\bar{x})$. Для множини коренів

$$\Phi(s_n) = \frac{1}{i} \sin \left[i\sqrt{s}(1-\bar{x}) \right], \quad (2.29)$$

$$\varphi'(s_n) = \left(s\sqrt{s} \operatorname{ch}\sqrt{s} \right)' = \frac{\sqrt{s}}{2} \left(3 \operatorname{ch}\sqrt{s} + \sqrt{s} \operatorname{sh}\sqrt{s} \right), \quad (2.30)$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Phi(s_n)}{\varphi'(s_n)} \exp(s_n Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin \left[s_n(1-\bar{x}) \right] \exp(s_n Fo)}{i\sqrt{s_n} \left[3 \cos \left(i\sqrt{s_n} \right) + \sqrt{s_n} \left(\frac{1}{i} \right) \sin \left(i\sqrt{s_n} \right) \right]}. \quad (2.31)$$

Помноживши чисельник і знаменник виразу на i^2 та позначивши $\mu_n = i\sqrt{s_n}$, отримаємо

$$\sum_{n=1}^{\infty} \frac{\Phi(s_n)}{\varphi'(s_n)} \exp(s_n Fo) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin \left[\mu_n(1-\bar{x}) \right] \exp(-\mu_n Fo)}{\mu_n (\mu_n \sin \mu_n - 3 \cos \mu_n)}. \quad (2.32)$$

Отже, розв'язок в області оригіналів для першого доданка (2.36) буде мати вигляд

$$\frac{Ki \operatorname{sh}\sqrt{s}(1-\bar{x})}{s\sqrt{s} \operatorname{ch}\sqrt{s}} = Ki \left[(1-\bar{x}) - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin \left[\mu_n(1-\bar{x}) \right] \exp(-\mu_n Fo)}{\mu_n (\mu_n \sin \mu_n - 3 \cos \mu_n)} \right]. \quad (2.33)$$

Розглянемо другий і третій доданки (2.21). Неважко показати, що в даному випадку і чисельник і знаменник цих доданків є узагальненими поліномами щодо s .

$$\Phi(s) = \left[\sqrt{s}(1-\bar{x}) + \left(\sqrt{s} \right)^3 (1-\bar{x})^3 / 3! + \dots \right] \left(1 + s\xi^2 / 2! + \dots \right), \quad (2.34)$$

$$\varphi'(s) = (\sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s})' = \frac{1}{2\sqrt{s}} (\operatorname{ch} \sqrt{s} + \sqrt{s} \operatorname{sh} \sqrt{s}), \quad (2.35)$$

$$\frac{\Phi(s)}{\varphi'(s)} = \frac{2\sqrt{s} \operatorname{sh} [\sqrt{s}(1-\bar{x})] \operatorname{ch}(\sqrt{s}\xi)}{\operatorname{ch} \sqrt{s} + \sqrt{s} \operatorname{sh} \sqrt{s}}, \quad (2.36)$$

$$L^{-1} \left[\frac{\Phi(s)}{\varphi'(s)} \right] = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2\sqrt{s} \frac{1}{i} \sin [i\sqrt{s}(1-\bar{x})] \cos(i\sqrt{s}\xi)}{i\sqrt{s}_n + \sqrt{s}_n \sin(i\sqrt{s}_n)} \exp(s_n \operatorname{Fo}), \quad (2.37)$$

$$L^{-1} \left[\frac{\Phi(s)}{\varphi(s)} \right] = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2\mu_n \sin [\mu_n(1-\bar{x})]}{\mu_n \sin \mu_n - \cos \mu_n} \exp(-\mu_n^2 \operatorname{Fo}) \int_0^{\bar{x}} T_0(\xi) \cos(\mu_n \xi) d\xi. \quad (2.38)$$

Розглянемо третій доданок в (11).

$$\frac{\Phi(s)}{\varphi(s)} = \frac{\operatorname{sh} [\sqrt{s}(1-\xi)] \operatorname{ch}(\sqrt{s}\bar{x})}{\sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s}} = \frac{[\operatorname{sh} \sqrt{s} \operatorname{ch}(\sqrt{s}\xi) - s \operatorname{sh}(\sqrt{s}\xi) \operatorname{ch} \sqrt{s}] \operatorname{ch}(\sqrt{s}\bar{x})}{\sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s}}. \quad (2.39)$$

Характеристичне рівняння для даної системи має вигляд $\operatorname{ch} \sqrt{s} = 0 \Rightarrow \cos \mu_n = 0 \Rightarrow \mu_n = \pi n / 2$. З урахуванням характеристичного рівняння вираз (2.38) набуде наступного

$$\frac{\Phi(s)}{\varphi(s)} = \frac{\operatorname{ch}(\sqrt{s}\xi) \operatorname{sh} \sqrt{s} \operatorname{ch}(\sqrt{s}\bar{x})}{\sqrt{s} \operatorname{ch} \sqrt{s}}, \quad \frac{\Phi(s)}{\varphi'(s)} = \frac{2\sqrt{s} \operatorname{sh} \sqrt{s} \operatorname{ch}(\sqrt{s}\xi) \operatorname{ch}(\sqrt{s}\bar{x})}{\operatorname{ch} \sqrt{s} + \sqrt{s} \operatorname{sh} \sqrt{s}}. \quad (2.40)$$

Тоді

$$L^{-1} \left[\frac{\Phi(s)}{\varphi(s)} \right] = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2\mu_n \sin \mu_n \cos \mu_n \xi \cos(\mu_n \bar{x})}{\mu_n \sin \mu_n - \cos \mu_n} \exp(-\mu_n^2 \operatorname{Fo}),$$

$$L^{-1} \left[\frac{\Phi(s)}{\varphi(s)} \right] = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2\mu_n \sin \mu_n \cos \mu_n \bar{x}}{\mu_n \sin \mu_n - \cos \mu_n} \exp(-\mu_n^2 Fo) \int_0^{\bar{x}} T_0(\xi) \cos(\mu_n \xi) d\xi. \quad (2.41)$$

Так, з урахуванням (2.37), (2.28) и (2.42), загальний розв'язок прийме вигляд

$$\begin{aligned} T(\bar{x}, Fo) = & \text{Ki} \left[(1 - \bar{x}) - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2 \sin[\mu_n (1 - \bar{x})] \exp(-\mu_n^2 Fo)}{\mu_n (\mu_n \sin \mu_n - 3 \cos \mu_n)} \right] + \\ & + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2\mu_n \sin[\mu_n (1 - \bar{x})]}{\mu_n \sin \mu_n - \cos \mu_n} \exp(-\mu_n^2 Fo) \int_0^{\bar{x}} T_0(\xi) \cos(\mu_n \xi) d\xi + \\ & + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2\mu_n \sin \mu_n \cos \mu_n \bar{x}}{\mu_n \sin \mu_n - \cos \mu_n} \exp(-\mu_n^2 Fo) \int_0^{\bar{x}} T_0(\xi) \cos(\mu_n \xi) d\xi. \end{aligned} \quad (2.42)$$

Врахуємо, що $\sin[\mu_n (1 - \bar{x})] = \sin \mu_n \cos(\mu_n \bar{x}) - \sin(\mu_n \bar{x}) \cos \mu_n$. Якщо в характеристичному рівнянні $\cos \mu_n = 0$, то $\sin \mu_n = 1 = (-1)^{n+1}$, і тоді $\sin[\mu_n (1 - \bar{x})] = (-1)^{n+1} \cos(\mu_n \bar{x})$. Отримаємо остаточно

$$\begin{aligned} T(\bar{x}, Fo) = & \text{Ki} \left[(1 - \bar{x}) - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{8 \cos(\mu_n \bar{x})}{\pi^2 n^2} \exp\left(-\frac{\pi^2 n^2}{4} Fo\right) \right] + \\ & + \sum_{n=1}^{\infty} 2 \cos(\mu_n \bar{x}) \exp\left(-\frac{\pi^2 n^2}{4} Fo\right) \int_0^1 T_0(\xi) \cos(\mu_n \xi) d\xi. \end{aligned} \quad (2.43)$$

Частина 3.

Умова задачі 3 (рис. 2.4), згідно з прийнятими раніше припущеннями, можна сформулювати наступним чином – це теплоперенос в необмеженій пластині з комбінованими граничними умовами другого роду в площині III, першого роду на площині IV і нерівномірними початковими умовами [113].

Початок координат помістимо на стику шарів, тобто в площині III. Математично задача теплопровідності для третього шару може бути записана далі як

$$\frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T(x, \tau)}{\partial x^2}, \quad \delta_1 + \delta_2 \leq x \leq \delta_1 + \delta_2 + \delta_3. \quad (2.44)$$

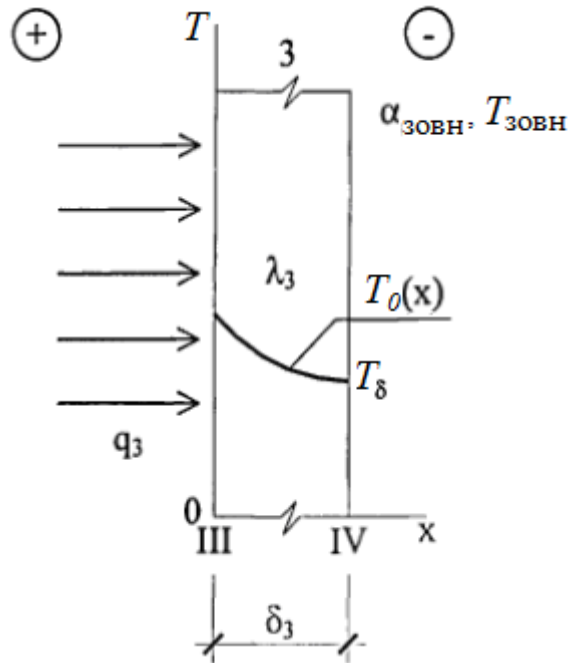


Рис. 2.4. Фізична постановка проміжної задачі для третього шару

Початкова умова $T(x, 0) = T_0(x)$. Граничні умови: $-\lambda \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial x} = q_3$,

$$-\lambda \frac{\partial T(0, \tau)}{\partial x} = \alpha_{\text{зовн}} [T(\delta, \tau) - T_{\text{зовн}}]. \quad \text{Задача розв'язується в безрозмірних}$$

змінних. Рівняння (2.44) і граничні умови в безрозмірному вигляді виглядають наступним чином

$$\frac{\partial T(\bar{x}, Fo)}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 T(\bar{x}, Fo)}{\partial \bar{x}^2}, \quad -\frac{\partial T(0, Fo)}{\partial \bar{x}} = \text{Ki}, \quad -\frac{\partial T(0, Fo)}{\partial \bar{x}} = \text{Bi} \cdot T(0, Fo) \quad (2.45)$$

де $\text{Ki} = \frac{q_3 \delta_3}{\lambda_3 T_\delta}$ - число Кирпичова;

$\text{Bi} = \alpha_{\text{зовн}} \delta / \lambda_3$ - число Біо.

Отже, необхідне розв'язання задачі (2.44) з вищенаведеними граничними умовами, а також початковою умовою

$$T(\bar{x}, 0) = T_0(\bar{x}) = \frac{T(x, \tau) - T_{\text{зовн}}}{T_{\text{зовн}}}.$$

Розв'язок рівняння (2.44) в області зображень по Лапласа має вигляд

$$T(1, s) = A \operatorname{ch}\sqrt{s} + B \operatorname{sh}\sqrt{s} - \frac{1}{\sqrt{s}} \int_0^{\bar{x}} T_0(\xi) \operatorname{sh}[\sqrt{s}(\bar{x} - \xi)] d\xi, \quad (2.46)$$

де $A = T(0, s)$ и $B = T'(0, s) / \sqrt{s}$.

Для визначення A и B використовуємо граничні умови, що в області зображень по Fo запишуться, як

$$-T'(0, s) = \frac{Ki}{s} \Rightarrow B = \frac{Ki}{s\sqrt{s}}; \quad -T'(1, s) = Bi \cdot T(1, s), \text{ тоді при } \bar{x} = 1 \text{ маємо}$$

$$\begin{aligned} T'(1, s) &= A\sqrt{s} \operatorname{sh}\sqrt{s} + B\sqrt{s} \operatorname{ch}\sqrt{s} - \int_0^1 T_0(\xi) \operatorname{ch}[\sqrt{s}(1 - \xi)] d\xi. \\ &- A\sqrt{s} \operatorname{sh}\sqrt{s} - B\sqrt{s} \operatorname{ch}\sqrt{s} + \int_0^1 T_0(\xi) \operatorname{ch}[\sqrt{s}(1 - \xi)] d\xi - \\ &- Bi A \operatorname{ch}\sqrt{s} - Bi B \operatorname{sh}\sqrt{s} + \frac{Bi}{\sqrt{s}} \int_0^1 T_0(\xi) \operatorname{sh}[\sqrt{s}(1 - \xi)] d\xi = 0. \end{aligned} \quad (2.47)$$

Зробимо групування та знайдемо A

$$\begin{aligned} A &= \frac{Ki}{s\sqrt{s}} \frac{Bi \operatorname{sh}\sqrt{s} + \sqrt{s} \operatorname{ch}\sqrt{s}}{Bi \operatorname{ch}\sqrt{s} + \sqrt{s} \operatorname{sh}\sqrt{s}} - \frac{1}{\sqrt{s}} \int_0^1 T_0(\xi) \operatorname{sh}(\sqrt{s}\xi) d\xi + \\ &+ \frac{1}{\sqrt{s}} \frac{Bi \operatorname{sh}\sqrt{s} + \sqrt{s} \operatorname{ch}\sqrt{s}}{Bi \operatorname{ch}\sqrt{s} + \sqrt{s} \operatorname{sh}\sqrt{s}} \int_0^1 T_0(\xi) \operatorname{ch}(\sqrt{s}\xi) d\xi. \end{aligned} \quad (2.48)$$

$$T(\bar{x}, s) = \frac{1}{\sqrt{s}(\text{Bi ch}\sqrt{s} + \sqrt{s} \text{sh}\sqrt{s})} \left\{ \begin{aligned} & \frac{\text{Ki}}{s} [\text{Bi sh}(\sqrt{s}(1-\bar{x})) + \sqrt{s} \text{ch}(\sqrt{s}(1-\bar{x}))] + \\ & + [\text{Bi sh}(\sqrt{s}(1-\bar{x})) + \sqrt{s} \text{ch}(\sqrt{s}(1-\bar{x}))] \int_0^{\bar{x}} T_0(\xi) \text{ch}(\sqrt{s}\xi) d\xi + \\ & + \text{ch}(\sqrt{s}\bar{x}) \int_{\bar{x}}^1 T_0(\xi) \left[\begin{aligned} & (\text{Bi sh}\sqrt{s} + \sqrt{s} \text{ch}\sqrt{s}) \text{ch}(\sqrt{s}\xi) - \\ & - (\text{Bi ch}\sqrt{s} + \sqrt{s} \text{sh}\sqrt{s}) \text{sh}(\sqrt{s}\xi) \end{aligned} \right] d\xi \end{aligned} \right\}. \quad (2.49)$$

Перехід в область оригіналів здійснюємо почлено відповідно до другої теореми розкладання

$$\frac{\Phi_1(s)}{\varphi_1(s)} = \text{Ki} \left[\frac{\text{Bi sh}(\sqrt{s}(1-\bar{x})) + \sqrt{s} \text{ch}(\sqrt{s}(1-\bar{x}))}{\sqrt{s}(\text{Bi ch}\sqrt{s} + \sqrt{s} \text{sh}\sqrt{s})} \right]. \quad (2.50)$$

Рівняння $\varphi_1(s)$ має безліч коренів, що визначаються виразом $\text{Bi ch}\sqrt{s} + \sqrt{s} \text{sh}\sqrt{s} = 0$ і корінь $s = 0$. З огляду на це, знайдемо $\varphi_1'(s) = [s\sqrt{s}(\text{Bi ch}\sqrt{s} + \sqrt{s} \text{sh}\sqrt{s})]' = \frac{s}{2}[(\text{Bi} + 1)\text{sh}\sqrt{s} + \sqrt{s} \text{ch}\sqrt{s}]$.

З характеристичного рівняння маємо $\mu_n = \text{Bi ctg}\mu_n$, де $\mu_n = i\sqrt{s}$.
Отримаємо

$$\frac{\Phi_1(s)}{\varphi_1'(s)} = 2\text{Ki} \left[\frac{\text{Bi sh}(\sqrt{s}(1-\bar{x})) + \sqrt{s} \text{ch}(\sqrt{s}(1-\bar{x}))}{\sqrt{s}(\text{Bi ch}\sqrt{s} + \sqrt{s} \text{sh}\sqrt{s})} \right]. \quad (2.51)$$

$\frac{\Phi_1(0)}{\varphi_1'(0)} = 0$, т.я. в чисельнику, при розкладанні його в ряд, з'являється s . Для

безлічі коренів n маємо (індекс n опущений для стислості запису).

$$\frac{\Phi_1(s_n)}{\varphi_1'(s_n)} = 2\text{Ki} \left[\frac{\text{Bi} \frac{1}{i} \sin(i\sqrt{s}(1-\bar{x})) + \sqrt{s} \cos(i\sqrt{s}(1-\bar{x}))}{s \left[(\text{Bi}+1) \frac{1}{i} \sin(i\sqrt{s}) + \sqrt{s} \cos(i\sqrt{s}) \right]} \right] \exp(s \cdot \text{Fo}), \quad (2.52)$$

$$\frac{\Phi_1(s_n)}{\varphi_1'(s_n)} = 2\text{Ki} \left[\frac{-\text{Bi} \sin(\mu_n(1-\bar{x})) - \mu_n \cos(\mu_n(1-\bar{x}))}{\mu_n^2 [(\text{Bi}+1)\sin\mu_n + \mu_n \cos\mu_n]} \right] \exp(-\mu_n^2 \cdot \text{Fo}), \quad (2.53)$$

$$L^{-1} \left[\frac{\Phi_1(s_n)}{\varphi_1(s_n)} \right] = -2\text{Ki} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\text{Bi} \sin(\mu_n(1-\bar{x})) - \mu_n \cos(\mu_n(1-\bar{x}))}{\mu_n^2 [(\text{Bi}+1)\sin\mu_n + \mu_n \cos\mu_n]} \exp(-\mu_n^2 \cdot \text{Fo}). \quad (2.54)$$

Розглянемо другий доданок в (2.48)

$$\frac{\Phi_2(s)}{\varphi_2(s)} = \frac{[\text{Bi} \text{sh}(\sqrt{s}(1-\bar{x})) + \sqrt{s} \text{ch}(\sqrt{s}(1-\bar{x}))] \text{ch}\sqrt{s}\xi}{\sqrt{s} (\text{Bi} \text{ch}\sqrt{s} + \sqrt{s} \text{sh}\sqrt{s})}, \quad (2.55)$$

$$\varphi_2'(s) = \left[\sqrt{s} (\text{Bi} \text{ch}\sqrt{s} + \sqrt{s} \text{sh}\sqrt{s}) \right]' = \frac{1}{2} [(\text{Bi}+1)\text{sh}\sqrt{s} + \sqrt{s} \text{ch}\sqrt{s}]. \quad (2.56)$$

$\frac{\Phi_2(0)}{\varphi_2'(0)} = 0$, т.я. в чисельнику, при розкладанні його в ряд, з'являється s .

$$\frac{\Phi_2(s_n)}{\varphi_2'(s_n)} = 2 \left\{ \frac{[\text{Bi} \frac{1}{i} \sin(i\sqrt{s}(1-\bar{x})) + \sqrt{s} \cos(i\sqrt{s}(1-\bar{x}))] \cos(i\sqrt{s}\xi)}{(\text{Bi}+1) \frac{1}{i} \sin(i\sqrt{s}) + \sqrt{s} \cos(i\sqrt{s})} \right\} \exp(s \cdot \text{Fo}), \quad (2.57)$$

$$\frac{\Phi_2(s_n)}{\varphi_2'(s_n)} = 2 \left\{ \frac{[\text{Bi} \sin(\mu_n(1-\bar{x})) + \mu_n \cos(\mu_n(1-\bar{x}))] \cos(\mu_n \xi)}{(\text{Bi}+1)\sin\mu_n + \mu_n \cos\mu_n} \right\} \exp(-\mu_n^2 \text{Fo}), \quad (2.58)$$

$$L^{-1} \left[\frac{\Phi_2(s_n)}{\varphi_2(s_n)} \right] = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\text{Bi} \sin(\mu_n(1-\bar{x})) + \mu_n \cos(\mu_n(1-\bar{x}))}{(\text{Bi}+1) \sin \mu_n + \mu_n \cos \mu_n} \exp(-\mu_n^2 \text{Fo}) \int_0^{\bar{x}} T_0(\xi) \cos(\mu_n \xi) d\xi. \quad (2.59)$$

Третій доданок

$$\frac{\Phi_3(s)}{\varphi_3(s)} = \frac{\left[(\text{Bi} \text{sh} \sqrt{s} + \sqrt{s} \text{ch} \sqrt{s}) \text{ch}(\sqrt{s} \xi) - (\text{Bi} \text{ch} \sqrt{s} + \sqrt{s} \text{sh} \sqrt{s}) \text{sh}(\sqrt{s} \xi) \right] \text{ch}(\sqrt{s} \bar{x})}{\sqrt{s} (\text{Bi} \text{ch} \sqrt{s} + \sqrt{s} \text{sh} \sqrt{s})}, \quad (2.60)$$

$$\varphi_3'(s) = \left[\sqrt{s} (\text{Bi} \text{ch} \sqrt{s} + \sqrt{s} \text{sh} \sqrt{s}) \right]' = \frac{1}{2} \left[(\text{Bi}+1) \text{sh} \sqrt{s} + \sqrt{s} \text{ch} \sqrt{s} \right], \quad (2.61)$$

$\frac{\Phi_3(0)}{\varphi_3'(0)} = 0$, т.я. в чисельнику, при розкладанні його в ряд, також з'являється s .

$$\frac{\Phi_3(s_n)}{\varphi_3'(s_n)} = 2 \left\{ \begin{array}{l} \frac{\left[\text{Bi} \frac{1}{i} \sin(i\sqrt{s}) + \sqrt{s} \cos \right] \cos(i\sqrt{s} \xi)}{(\text{Bi}+1) \frac{1}{i} \sin(i\sqrt{s}) + \sqrt{s} \cos(i\sqrt{s})} - \\ \frac{\left[\text{Bi} \cos(i\sqrt{s}) + \sqrt{s} \sin(i\sqrt{s}) \frac{1}{i} \sin(i\sqrt{s} \xi) \right] \cos(i\sqrt{s} \bar{x})}{(\text{Bi}+1) \frac{1}{i} \sin(i\sqrt{s}) + \sqrt{s} \cos(i\sqrt{s})} \end{array} \right\} \exp(s \cdot \text{Fo}), \quad (2.62)$$

$$\frac{\Phi_3(s_n)}{\varphi_3'(s_n)} = 2 \left[\frac{(\text{Bi} \sin \mu_n + \mu_n \cos(\mu_n \xi)) - (\text{Bi} \cos \mu_n + \mu_n \sin(\mu_n \xi))}{(\text{Bi}+1) \sin \mu_n + \mu_n \cos \mu_n} \cos(\mu_n \bar{x}) \exp(-\mu_n^2 \text{Fo}) \right], \quad (2.63)$$

$$L^{-1} \left[\frac{\Phi_2(s_n)}{\varphi_2(s_n)} \right] = 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(\mu_n \bar{x})}{(\text{Bi}+1) \sin \mu_n + \mu_n \cos \mu_n} \exp(-\mu_n^2 \text{Fo}) \cdot \int_0^{\bar{x}} T_0(\xi) \left[(\text{Bi} \sin \mu_n + \mu_n \cos \mu_n) \cos(\mu_n \xi) - (\text{Bi} \cos \mu_n + \mu_n \sin \mu_n) \sin(\mu_n \xi) \right] d\xi. \quad (2.64)$$

Перетворивши останній вираз, в подальшому отримаємо загальний

розв'язок задачі у вигляді

$$T(\bar{x}, Fo) = -Ki \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2Bi \cos(\mu_n \bar{x})}{\mu_n^2 (Bi + \sin^2 \mu_n)} \exp(-\mu_n^2 Fo) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2Bi \cos(\mu_n \bar{x})}{\mu_n^2 (Bi + \sin^2 \mu_n)} \exp(-\mu_n^2 Fo) \int_0^1 T_0(\xi) \cos(\mu_n \xi) d\xi. \quad (2.65)$$

Далі запишемо з рішень задач 1, 2 і 3 спільні розв'язки і визначимо величини температурних градієнтів кожного шару. Для розв'язків (2.14), (2.43) і (2.65) вони виглядають, як

$$\frac{\partial T(\bar{x}, Fo)}{\partial \bar{x}} = T_{\delta} \left(\frac{Bi}{Bi+1} \right) - 2 \sum_{n=1}^{\infty} \frac{Bi \mu_n \cos(\mu_n (\bar{x}-1))}{Bi + \cos^2 \mu_n} \exp(-\mu_n^2 Fo) \left[\int_0^1 T_0(\xi) \sin(\mu_n (1-\xi)) d\xi - \frac{T_{\delta}}{\mu_n} \right], \quad (2.66)$$

$$\frac{\partial T(\bar{x}, Fo)}{\partial \bar{x}} = -Ki + Ki \sum_{n=1}^{\infty} \frac{8\mu_n \sin(\mu_n \bar{x})}{\pi^2 n^2} \exp\left(-\frac{\pi^2 n^2}{4} Fo\right) + \sum_{n=1}^{\infty} 2\mu_n \sin(\mu_n \bar{x}) \exp\left(-\frac{\pi^2 n^2}{4} Fo\right) \int_0^1 T_0(\xi) \cos(\mu_n \xi) d\xi, \quad (2.67)$$

$$\frac{\partial T(\bar{x}, Fo)}{\partial \bar{x}} = Ki \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2Bi \mu_n \sin(\mu_n \bar{x})}{\mu_n^2 (Bi + \sin^2 \mu_n)} \exp(-\mu_n^2 Fo) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2Bi \mu_n \sin(\mu_n \bar{x})}{\mu_n^2 (Bi + \sin^2 \mu_n)} \exp(-\mu_n^2 Fo) \int_0^1 T_0(\xi) \cos(\mu_n \xi) d\xi. \quad (2.68)$$

Розрахунок температурних полів в багатошаровій конструкції за допомогою аналітичних рішень (2.66), (2.67), (2.68), а також їх сполучень на кожному часовому інтервалі здійснюється наступним чином [113].

У початковий момент часу температура огорожувальної конструкції має рівномірний розподіл і дорівнює T_0 . За рівнянням (2.14) розраховують поле температури в першому шарі конструкції для першого малого інтервалу часу. Далі визначають величину температурного градієнта в площині II шарів

1 і 2 за виразом (2.66). У тому випадку, якщо градієнт температури Γ_1 дорівнює нулю, за виразом (2.14) розраховують температурне поле в першому шарі для наступного часового інтервалу. Якщо температурний градієнт Γ_1 відмінний від нуля, то його величина закладається в якості граничної умови другого роду в задачі 2. У цьому випадку величина теплового потоку q_2 і число Кирпичова K_i визначаються шляхом множення величини температурного градієнта Γ_1 на коефіцієнт теплопровідності першого шару λ_1 . За виразом (2.43) розраховують поле температур в другому шарі. Отримане нове значення температури другого шару в місці контакту шарів 1 і 2 задається в якості граничної умови першого роду в задачі 1. За новим значенням граничної умови задачі 1 розраховують поле температур в першому шарі для наступного інтервалу часу і так далі, до моменту, коли градієнт Γ_2 , що визначається виразом (2.67), не стане відмінний від нуля. Величина відмінного від нуля градієнта Γ_2 закладається в якості граничної умови другого роду в задачі 3. У цьому випадку величина теплового потоку q_3 і число K_i визначаються шляхом множення величини температурного градієнта Γ_2 на коефіцієнт теплопровідності другого шару λ_2 . За виразом (2.66) розраховується поле температур в третьому шарі. Отримане нове значення температури третього шару в площині III в місці контакту шарів 2 і 3 задається в якості граничної умови першого роду в задачі 2. З новим значенням граничної умови першого роду в задачі 2 розраховується поле температур в другому шарі. Отримане нове значення температури другого шару в місці контакту шарів 1 і 2 задається в якості граничної умови першого роду в задачі 1. З новим значенням граничної умови задачі 1 розраховують поле температур в першому шарі для наступного інтервалу часу і так далі, до моменту, коли градієнт Γ_3 , який визначається виразом (2.68), не стане відмінний від нуля. Тоді методом послідовних наближень розраховується момент, коли $T_{\delta 3} = T_{\text{зовн}}$. Саме для цього моменту, в залежності від поставленого завдання, остаточно розраховують всі параметри багатошарової огорожувальної конструкції.

Наведений алгоритм розроблений для тришарової конструкції. У

завданнях 1 і 3 розглянуті крайні (зовнішні) шари, в завданню 2 – середній шар. Не складає особливих труднощів поширити цей алгоритм на n -шарову конструкцію, тому що крайніми в n -шаровій конструкції будуть шари, що описані в задачах 1 і 3, а кожен проміжний (середній) шар описується завданням 2.

Теоретично і експериментально доведено, що весь процес теплообміну можна розділити на три стадії [112, 113].

Стадія 1. Нерегулярний режим. Тепловий режим неупорядкований і сильно залежить від початкового розподілу температури. При стадії 1 необхідно досліджувати ряди (2.14), (2.43) і (2.65) при малих значеннях Fo , але саме ця стадія найближче описує реальні умови теплопередачі через огороження, наприклад, коливання зовнішніх температур, включення і виключення опалювальних приладів, режими сезонної експлуатації і т.і.

Стадія 2. Регулярний режим. Зміна температури описується першим членом рядів виразів (2.14), (2.43), (2.65) і не залежить від початкового розподілу температури. Методи стадії 2 називають методами регулярного теплового режиму.

Стадія 3. Температура всіх точок тіла однакова і дорівнює температурі навколишнього середовища.

З теоретичної точки зору, однією зі сторін аналізу розв'язків виду (2.14), (2.43) і (2.65) є визначення часу і послідовності настання регулярного теплового режиму. Саме часовий чинник є істотно значущим при розв'язку багатьох задач теплопередачі.

2.3. Основні фактори, що визначають інтенсивність теплопередачі через огорожувальні конструкції будівель

2.3.1. Внутрішні чинники дисипації теплоти

До таких слід віднести температуру повітря в приміщенні $T_{\text{вн}}(\tau)$, випромінювальну здатність внутрішніх поверхонь і швидкість руху

конвективних потоків.

Якщо в приміщенні повинен дотримуватися регламентний тепловий режим, то тим самим задається функція $T_{\text{вн}}(\tau)$ згідно з нормативними документами. У житлових, громадських, адміністративно-побутових приміщеннях температура повітря призначається в межах 18 - 22°C із можливими коливаннями щодо заданого значення $\pm 2,0^\circ\text{C}$ при централізованому опаленні.

Передача теплоти випромінюванням залежить від значень температури, кольору і стану поверхонь, що перебувають поміж собою у теплообміні. Не вдаючись в деталі цього процесу, зазначимо, що в будівельній практиці зазвичай для розрахунку коефіцієнта радіаційної тепловіддачі $\alpha_{\text{рад}}$ використовують залежність типу [101] на основі закону Стефана-Больцмана для твердих тіл

$$\alpha_{\text{рад}} = C_{1,2}^{\text{нр}} \frac{\left(\frac{T_1 + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_2 + 273}{100}\right)^4}{T_1 - T_2}, \quad C_{1,2}^{\text{нр}} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_4}}, \quad (2.69)$$

де C_1 і C_2 - коефіцієнти випромінювальної здатності, відповідно, однієї та другої поверхонь,

$C_{\text{рад}}$ - коефіцієнт випромінювання поверхні абсолютно чорного тіла,

T_1 і T_2 - температури, відповідно, однієї та другої взаємодіючих поверхонь, К.

При визначенні $\alpha_{\text{вн,рад}}$ для внутрішнього приміщення T_1 приймають такою, що дорівнює температурі внутрішнього повітря $T_{\text{вн}}$, а T_2 дорівнює температурі внутрішньої поверхні T_0 огорожі.

Конвективна складова теплопередачі залежить від багатьох факторів: значень температури повітря $T_{\text{вн}}$ і поверхні T_0 , теплофізичних властивостей повітря і напрямку його руху. Аналітичних рішень для коефіцієнта тепловіддачі $\alpha_{\text{вн,конв}}$ немає. В інженерній практиці використовують емпіричні

залежності. В роботі [101] рекомендується формула В.Н. Богословського для вертикальних стін в опалювальних приміщеннях

$$\alpha_{\text{вн,конв}} = 1,43 \sqrt[3]{T_{\text{вн}} - T_0}. \quad (2.70)$$

Для горизонтальних поверхонь величину $\alpha_{\text{вн,конв}}$ рекомендується для стель збільшувати на 30%, для підлог зменшувати на 30% або залишати незмінною [101]. Необхідно враховувати будівельну специфіку розмірностей величин, що входять в наведені вище залежності. Тому при переході в систему СІ значення, обчислені за (2.69) - (2.70), при використанні коефіцієнтів, наведених в [101], слід множити на 1,163 Вт·год/ккал. Отже, формули для густини теплових потоків (конвективного, радіаційного та сумарного), що діють на внутрішню поверхню огорожень, мають вигляд

$$q_{\text{вн,конв}} = \alpha_{\text{вн,конв}} (T_{\text{вн}} - T_0), \quad (2.71)$$

$$q_{\text{вн,рад}} = C_{\text{вн,0}}^{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_{\text{вн}} + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_0 + 273}{100} \right)^4 \right], \quad (2.72)$$

$$q_{\text{вн}} = q_{\text{вн,конв}} + q_{\text{вн,рад}}. \quad (2.73)$$

В (2.73) прийнято, що вектор сумарного теплового потоку спрямований в бік зовнішньої поверхні огорожі.

2.3.2. Зовнішні чинники дисипації теплоти

До наступних відносять температуру повітря $T_{\text{зовн}}$, швидкість вітру $W_{\text{зовн}}$ і інтенсивність сонячної радіації q_s . Ці характеристики важко

передбачувані для певної доби конкретної місцевості, тому, якщо немає даної інформації з локальних метеоспостережень, слід орієнтуватися на середньомісячні показники, що наводяться в кліматичних довідниках [115 - 117] для території України.

Своєрідна спроба врахувати дію сонячної інсоляції була зроблена в середині минулого століття А.М. Шкловером [118] шляхом введення умовної зовнішньої температури повітря T_y , що є сумою температури повітря $T_{\text{зовн}}$ і віртуальної добавки від дії сонячної радіації

$$T_y = T_{\text{зовн}} + \frac{\varepsilon q_s}{\alpha_{\text{зовн}}}, \quad (2.74)$$

де ε - коефіцієнт поглинання теплоти сонячної радіації, що залежить від матеріалу, кольору і структури поверхні,

q_s - радіаційний тепловий потік на поверхню, Вт/м².

$\alpha_{\text{зовн}}$ - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні, Вт/(м²·К).

Ця методика застосовувалась переважно для прогнозування теплових режимів в будівлях, розташованих в південних республіках колишнього СРСР.

Добова щільність сонячної радіації U_β визначається залежністю

$$U_\beta = U_{s\downarrow} \sin\beta + U_{s\leftrightarrow} \cos\beta + U_{d\leftrightarrow} \frac{1 + \cos\beta}{2} + A(U_{s\leftrightarrow} + U_{d\leftrightarrow}) \frac{1 - \cos\beta}{2}. \quad (2.75)$$

Тут перші два доданки відповідають проєкціям на нахилену площадку, відповідно, від вертикальної і горизонтальної складових прямої радіації U_s , третє – дію розсіяної радіації U_d . Суму цих трьох величин називають сумарною радіацією. Четвертий доданок характеризує відбивну здатність земної поверхні, а вся сукупність називається падаючої радіацією. Для знаходження $U_{s\downarrow}$ зручно користуватися даними, наведеними в [119, 120]. Для вертикальної стінки вираз (2.75) можна записати у вигляді

$$U_{\pi/2} = U_{s\downarrow} + 0,5U_{d\leftrightarrow} + 0,5A(U_{s\leftrightarrow} + U_{d\leftrightarrow}). \quad (2.76)$$

Навколо будівель земна поверхня зазвичай трав'яна або покривається асфальтом, при цьому значення альbedo A буде близько 0,2. Тому внесок відбивної здатності виявиться невеликим. Дія сумарної радіації обмежується тривалістю світлового дня τ_s , що дорівнює рівного різниці годин заходу τ_{zx} і сходу τ_{cx} Сонця. З огляду на синусоїдальний характер зміни сонячної активності протягом світлового дня, густину теплового потоку можна представити у вигляді залежності від часу

$$q_s = \frac{\pi U_\beta}{2(\tau_{zx} - \tau_{cx})} \sin\left(\pi \frac{\tau - \tau_{cx}}{\tau_{zx} - \tau_{cx}}\right), \quad \tau \in [\tau_{cx}, \tau_{zx}]. \quad (2.77)$$

Що стосується інших зовнішніх факторів теплообміну - дій вітру і радіаційної здатності поверхні, то за рекомендаціями [101] слід користуватися залежностями

$$\alpha_{\text{зовн,конв}} = 6,31W^{0,656} + 3,25e^{-1,91W}, \quad (2.78)$$

$$q_{\text{зовн,конв}} = \alpha_{\text{зовн,конв}} (T_\delta - T_{\text{зовн}}), \quad (2.79)$$

$$q_{\text{зовн,рад}} = C_{\text{зовн,}\delta}^{\text{пр}} \left[\left(\frac{T_\delta + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{зовн}} + 273}{100} \right)^4 \right], \quad C_{\text{зовн,}\delta}^{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{C_\delta} + \frac{1}{C_{\text{зовн}}} - \frac{1}{C_\psi}}, \quad (2.80)$$

$$q_{\text{зовн}} = q_{\text{зовн,конв}} + q_{\text{зовн,рад}}, \quad (2.81)$$

де W – швидкість руху вітрового потоку, м/с;

T_{δ} – температура зовнішньої поверхні огороджувальної конструкції, К.

2.4. Висновки по розділу

Розроблена математична модель дозволяє вирішити наступні завдання:

- оцінити теплофізичний стан конструкцій, що проектуються для різних режимів експлуатації і, як наслідок, раціонально їх спроектувати під конкретний режим або їх діапазон;

- розрахувати поле температур в складних, в конструктивному відношенні, багат шарових конструкціях, наприклад, коли розташування шарів дискретне;

- при вимірюванні температури в характерних точках (на стиках шарів і поверхнях конструкції), модель дозволяє визначити теплофізичні характеристики матеріалів, з шарів яких складається конструкція;

- при лабораторних випробуваннях дозволяє істотно скоротити час випробування, у дослідників з'являється можливість не чекати встановлення регулярного режиму;

- при вирішенні оберненої задачі безпосередньо визначити опір теплопередачі всієї багат шарової конструкції та окремих її шарів з несталого температурного поля.

Рівень сучасної комп'ютерної техніки дозволяє швидко і точно вирішувати завдання теплопередачі через ОК, базуючись на всій сукупності кліматичних факторів, без введення будь-яких припущень і спрощень. Зокрема, досить точно врахувати вплив інсоляції завдяки інформації, що міститься в метеорологічних довідниках. Теплова дія Сонця залежить від широти місцевості, кута нахилу зовнішньої поверхні ОК та її орієнтації щодо сторін світу.

3.2. Розв'язок задачі теплопередачі для однорідної зовнішньої огорожувальної конструкції з урахуванням впливу на неї цілорічної інсоляції

Спочатку розглянемо задачу про знаходження розподілу температур $T(\tau, x)$ в огорожі без проїм (однорідному або складеному (рис. 3.2)) відповідно до рівняння (3.1) при граничних умовах третього роду на внутрішній ($x = 0$) і зовнішній ($x = \delta$) його межах.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda_x}{\rho_x c_x} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad (3.1)$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_0 = -\frac{\alpha_{\text{вн,конв}}(T_{\text{в}} - T_0) + q_{\text{вн,рад}}}{\lambda_0}, \quad \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_\delta = -\frac{\alpha_{\text{зовн,конв}}(T_\delta - T_{\text{н}}) + q_{\text{зовн,рад}} - q_s}{\lambda_\delta}, \quad (3.2)$$

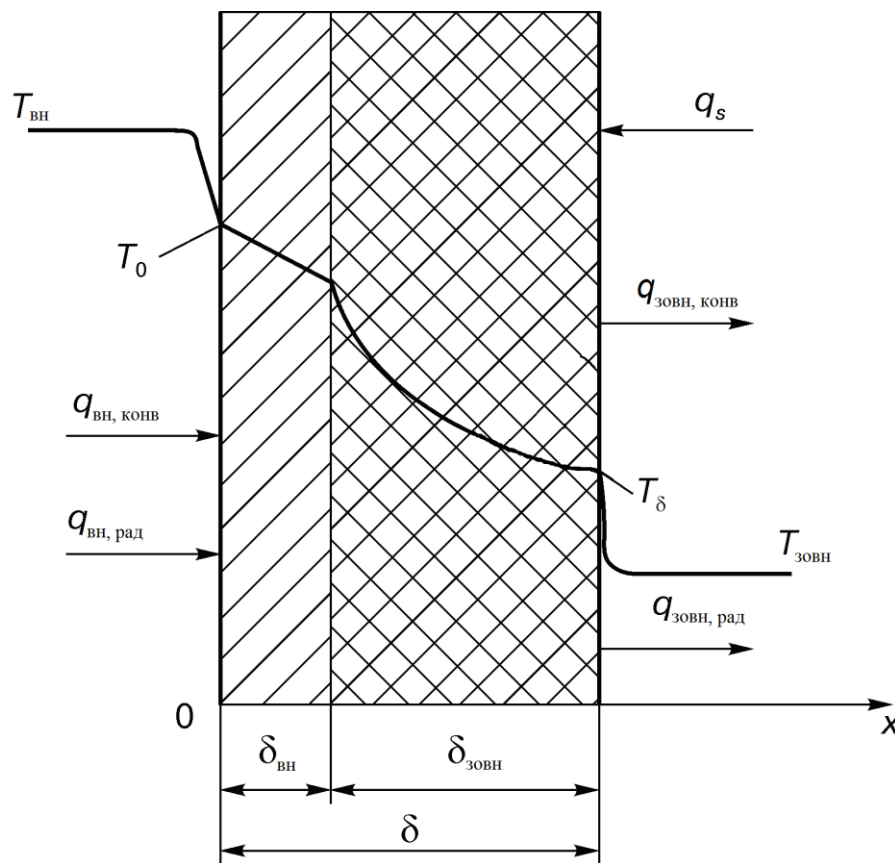


Рис. 3.2. Поперечний переріз типової огорожувальної конструкції

коли відомі, і теплофізичні властивості заповнення огорожі, а також задані початкові умови $T(0, x)$ і функції $T_{\text{вн}}(\tau)$, $U_{\beta}(\tau)$, $T_{\text{зовн}}(\tau)$, $W(\tau)$, $\tau_{\text{сх}}(\tau)$, $\tau_{\text{зх}}(\tau)$. Значення останніх п'яти залежностей, якщо немає іншого достовірної інформації, знаходяться за даними кліматичних довідників. У них наведені значення для кожного місяця року, що тут були поширені на кожен день конкретного місяця. Окремі числові значення останніх чотирьох функцій протягом доби апроксимувались поліномами при достовірності R^2 не менш 95% [122]. Оскільки задані функції подовгово майже періодичні, рішення слабо залежить від початкових умов.

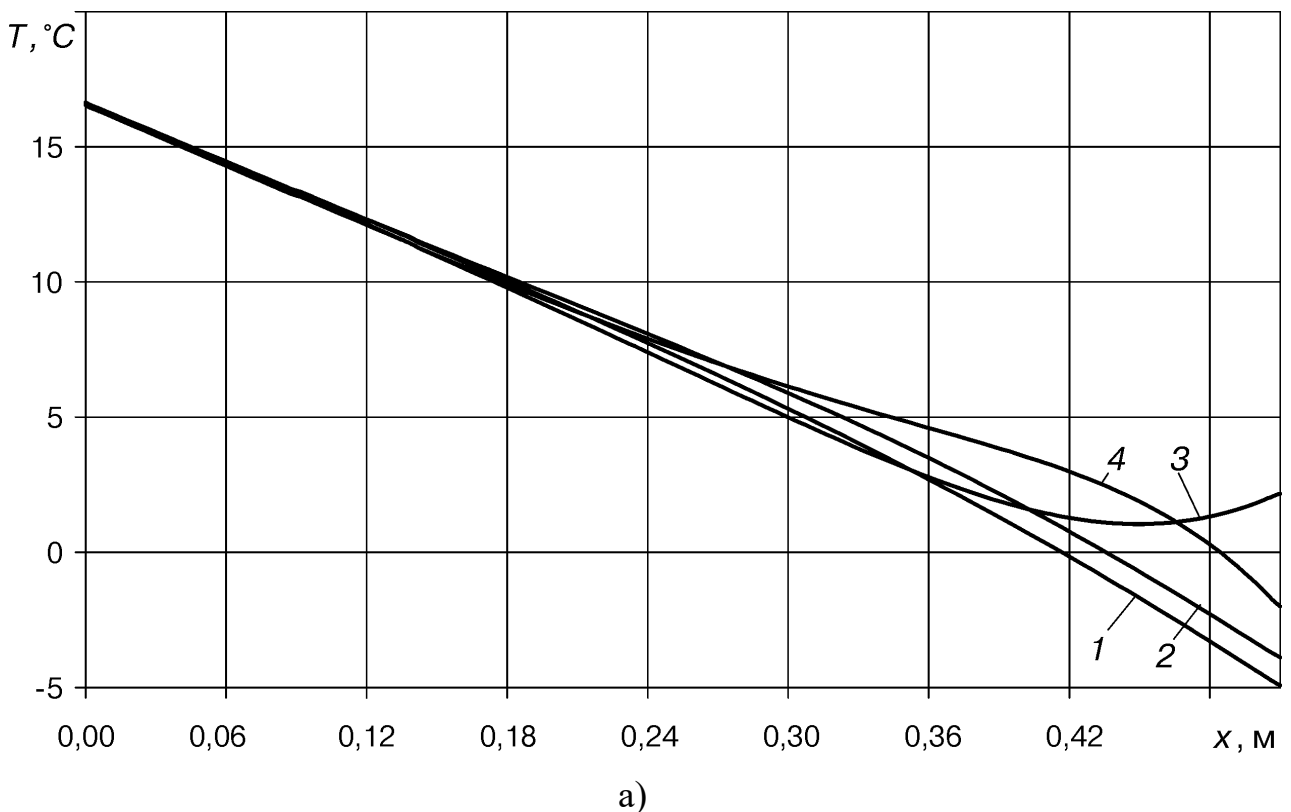
Основне завдання - розробка алгоритму обліку кліматичних чинників, виявлення впливу цілорічної сонячної радіації на теплопередачу через огорожуючи конструкцію будівель та вироблення підходів щодо раціонального використання річної надлишкової теплоти. Важливо відзначити, що $q_s(\tau)$ реалізується в теплоту в досить тонкому поверхневому шарі огорожі, що нерідко призводить до можливого підвищення температури в околиці зовнішньої поверхні огороження [123].

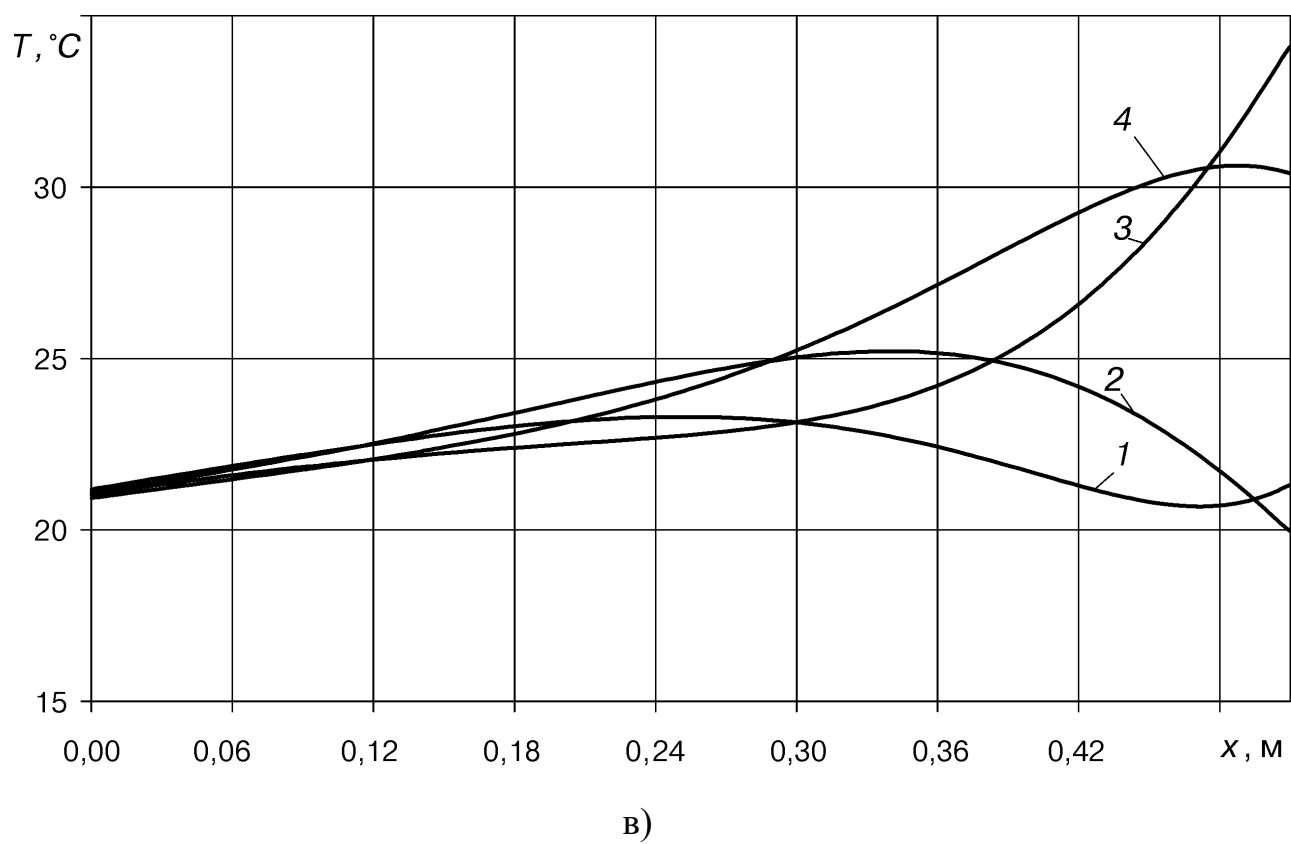
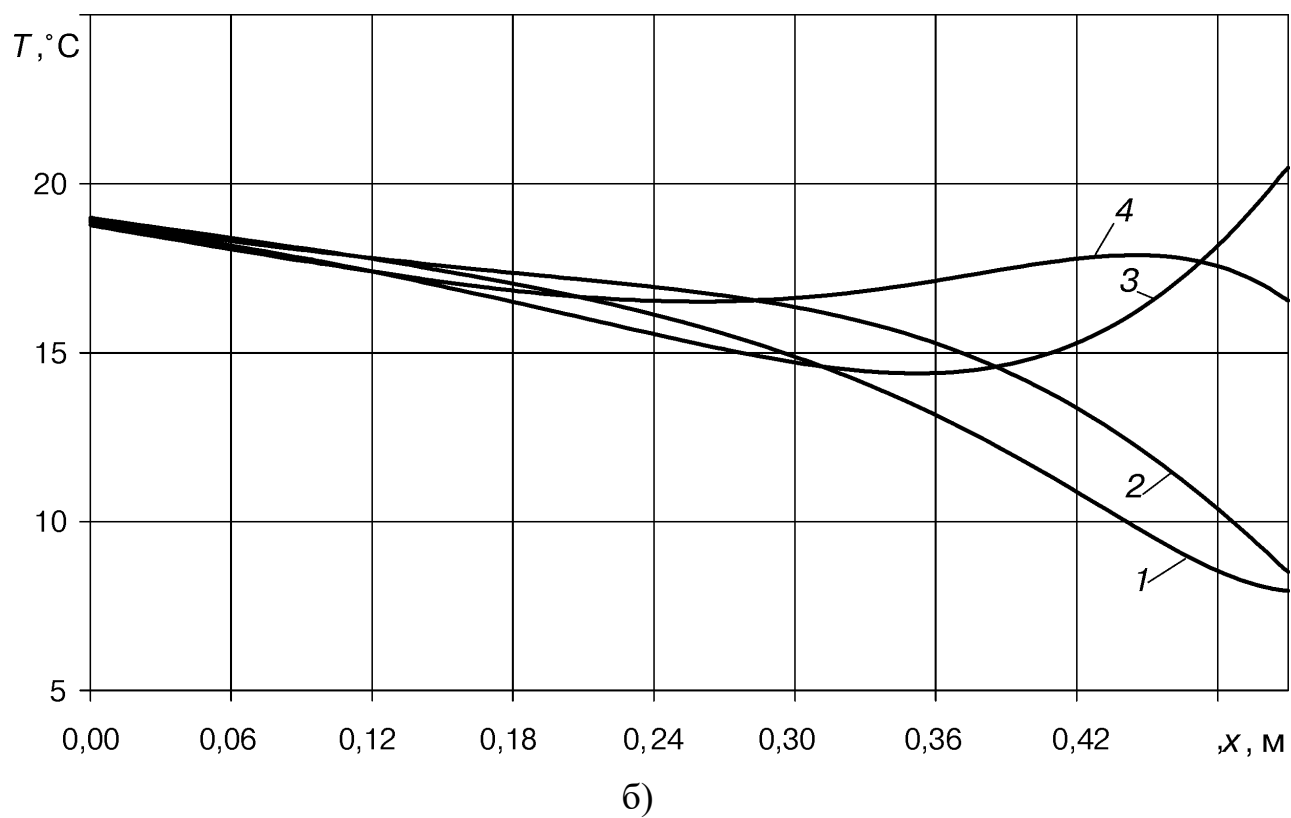
Умовно прийнято, що стіна цегляна (товщина $\delta = 0,51$ м, коефіцієнт теплопровідності $\lambda = 0,67$ Вт/(м·К), щільність $\rho = 1,6 \cdot 10^3$ кг/м³, масова ізобарна теплоємність $c = 0,84 \cdot 10^3$ Дж/(кг·К)), внутрішня поверхня оштукатурена (поглинальна здатність для внутрішньої поверхні $C_{\text{вн},0}^{\text{пр}} = 4,12$ ккал/(год·м²·К⁴) [101]), для зовнішньої ($C_{\text{зовн},\delta}^{\text{пр}} = 4,60$ ккал/(год·м²·К⁴) [101]). Розглядаються дві орієнтації стіни: на південь і на північ. Місцевість відповідає широті м. Києва (50,5 п. ш.). Температура повітря всередині приміщення $T_{\text{вн}}(\tau) = 20^\circ\text{C} = \text{const}$ і передбачається, що в разі теплового потоку, спрямованого в приміщення, здійснюється тепловідведення, що забезпечує підтримку заданої температури $T_{\text{вн}}$.

З численних методів для вирішення такої задачі найбільш прийнятний метод прогонки. Запис (3.2) зручний тим, що при малому часовому (близько п'яти секунд) кроці інтегрування рівняння (3.1) значення $\alpha_{\text{вн}}$, $q_{\text{вн,рад}}$, $q_{\text{зовн,рад}}$

можна прийняти таким, що дорівнюють обчисленим на попередньому кроці, і тим самим звільнитись від ітераційних процедур.

Результати розрахунків ілюструються графіками. На рис. 3.3 наведені профілі температур в ОК південної орієнтації для середини кожного з чотирьох пір року в різний час доби. На рис. 3.4 надані аналогічні відомості, але при виключенні дії сонячної радіації. Відмінності очевидні не лише в кількісному відношенні, але і в якісній поведінці розподілів температури. При ігноруванні сонячної радіації температури зовнішньої поверхні о 12 годині менші (або такі ж) як о 18 годині, а при обліку радіації результат, природно, протилежний. Дія інсоляції призводить до суттєвого коливання температур зовнішньої поверхні протягом доби (ΔT_{δ}): від 7°C в холодний період року до 14°C в теплий період, а також до вираженого акумулюванню теплоти ОК в будь-який час року, що проявляється в появі ділянок із позитивними градієнтами температур. Нехтування дією сонячної радіації знижує температури внутрішньої і зовнішньої поверхонь, звужує діапазон добових коливань температури зовнішньої поверхні до $1 - 5^{\circ}\text{C}$ і спотворює теплосприйняття матеріалу стінки (рис. 3.4).





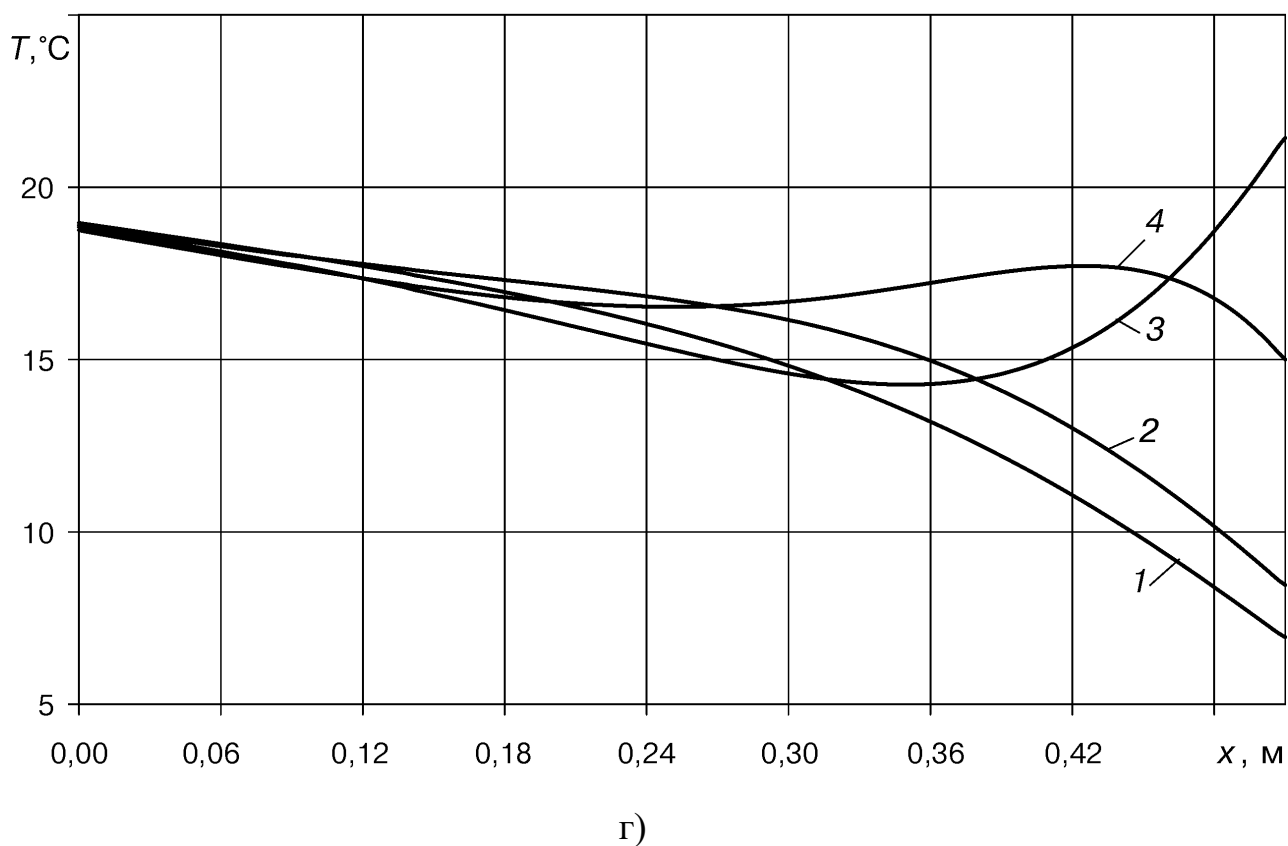
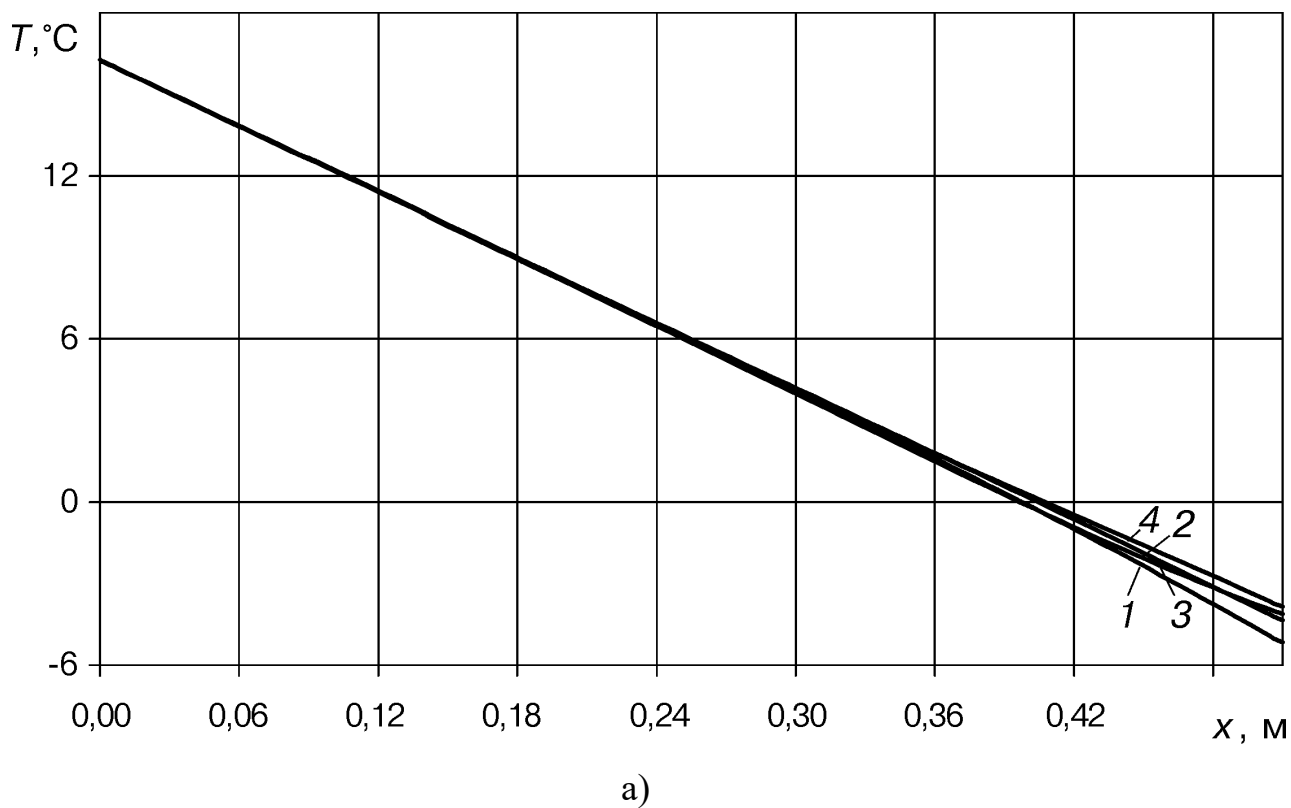
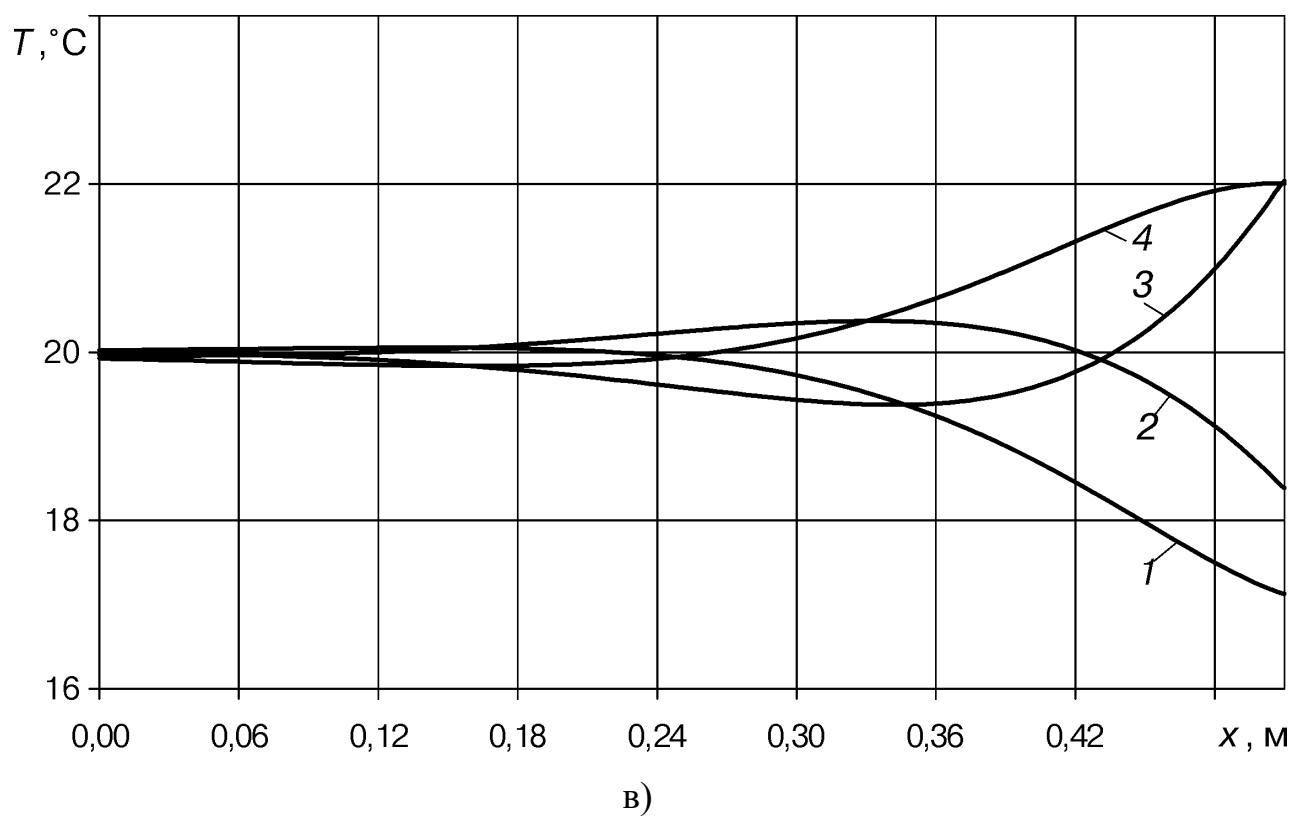
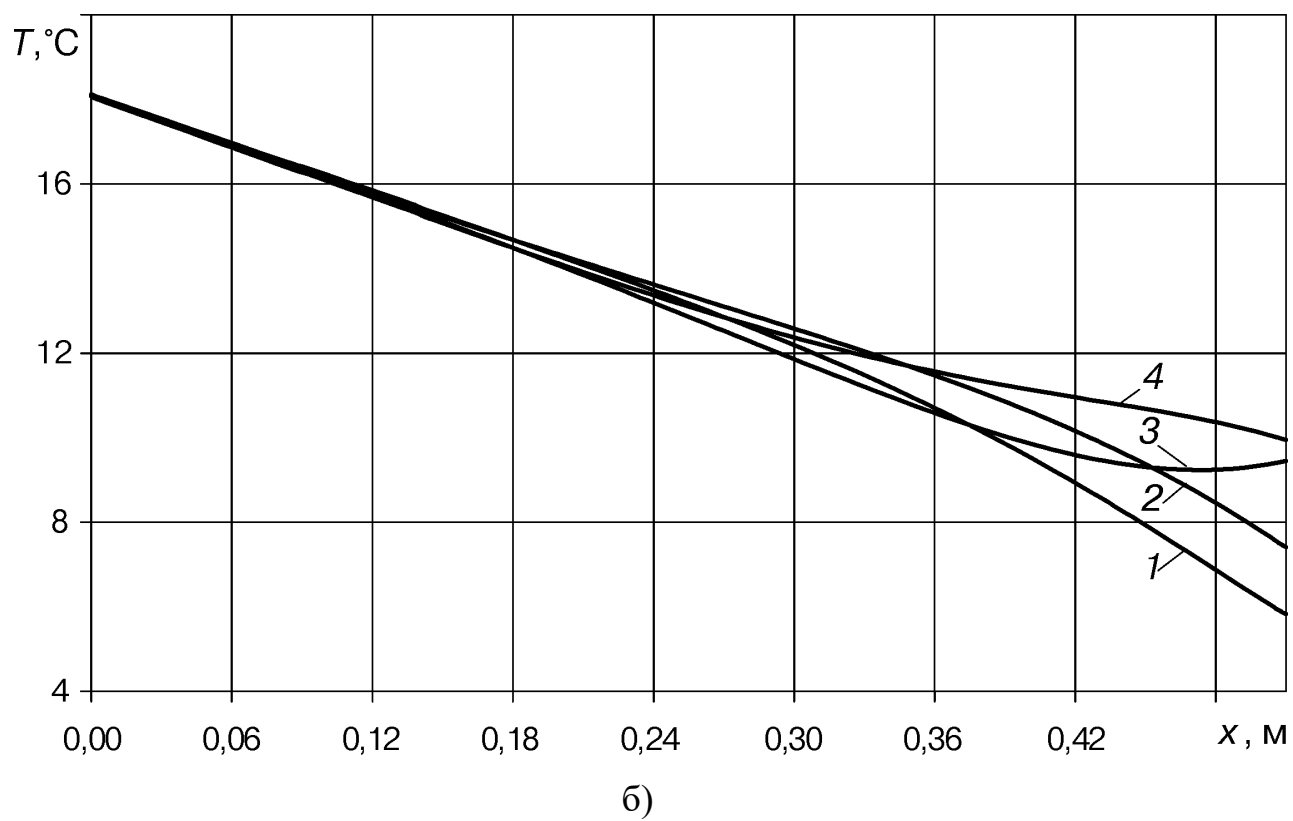


Рис. 3.3. Розподіл температур в цегляній ($\delta = 0,51$ м) ОК південної орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року: 1 - о 6-й годині, 2 - о 24-й годині, 3 - о 12-й годині, 4 - о 18-й годині.





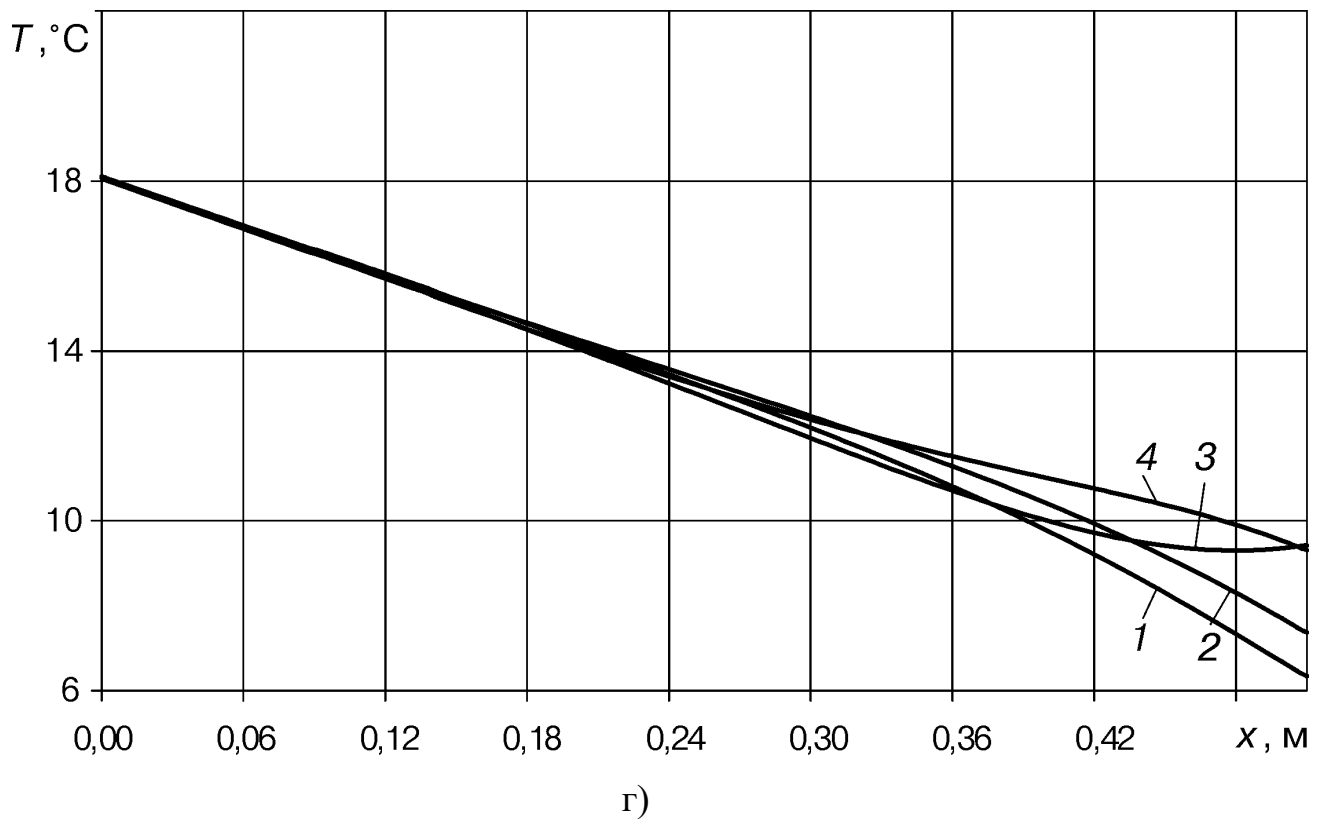
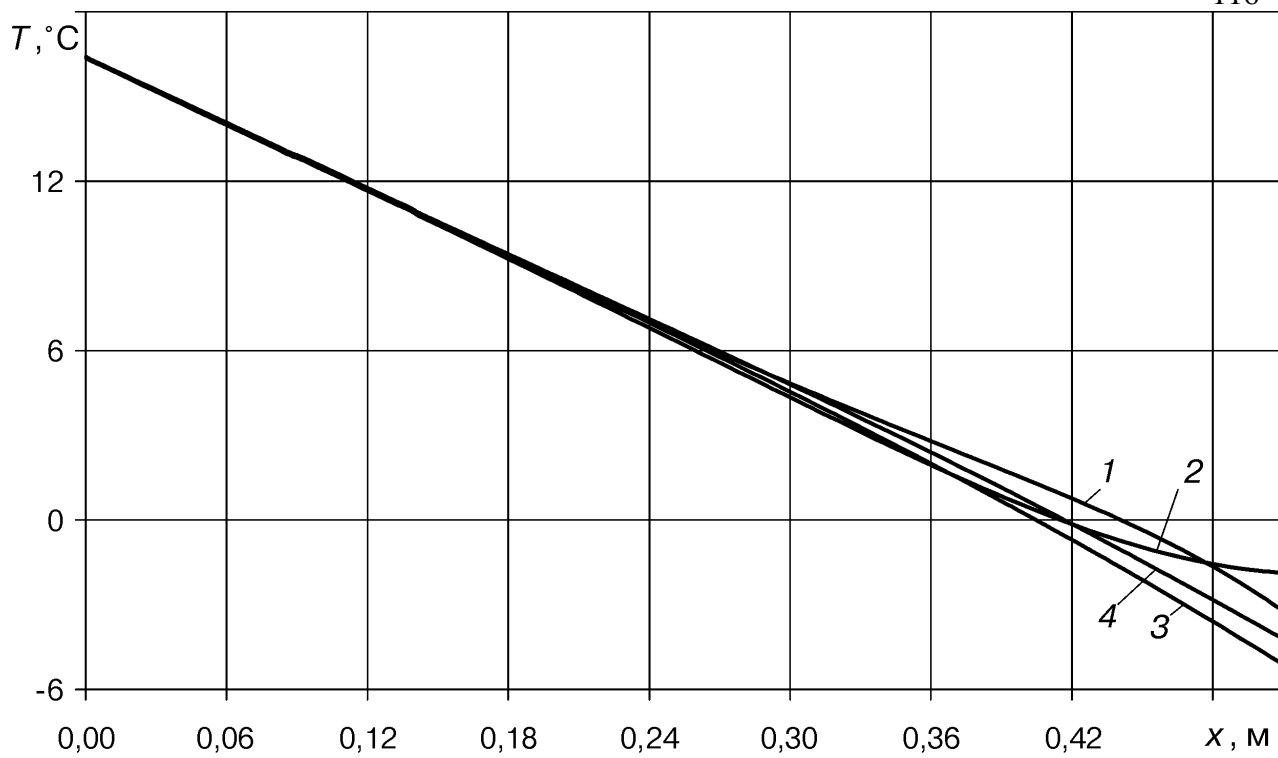
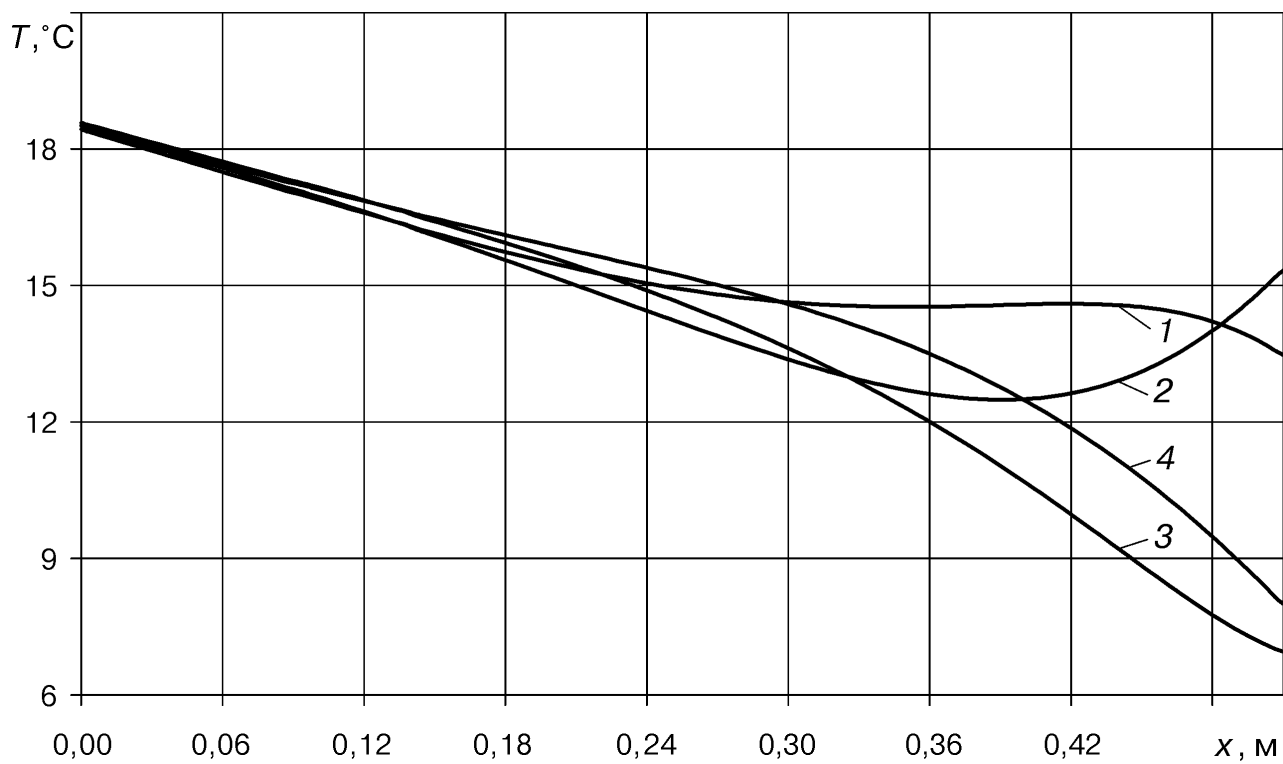


Рис. 3.4. Розподіл температур в цегляній ОК ($\delta = 0,51$ м) південної орієнтації без урахування дії сонячної радіації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року: 1 - о 6-й годині, 2 - о 24-й годині, 3 - о 12-й годині, 4 - о 18-й годині.

Характер поведінки температурних кривих при північній орієнтації стіни такий же, як і при південній, але значення T_{δ} і ΔT_{δ} дещо менші (рис. 3.5).



a)



б)

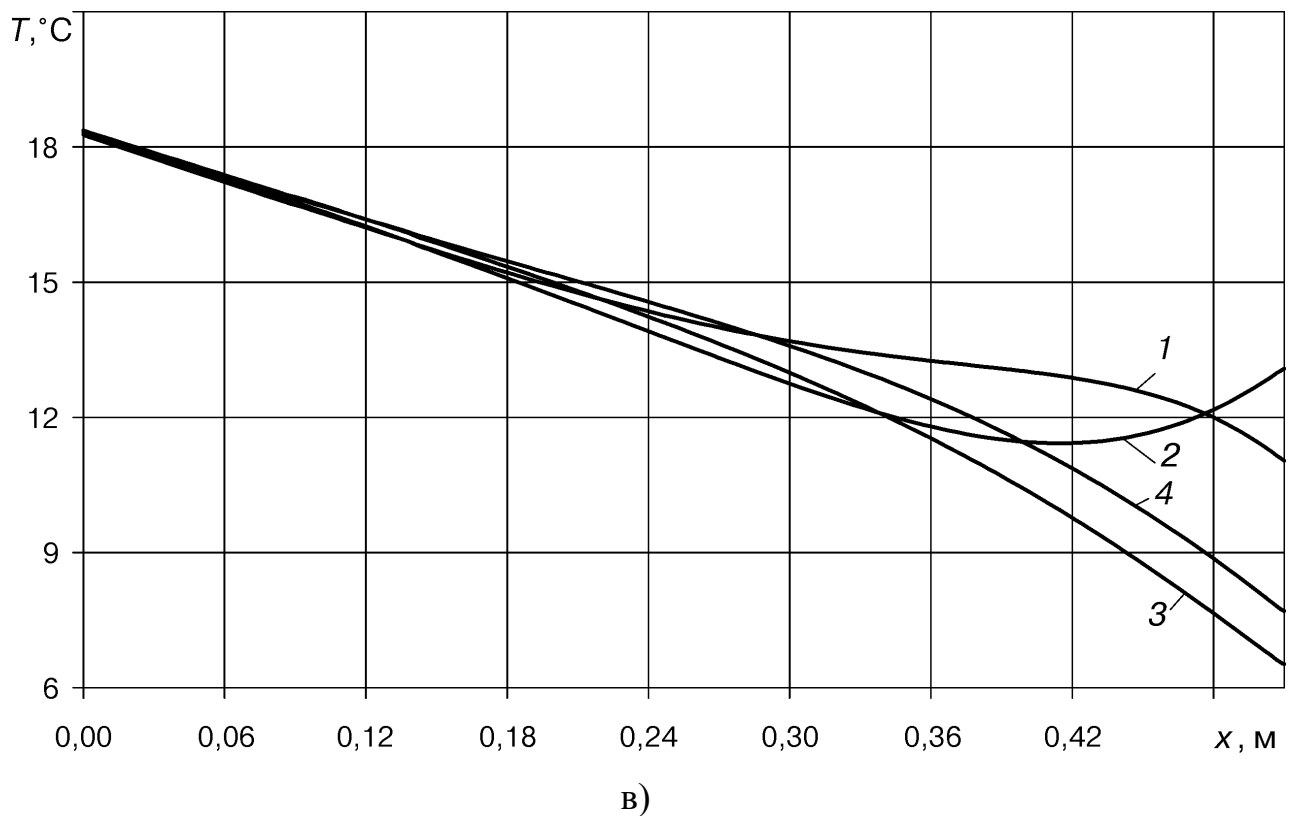
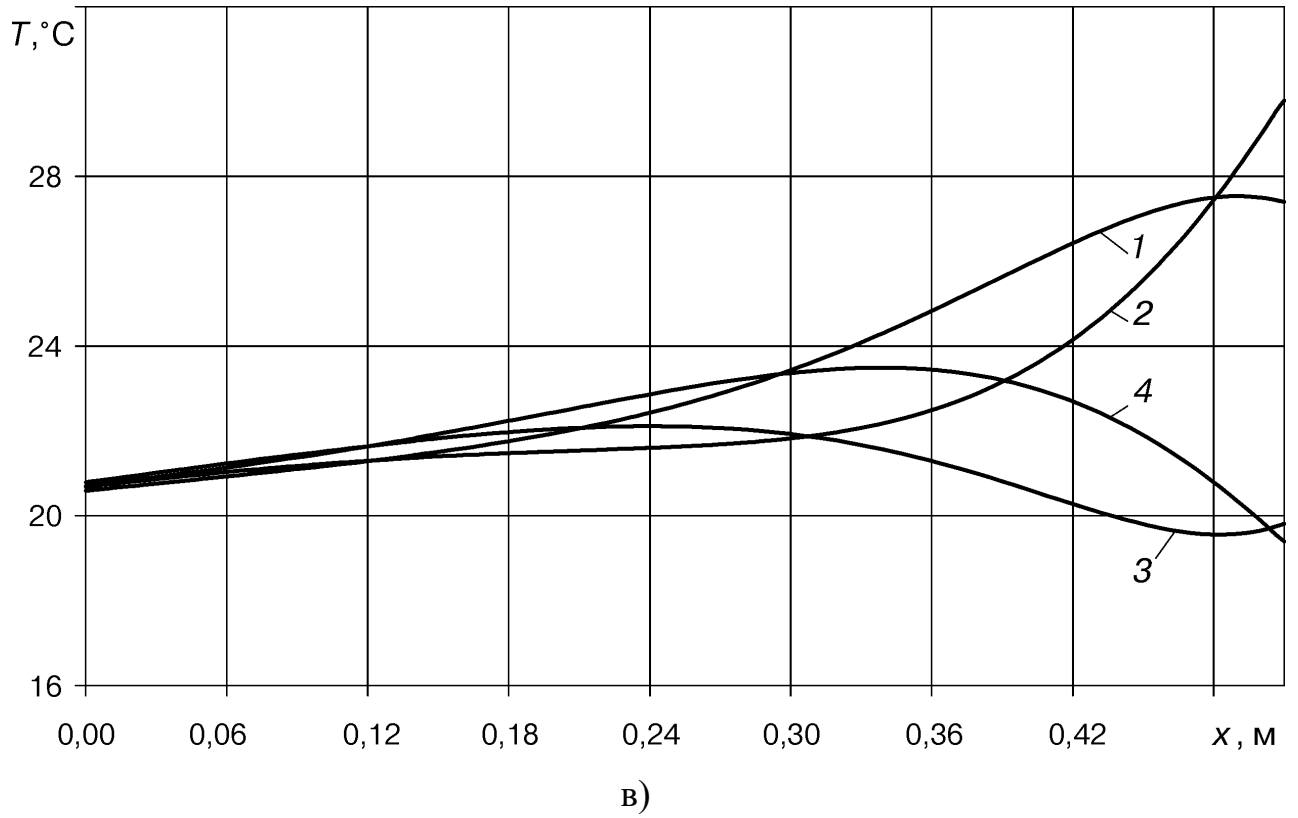
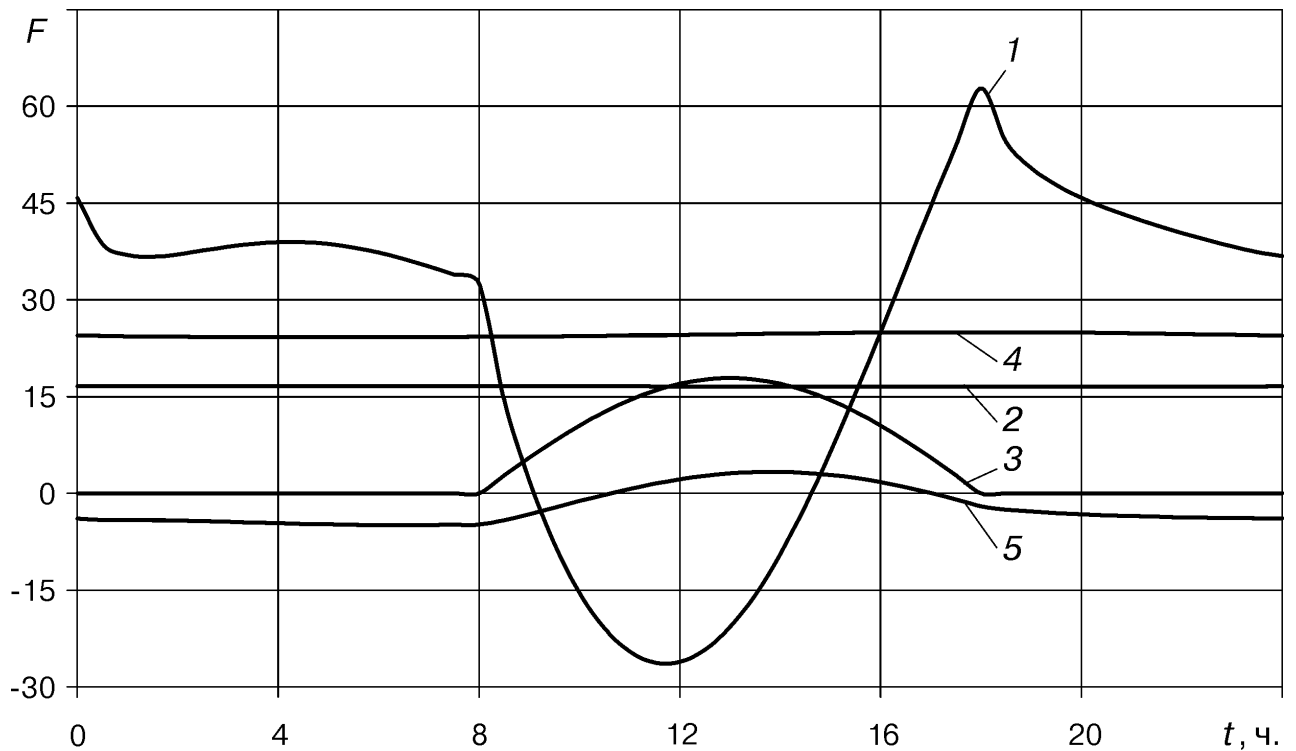
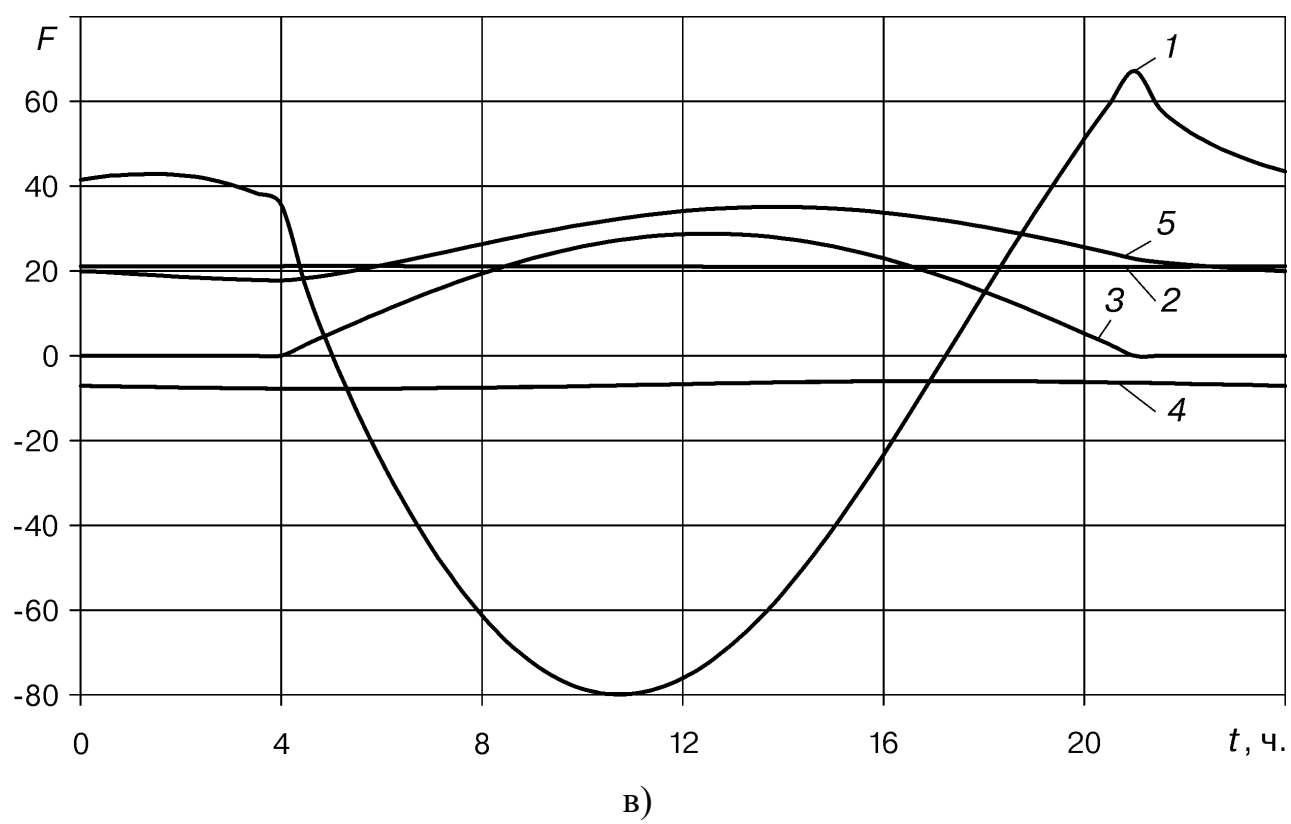
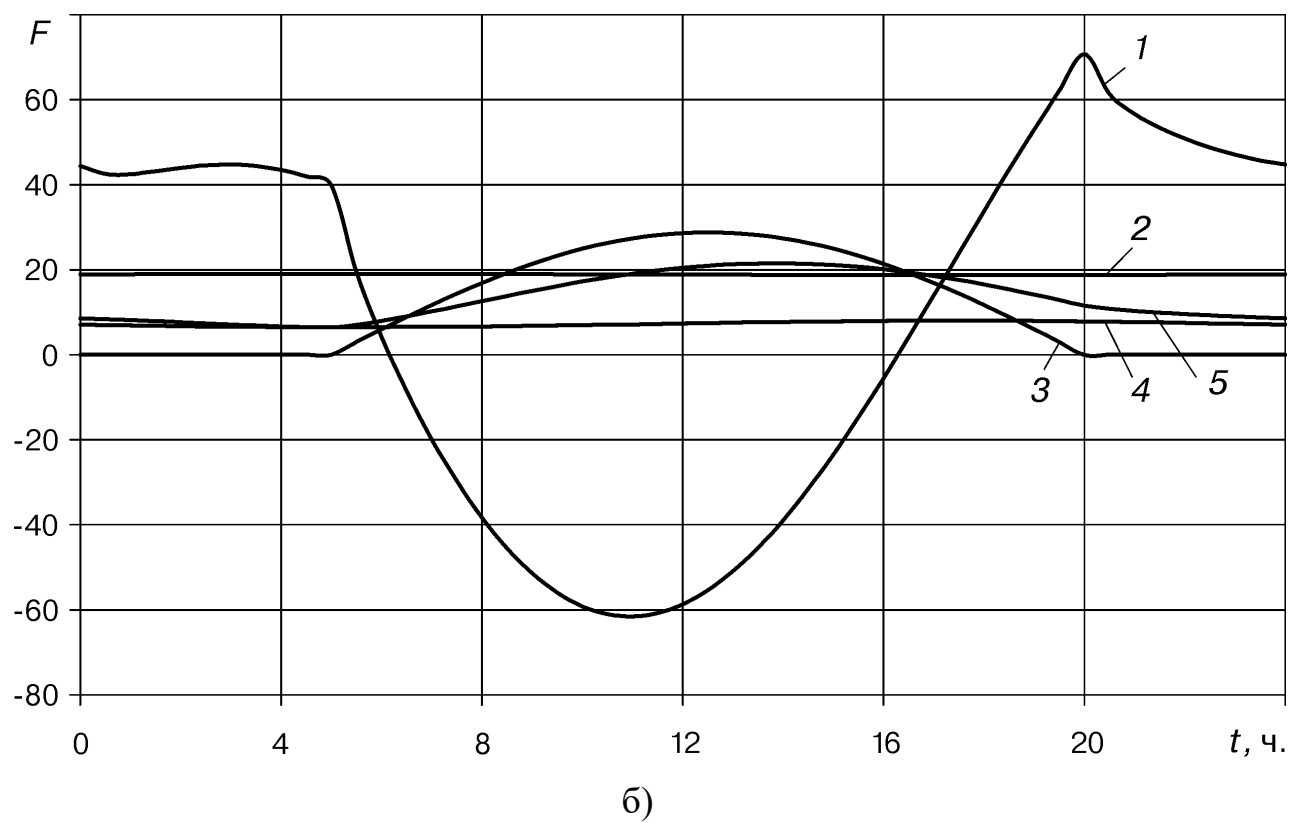


Рис. 3.5. Розподіл температур в цегляній ($\delta = 0,51$ м) ОК північної орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року: 1 - о 6-й годині, 2 - о 24-й годині, 3 - о 12-й годині, 4 - о 18-й годині.

Що стосується динаміки зміни теплових параметрів протягом доби, то вона представлена на рис. 3.6 - 3.8 в тій же послідовності, що і на рис. 3.3 - 3.5. У будь-який час року протягом світлового дня потік сонячної радіації q_s змінює спрямованість потоку q_δ в середину ОК із підвищенням температури T_δ (рис. 3.6 і 3.8). При цьому q_0 і T_0 залишаються майже стабільними протягом всього добового часового інтервалу. Якщо не враховувати дію Сонця (рис. 3.7), то тенденція змін q_0 , q_δ зберігається. Однак в кількісному відношенні результат істотно інший. Екстремальні значення q_δ в цьому випадку виявилися завищеними в денний час для південної стіни на 50 - 60 Вт/м², а величина, що мало змінюється q_0 – на 4 - 8 Вт/м². Деяко зменшені зазначені, для вказаних вище, значення будуть для орієнтованої на північ ОК (рис. 3.8). Отже, можемо констатувати, що в денний час доби завдяки сонячній радіації суттєво збільшується теплопритік через зовнішні ОК як південної, так і північної орієнтацій. Природно, це відбилося на значеннях температур T_0 і T_δ . Перші наближалися до $T_{вн}$, а другі – перевищили температуру зовнішнього повітря $T_{зовн}$.



а)



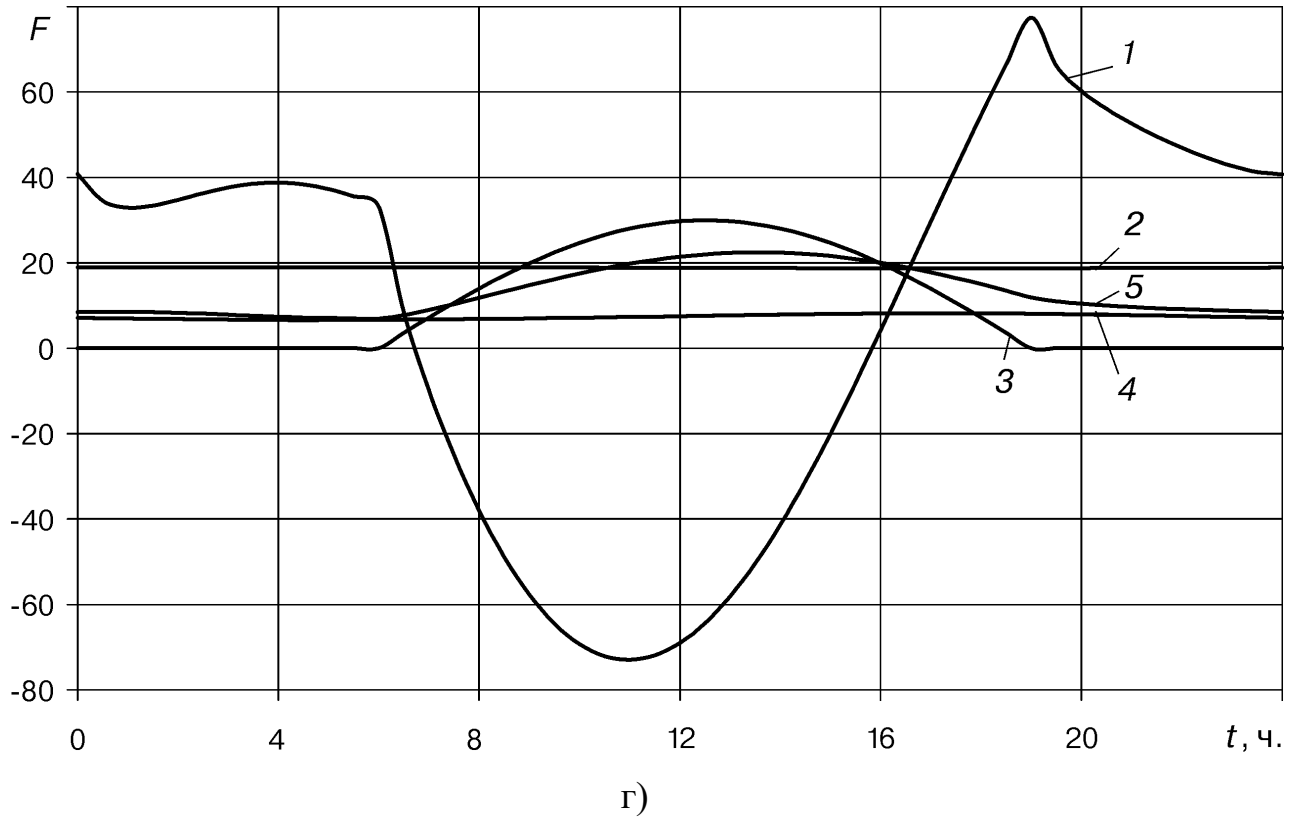
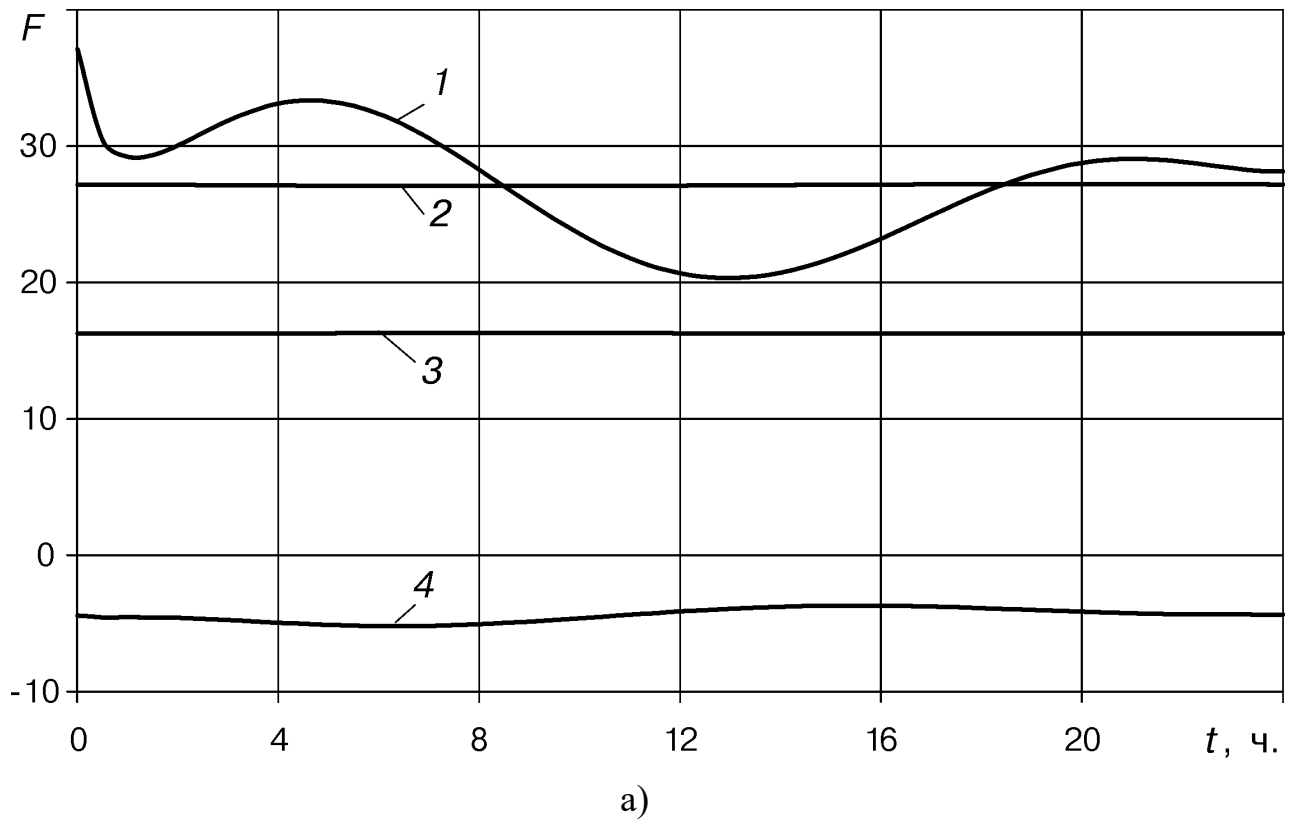
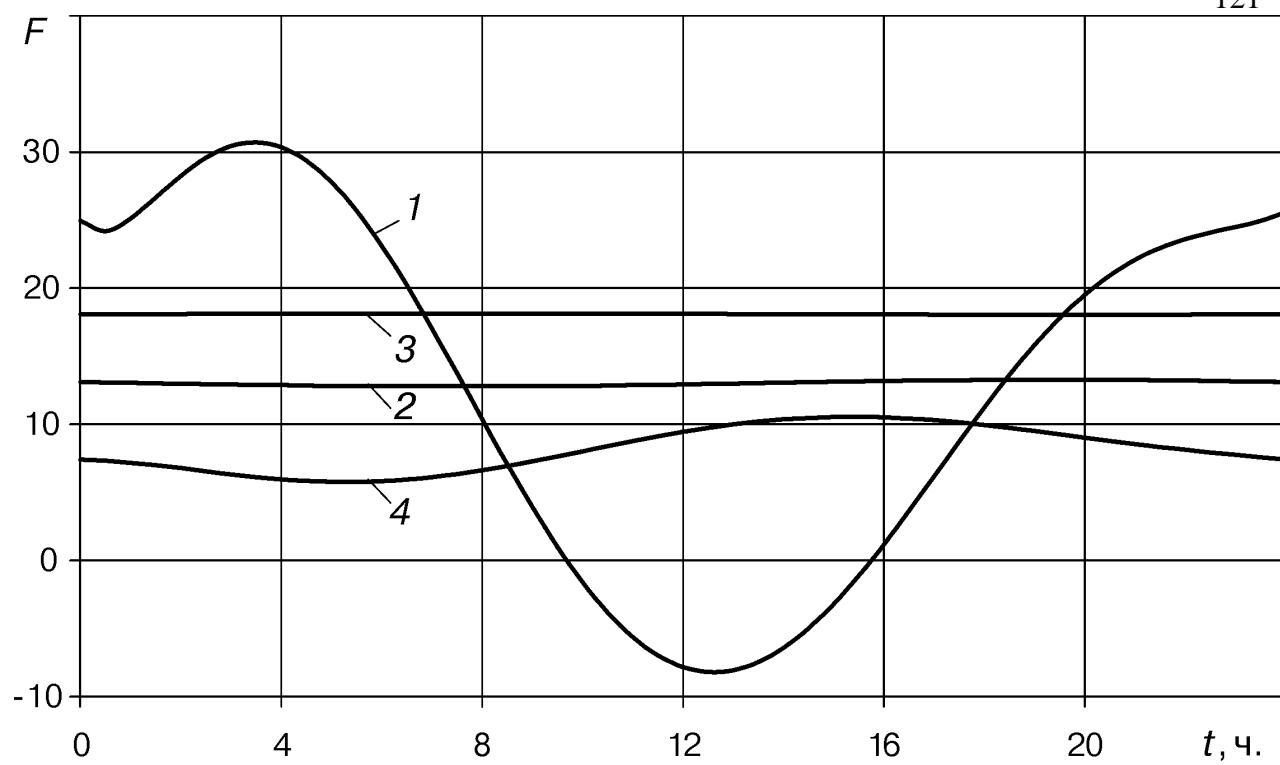
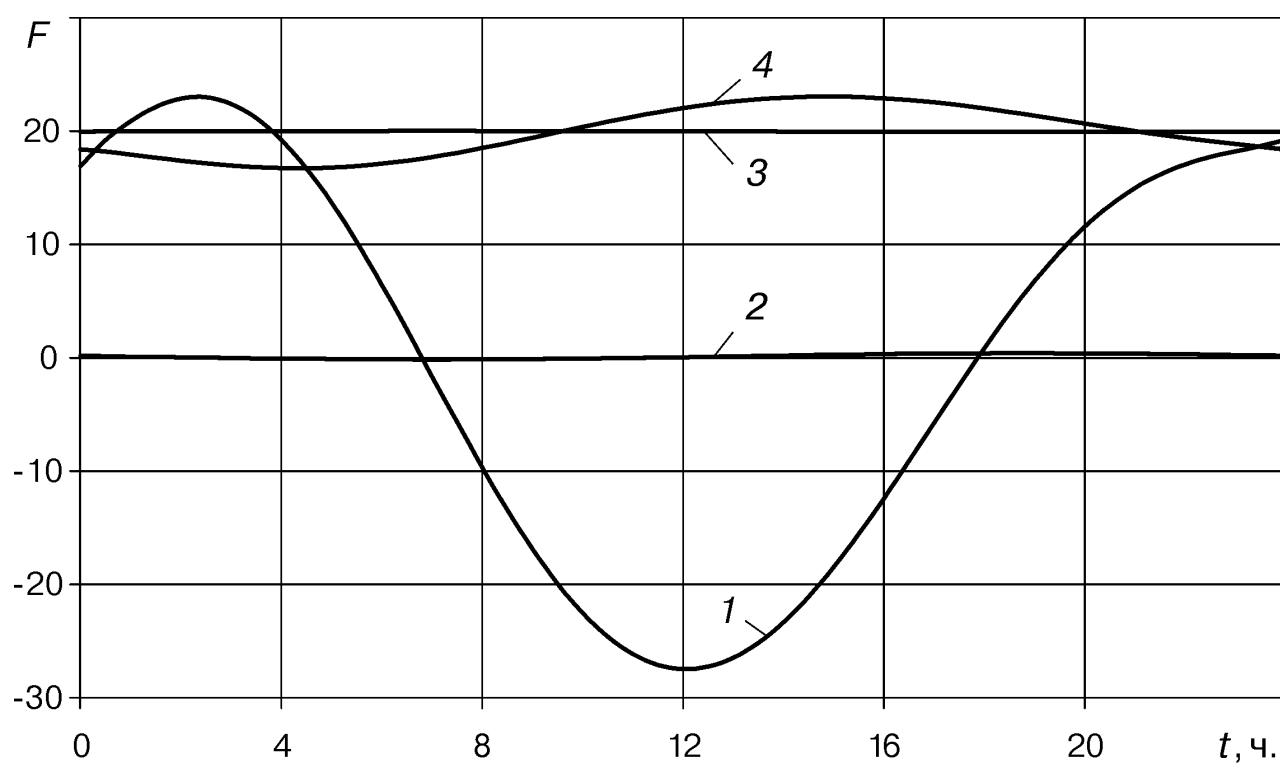


Рис. 3.6. Теплові характеристики цегляної ОК ($\delta = 0,51$ м) південної орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року F : 1 - q_{δ} , Вт/м²; 2 - T_0 , °С; 3 — q_s , $\cdot 10$ Вт/м²; 4 - q_0 , Вт/м²; 5 - T_{δ} , °С.





б)



в)

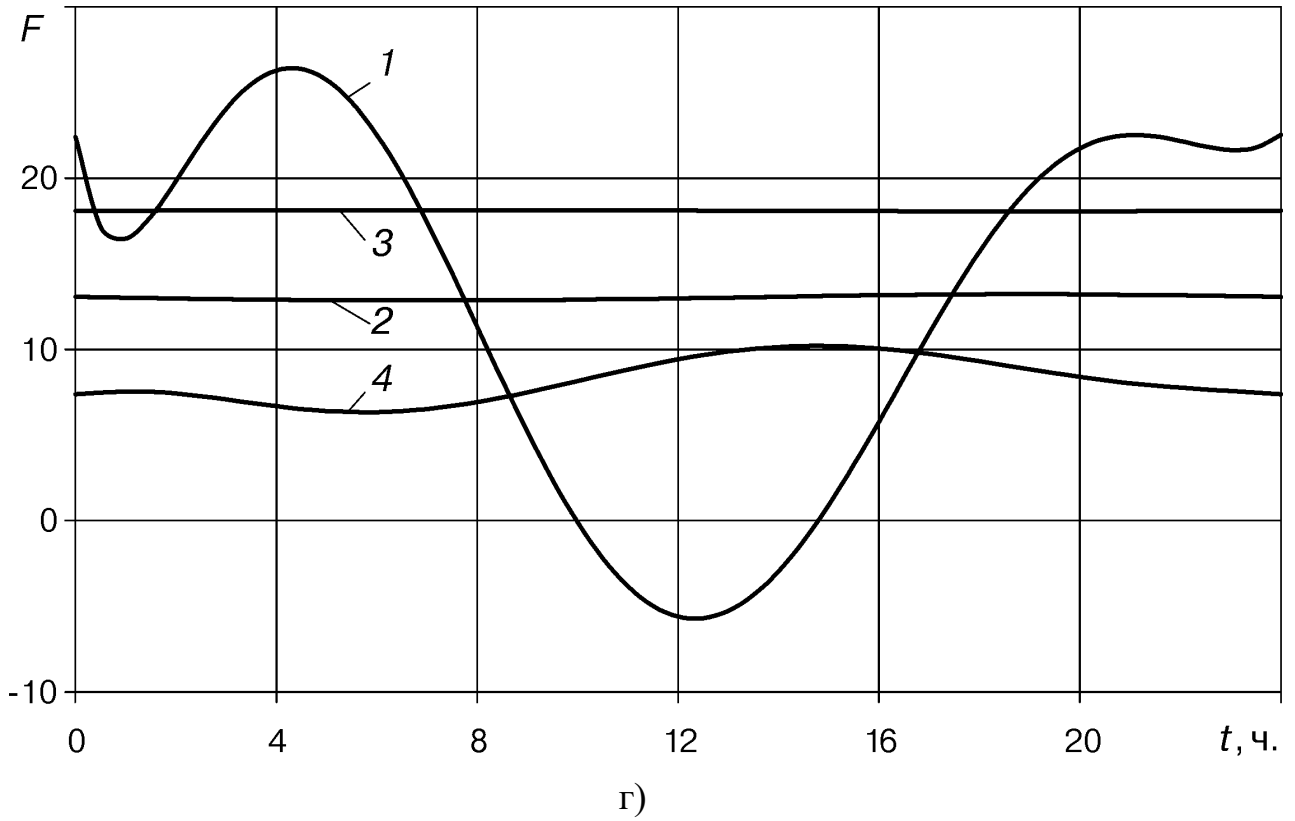
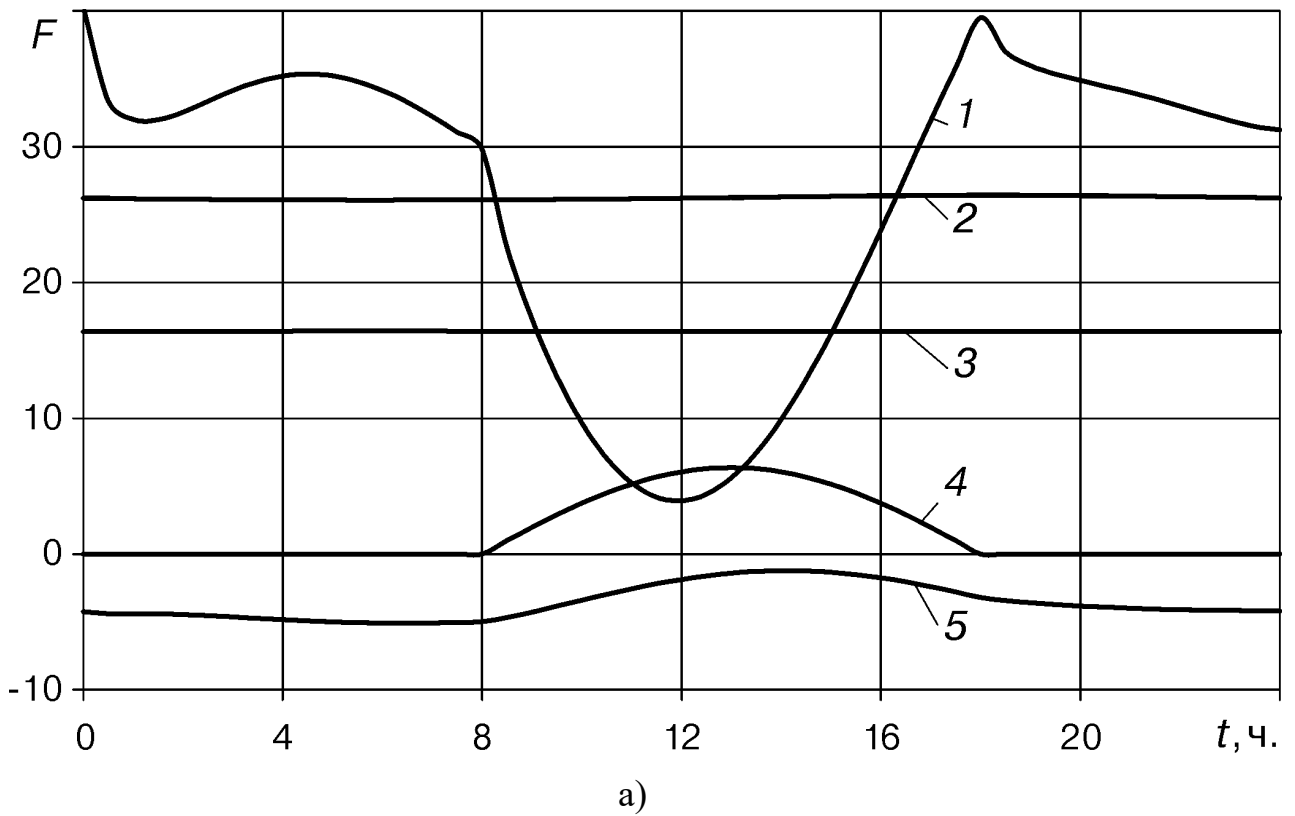
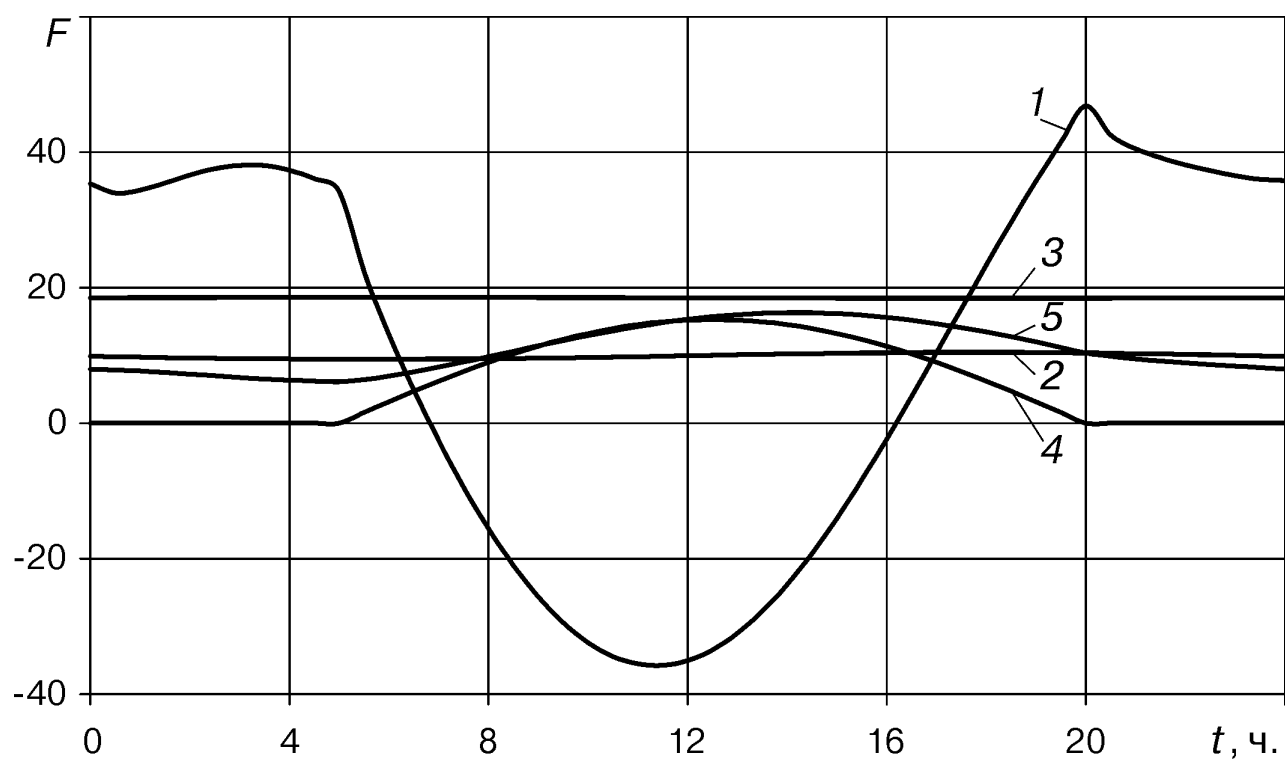
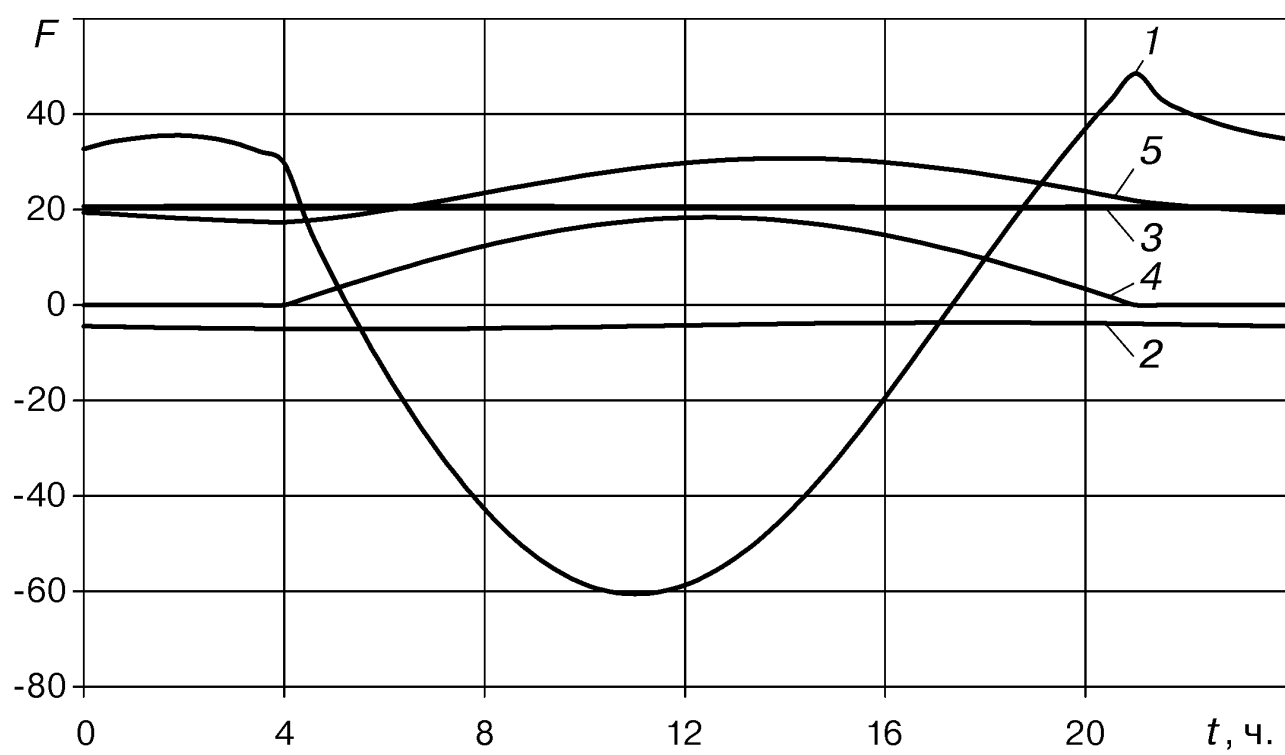


Рис. 3.7. Теплові характеристики цегляної ОК ($\delta = 0,51$ м) південної орієнтації без урахування дії сонячної радіації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року F : 1 - q_{δ} , Вт/м²; 2 - T_0 , °С; 3 - q_s , $\cdot 10$ Вт/м²; 4 - q_0 , Вт/м²; 5 - T_{δ} , °С.





б)



в)

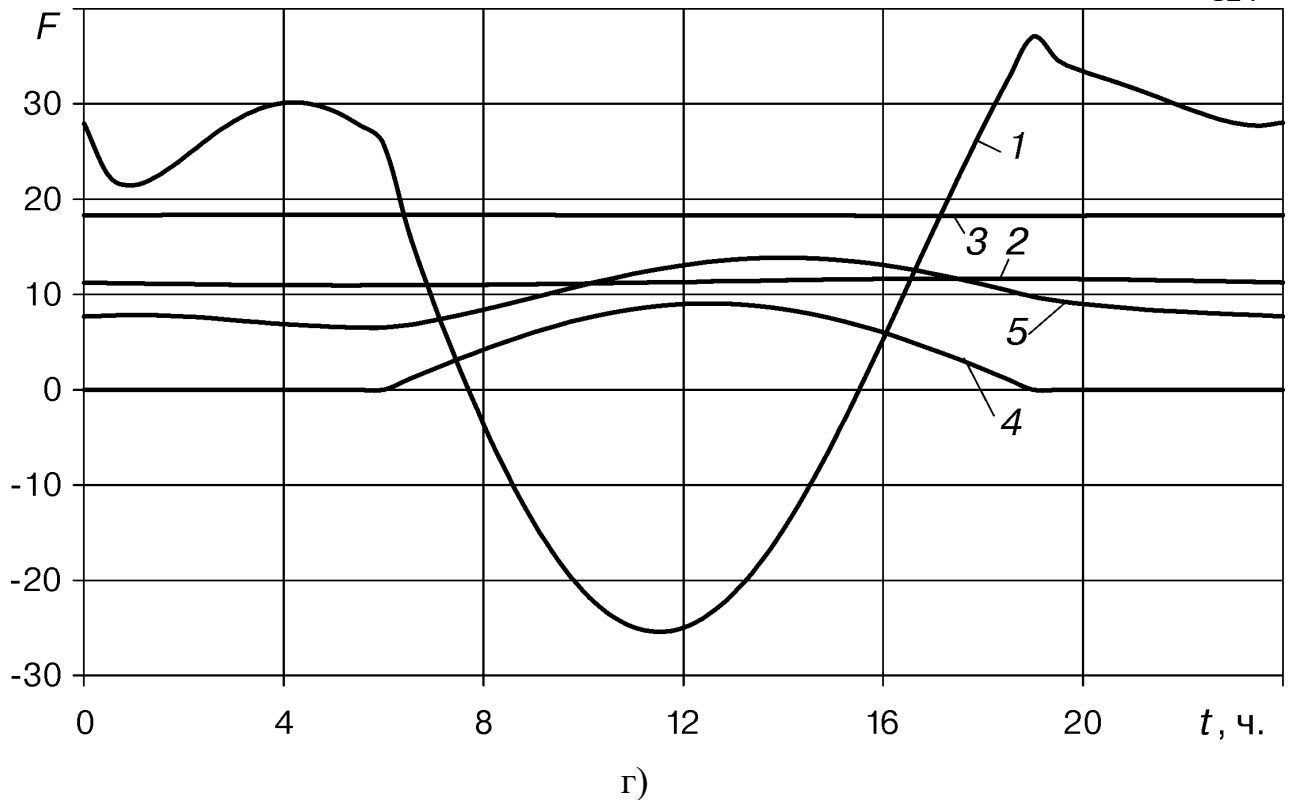


Рис. 3.8. Теплові характеристики цегляної ОК ($\delta = 0,51$ м) північної орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року F : 1 - q_{δ} , Вт/м²; 2 - T_0 , °С; 3 — q_s , $\cdot 10$ Вт/м²; 4 - q_0 , Вт/м²; 5 - T_{δ} , °С.

Вельми показовими є інтегральні енергетичні характеристики (рис. 3.9 - 3.11)

$$e_0 = \int_0^{\tau} q_0 dt, \quad e_{\delta} = \int_0^{\tau} q_{\delta} d\tau, \quad e_0 - e_{\delta} = \int_0^{\tau} (q_0 - q_{\delta}) d\tau \quad \tau \in [0, \tau^*]. \quad (3.3)$$

При ігноруванні в розрахунках впливу сонячної радіації збільшується теплота, що віддається зовнішньою і сприймається внутрішньою поверхнями ОК (рис. 3.10). Облік сонячної енергії вносить істотні корективи (рис. 3.9 і 3.11). Значення (3.3) в теплий період року суттєво знижуються, що призводить до додаткової витрати теплоти через південну ОК до $255,4 \cdot 10^6$ Дж/м², а нехтування наслідками дії інсоляції підвищує цей показник в 1,64 рази – $419,2 \cdot 10^6$ Дж/м². Настільки велика різниця, природно,

обумовлена південною орієнтацією ОК. Для північної сторони відмінність буде не такою значною, але все ж істотною. Річні витрати теплоти $e_0^* = e_\delta^* = e$ склали $339,5 \cdot 10^6$ Дж/м² (рис. 3.11), що майже на $80 \cdot 10^6$ Дж/м² менше значення $419,2 \cdot 10^6$ Дж/м². Якщо виключити з (3.3) інтервали із значеннями e_i ($i = 0, \delta$), що зменшуються, то отримаємо річні тепловтрати через ОК: а) при не врахуванні сонячної радіації $e^* = 419,2 \cdot 10^6$ Дж/м² незалежно від орієнтації поверхонь; б) при обліку сонячної радіації $e^* \approx 306,9 \cdot 10^6$ Дж/м² для південної сторони і $e^* \approx 362,9$ Дж/м² для північної сторони. Таким чином, розрахункові тепловтрати будуть менше приблизно в 1,37 рази для південно орієнтованої ОК і в 1,16 рази – при його північній орієнтації.

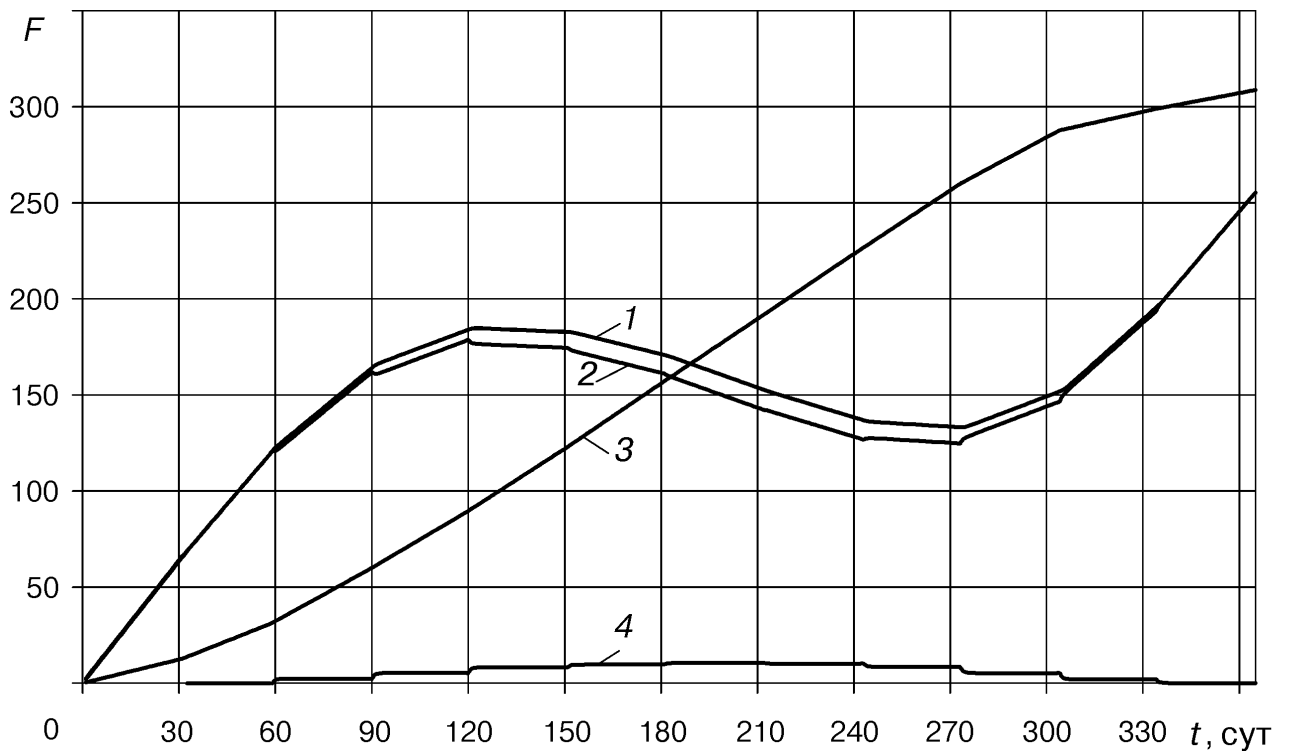


Рис. 3.9. Енергетичні інтегральні характеристики для цегляної ОК ($\delta = 0,51$ м) південної орієнтації F : 1 - e_0 , 10^6 Дж/м²; 2 - e_δ , 10^6 Дж/м²; 3 - e_s , 10^6 Дж/м²; 4 - $(e_0 - e_\delta)$, 10^6 Дж/м².

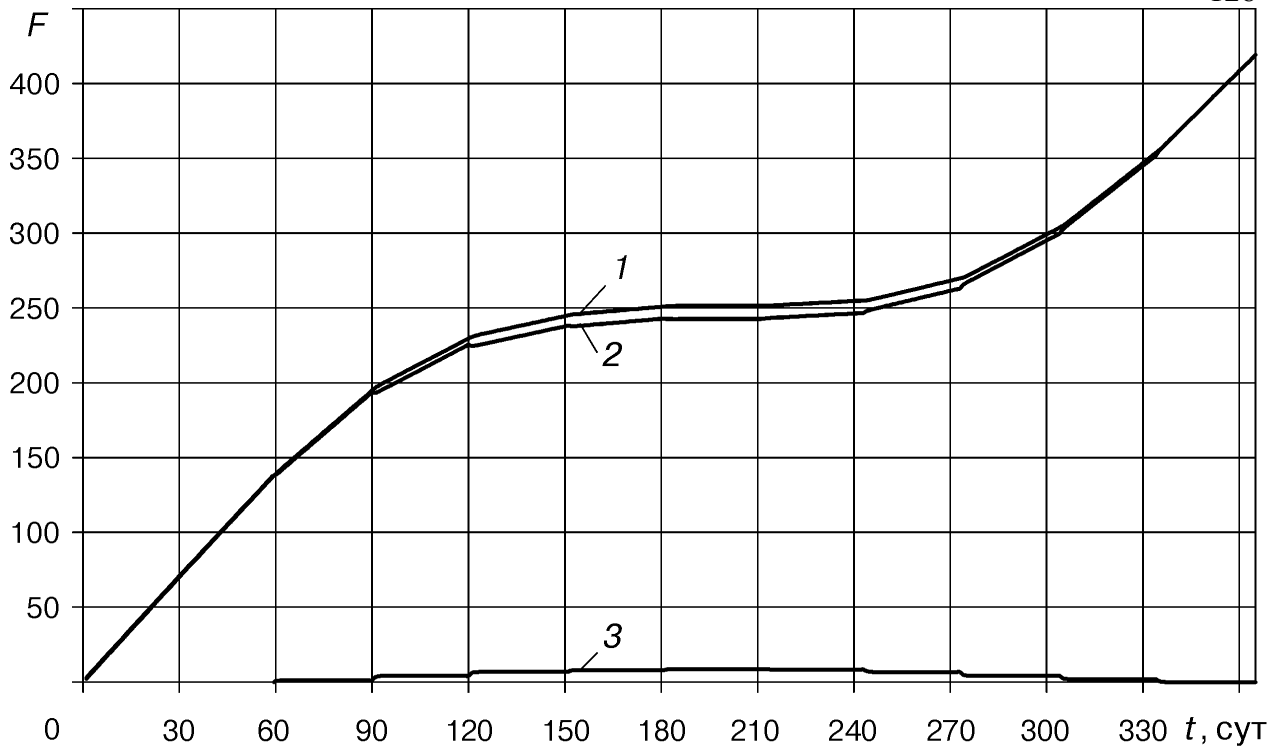


Рис. 3.10. Енергетичні інтегральні характеристики для цегляної ОК ($\delta = 0,51$ м) південної орієнтації без урахування дії сонячної радіації F : 1 - e_0 , 10^6 Дж/м²; 2 - e_δ , 10^6 Дж/м²; 3 - e_s , 10^6 Дж/м²; 4 - $(e_0 - e_\delta)$, 10^6 Дж/м².

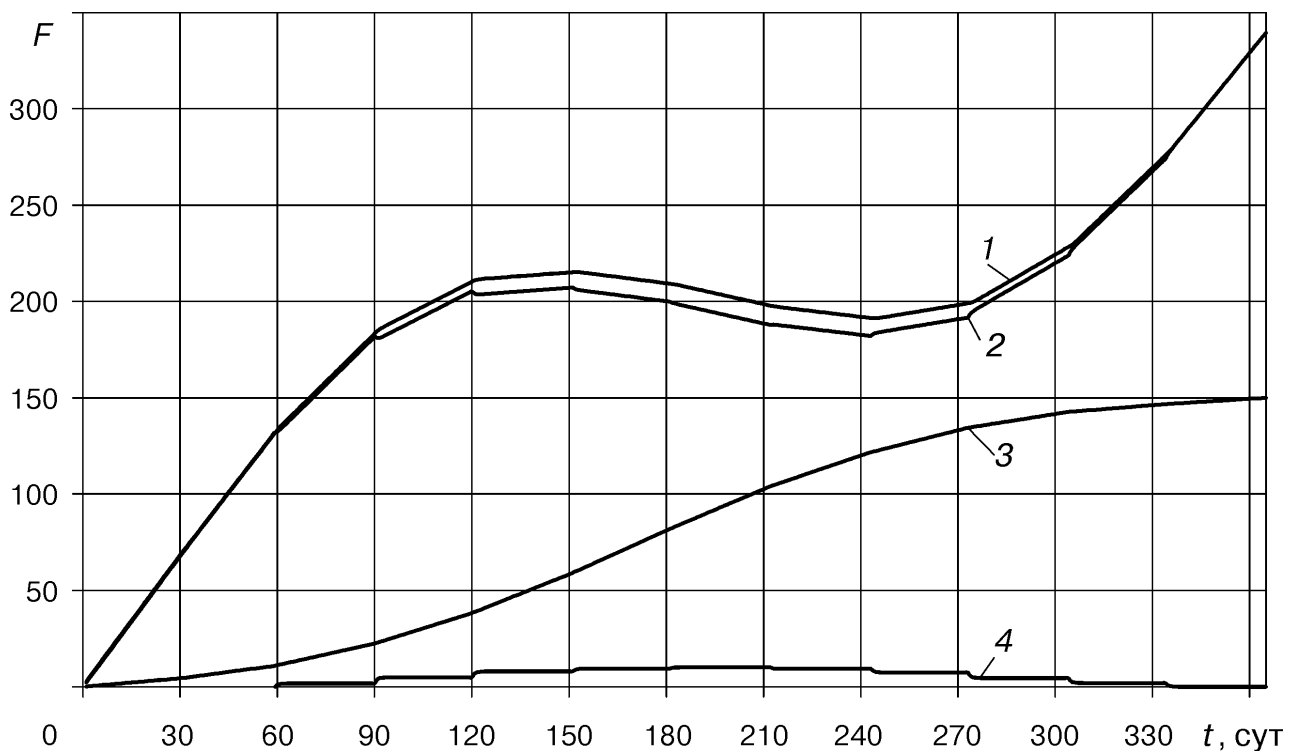


Рис. 3.11. Енергетичні інтегральні характеристики для цегляної ОК ($\delta = 0,51$ м) північної орієнтації F : 1 - e_0 , 10^6 Дж/м²; 2 - e_δ , 10^6 Дж/м²; 3 - e_s , 10^6 Дж/м²; 4 - $(e_0 - e_\delta)$, 10^6 Дж/м².

Розрахункові дані отримані для цегляної стіни із термічним опором $R_{\delta} = 0,67 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, що близьке до необхідного для середніх широт східно-європейських країн. Слід прагнути, щоб термічні опори елементів огорожень іншого типу (світлопрозорі віконні конструкції, горищні та надпідвальні перекриття, багатошарові стіни меншої товщини) були такого ж порядку, тобто конструкції характеризувались тепловою однорідністю. В іншому випадку в приміщенні виникатимуть додаткові конвективні потоки.

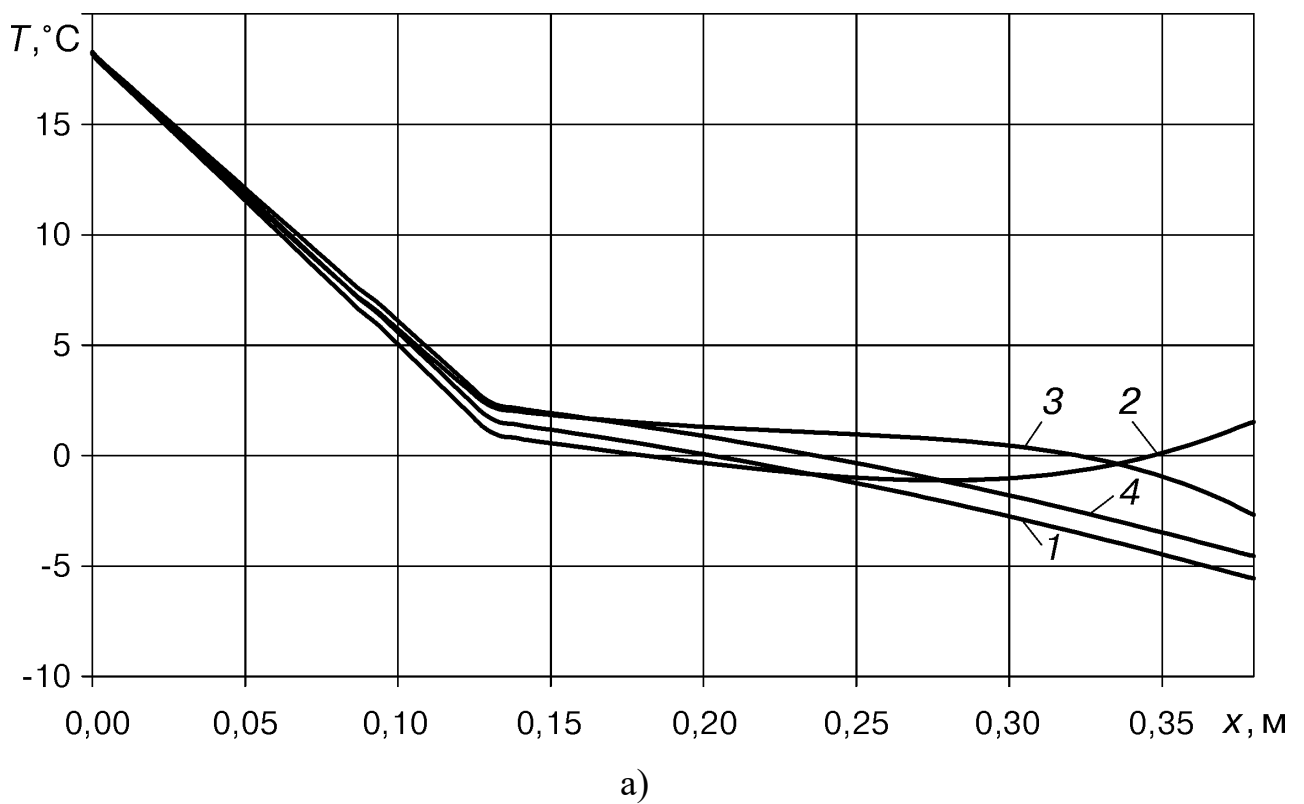
Якщо прийняти, що зовнішня ОК висотою понад 3 м відповідає внутрішньому приміщенню шириною 6 - 7 м, то при неврахуванні сонячної радіації ($e^* \approx 400 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{м}^2$) отримаємо річну витрату теплоти на опалення $50 \text{ кВт} \cdot \text{год}/(\text{м}^2 \cdot \text{рік})$, що відповідає сучасним нормативним показникам в будівництві. При використанні річної теплоти інсоляції можна орієнтуватися на $e^* \approx (255,4 + 339,5) \cdot 10^6 / 2 = 297,5 \cdot 10^6 \text{ Дж}/\text{м}^2$ або $36,7 \text{ кВт} \cdot \text{год}/(\text{м}^2 \cdot \text{рік})$.

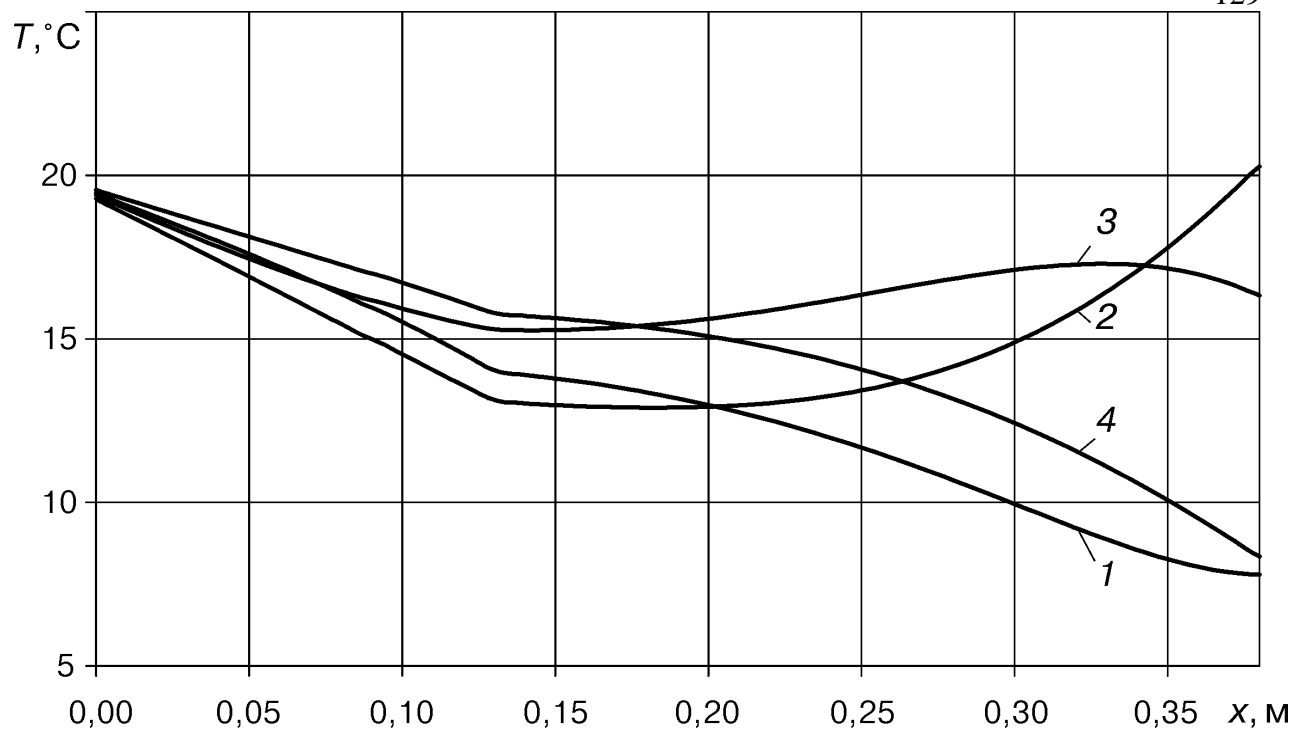
3.3. Розв'язок задачі теплопередачі для складної зовнішньої огорожувальної конструкції з урахуванням впливу на неї цілорічної інсоляції

В даний час поширені зовнішні огороження з включенням матеріалів з підвищеним термічним опором (рис. 3.2). Якщо орієнтуватися на будівельну практику в північних районах України (зокрема, м. Києва), то найбільш часто зустрічаються конструкції з використанням пінобетону або матеріалів, близьких за теплофізичними властивостях до нього ($\lambda = 0,095 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, $\rho = 0,36 \cdot 10^3 \text{ кг}/\text{м}^3$, $c = 0,80 \cdot 10^3 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ [122]). При використанні ОК товщиною від «півтори цеглини» ($\delta = 0,38 \text{ м}$) до «одна цеглина» ($0,25 \text{ м}$) зазвичай зовні додається ізоляційний шар $\delta = 0,13 \text{ м}$. Термічний опір теплопровідності такої складної ОК приблизно $R_{\delta} = 1,74 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, що в 2,3 рази більше, ніж у стіни в «дві цеглини». Нижче наведені розрахунки для випадків як зовнішнього, так і внутрішнього його розміщення [123].

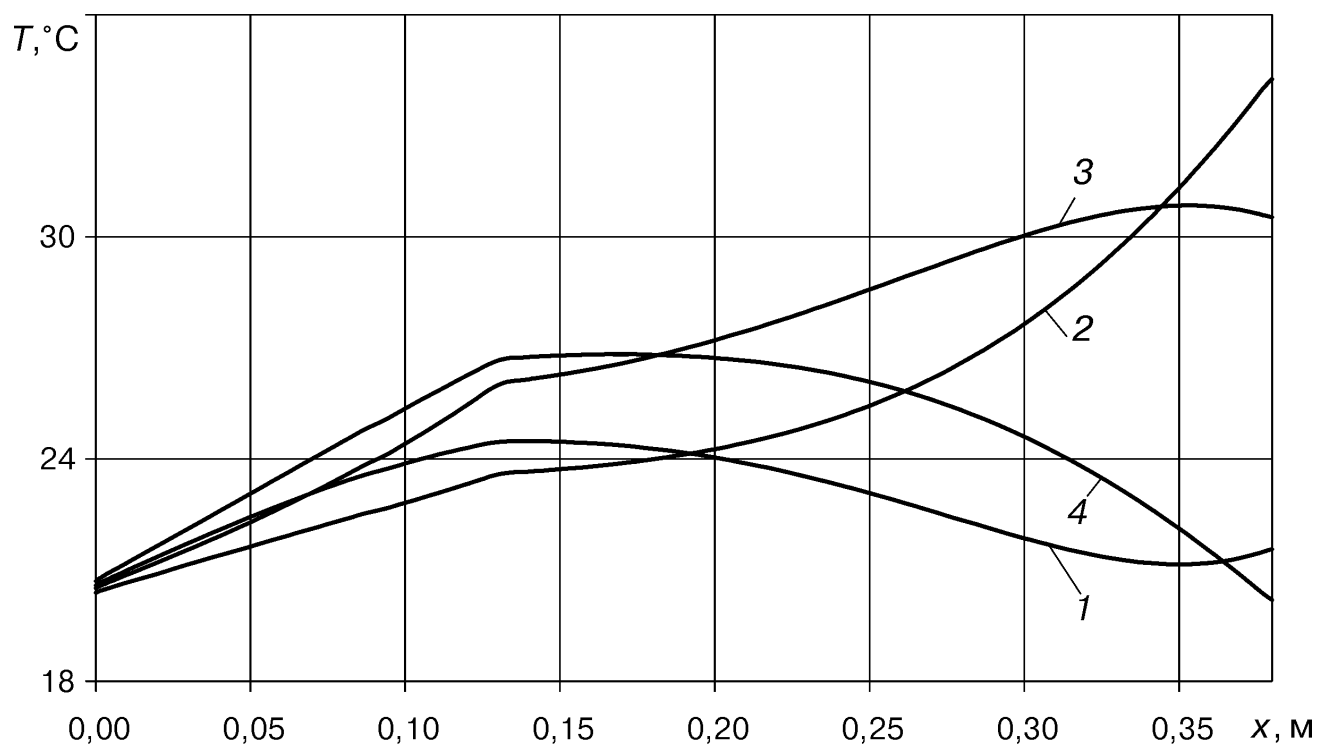
Розташування ізоляційного шару з внутрішньої сторони ОК.

Розподіл температури по товщині огорожі представлений на рис. 3.12 і 3.13, відповідно, для південної і північної орієнтацій стін при часових параметрах, тотожних прийнятим при розрахунку однорідної огорожі в «дві цеглини» (рис. 3.3 і 3.5). Спостерігається схожість в характері розташування кривих на рис. 3.3 і 3.12, на рис. 3.5 і 3.13, і навіть близькість значень температур при $x = 0$ і $x = \delta$. Природними є поява зламів в околиці $x = 0,13$ м і більший діапазон змін температур в цьому перерізі.

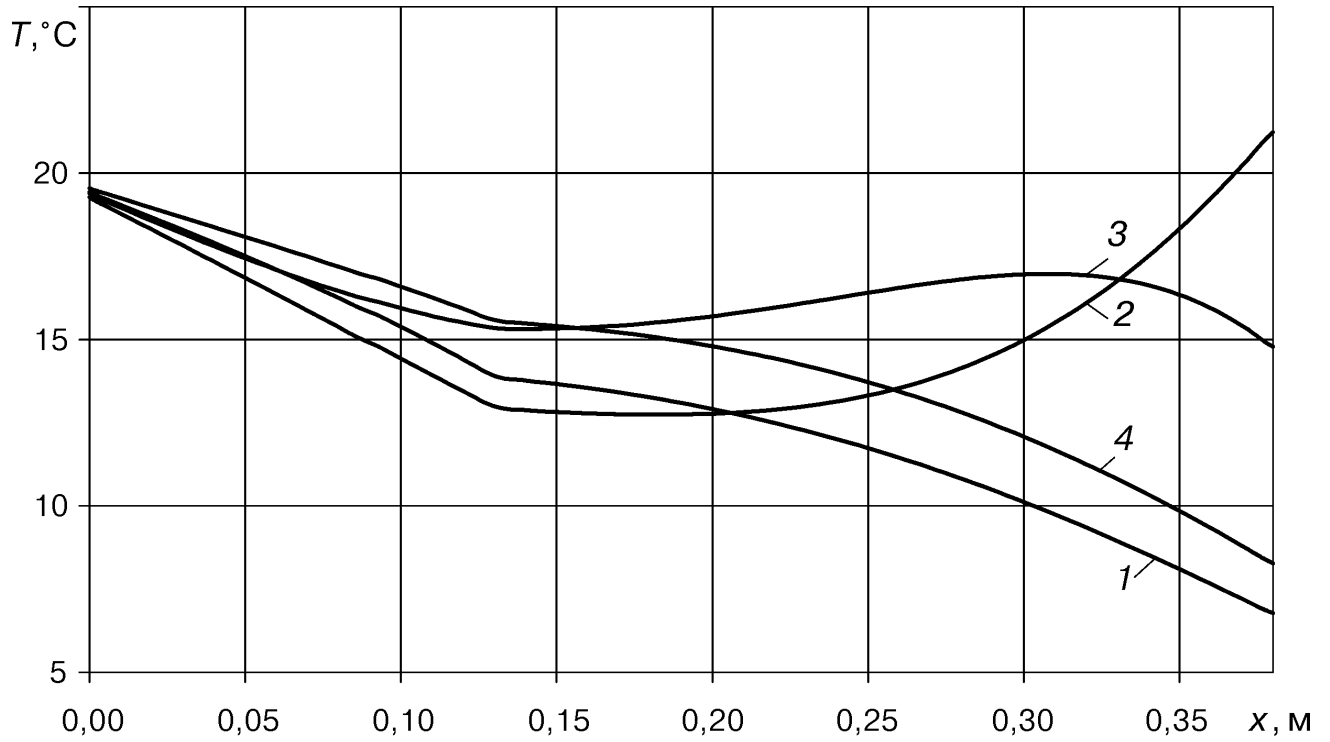




б)

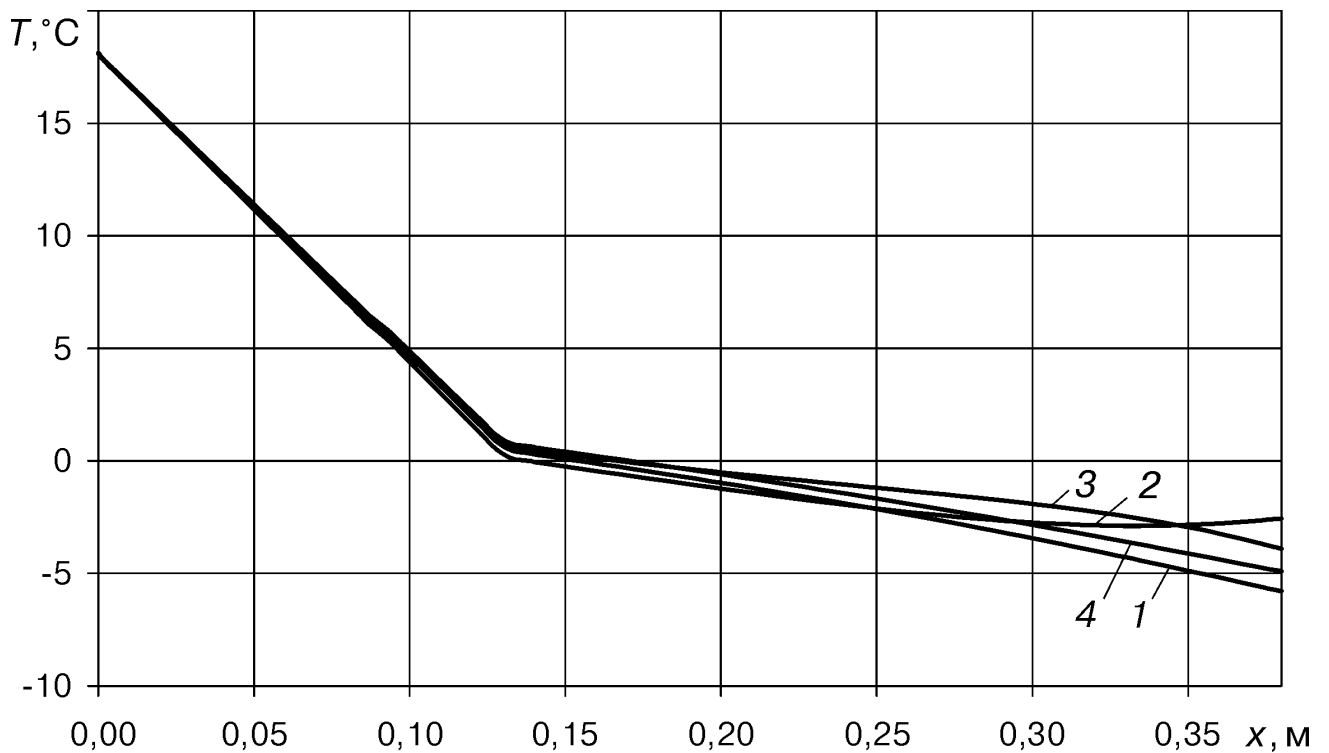


в)

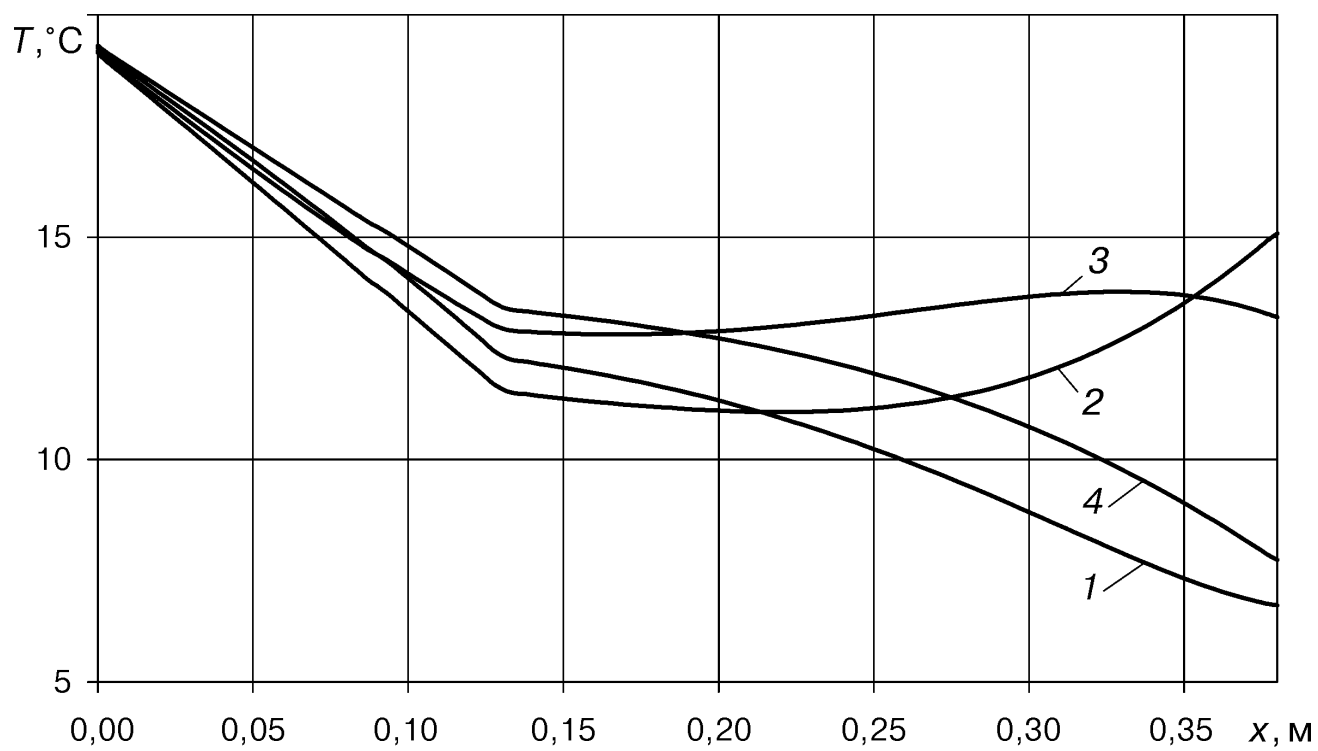


г)

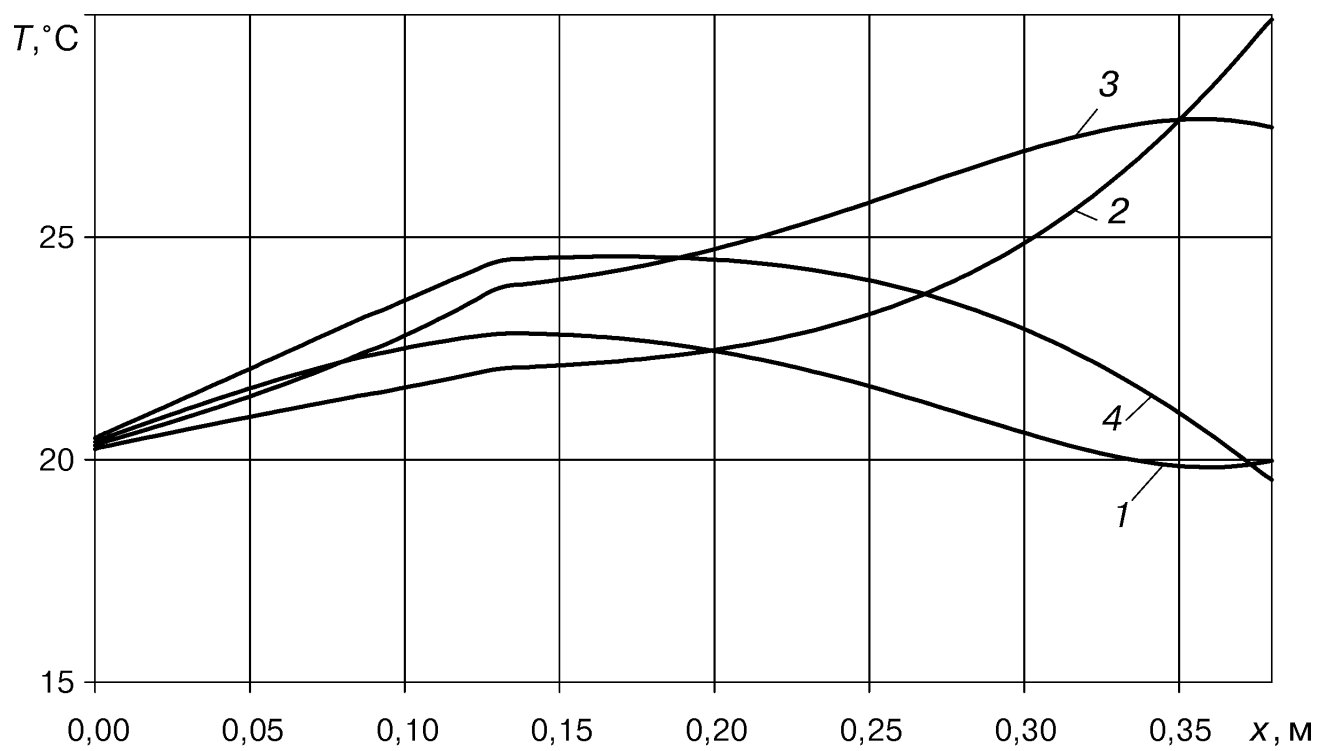
Рис. 3.12. Розподіл температур для складеної ОК ($\delta = 0,38$ м) з внутрішнім ізоляційним шаром при південній орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року: 1 - о 6 годині, 2 - о 12 годині, 3 - в 18 годин, 4 - о 24 годині.



а)



б)



B)

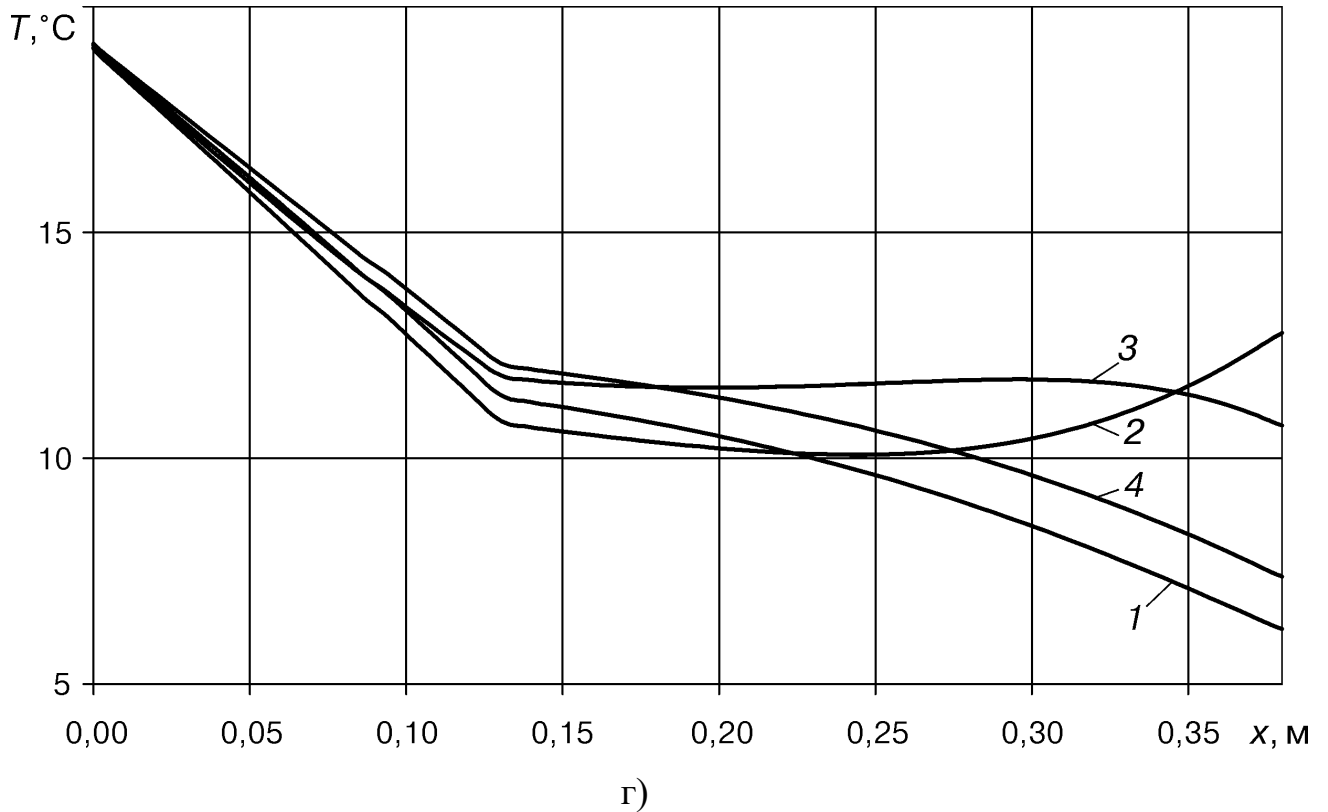
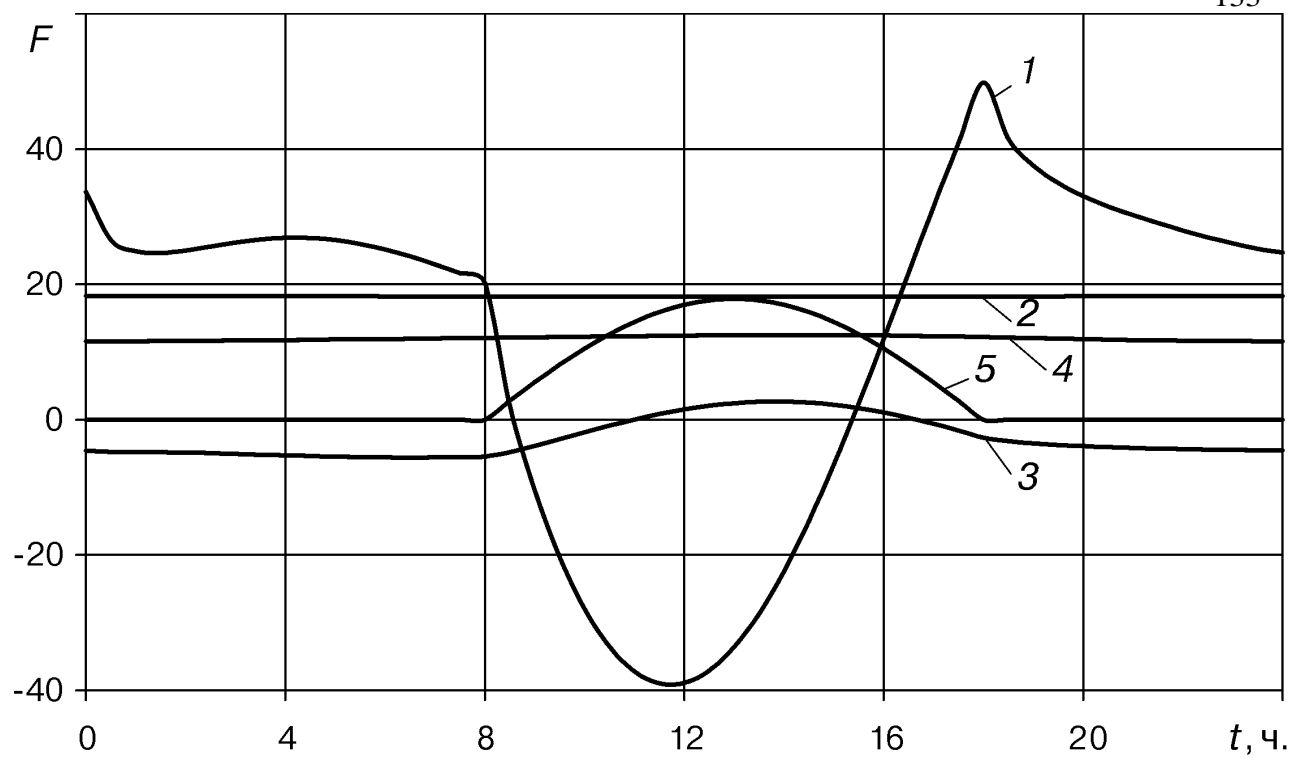
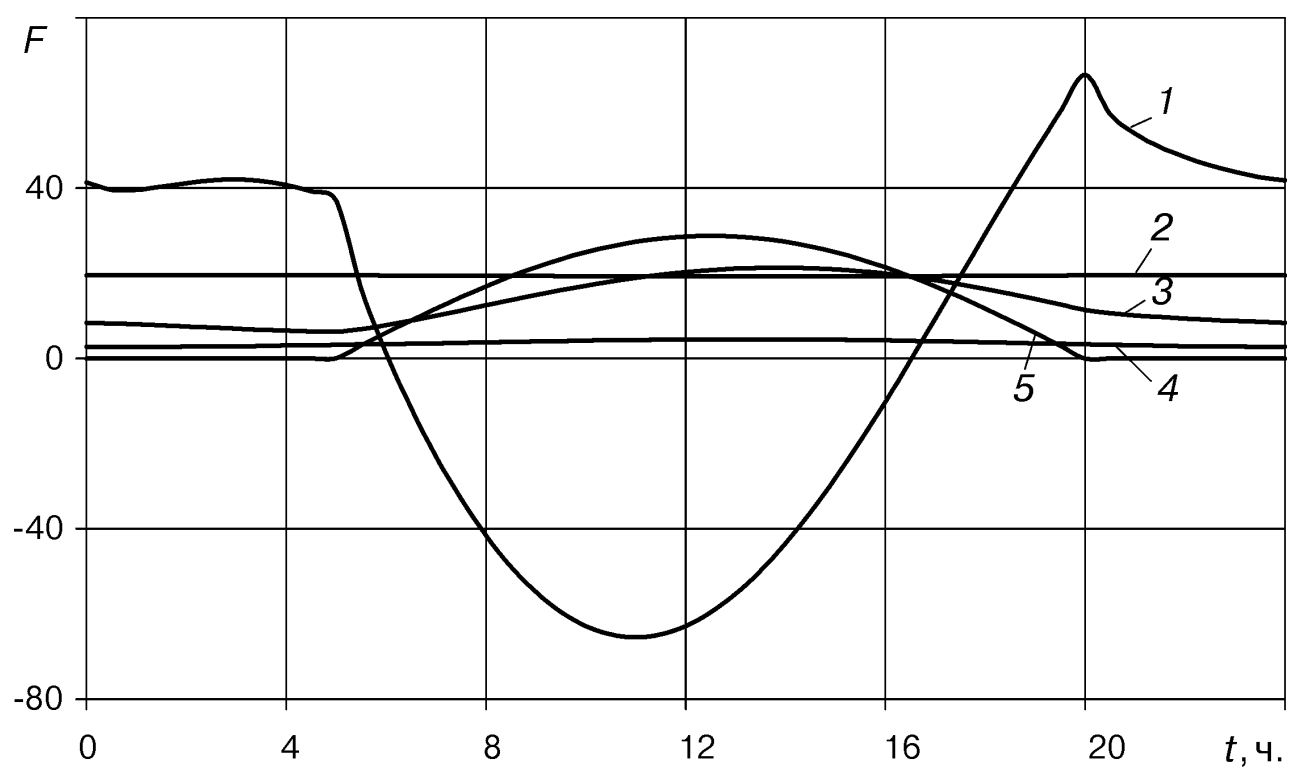


Рис. 3.13. Розподіл температур для складної ОК ($\delta = 0,38$ м) з внутрішнім ізоляційним шаром при південній орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року: 1 - о 6 годині, 2 - о 12 годині, 3 - в 18 годин, 4 - о 24 годині.

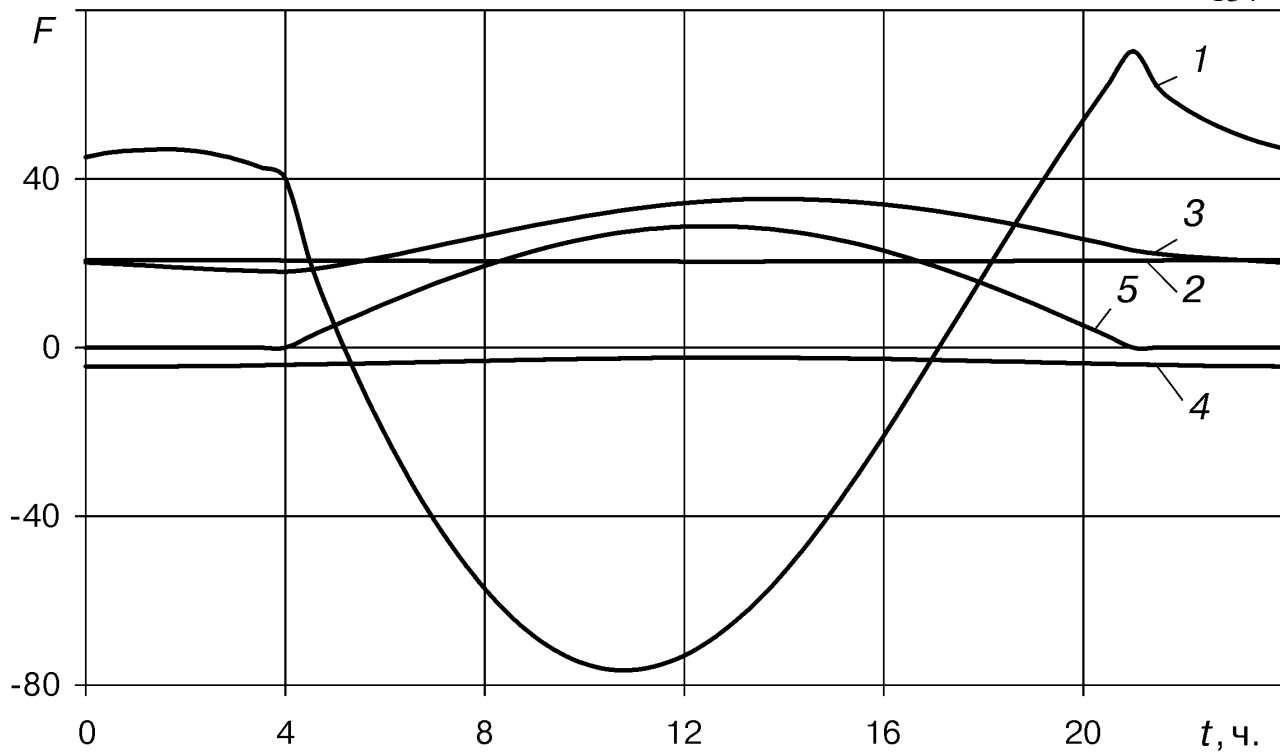
Якщо співставити зміни теплових параметрів для характерних діб року (рис. 3.14 і 6, рис. 3.15 і 3.8), то для складної ОК густина теплового потоку q_{δ} , спрямованого в зовнішнє середовище, є меншою, а для спрямованого (під дією сонячної радіації) в ОК більшою або такого ж порядку, як і для стіни в «дві цеглини». Ця обставина впливає на інтегральні енергетичні характеристики (3.3). При цьому питомі річні теплові втрати e^* знижуються до $125,2 \cdot 10^6$ Дж/м² для південної стіни і до $166,6 \cdot 10^6$ Дж/м² для північної стіни. Якщо не враховувати дію Сонця, то тепловтрати склали б $205,9 \cdot 10^6$ Дж/м² (рис. 3.16 - 3.18). Зіставляючи дані, наведені на рис. 3.16 - 3.18 і на рис. 3.9 - 3.11, приходимо до висновку, що заміна ОК в «дві цеглини» на складну меншої товщини знижує річні інтегральні характеристики (3.3) майже в 2 рази.



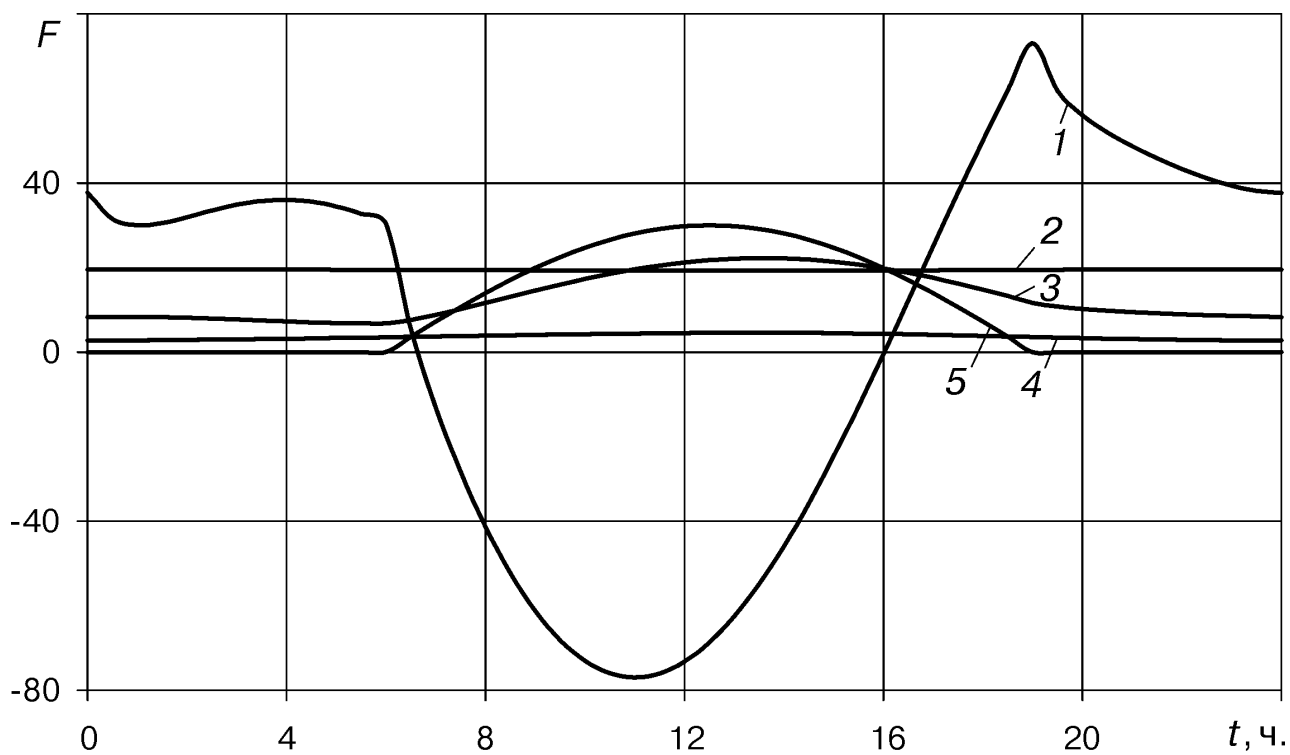
a)



б)

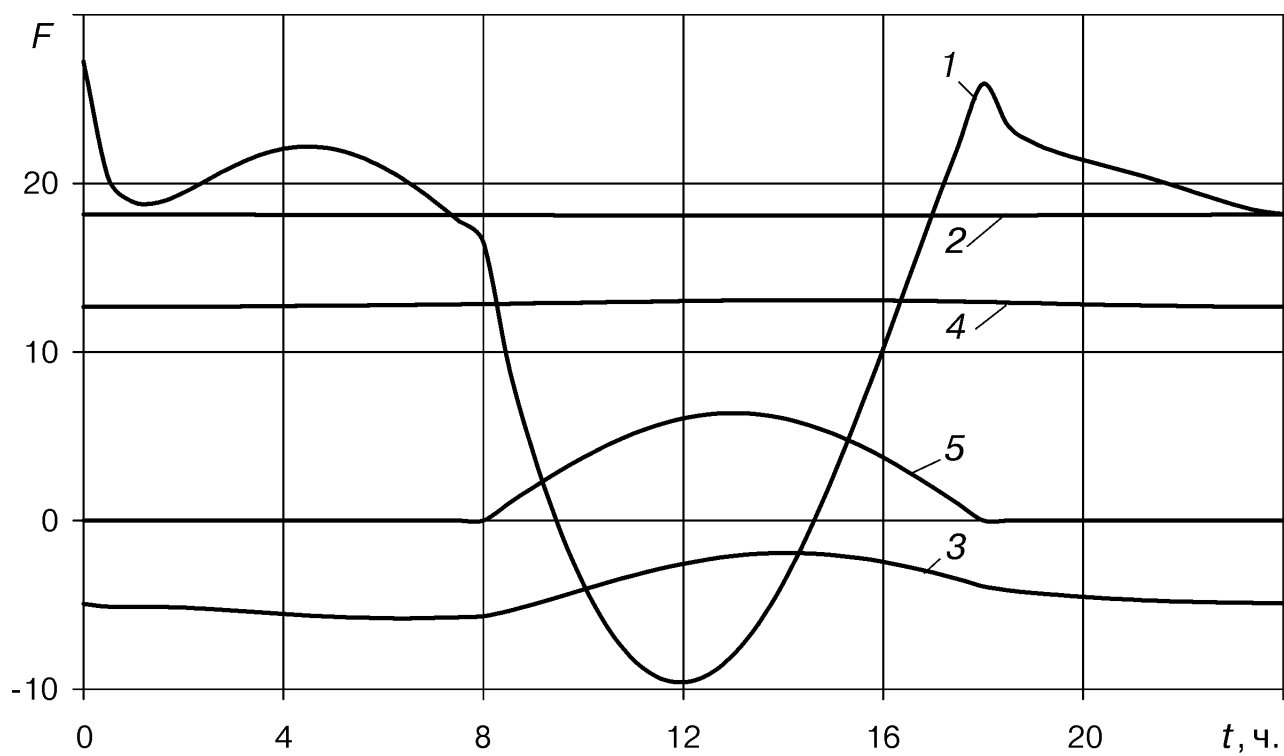


в)

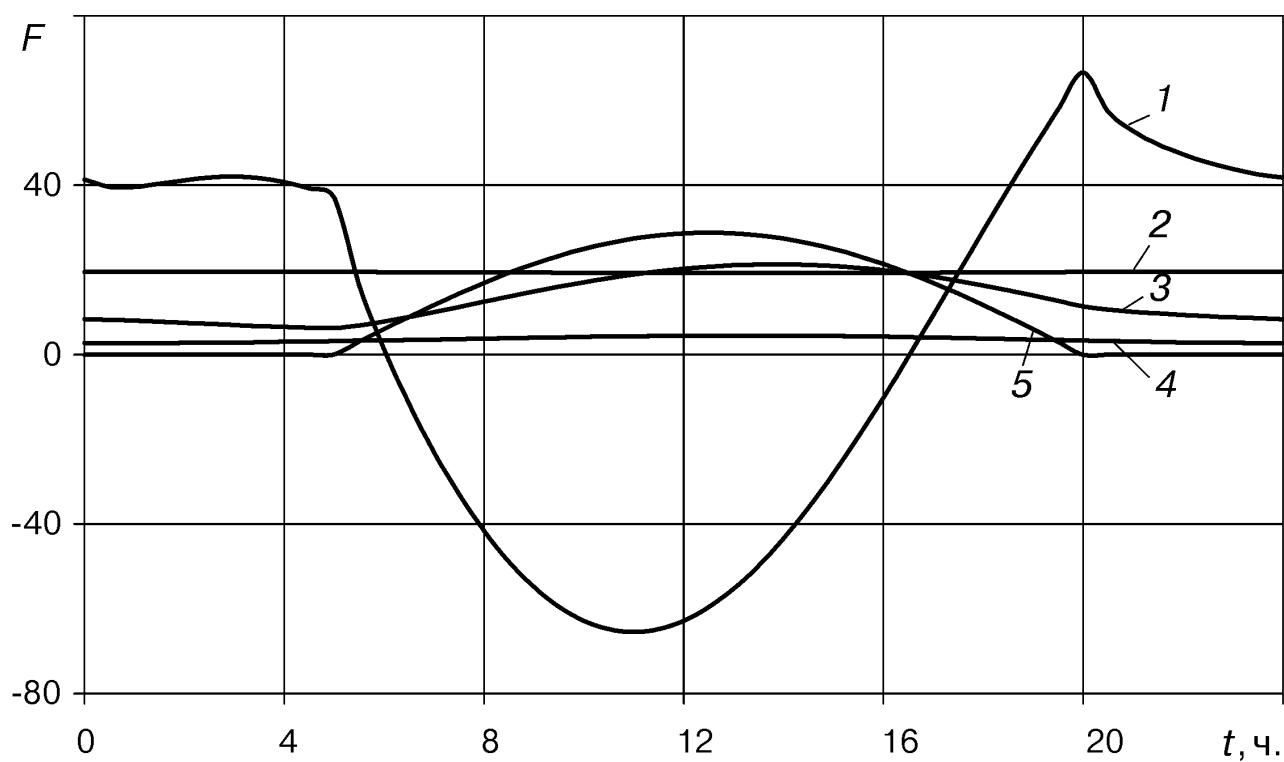


г)

Рис. 3.14. Теплові характеристики для складної ОК с товщиною $\delta = 0,38$ м з внутрішнім теплоізоляційним шаром при південній орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року F : 1 - q_{δ} , Вт/м²; 2 - T_0 , °С; 3 - T_{δ} , °С; 4 - q_0 , Вт/м²; 5 - q_s , 10 Вт/м².



a)



б)

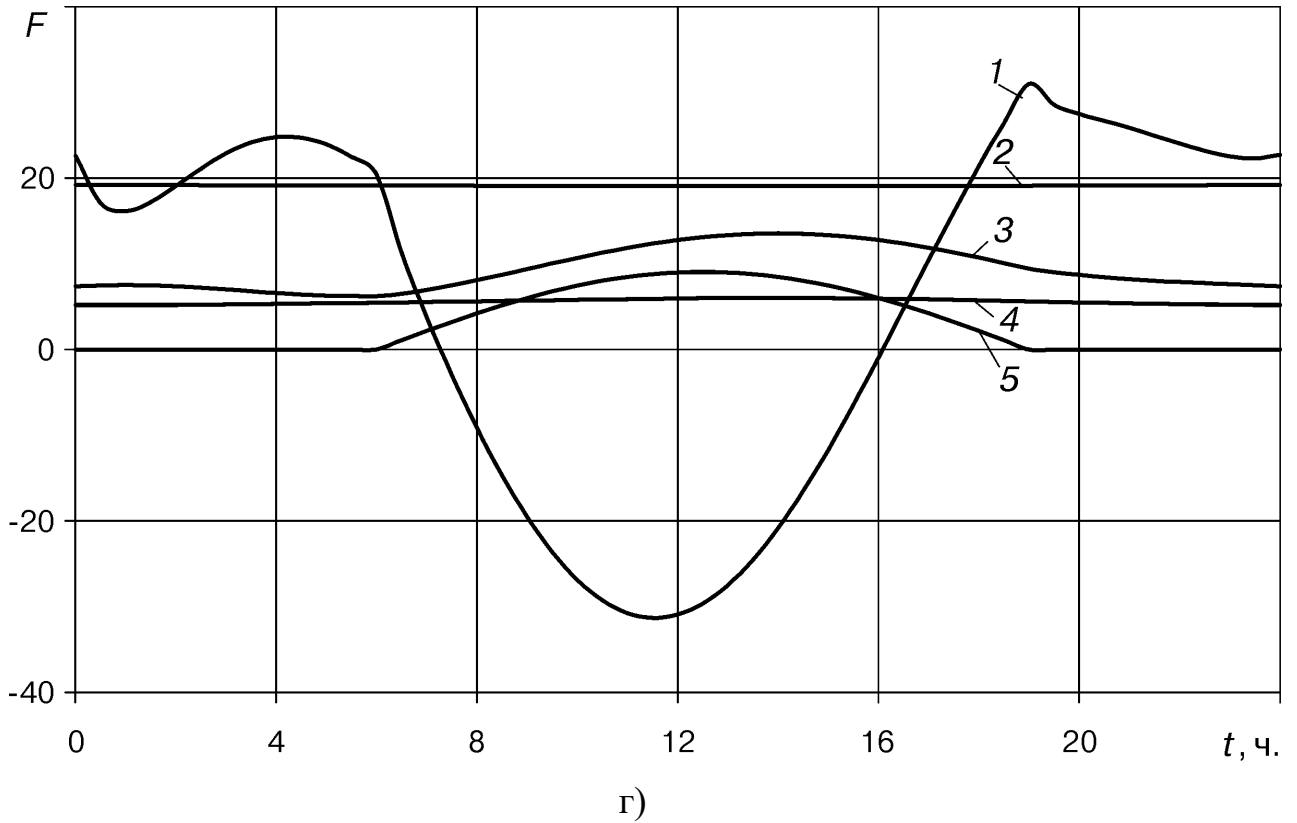


Рис. 3.15. Теплові характеристики для складної ОК с товщиною $\delta = 0,38$ м з внутрішнім теплоізоляційним шаром при північній орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року F : 1 - q_δ , Вт/м²; 2 - T_0 , °С; 3 - T_δ , °С; 4 - q_0 , Вт/м²; 5 - q_s , 10 Вт/м².

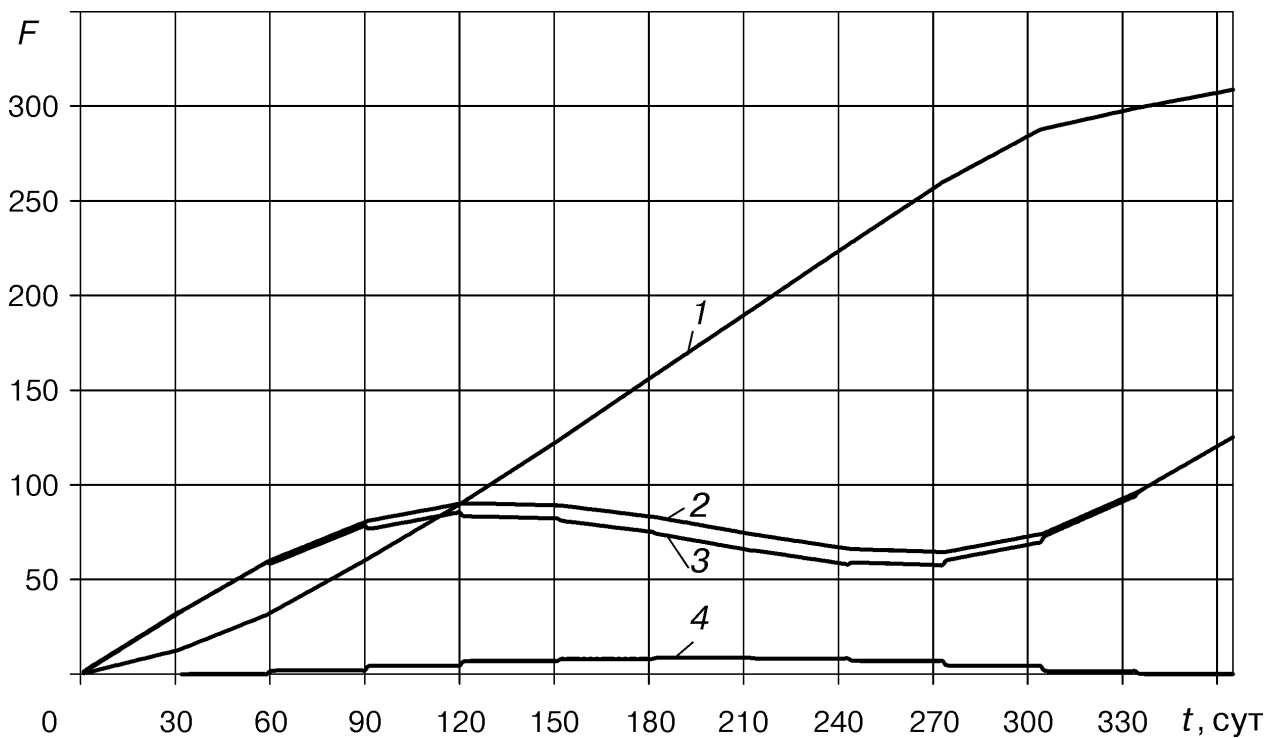


Рис. 3.16. Енергетичні інтегральні характеристики для складної ОК ($\delta = 0,38$ м) з внутрішнім теплоізоляційним шаром південної орієнтації F : 1 - e_0 , 10^6 Дж/м²; 2 - e_δ , 10^6 Дж/м²; 3 - e_s , 10^6 Дж/м²; 4 - $(e_0 - e_\delta)$, 10^6 Дж/м².

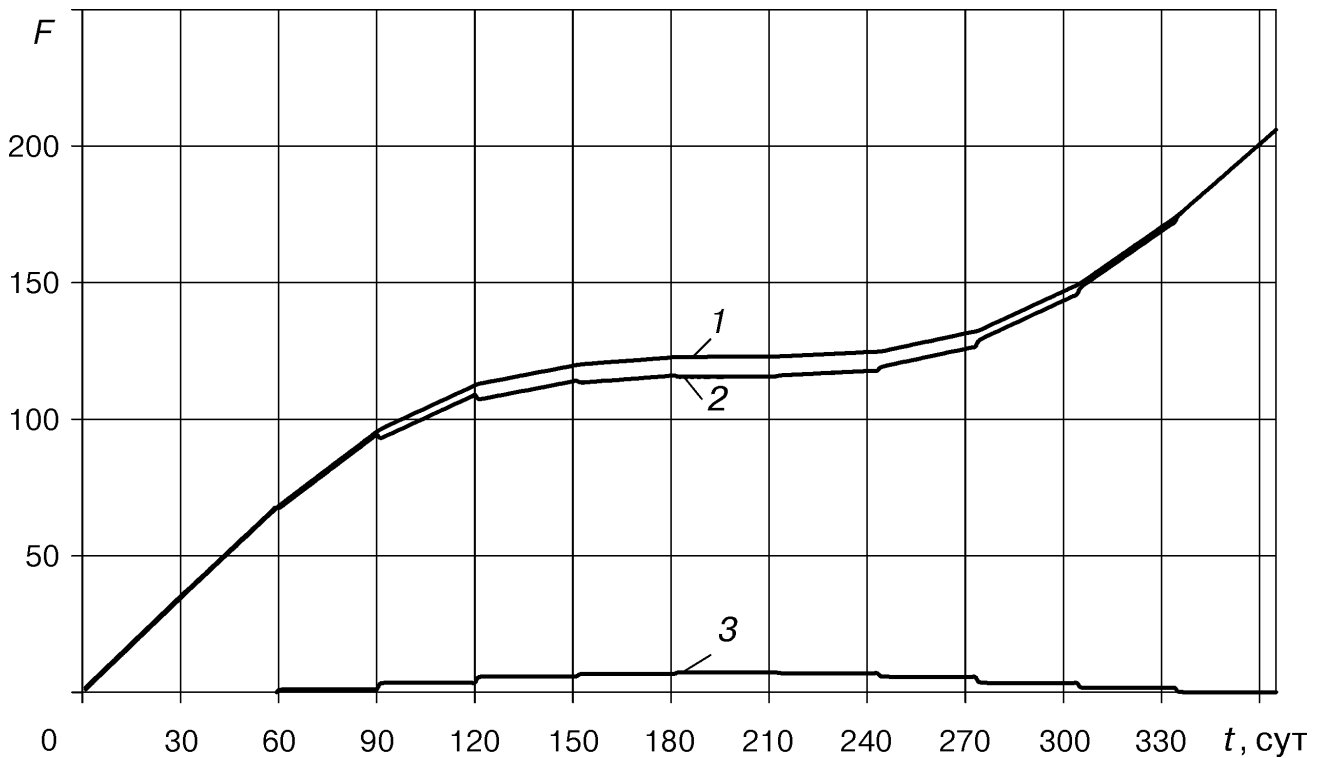


Рис. 3.17. Енергетичні інтегральні характеристики для складної ОК ($\delta = 0,38$ м) з внутрішнім теплоізоляційним шаром південної орієнтації без урахування дії сонячної радіації F : 1 - e_0 , 10^6 Дж/м²; 2 - e_δ , 10^6 Дж/м²; 3 - e_s , 10^6 Дж/м².

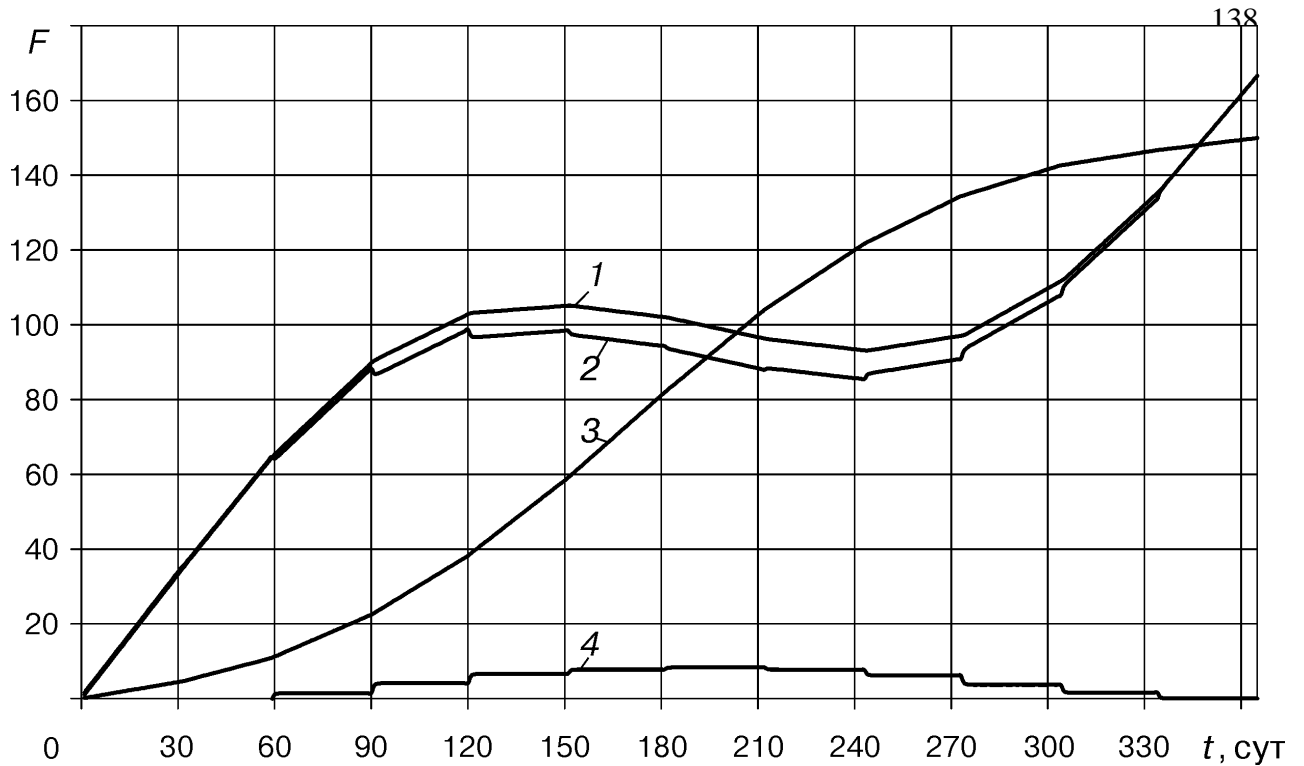
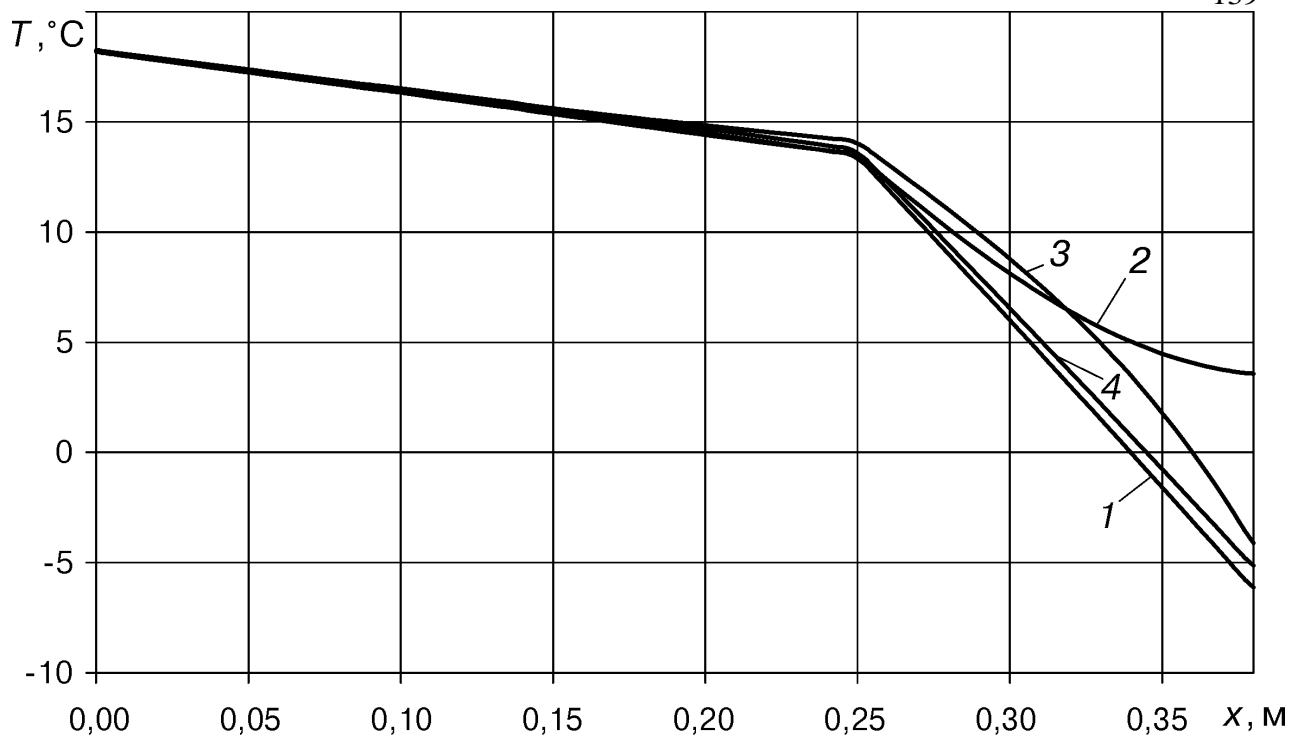
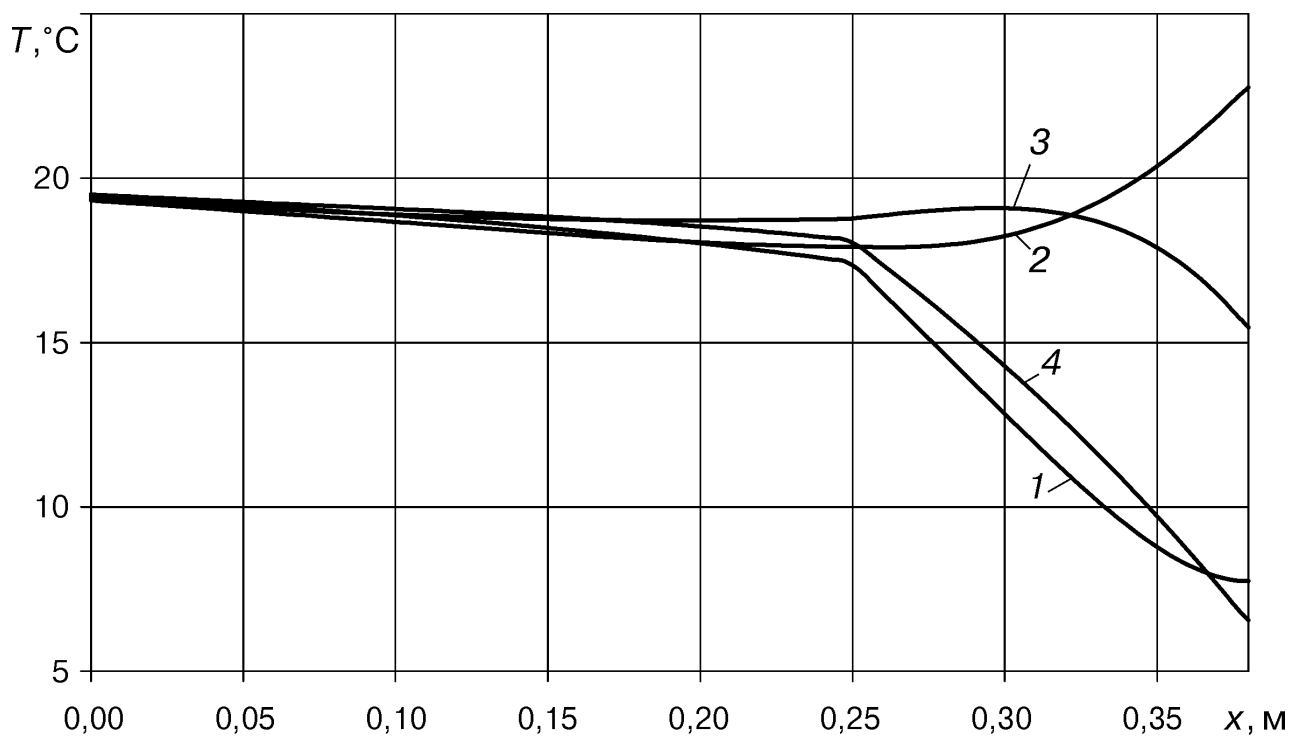


Рис. 3.18. Енергетичні інтегральні характеристики для складної ОК ($\delta = 0,38$ м) з внутрішнім теплоізоляційним шаром північної орієнтації F : 1 - e_0 , 10^6 Дж/м²; 2 - e_δ , 10^6 Дж/м²; 3 - e_s , 10^6 Дж/м²; 4 - $(e_0 - e_\delta)$, 10^6 Дж/м².

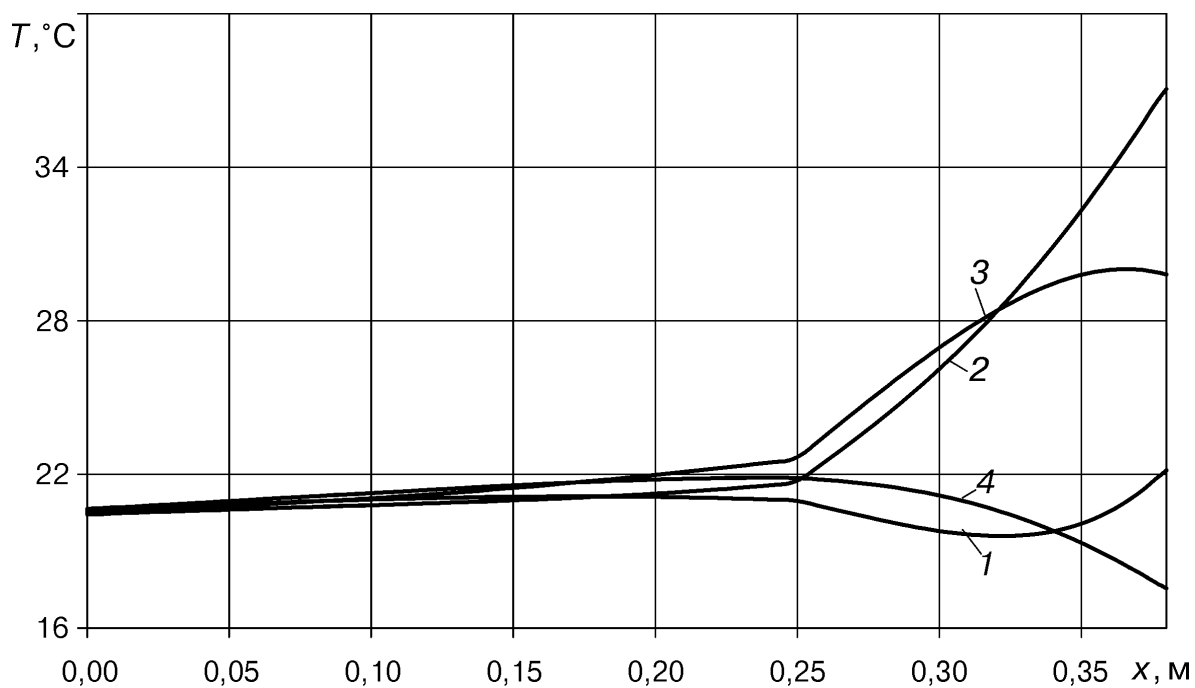
Розташування ізоляційного шару з зовнішньої сторони ОК. Результати розрахунків для цього випадку (рис. 3.19 - 3.25) представлені в такій же послідовності, як вище. При порівнянні даних на рис. 3.12 і 3.19 можна відзначити істотно більший діапазон зміни температури зовнішньої поверхні стіни ΔT_δ при малому ΔT_0 . Для внутрішнього цегляного шару характерна невелика зміна температур як по товщині шару, так і протягом доби. Цей шар виявився в тепловому відношенні більш стабільним, ніж в разі розташування ізоляції з внутрішньої сторони [124]. Невелика зміна температур має позитивно відбитися на механічних властивості матеріалу, таких як міцність та несуча здатність, сприяючи збільшенню його терміну експлуатації. Перераховані вище особливості для стіни південної орієнтації проявляються і в разі орієнтації стіни на північ (рис. 3.20).



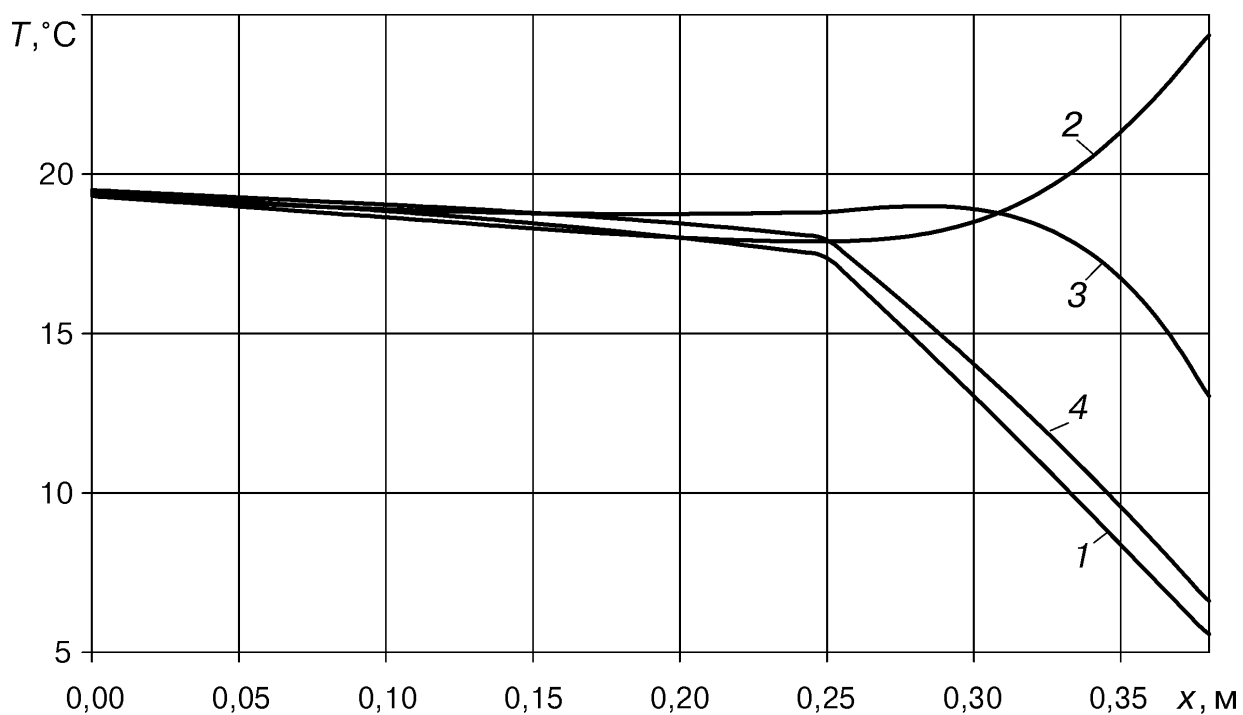
a)



б)

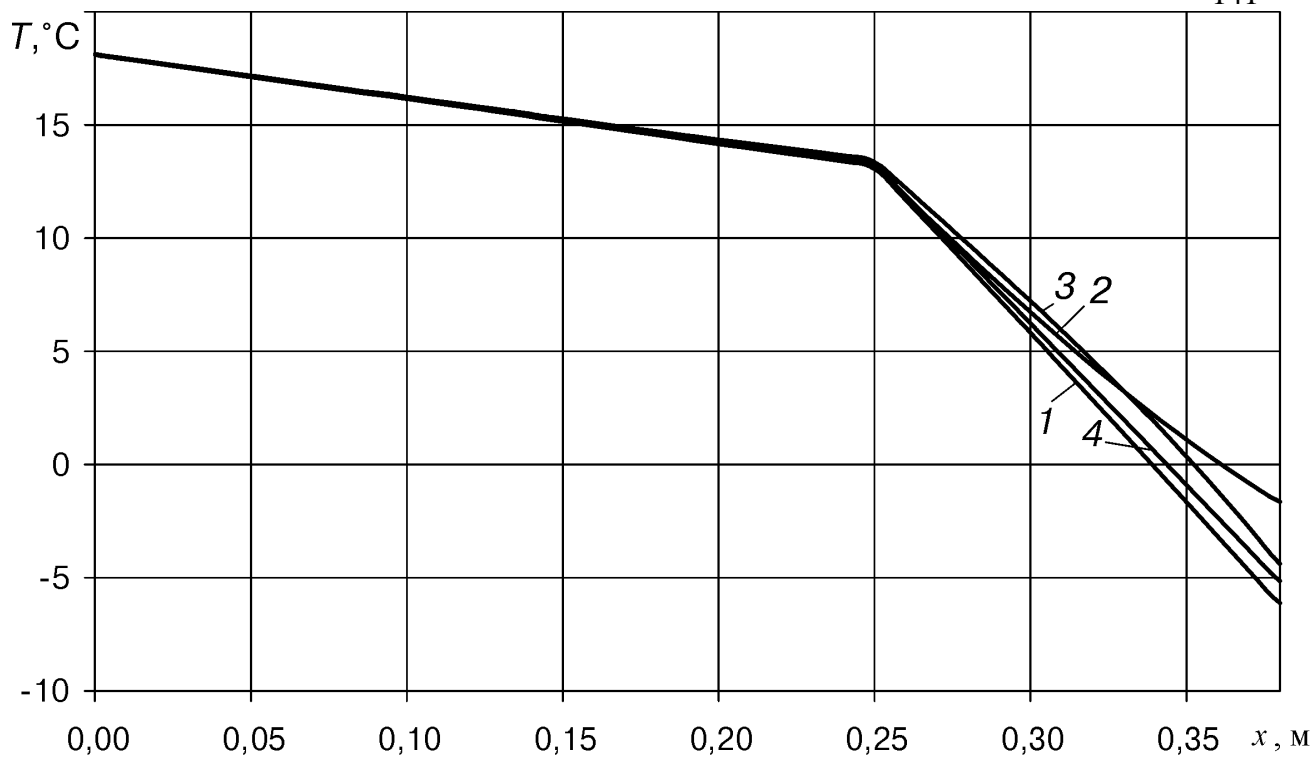


в)

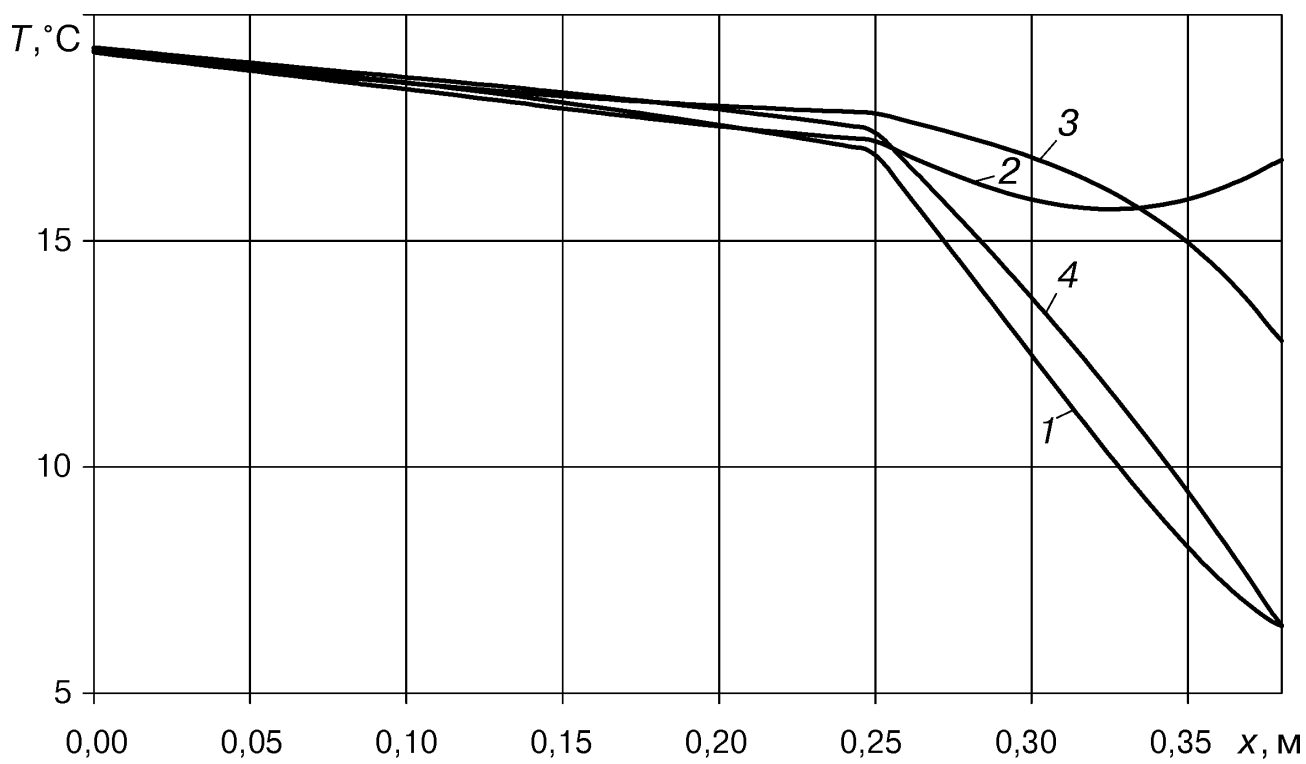


г)

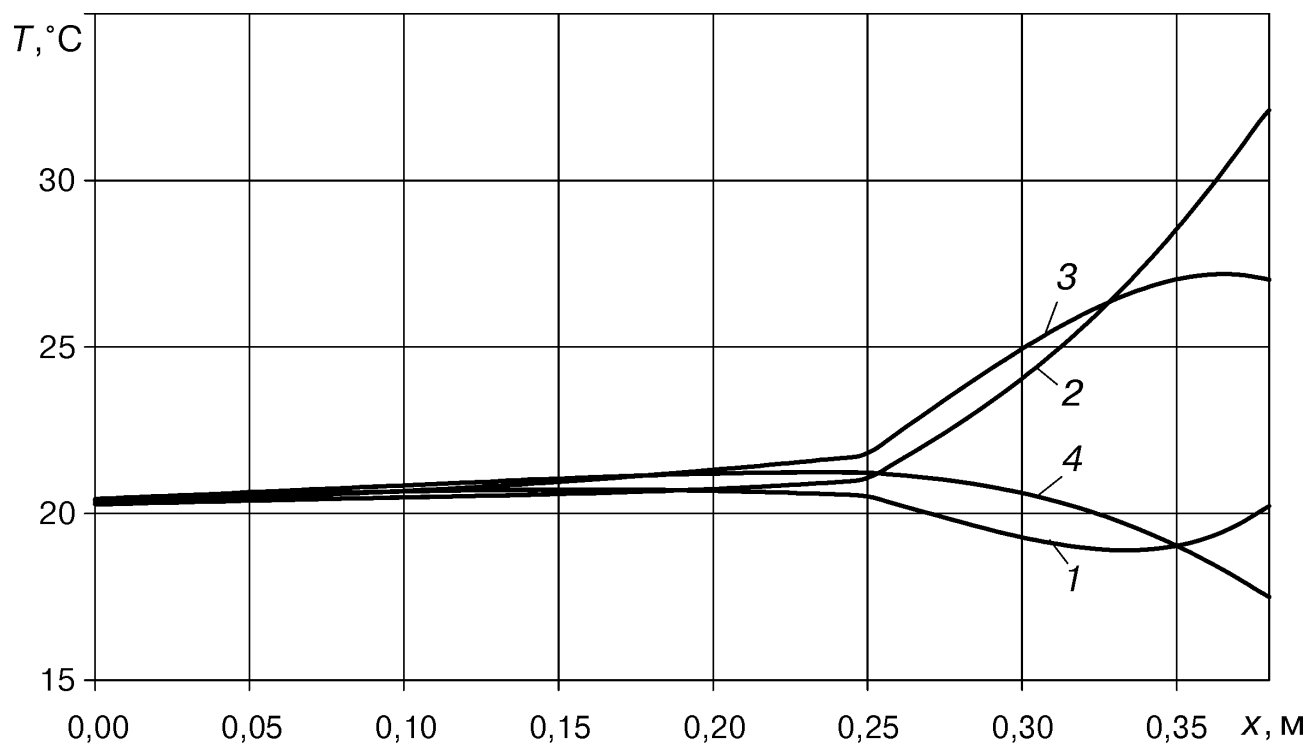
Рис. 3.19. Розподіл температур для складної ОК ($\delta = 0,38$ м) із зовнішнім ізоляційним шаром при південній орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року: 1 - о 6 годині, 2 - о 12 годині, 3 - в 18 годин, 4 - о 24 годині.



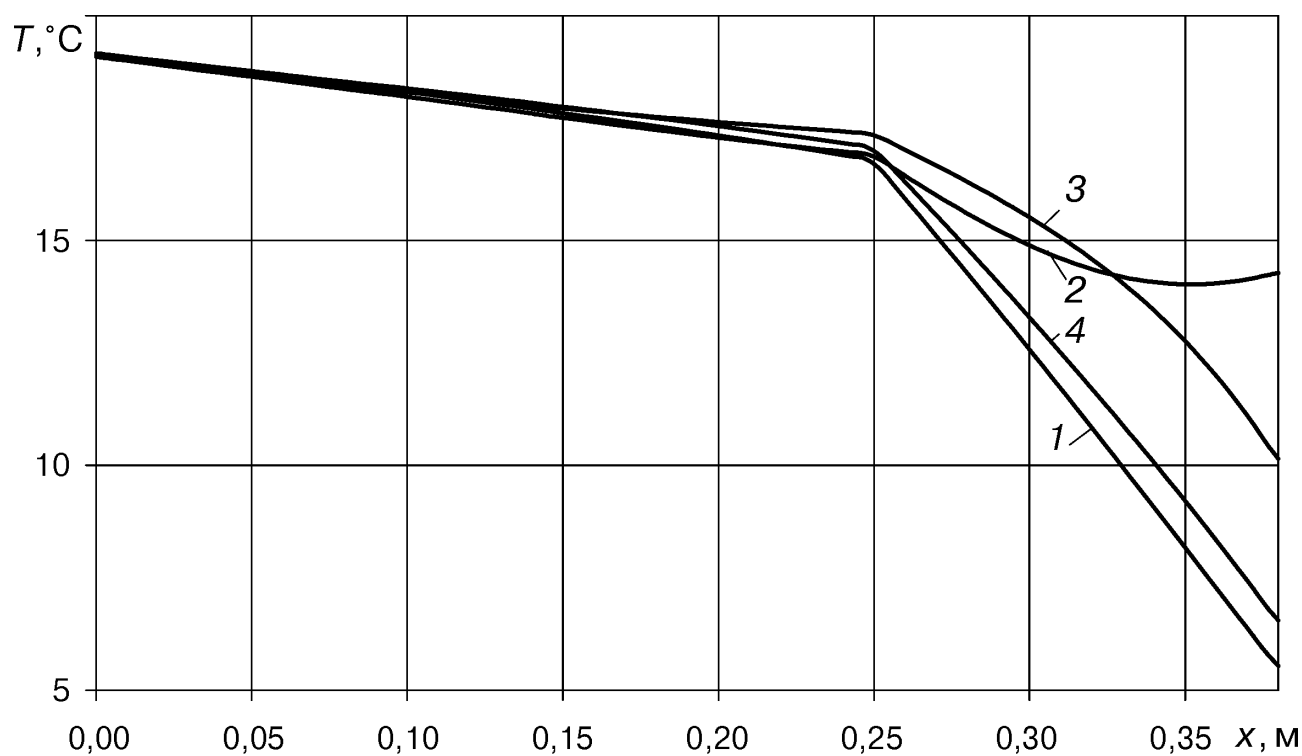
a)



б)

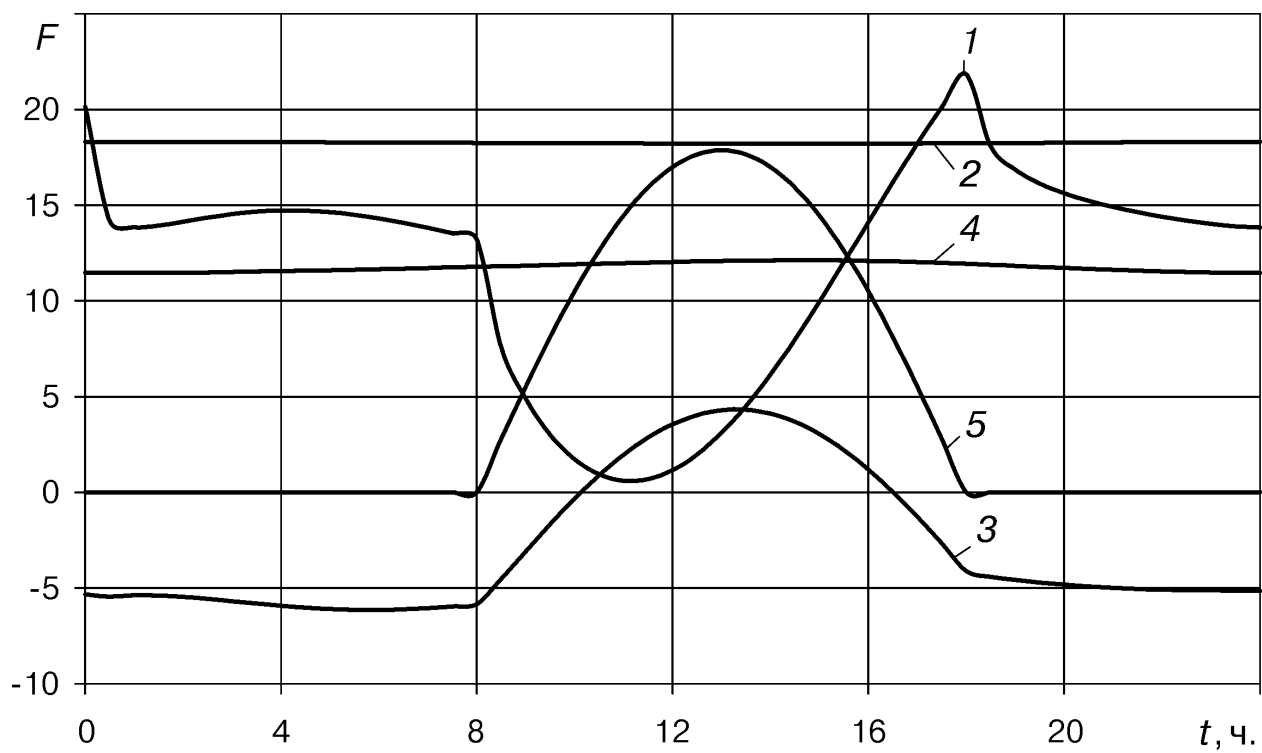


в)

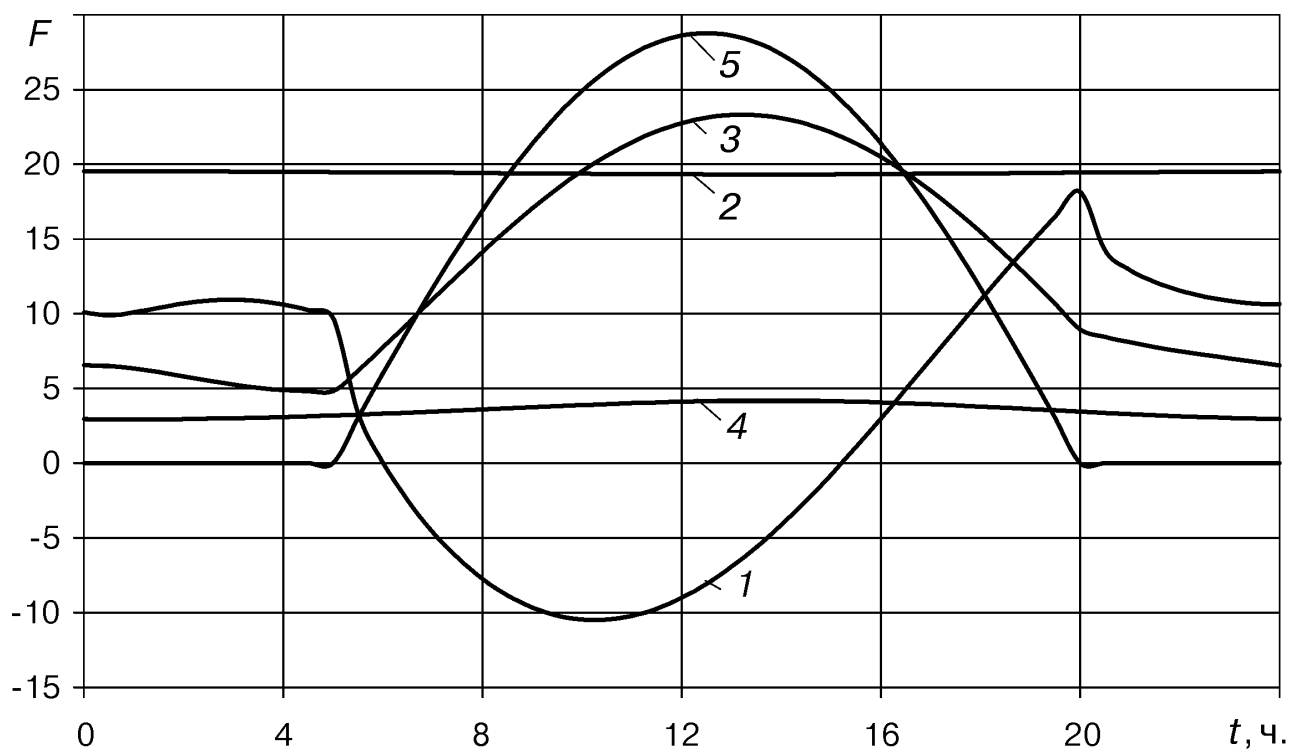


г)

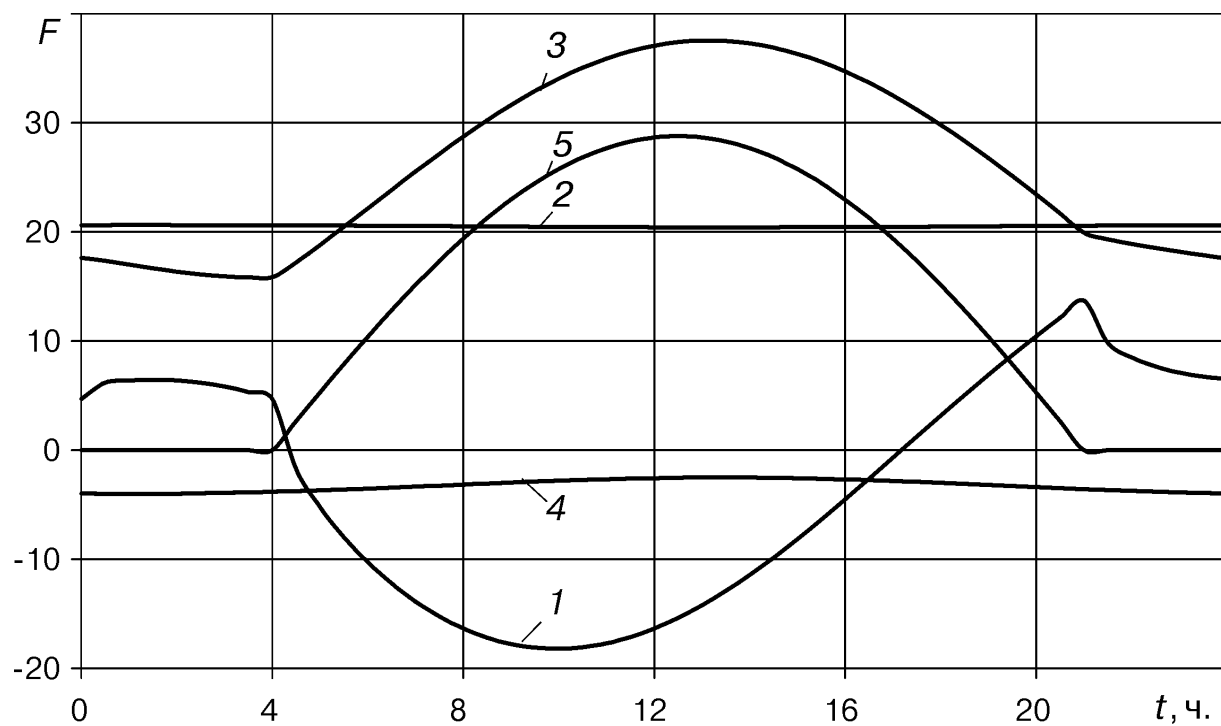
Рис. 3.20. Розподіл температур для складної ОК ($\delta = 0,38$ м) із зовнішнім ізоляційним шаром при північній орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року: 1 - о 6 годині, 2 - о 12 годині, 3 - в 18 годин, 4 - о 24 годині.



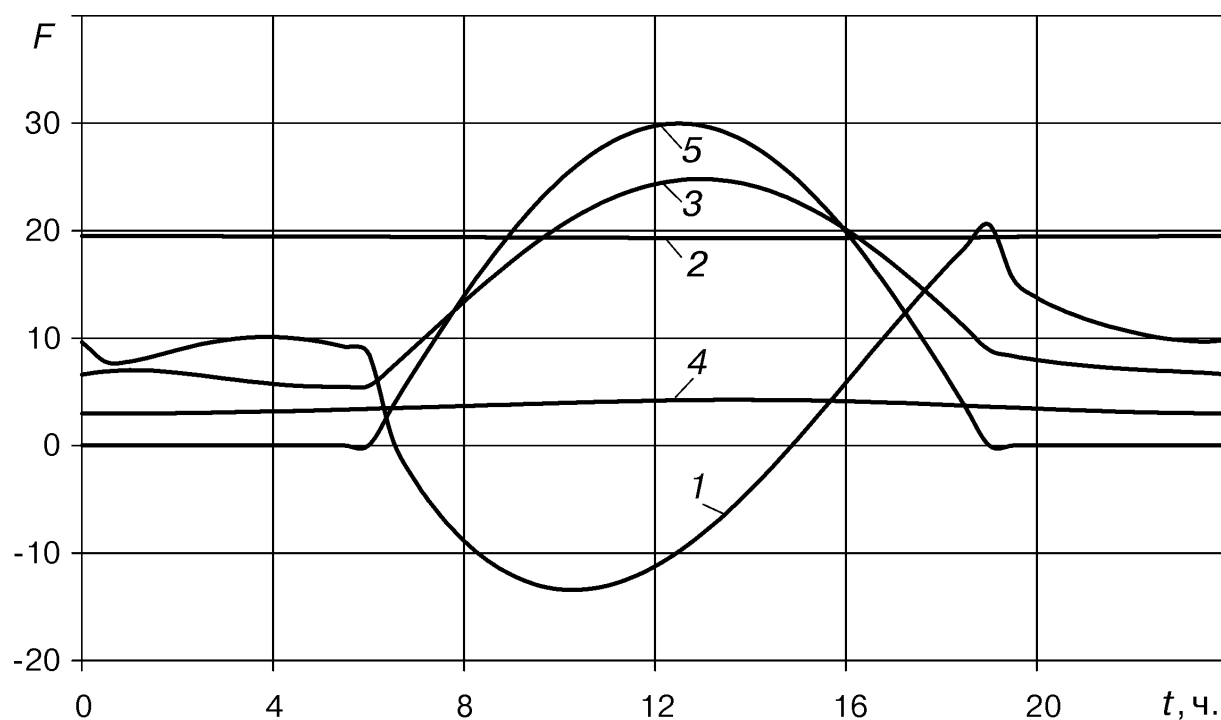
a)



б)

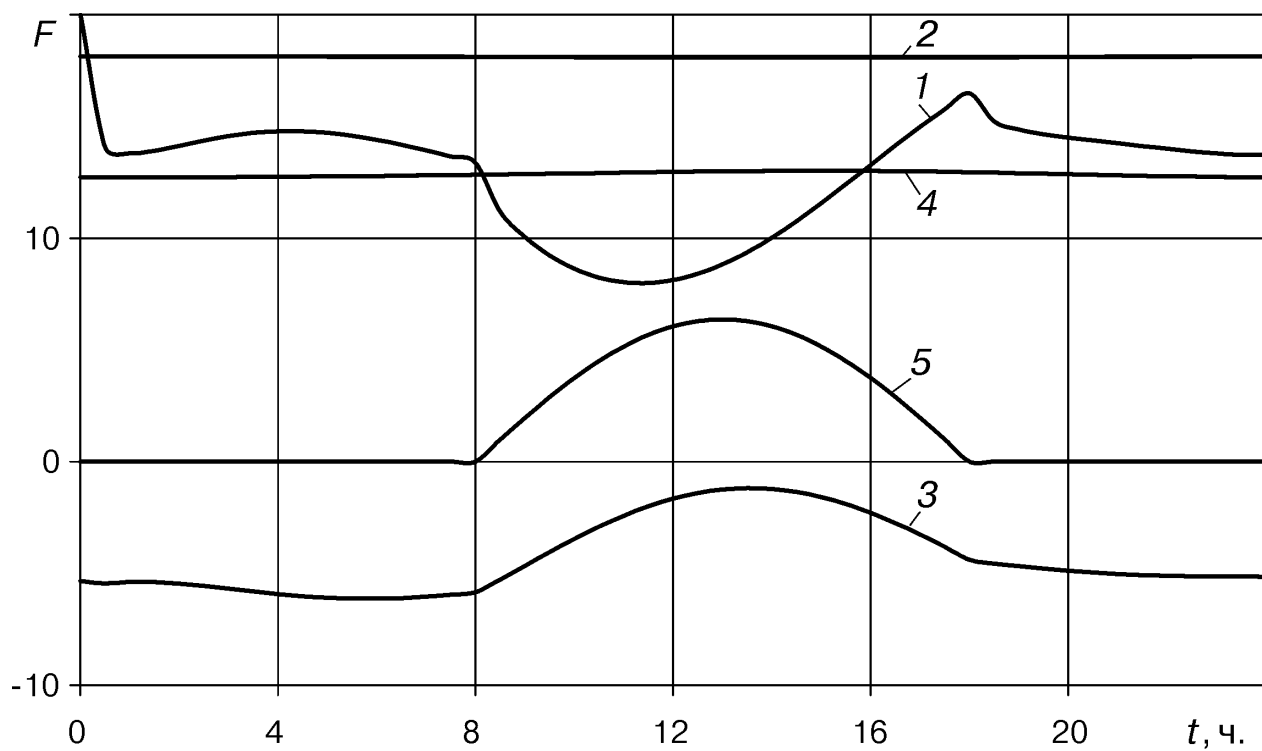


в)

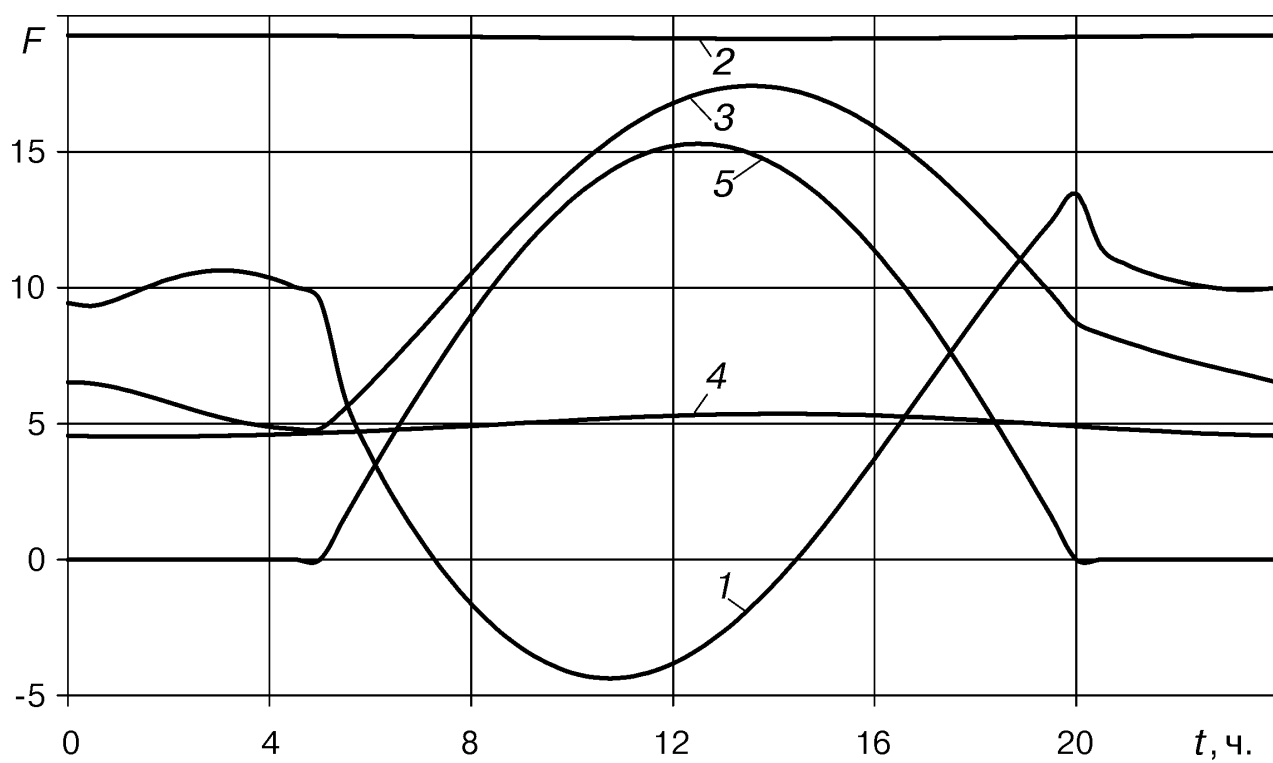


г)

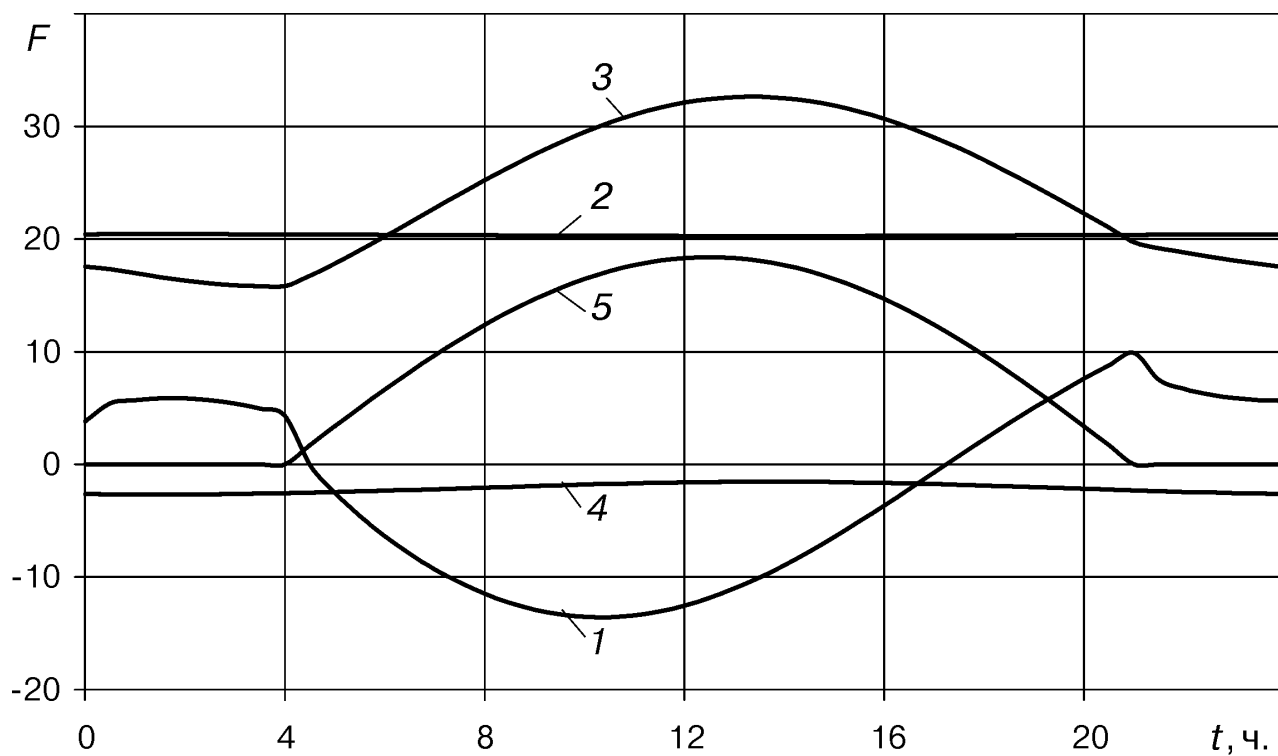
Рис. 3.21. Теплові характеристики для складної ОК с товщиною $\delta = 0,38$ м з зовнішнім теплоізоляційним шаром при південній орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року F : 1 - q_{δ} , Вт/м²; 2 - T_0 , °C; 3 - T_{δ} , °C; 4 - q_0 , Вт/м²; 5 - q_s , $\cdot 10$ Вт/м².



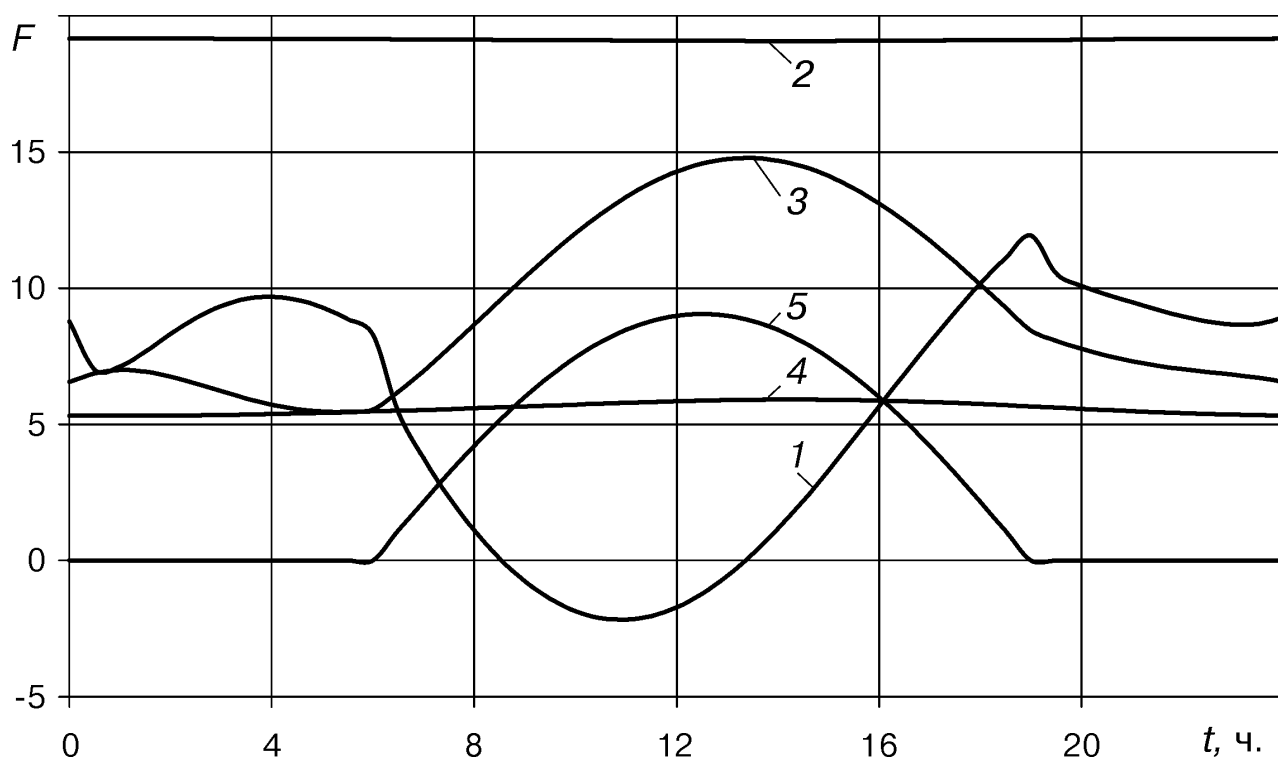
a)



б)



в)



г)

Рис. 3.22. Теплові характеристики для складної ОК с товщиною $\delta = 0,38$ м з зовнішнім теплоізоляційним шаром при південній орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року F : 1 - q_{δ} , Вт/м²; 2 - T_0 , °С; 3 - T_{δ} , °С; 4 - q_0 , Вт/м²; 5 - q_s , $\cdot 10$ Вт/м².

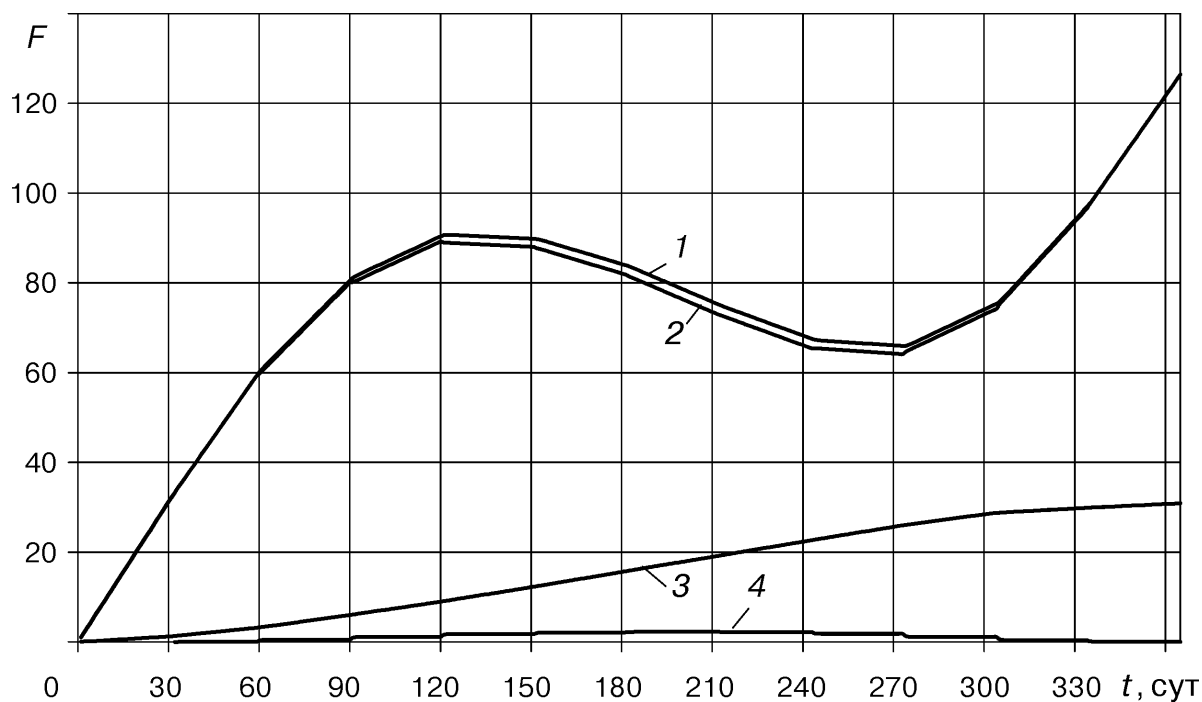


Рис. 3.23. Енергетичні інтегральні характеристики для складної ОК ($\delta = 0,38$ м) з зовнішнім теплоізоляційним шаром південної орієнтації F : 1 - e_0 , 10^6 Дж/м²; 2 - e_δ , 10^6 Дж/м²; 3 - e_s , 10^4 Дж/м²; 4 - $(e_0 - e_\delta)$, 10^6 Дж/м².

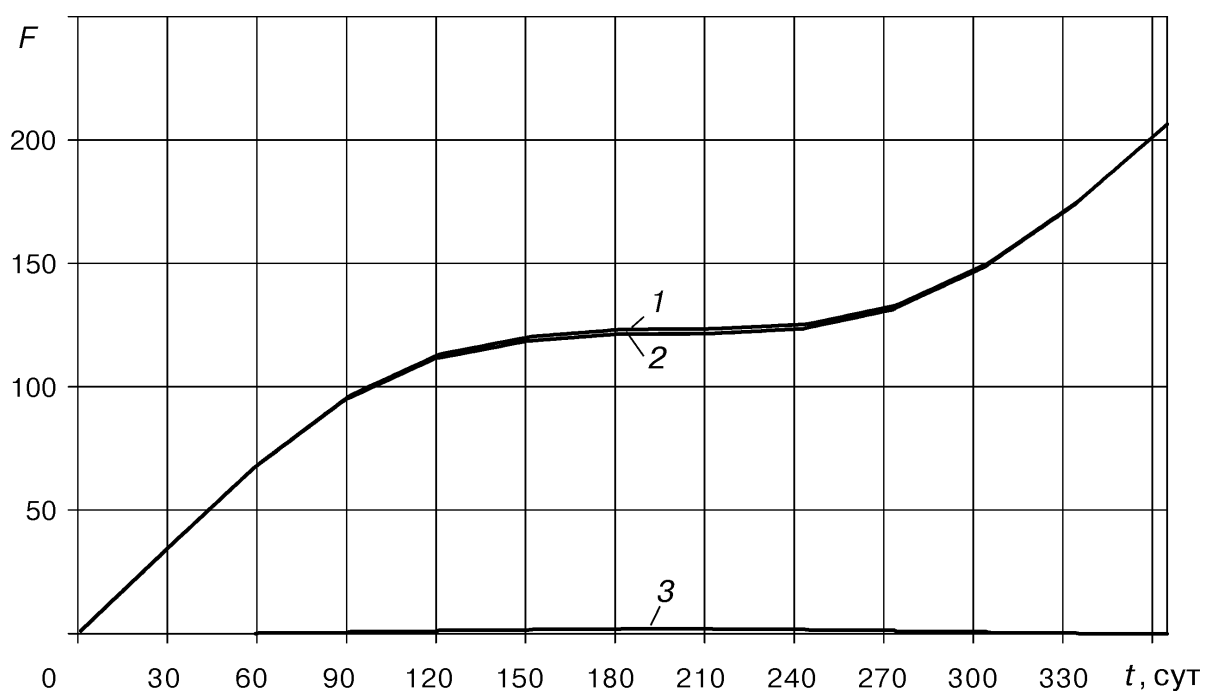


Рис. 3.24. Енергетичні інтегральні характеристики для складної ОК ($\delta = 0,38$ м) з зовнішнім теплоізоляційним шаром південної орієнтації без урахування дії сонячної радіації F : 1 - e_0 , 10^6 Дж/м²; 2 - e_δ , 10^6 Дж/м²; 3 - e_s , 10^6 Дж/м².

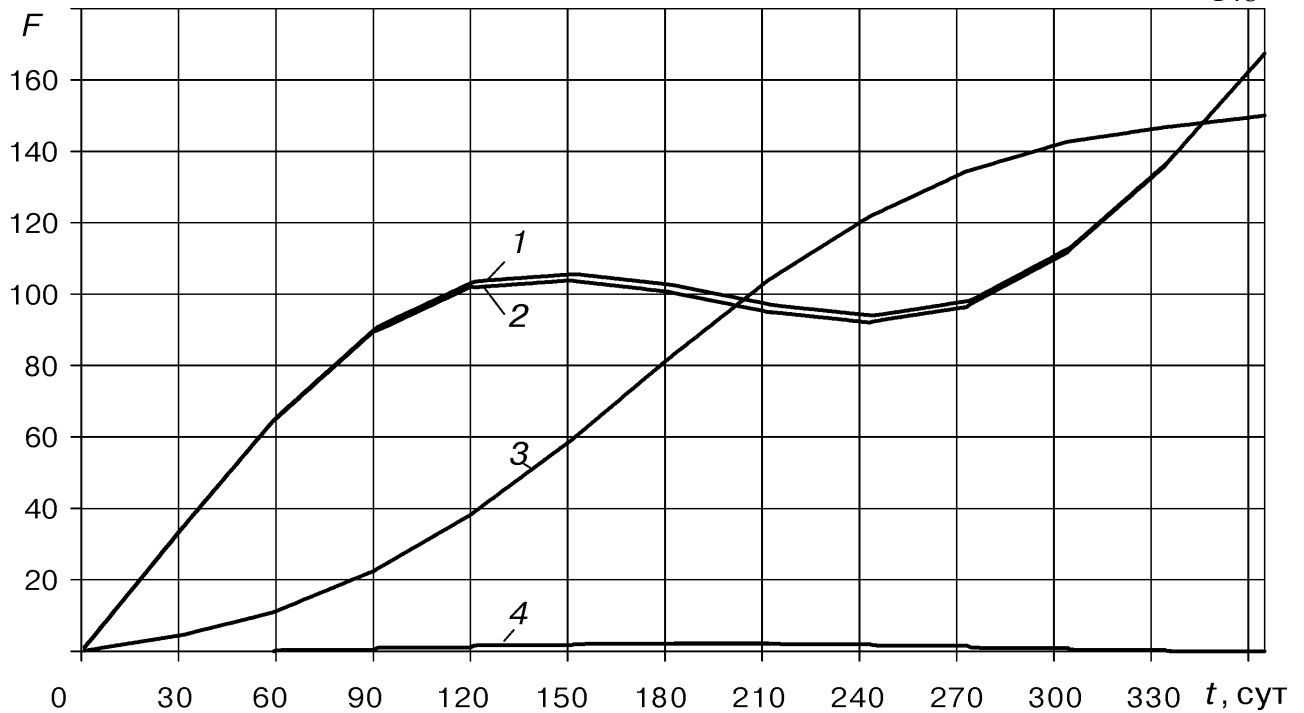


Рис. 3.25. Енергетичні інтегральні характеристики для складної ОК ($\delta = 0,38$ м) із зовнішнім теплоізоляційним шаром північної орієнтації F : 1 - e_0 , 10^6 Дж/м²; 2 - e_δ , 10^6 Дж/м²; 3 - e_s , 10^5 Дж/м²; 4 - $(e_0 - e_\delta)$, 10^6 Дж/м².

Для густини теплового потоку на зовнішній поверхні ОК характерне зменшення екстремальних значень (рис 3.21 та 3.22) у порівнянні з результатами, що наведені на рис. 3.14 і 3.15. Що стосується загального характеру зміни теплових параметрів протягом представлених діб (рис 3.21 та 3.22), то він співпадає із поведінкою функцій на рис. 3.14 і 3.15. Необхідно підкреслити, що варіації зміни положень ізоляційного шару практично не відбиваються на поточних енергетичних величинах e_0 , e_δ та їх річних значеннях (рис 3.23, 3.24, 3.25). Тепер вони дорівнюють $e^* = 126,4 \cdot 10^6$ Дж/м² для південної стіни, $e^* = 167,4 \cdot 10^6$ Дж/м² для північної стіни і $e^* = 206,4 \cdot 10^6$ Дж/м², якщо не враховувати дію Сонця. Невелика відмінність цих значень від результатів розрахунку для ОК з ізоляційним шаром на внутрішній стороні (рис 3.16, 3.17, 3.18) обумовлена меншою теплоємністю цього шару, що тепер переміщений в область найбільшого градієнту температури.

Враховуючи, відмічену вище, теплову стабільність цегляної складової ОК, слід віддати перевагу варіанту з доцільним розміщенням ізоляційного

шару на зовнішній стороні стіни, що, як правило, і здійснюється на практиці [123].

Далі наводяться результати розрахунку теплотехнічних параметрів ОК південної орієнтації по товщині в "дві цеглини" (0,51 м) у разі, якщо половина її товщини виконана з теплоізоляційного матеріалу (рис 3.26). Річні тепловтрати такої ОК склали $e^* = 73 \text{ Дж/м}^2$. Даний приклад ілюструє екстенсивні можливості теплоізоляційного напрямку в будівельній теплотехніці, обмеження якого можуть бути обумовлені техніко-економічними факторами.

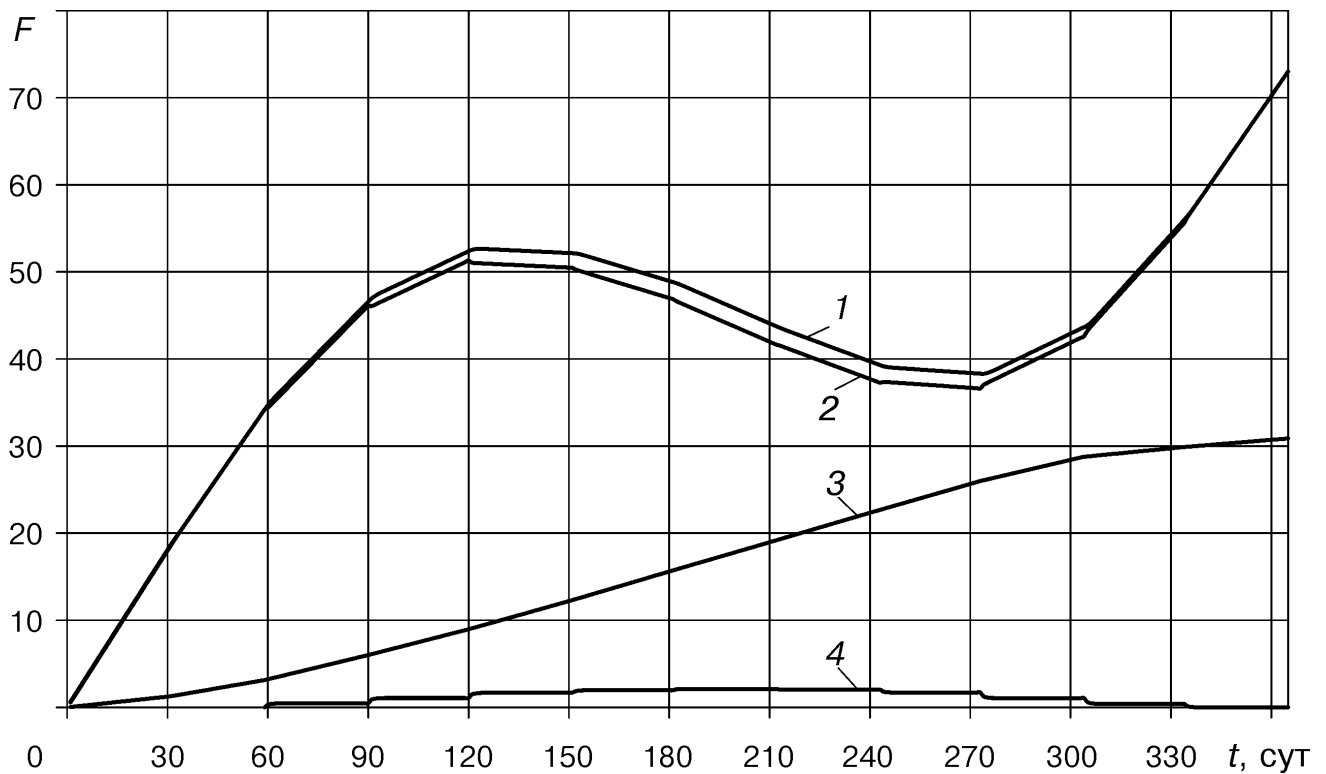


Рис. 3.26. Енергетичні інтегральні характеристики для складної ОК ($\delta = 0,51 \text{ м}$) із зовнішнім теплоізоляційним шаром товщиною 0,25 м південної орієнтації F : 1 - e_0 , 10^6 Дж/м^2 ; 2 - e_δ , 10^6 Дж/м^2 ; 3 - e_s , 10^4 Дж/м^2 ; 4 - $(e_0 - e_\delta)$, 10^6 Дж/м^2 .

3.4. Розв'язок задачі теплопередачі для багатошарової комбінованої з повітряним прошарком конструкції під дією сонячної радіації

У зв'язку з глобальними енергетичними та екологічними проблемами суспільства особлива увага приділяється зовнішнім ОК з підвищеним термічним опором. В якості конкретної інтерпретації вичерпної тези наводяться результати розрахунків для елемента ОК будинку, що відноситься до класу будівель з мінімізованими тепловтратами, а саме семишарової конструкції (рис 3.27). Теплофізичні характеристики шарів наведені в таблиці 3.1. [122] Повітряний прошарок 6 призначений, в загальному випадку, для підведення (або відведення) теплоти в (з) ОК. Цей прошарок може виконувати також теплоізоляційні функції, якщо він конструктивно буде замкненим. В останньому випадку в порожнині буде відбуватися природна циркуляція повітря. При цьому теплопередача крізь нього відбувається конвекцією, а також молекулярною теплопровідністю і радіацією між поверхнями стінок, якими обмежений прошарок.

Таблиця 3.1. Теплофізичні властивості матеріалів шарів ОК

Шари	Матеріал шару	Густина ρ , кг/м ³	Теплоємність c , кДж/(кг·К)	Теплопровідність матеріалу λ , Вт/(м·К)	Еквівалентна теплопровідність $\lambda_{\text{екв}}$, Вт/(м·К)
1	Арболіт	800	2,30	0,16	0,30
2, 5, 7	Пінополістирол	35	1,34	0,037	0,050
3	Ракушняк	1400	0,92	0,64	0,7
4	Базальтова вата	140	0,84	0,039	0,045
6	Повітря ($t = 10^{\circ}\text{C}$)	1,207	1,00	0,025	0,025

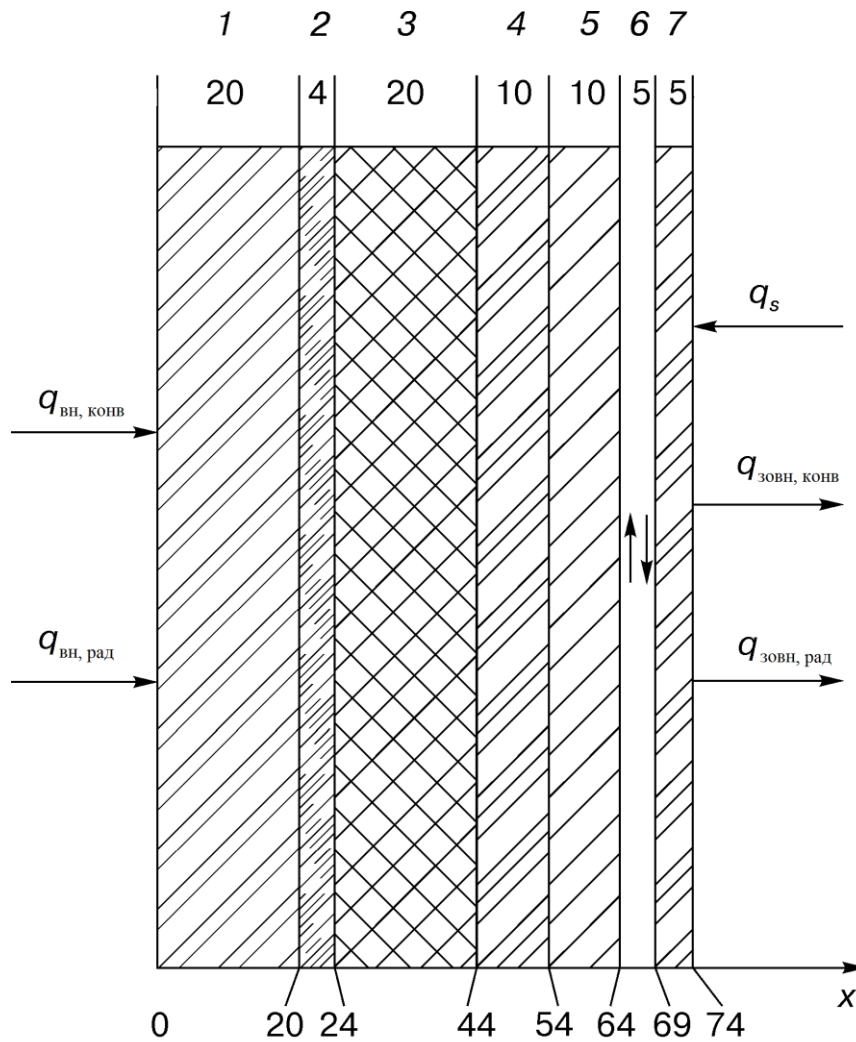


Рис. 3.27. Розріз багат шарової комбінованої ОК:

1 – арболітовий блок, 2 – гранульований пінополістирол, 3 – ракушняк, 4 – базальтова вата, 5 – пінополістирол, 6 – повітряний прошарок, 7 – пінополістирол.

Радіаційна складова теплообміну враховується коефіцієнтом [124]

$$\alpha_{\text{рад}} = \frac{1,163}{\frac{1}{C_{5,6}} + \frac{1}{C_{6,7}} - \frac{1}{C_{\text{ч}}}} \frac{\left(\frac{T_{5,6} + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{6,7} + 273}{100}\right)^4}{T_{5,6} - T_{6,7}}, \quad (3.4)$$

Де цифрові індекси вказують на відповідні поверхні між 5 і 6, 6 і 7 шарами (рис 3.27). Вплив природної конвекції враховується за допомогою коефіцієнту конвекції $\varepsilon_{\text{конв}}$ [125, 126]

$$\varepsilon_{\text{конв}} = \frac{\lambda_{\text{екв}}}{\lambda_{\text{пов}}} = 0,105 (\text{Gr}_{\text{пов}} \text{Pr}_{\text{пов}})^{0,3} \quad \text{при} \quad 10^3 < \text{Gr}_{\text{пов}} \text{Pr}_{\text{пов}} < 10^6, \quad (3.5)$$

де

$$\text{Gr}_{\text{пов}} = \frac{\gamma g \delta_6^3 |T_{5,6} - T_{6,7}|}{\nu_{\text{пов}}^2}, \quad \text{Pr}_{\text{пов}} = \frac{\nu_{\text{пов}}}{a_{\text{пов}}}. \quad (3.6)$$

В (3.5) $\lambda_{\text{екв}}$ – еквівалентний коефіцієнт теплопровідності, що враховує конвективну та молекулярну складові теплопереносу. Теплофізичні характеристики повітря визначаються при середній температурі $T_{\text{пов}} = (T_{5,6} + T_{6,7})/2$. Якщо значення добутку чисел Грасгофа і Прандтля у (3.5) менше або рівне 10^3 , то коефіцієнт $\varepsilon_{\text{конв}}$ приймається рівним одиниці, що буде свідчити про незначну дію конвекції [127, 128]. Використовуючи (3.2), (3.5), (3.6), отримуємо залежність, яка визначає результуючі параметри теплопередачі в повітряному шарі

$$q_6 = -(\lambda_{\text{екв}} + \alpha_{\text{рад}} \delta_6) \frac{T_{6,7} - T_{5,6}}{\delta_6}. \quad (3.7)$$

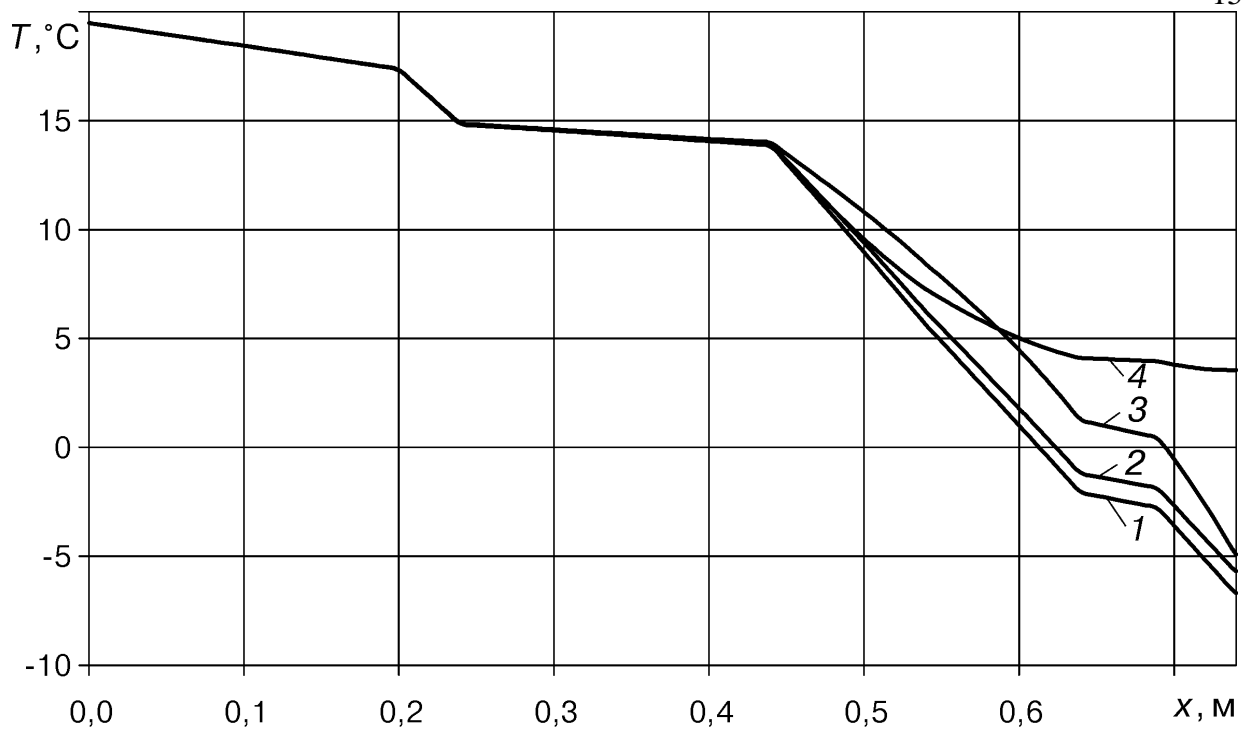
Зазвичай такі задачі звичайно вирішуються численно, тоді (3.7) зручно представити в диференціальному вигляді [129]

$$q_x = -(\varepsilon_{\text{конв}} \lambda_{\text{пов}} + \alpha_{\text{рад}} \delta_6) \frac{\partial T}{\partial x}, \quad x \in [x_{5,6}, x_{6,7}]. \quad (3.8)$$

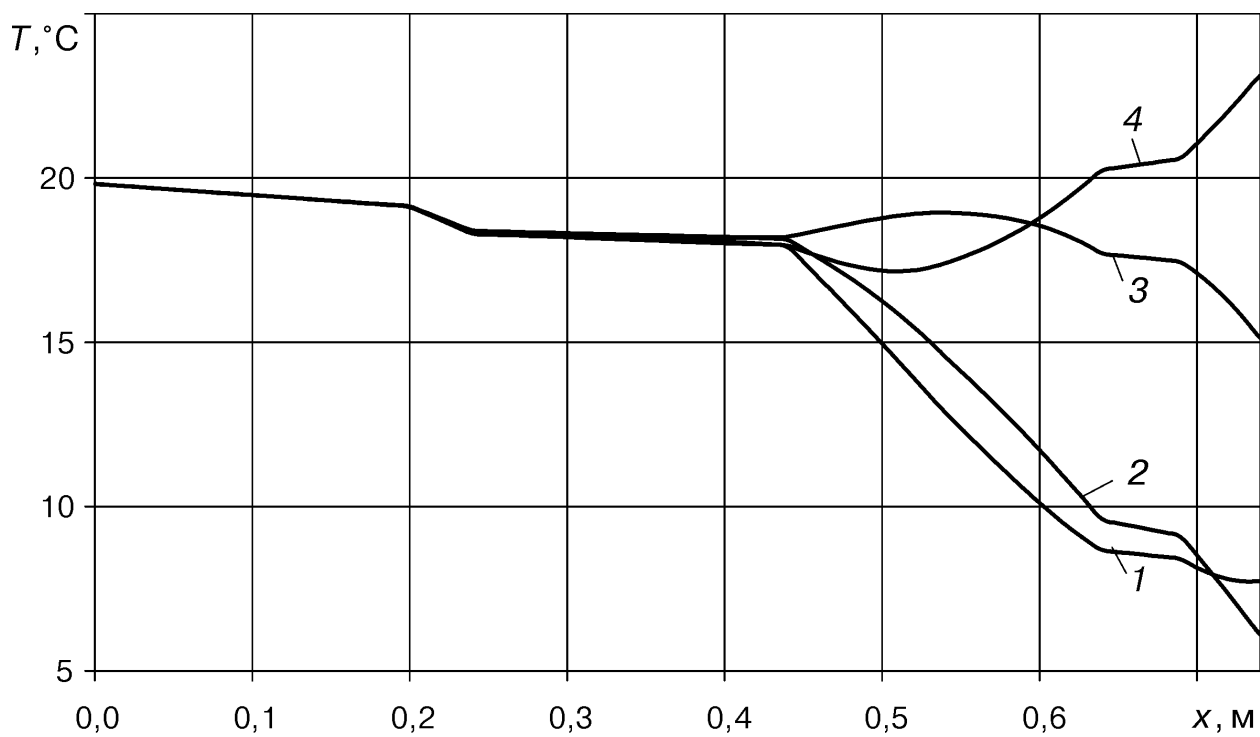
Для численного рішення найбільш прийнятний неявний метод із використанням прогонки. При малому часовому кроці (5 с) проблема просторової нелінійності деяких коефіцієнтів при $T(t, x)$ вирішується

прийняттям їх значень на попередньому моменті часу. Точність контролюється збігом (по шести значущим цифрам) річних енергій, що сприймається ОК і відведеною від неї.

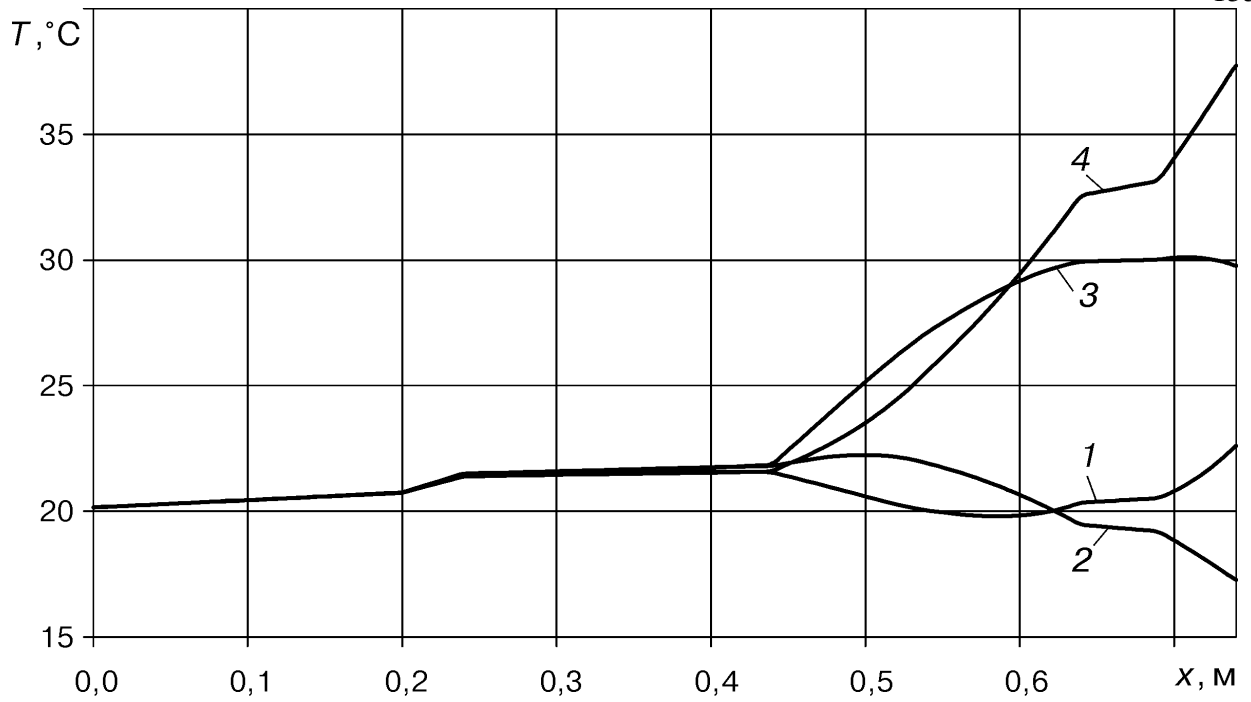
На рис. 3.28 представлені розподіли температури по ділянці багатошарового огороження на середині, відповідно, зими (а) (15 доба від початку року), весни (б) (105 доба), літа (в) (196 доба), осені (г) (289 доба) в 6, 12, 18, 24 години дня. Чітко проявилися теплоізоляційні властивості пінополістиролу (другий шар, $x = 0,20 - 0,24$ м). Найбільше різноманіття розподілів $T(x, t)$ характерно для зовнішніх (4, 5, 6, 7) шарів ОК. Основна причина такої поведінки функцій – дія сонячної радіації, незалежно від часу року. Так, завжди в 6 і 7 шарах (рис. 3.27) температура в 12 годин істотно вище температури в 18 годин. Мінімальні температури приходяться на темний час доби. При цьому, якщо навесні і влітку температура зовнішньої поверхні в 6 годин більше за температуру в 24 години, то взимку і восени тенденція протилежна. Відокремленим чином виражене теплосприйняття $\left(\frac{\partial T}{\partial x} > 0\right)$ зовнішніх шарів огорожень вранці, влітку і, навіть, восени. Для внутрішніх шарів 1 – 3 характерна теплова стабільність протягом доби, що має позитивно відображатись на експлуатаційних властивостях цих матеріалів. Різниця температур всередині приміщення та внутрішньої поверхні стін прийнятно мала.



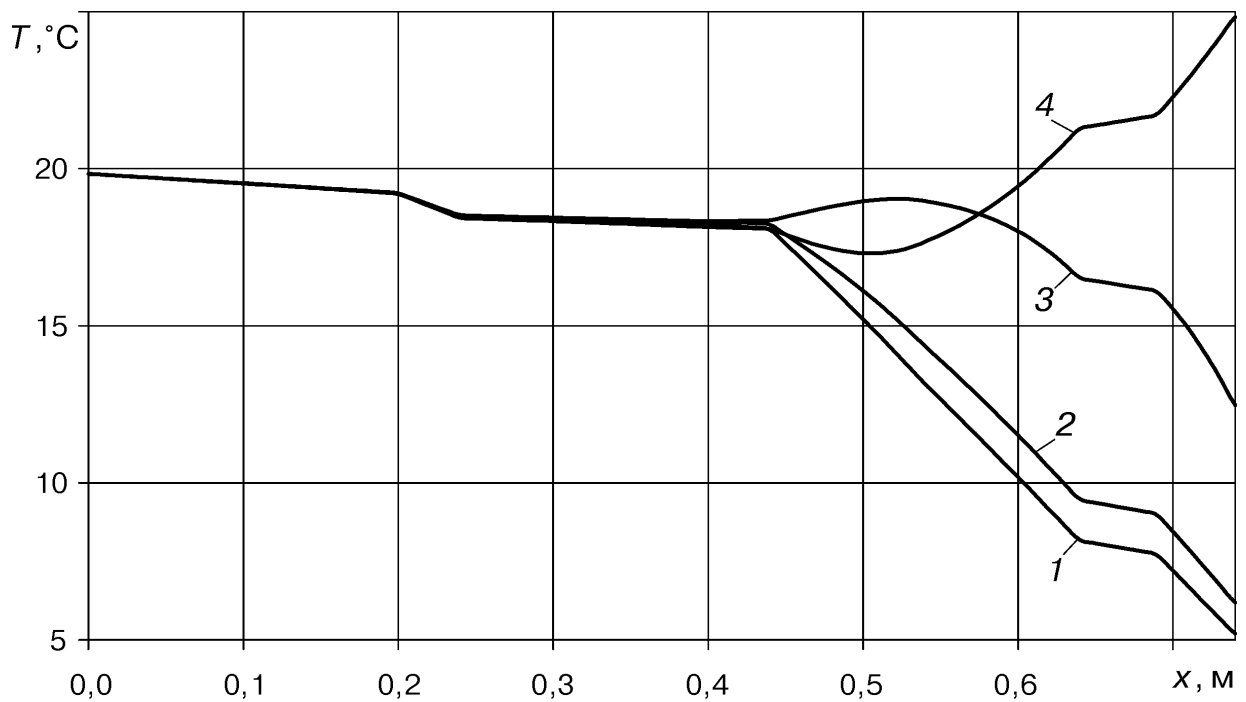
a)



b)



в)



г)

Рис. 3.28. Розподіл температури по розрізу багатошарової комбінованої ОК на 15 (а), 105 (б), 196 (в) та 289 (г) доби в: 1 – в 6 годин, 2 – в 24 години, 3 – в 18 годин, 4 – в 12 годин.

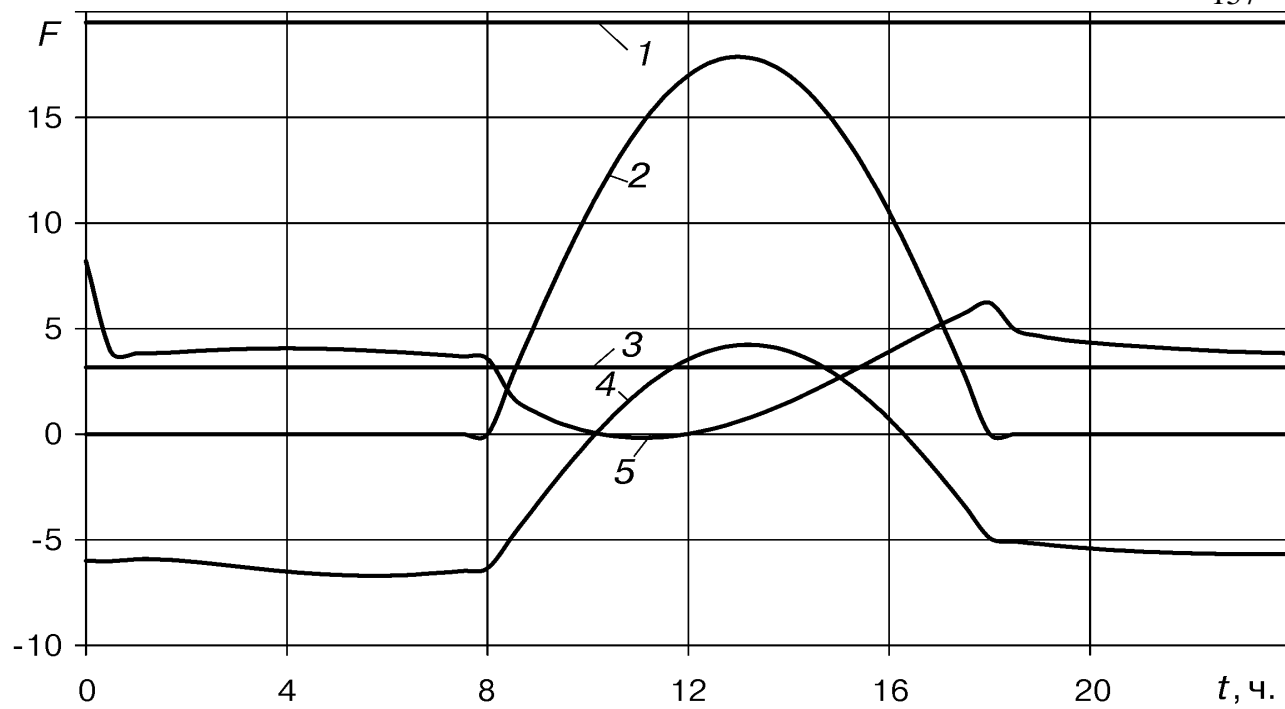
Розподіл енергетичних параметрів по добах та годинах, що вказані вище подані на рис. 3.29. Перш за все, слід відзначити тісний зв'язок між дією сонячної радіації, температури зовнішньої поверхні $T(t, \delta)$ та густиною

теплого потоку на ній $q(t, \delta)$. Її величина починає різко зменшуватися, починаючи зі сходу Сонця. Якщо взимку вона досягає нульового значення близько 12 годин доби, то в інші години присутня зміна знаку на протилежний протягом тривалого періоду. Тоді відбувається накопичення теплоти від інсоляції в ОК. Температура $T(t, \delta)$ майже моментально реагує на дію сонячної радіації, а внутрішні параметри $T(t, 0)$, $q(t, 0)$ практично не змінюються протягом доби. Це корелює з даними для перших трьох шарів, що приведені на рис. 3.28.

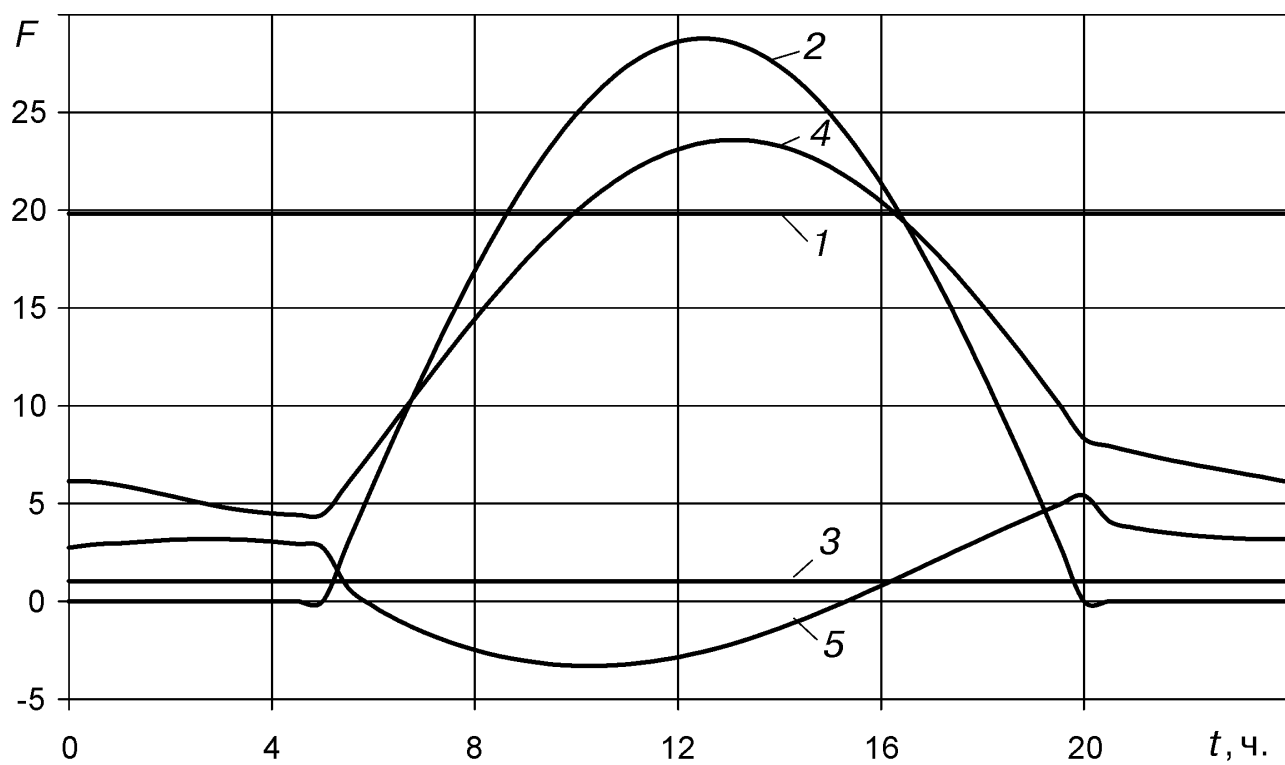
Динаміка зміни інтегрованих енергетичних характеристик

$$e(t, 0) = \int_0^t q(t, 0) dt, \quad e(t, \delta) = \int_0^t q(t, \delta) dt, \quad e_s(t) = \int_0^t q_s(t) dt \quad t \in [0, t^*] \quad (3.9)$$

представлена на рис. 3.30. Там же надана і різниця перших двох інтегралів (3.9), що визначають теплову накопичувальну здатність ОК. Відповідно до розрахунків тепловтрати через ОК, в основному, відбуваються в період з жовтня по квітень, що співпадає з тривалістю опалювального сезону, прийнятого для м. Києва. Очевидно, в квітні і жовтні темп зростання тепловтрат найменший порівняно з іншими місяцями. Для червня – серпня характерний інверсний тепловий потік – до ОК, що обумовлений дією сонячної радіації. Теплому періоду року притаманне і найбільше накопичення енергії в ОК, що визначається різницею $e(t, \delta)$ і $e(t, 0)$. У відповідності з розрахунком, результуючі щорічні тепловтрати складають для південно орієнтованої ОК $40,1 \cdot 10^6$ Дж/м², північної $47,4 \cdot 10^6$ Дж/м², а якщо не враховувати дії сонця, то $55 \cdot 10^6$ Дж/м² незалежно від її орієнтації, що, відповідно, в 1,37 і в 1,16 разів більші попередніх величин (рис 3.31).



a)



б)

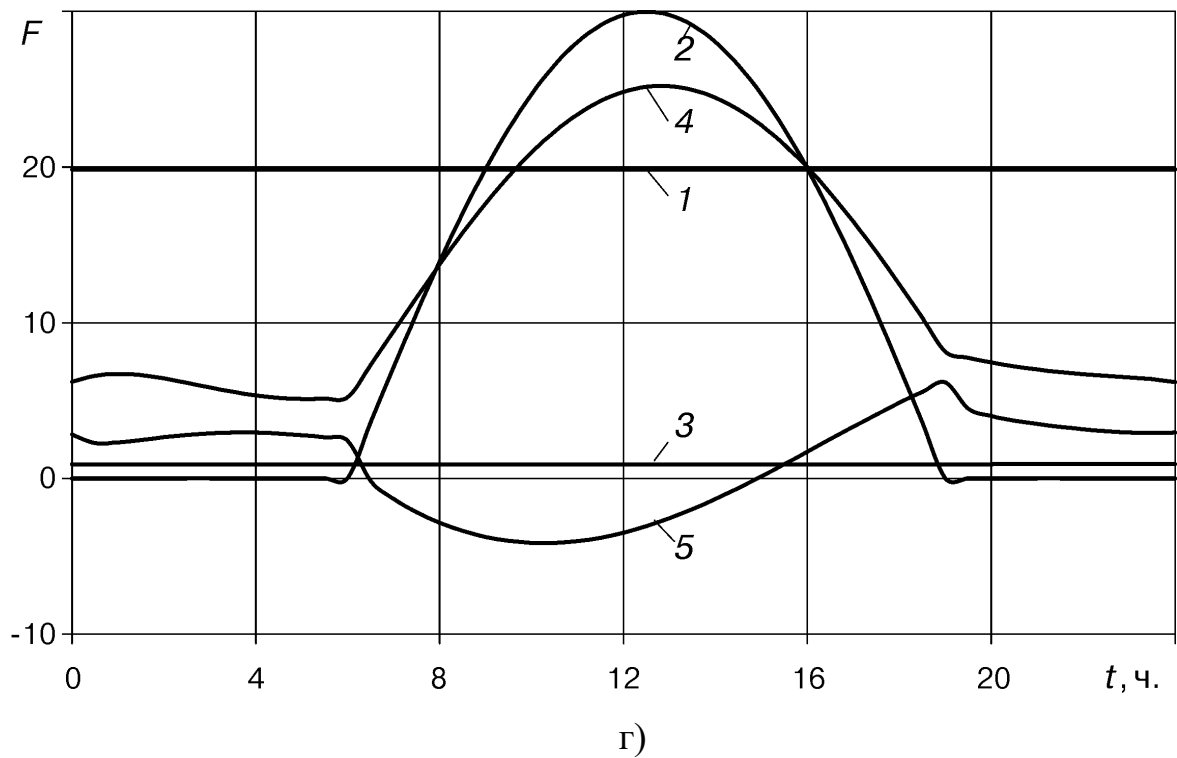
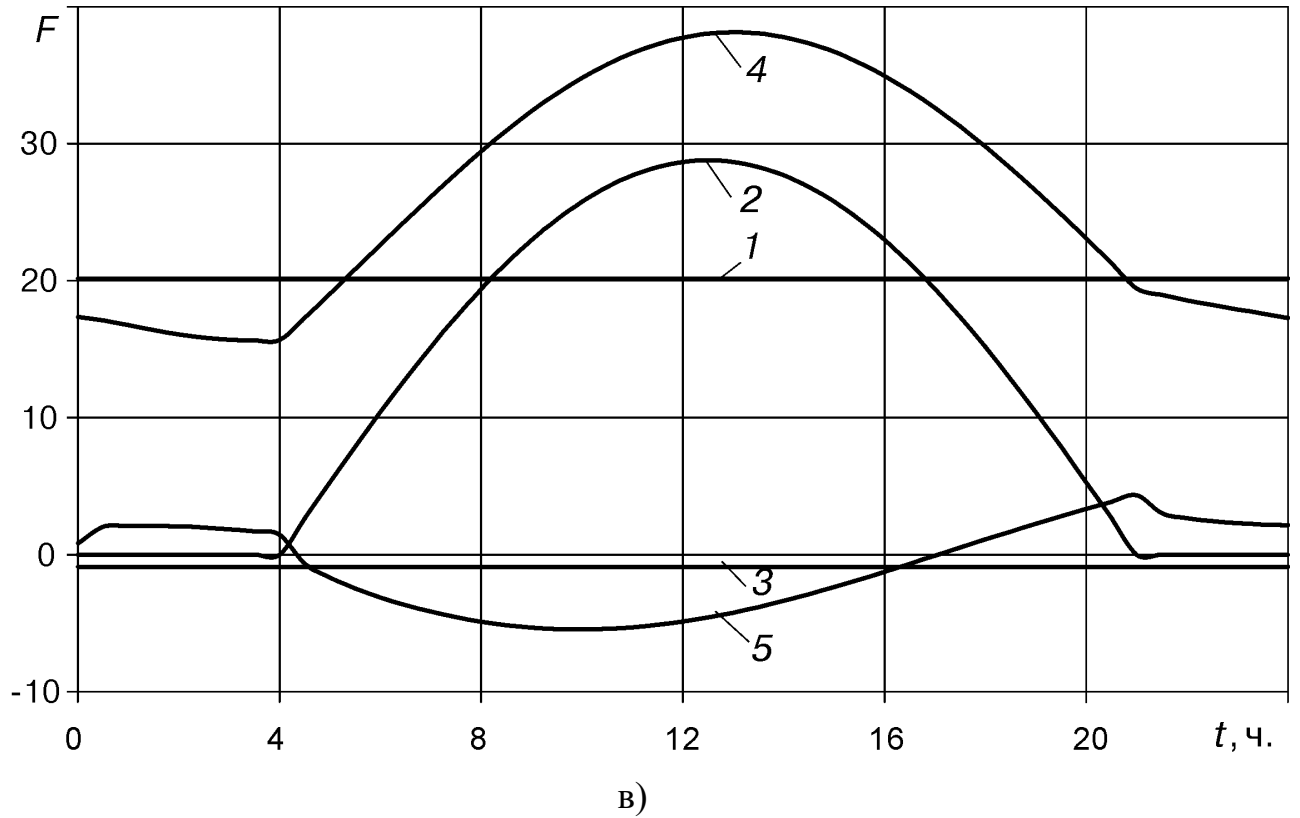


Рис. 3.29. Теплові характеристики для багатошарової комбінованої ОК при південній орієнтації на 15 (а), 105 (б), 196 (в), 289 (г) доби року F : 1 – T_0 , °C; 2 – $q_{\text{рад}}$, Вт/м²; 3 – q_0 , Вт/м²; 4 – T_{δ} , °C; 5 – q_{δ} , Вт/м².

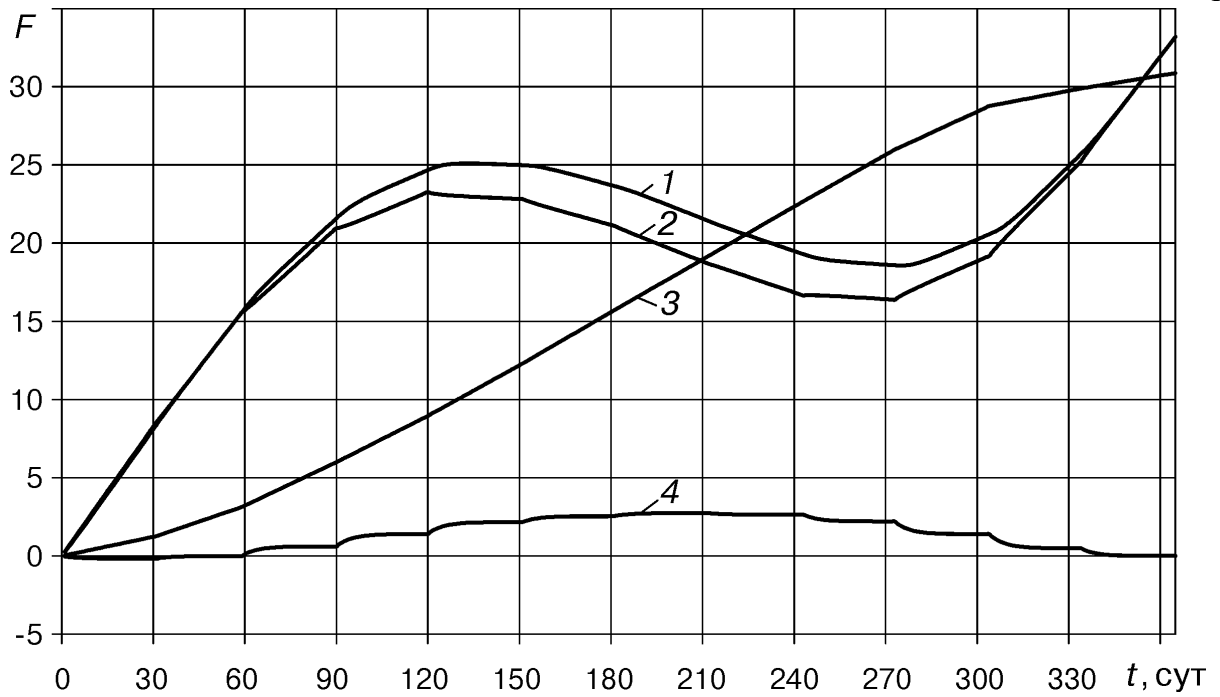


Рис. 3.30. Енергетичні інтегральні характеристики для багат шарової комбінованої ОК F : 1 – e_0 , 10^6 Дж/м²; 2 – e_δ , 10^8 Дж/м²; 3 – e_s , 10^6 Дж/м²; 4 – $(e_0 - e_\delta)$, 10^6 Дж/м².

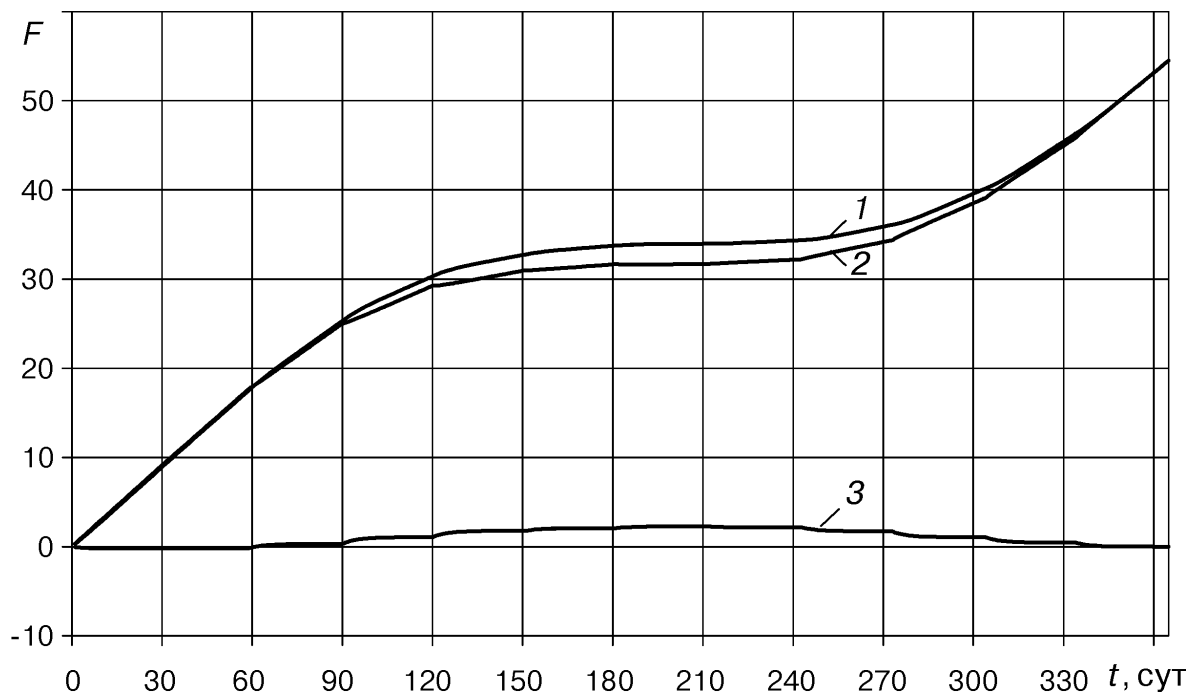


Рис. 3.30. Енергетичні інтегральні характеристики для багат шарової комбінованої ОК без урахування дії сонячної радіації F : 1 – e_0 , 10^6 Дж/м²; 2 – e_δ , 10^6 Дж/м²; 3 – e_s , 10^6 Дж/м²; 4 – $(e_0 - e_\delta)$, 10^6 Дж/м².

Оскільки стіна висотою понад 3 м зазвичай відповідає внутрішньому приміщенню довжиною 6 - 7,5 м, тоді результуючі тепловтрати, що відносяться до одиниці площі приміщення, складають 3,7 - 4,6 кВт·год/(м²·рік). Останні числа є на порядок меншими нормативних значень.

3.5. Висновки по розділу

На основі розв'язку рівнянь математичної моделі нестационарного складного теплообміну для комбінованої ОК з повітряним прошарком вдалося розрахувати тепловий вплив інсоляції на питомі теплові втрати будівлі в холодний період року.

З урахуванням її дії для південної ОК – вони менші в 1,37 рази. Для північної – в 1,16 разів.

Даний приклад ілюструє екстенсивні можливості теплоізоляційного напрямку термомодернізації ОК в будівельній теплотехніці, обмеження якого можуть бути обумовлені техніко-економічними факторами.

РОЗДІЛ 4

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОБОЛОНКИ БУДІВЛІ
ЗАВДЯКИ ВИКОРИСТАННЮ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ4.1. Використання надлишкової теплоти огороджувальних конструкцій
в системі теплохолодопостачання будівель

Інтегральні річні значення розрахунків за (3.3) або за (3.9) відповідають випадкам, коли теплота, що відводиться від ОК може бути використана системою тепlopостачання будівлі. Значення цієї енергії є достатньо великим, що доцільність її використання не викликає сумнівів.

Незалежно від того чи іншого технічного рішення щодо охолодження повітря приміщень влітку, для сприймання теплоти потрібні енергетичні витрати та пристрої. Найбільш раціонально та економічно вигідним є організація тепловідведення без додаткових пристроїв.

Окрім цього це можливо, якщо це завдання вирішується при використанні в якості основного джерела енергії тепlopостачання будівлі інсоляції і системи водяного підлогового опалення з тепловим насосом і ґрунтовим акумулятором теплоти. На відміну від радіаторного опалення така система працює при значно меншій температурній різниці між теплоносієм та повітрям приміщення (близько 10 - 15°C). Тому при використанні вилучення теплоти з приміщень в теплий період року потенціал теплоносія виявиться досить високим і його можна спрямувати в, звичайно непрацюючі в цей час, теплові насоси [130, 131]. Щоб уникнути некомфортних відчуттів при такому охолодженні, температуру поверхні підлоги, слід знижувати не більше ніж на 2°C відповідно до заданої $T_{\text{пов}}$ [88] регулюванням витрати теплоносія.

Високотемпературний контур теплових насосів повинен бути налаштований на температуру проміжного теплоносія сонячних колекторів, теплота яких в теплий період року надходить до ґрунтового акумулятора, або на температуру гарячого водопостачання. В обох випадках енергія

охолодження не дисипується в довкілля і скорочується необхідна площа сонячних колекторів. Для реалізації цього використання енергії достатньо внести невеликі корективи в класичне підключення теплових насосів (рис 4.1). В опалювальний сезон схема працює в послідовності 1-2-3-В-4-5-6 та 7-8-9-К-10-11-12, в теплу пору року як 7-8-3-В-4-11-12 і 1-2-9-К-10-5-6. Не викликає сумнівів, що запропоноване технічне рішення в технічному, економічному та гігієнічному відношенні краще за використання побутових кондиціонерів для охолодження приміщень та підтримання нормативною температуру внутрішнього повітря [132, 133].

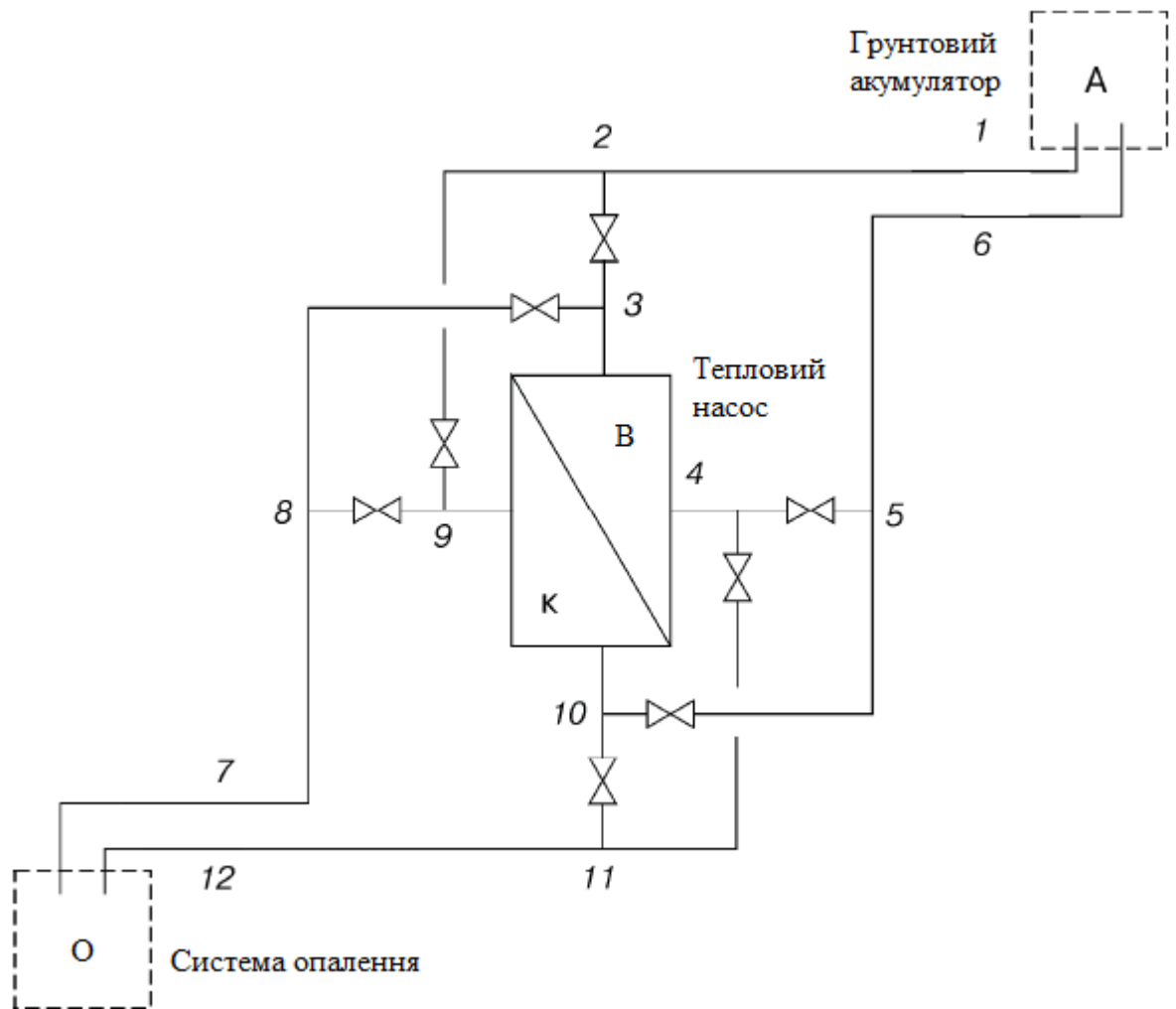


Рис. 4.1. Схема використання надлишкової теплоти ОК: О – система опалення, А – акумулятор теплоти, В – теплообмінник-випарник, К – теплообмінник-конденсатор; 1 – 12 – вузли з'єднань трубопроводів на схемі.

В опалювальний період утилізація надлишкової теплоти здійснюється зменшенням витрати теплоносія або зниженням його температури.

4.2. Використання теплового бар'єру для підвищення ефективного опору теплопередачі огороджувальних конструкцій

Під запропонованим тепловим бар'єром (ТБ) мається на увазі система, що є частиною зовнішніх непрозорих ОК і складається з теплоізолятора товщиною $\delta_{із}$ з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{із}$, бетонного прошарку ТБ товщиною δ з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{тб}$ із системою труб прокладених з кроком h , по яких циркулює теплоносій та стіни (наприклад, цегляної) товщиною $\delta_{ст}$ з коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{ст}$.

В опалювальний період шляхом подачі теплоносія (як правило, розчину пропіленгліколю) з температурою $5...10^{\circ}\text{C}$ в контур, що розташований в зовнішній стіні будівлі, створюється додатковий термічний опір в ОК та зменшуються тепловтрати з внутрішньої сторони будівлі. На рис. 4.2 показані конструкція ОК із ТБ та розподіли температури в ній в холодний (а) і теплий (б) періоди року.

У теплий період року трубопроводи ТБ можна використовувати для створення бар'єру теплонадходженням, подаючи при цьому розчин пропіленгліколю з тією ж температурою $5...10^{\circ}\text{C}$. Таким чином, енергоспоживання будівлі буде залежати, в тому числі, і від різниці температури між зовнішнім повітрям та ТБ.

Такі тепловтрати мають компенсуватися додатковим джерелом теплоти більш високого температурного потенціалу ніж енергія ґрунту. Інструментом його підвищення може бути тепловий насос, що використовує залишкову теплоту пропіленгліколю після теплового бар'єру в якості джерела тепла. Використання теплового бар'єру зменшить використання високопотенціальної теплоти.

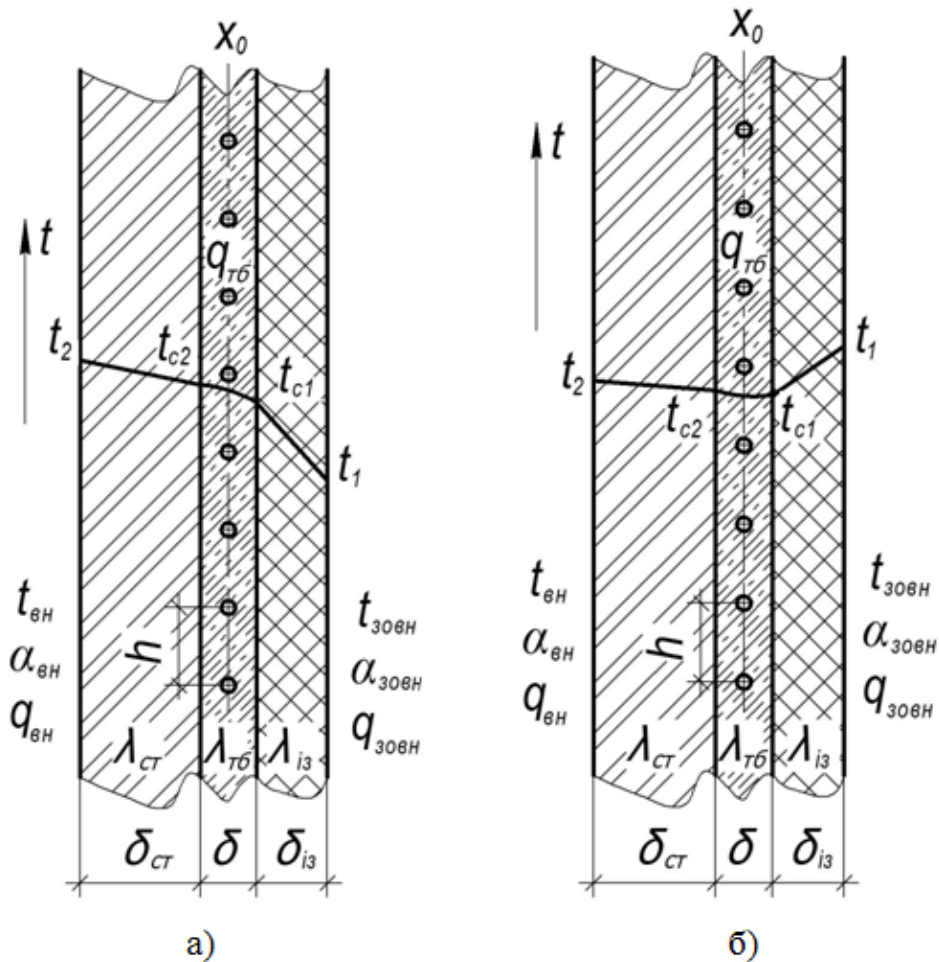


Рис. 4.2. Розрахункова схема огорожувальної конструкції із тепловим бар'єром, відповідно, в холодний (а) та теплий (б) періоди року

Джерелом теплоти або теплоприймачем для ТБ пропонується використовувати ґрунтовий масив. Теплота може відбиратися або віддаватися ґрунту, наприклад, за допомогою ґрунтових теплообмінників в енергетичних палях [134 - 137]. Енергетична паля може бути частиною фундаменту будівлі з вбудованим трубопроводом, по якому циркулює рідина, що відбирає природну теплоту від ґрунту [138]. Енергетичні палі можуть бути виготовлені у промислових умовах (готові забивні палі) або безпосередньо на об'єкті (буроналивні палі із монолітного бетону).

На рис. 4.3 представлена принципова схема системи теплохолодопостачання теплового бар'єру та системи опалення будинку.

В холодний період року розчин пропіленгліколю відбирає від ґрунтового масиву 1 за допомогою групи паралельно з'єднаних ґрунтових теплообмінників 7 теплоту та передає за допомогою циркуляційного насоса 8 його до ТБ 11, що облаштований у зовнішніх ОК будівлі. Трьохходовий клапан 9 знаходиться у відповідному положенні. При зменшенні температури навколишнього середовища нижче певної температури, ТБ може стати недостатньо для забезпечення необхідного теплового режиму у приміщеннях, і відбувається зниження температури внутрішнього повітря. Датчик внутрішньої температури подає сигнал на перемикання трьохходового клапана 9 у друге положення та ввімкнення реверсивного теплового насосу 2 з циркуляційним насосом 3. Підігрітий розчин поступає в систему водяного підлогового опалення 4 і до ТБ 11. Температура теплоносія регулюється контролером теплового насосу за, заздалегідь визначеним споживачем, значенням трьохходовими клапанами 5 і 10.

В теплий період року розчин пропіленгліколю циркулює по ТБ 11 зовнішніх ОК, відбирає теплоту та віддає його ґрунту через теплообмінники 7. При значному підвищенні температури навколишнього повітря пасивного охолодження недостатньо. Вмикається реверсивний тепловий насос 2 у режимі охолодження. Розчин, що знаходиться у контурах ТБ та підлоги 4 (за необхідністю) охолоджується. Профіцитна теплота скидається у ґрунтовий масив через теплообмінники 7.

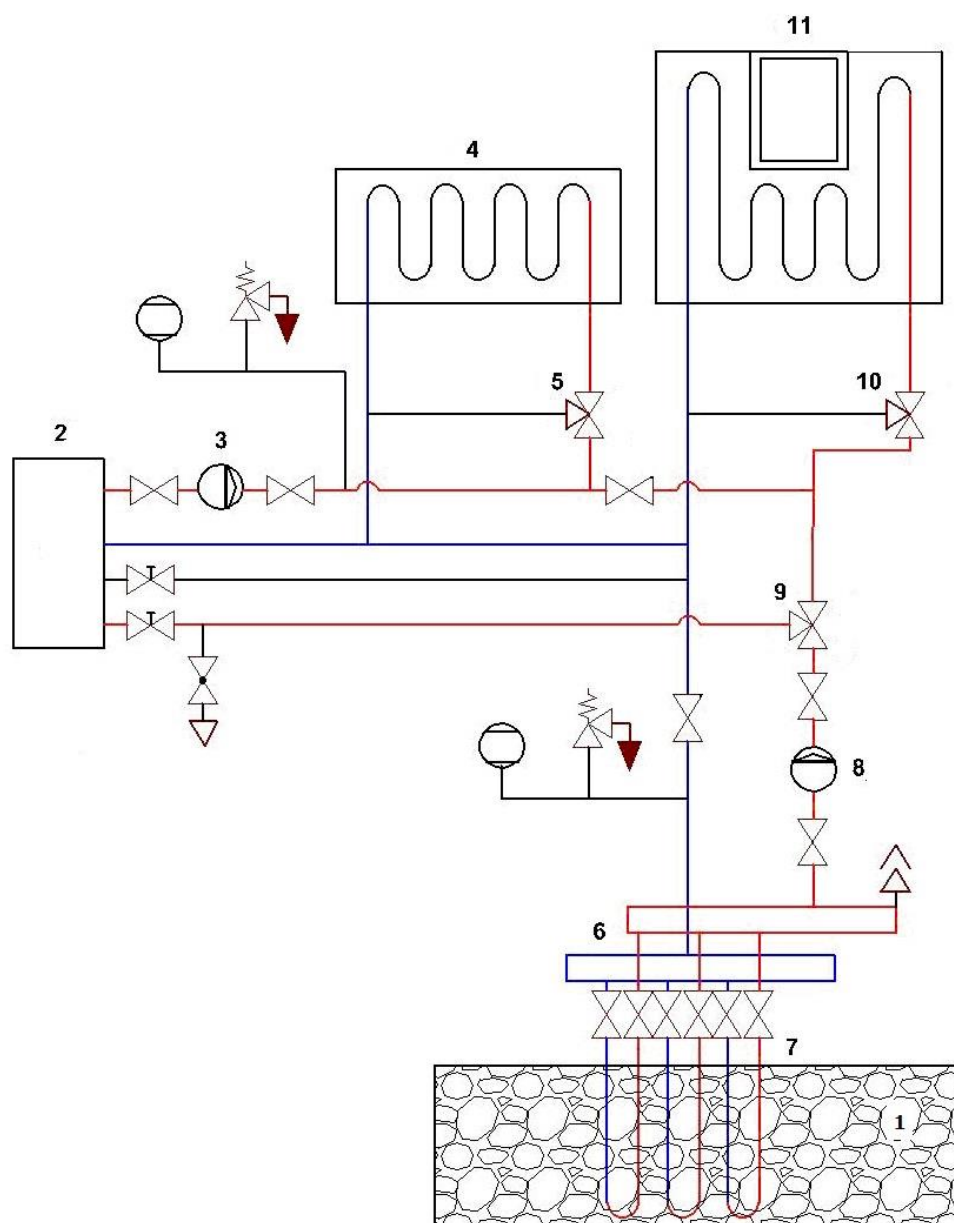


Рис. 4.3. Принципова схема системи теплохолодопостачання теплового бар'єру

4.3. Методика розрахунку параметрів теплового режиму системи теплохолодопостачання теплового бар'єру

Для оцінки енергетичної ефективності роботи системи необхідно знайти розподіл температури в ОК та тепловтрати через неї з ТБ при певних температурах теплоносія в контурі ТБ в залежності від температури навколишнього середовища та температури в прилеглому приміщенні.

Для розв'язання поставленої задачі стінка умовно розбивається на три шари [139]:

1. Несуча непрозора ОК.
2. ТБ (умовно стіна із внутрішнім джерелом теплоти).
3. Зовнішня частина.

Запишемо систему алгебраїчних рівнянь, що описує тепловий баланс ОК з ТБ [140]

$$q_{\text{ВН}} = \frac{\lambda_{\text{СТ}}}{\delta_{\text{СТ}}} (t_2 - t_{\text{с}2}), \quad (4.1)$$

$$q_{\text{ВН}} = \alpha_{\text{ВН}} (t_{\text{ВН}} - t_2), \quad (4.2)$$

$$q_{\text{ЗОВН}} = \frac{\lambda_{\text{ІЗ}}}{\delta_{\text{ІЗ}}} (t_{\text{с}1} - t_1), \quad (4.3)$$

$$q_{\text{ЗОВН}} = \alpha_{\text{ЗОВН}} (t_1 - t_{\text{ЗОВН}}), \quad (4.4)$$

$$q_{\text{ТБ}} = \frac{c \cdot G \cdot \Delta t}{h \cdot \delta \cdot l}, \quad (4.5)$$

$$q_{\text{ЗОВН}} = q_{\text{ВН}} + q_{\text{ТБ}} \cdot \delta_{\text{ТБ}}, \quad (4.6)$$

$$x_0 = \frac{q_{\text{ТБ}} \cdot d_{\text{ТБ}} + q_{\text{ВН}}}{q_{\text{ТБ}}}, \quad (4.7)$$

$$t_1 = \frac{q_{\text{ЗОВН}}}{\alpha_{\text{ЗОВН}}} + t_{\text{ЗОВН}}, \quad (4.8)$$

$$t_{\text{с}1} = t_1 + \frac{q_{\text{ЗОВН}} \cdot \delta_{\text{ІЗ}}}{\lambda_{\text{ІЗ}}}, \quad (4.9)$$

$$t_2 = t_{\text{вн}} - \frac{q_{\text{вн}}}{\alpha_{\text{вн}}}, \quad (4.10)$$

$$t_{\text{с2}} = t_2 - q_{\text{вн}} \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}, \quad (4.11)$$

$$t_{\text{с2}} - t_{\text{с1}} = \frac{q_{\text{ТБ}} \cdot \delta_{\text{ТБ}}^2}{2 \cdot \lambda_{\text{ТБ}}} + \frac{q_{\text{вн}} \cdot \delta_{\text{ТБ}}}{\lambda_{\text{ТБ}}}, \quad (4.12)$$

$$q_{\text{вн}} = \left[\frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}} - q_{\text{ТБ}} \left(\frac{\delta_{\text{ТБ}}^2}{2 \cdot \lambda_{\text{ТБ}}} + \frac{\delta_{\text{із}} \cdot \delta_{\text{ТБ}}}{\lambda_{\text{із}}} + \frac{\delta_{\text{ТБ}}}{\lambda_{\text{ТБ}}} \right)}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн}}} + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{\delta_{\text{ТБ}}}{\lambda_{\text{ТБ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} \right)} \right], \quad (4.13)$$

$$x_0 = \frac{\frac{t_2 - t_1}{q_{\text{ТБ}}} + \delta \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \frac{\delta}{2\lambda_{\text{ТБ}}} \right)}{\frac{1}{\alpha_{\text{зовн}}} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{ТБ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}}, \quad (4.14)$$

де h – відстань між трубами ТБ, м;

l – довжина стіни з ТБ, м;

G – масова витрата теплоносія, кг/с;

$q_{\text{вн}}$, $q_{\text{зовн}}$, $q_{\text{ТБ}}$ – густина теплового потоку, відповідно, від приміщення до стінки, у довкілля, Вт/м² та від ТБ, Вт/м³;

t_1 , t_2 – значення температури, відповідно, на зовнішній та внутрішній поверхнях стіни, °С;

$t_{\text{с1}}$, $t_{\text{с2}}$ – значення температури, відповідно, на зовнішній та внутрішній поверхнях ТБ, °С;

$t_{\text{вн}}$, $t_{\text{зовн}}$ – значення температури, відповідно, в приміщенні та зовнішнього повітря, °С;

x_0 – площа розташування трубопроводу ТБ;

$\alpha_{\text{вн}}, \alpha_{\text{зовн}}$ – коефіцієнт тепловіддачі, відповідно, з внутрішньої та зовнішньої поверхонь стіни, Вт/(м²·К);

δ – товщина ТБ, м;

$\delta_{\text{ст}}, \delta_{\text{із}}$ – товщина, відповідно, стіни та теплоізоляції, м;

$\lambda_{\text{ст}}, \lambda_{\text{із}}, \lambda_{\text{ТБ}}$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалів, відповідно, стіни, ізоляції та ТБ, Вт/(м·К);

$\Delta t = \text{const}$ – різниця температур пропиленгліколю на вході та виході ТБ, що знаходиться в межах 3...5°C. Підтримується постійною завдяки зміні витрати насосом з електронним регулюванням;

x_0 – площа, через яку відсутній тепловий потік.

В даній системі рівнянь невідомими є: $q_{\text{вн}}, q_{\text{зовн}}, q_{\text{ТБ}}, t_1, t_2, t_{\text{с1}}, t_{\text{с2}}, x_0$. Параметрами $t_{\text{вн}}, t_{\text{зовн}}, \lambda_{\text{ст}}, \lambda_{\text{із}}, \delta_{\text{ст}}, \delta_{\text{із}}, \delta_{\text{ТБ}}, h$ попередньо задаємося, виходячи із розрахункових температур та конструктивних характеристик ТБ. Коефіцієнти $\alpha_{\text{вн}}, \alpha_{\text{зовн}}$ обираються у відповідності до [108].

Шляхом нескладних математичних перетворень, визначаємо шукані величини із вищенаведеної системи рівнянь [140].

4.4. Теплотехнічні параметри огорожувальної конструкції із тепловим бар'єром

Методика враховує тепловий потік від приміщення до ОК із ТБ, тепловий потік від ОК з ТБ до навколишнього середовища, тепловий потік від ТБ, температуру в приміщенні та температуру навколишнього середовища, коефіцієнти тепловіддачі з внутрішньої та зовнішньої поверхонь ОК та її конструктивні особливості [141].

Усі залежності та графіки побудовані при допущенні, що теплофізичні властивості матеріалів не залежать від температури. За результатами обчислень побудовані графічні залежності, що наведені нижче.

На рис. 4.4 показаний розподіл температури всередині ОК з ТБ при різній температурі навколишнього середовища від -22°C до 8°C та при

незмінній температурі в приміщенні 20°C , незмінному тепловому потоці від ТБ і незмінній конструкції стіни ($\delta_{\text{ст}} = 0,4 \text{ м}$, $\lambda_{\text{ст}} = 0,8 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, $\delta_{\text{із}} = 0,05 \text{ м}$, $\lambda_{\text{із}} = 0,04 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$, $\delta_{\text{тб}} = 0,1 \text{ м}$, $q_{\text{ТБ}} = 62 \text{ Вт}/\text{м}^3$).

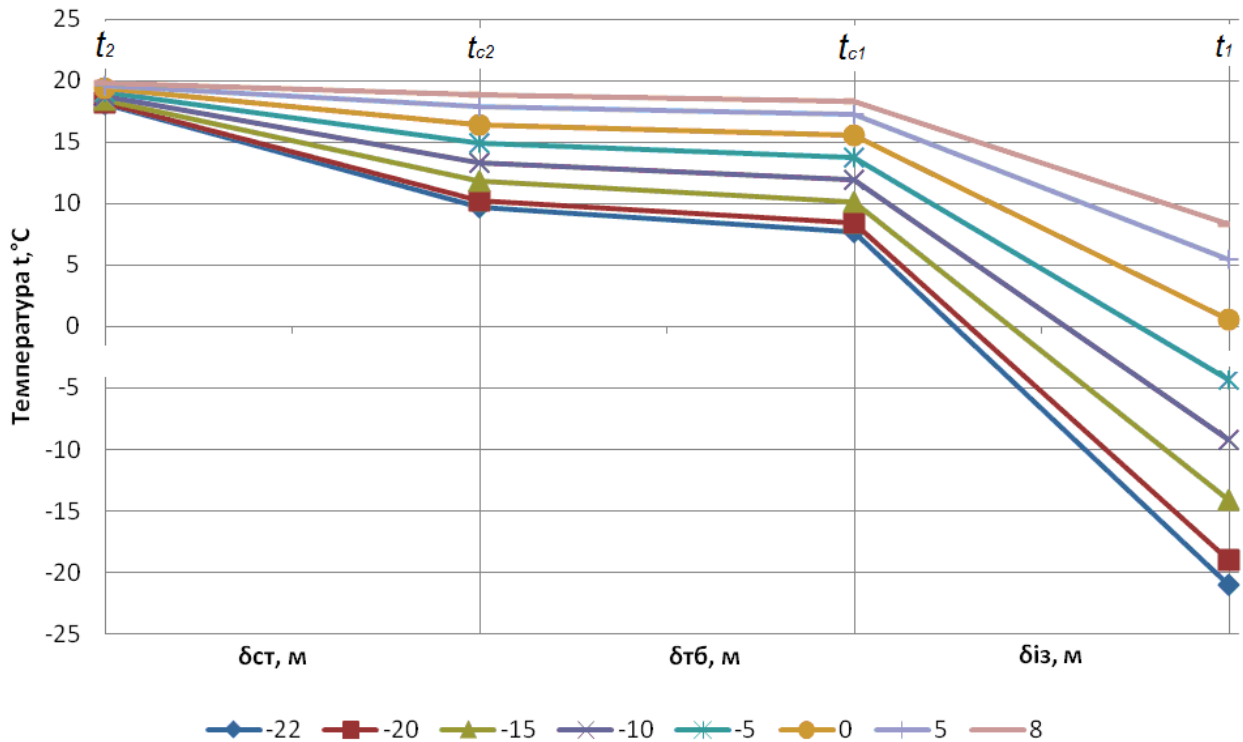


Рис. 4.4. Розподіл температури всередині ОК при різних температурах зовнішнього повітря

t_1, t_2 – значення температури, відповідно, на зовнішній та внутрішній поверхнях ОК;

t_{c1}, t_{c2} – значення температури, відповідно, на зовнішній та внутрішній поверхнях ТБ.

З отриманих залежностей видно, що чим вища температура навколишнього середовища, тим крива розподілу більш полого.

В таблиці 1 приведені значення температур, що відповідають рис. 4.4.

Значення температури всередині ОК при різних температурах навколишнього середовища

$t_{\text{зовн}},$ °C	$t_1,$ °C	$t_{c1},$ °C	$t_{c2},$ °C	$t_2,$ °C
-22	-21,0	7,7	9,7	18,1
-20	-19,1	8,4	10,3	18,2
-15	-14,2	10,2	11,8	18,5
-10	-9,3	11,9	13,4	18,8
-5	-4,4	13,7	14,8	19,0
0	0,5	15,5	16,4	19,3
+5	5,4	17,3	17,9	19,6
+8	8,3	18,4	18,9	19,8

На рис. 4.5 показаний розподіл температури всередині стіни при різних товщині стіни $\delta_{\text{ст}} = 0,1 \dots 0,8$ м та незмінних параметрах: $\lambda_{\text{ст}} = 0,8$ Вт/(м·К), $\delta_{\text{із}} = 0,05$ м, $\lambda_{\text{із}} = 0,04$ Вт/(м·К), $\delta_{\text{тб}} = 0,1$ м, $q_{\text{тб}} = 62$ Вт/м³.

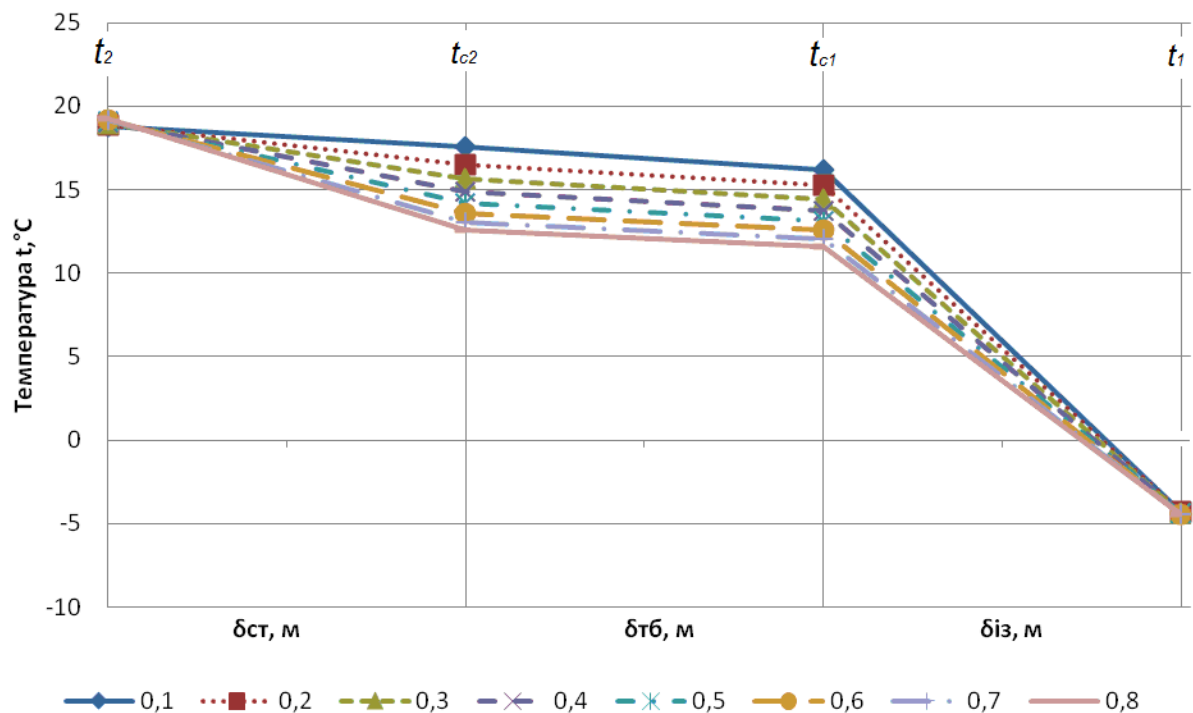


Рис. 4.5. Розподіл температури всередині ОК з ТБ при різних товщині стіни $t_{\text{зовн}} = -5^\circ\text{C}$, $\delta_{\text{із}} = 0,05$ м.

Аналіз графіка рис. 4.5 показує, що зміна товщини ОК мало впливає на значення температури на зовнішній та внутрішній поверхнях ОК. При збільшенні товщини ОК зменшуються температури на зовнішній та внутрішній поверхнях ТБ, що пояснюється зменшенням $q_{\text{вн}}$. Температури t_2 та t_1 при цьому майже не змінюються.

В таблиці 4.2 приведені значення температур, що відповідають рис. 4.5.

Таблиця 4.2.

Температури всередині ОК з ТБ при різній товщині стіни

$\delta_{\text{ст}},$ м	$t_1,$ °C	$t_{\text{с1}},$ °C	$t_{\text{с2}},$ °C	$t_2,$ °C
0,1	-4,29	16,2	17,5	18,8
0,2	-4,32	15,3	16,5	18,9
0,3	-4,35	14,5	15,6	18,9
0,4	-4,37	13,8	14,9	19,0
0,5	-4,39	13,1	14,2	19,1
0,6	-4,41	12,6	13,6	19,1
0,7	-4,43	12,1	13,1	19,2
0,8	-4,44	11,6	12,6	19,2

Вплив товщини ізоляції на розподіл температури всередині ОК показаний на рис. 4.6. При збільшенні $\delta_{\text{із}}$ спостерігається підвищення $t_{\text{с1}}, t_{\text{с2}}, t_2$ та незначне зменшення t_1 , що пояснюється зменшенням $q_{\text{вн}}$ та $q_{\text{зовн}}$ при збільшенні $\delta_{\text{із}}$. При товщині ізоляції 0,2 м та температурі теплоносія 20°C, що подається до ТБ, вдається компенсувати значну частину тепловтрат приміщення. Графіки наведені при незмінних параметрах: $\delta_{\text{ст}} = 0,4$ м, $\lambda_{\text{ст}} = 0,8$ Вт/(м·К), $\lambda_{\text{із}} = 0,04$ Вт/(м·К), $\delta_{\text{ТБ}} = 0,1$ м, $q_{\text{ТБ}} = 62$ Вт/м³, $t_{\text{вн}} = 20^\circ\text{C}$.

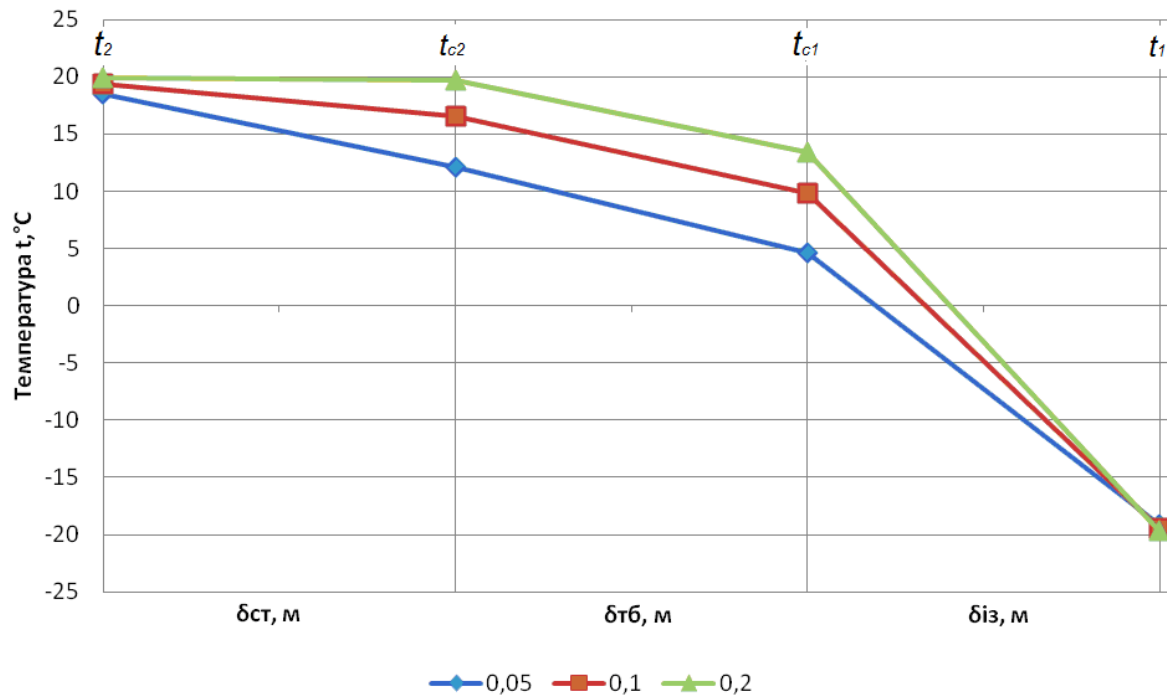


Рис. 4.6. Розподіл температури всередині стіни при різній товщині ізоляції ($t_{зовн} = -20^\circ\text{C}$, $\delta_{ст} = 0,4$ м, $\delta_{із} = 0,05$ м; 0,1 м; 0,2 м)

В таблиці 4.3 приведені значення температур, що відповідають рис. 4.7.

Таблиця 4.3.

Температури всередині стіни при різній товщині ізоляції

$\delta_{із}$, м	t_1 , °C	t_{c1} , °C	t_{c2} , °C	t_2 , °C
0,05	-19,2	4,6	12,1	18,5
0,10	-19,5	9,8	16,6	19,4
0,20	-19,7	13,5	19,7	19,9

4.5. Аналіз техніко-економічних показників експлуатації теплового бар'єру

Для підвищення потенціалу теплоносія необхідне додаткове джерело енергії. Одним із найкращих варіантів без використання органічних палив є тепловий насос [142]. На рис. 4.7 приведений коефіцієнт перетворення ТН (COP) в залежності від Δt підвищення потенціалу теплоносія від значення температури низькопотенційного джерела енергії. Добуток

електромеханічного коефіцієнту корисної дії компресору та адіабатного коефіцієнту корисної дії приймаємо 0,6 [143]. Температура джерела теплоти складає 5°C.

$$\text{COP} = \frac{T_B}{T_B - T_H} \eta_{\text{ел}} \eta_{\text{oi}} \quad (4.15)$$

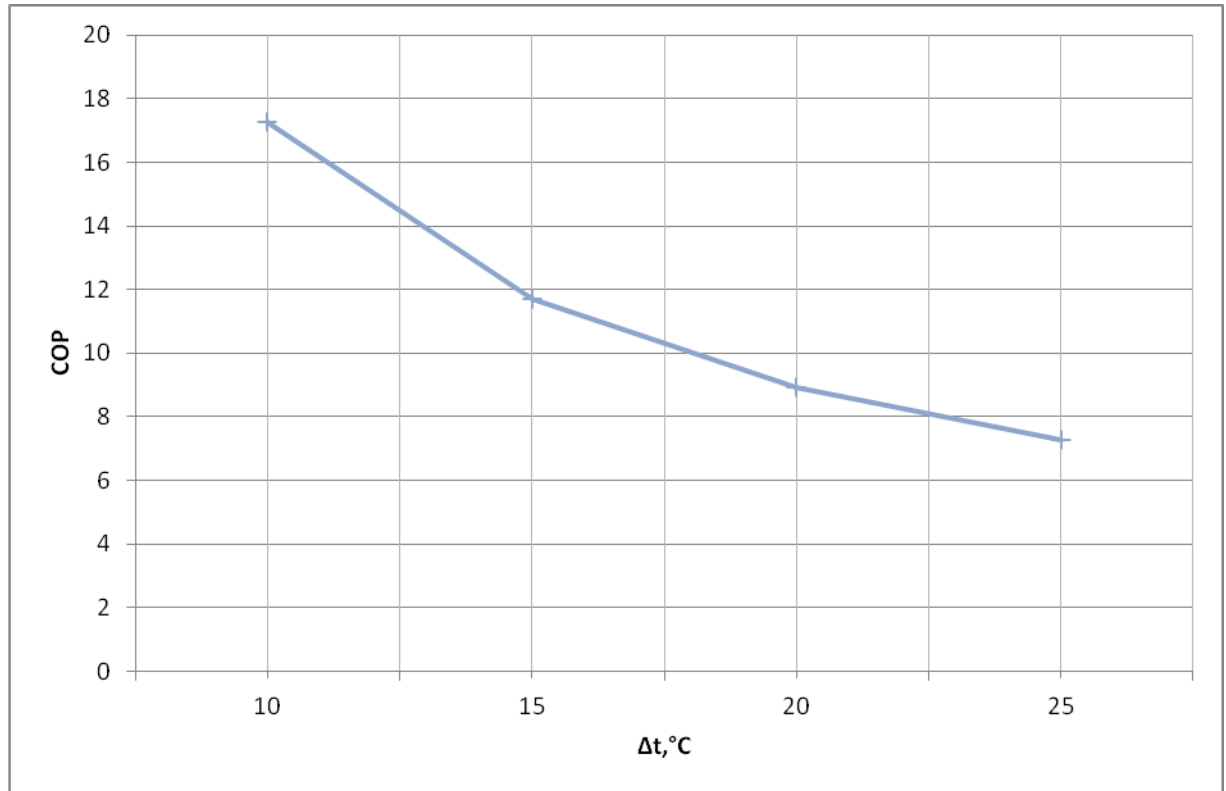


Рис. 4.7. Коефіцієнт перетворення ТН (COP) в залежності від підвищення потенціалу теплоносія Δt

На рис. 4.8 приведена залежність $q_{\text{вн}}$ та $q_{\text{зовн}}$ від добутку $q_{\text{ТБ}} \cdot \delta_{\text{ТБ}}$ при $t_{\text{зовн}} = -22^\circ\text{C}$. При збільшенні теплового потоку $q_{\text{ТБ}}$ відбувається зменшення теплового потоку від приміщення до ТБ та незначне збільшення $q_{\text{зовн}}$, тобто тепловтрати приміщення зменшуються. З отриманих розрахунків видно, що ТБ виконує свою функцію.

Графіки наведені при незмінних параметрах: $\delta_{\text{ст}} = 0,4$ м, $\lambda_{\text{ст}} = 0,8$ Вт/(м·К), $\delta_{\text{із}} = 0,05$ м, $\lambda_{\text{із}} = 0,04$ Вт/(м·К), $\delta_{\text{ТБ}} = 0,1$ м, $t_{\text{вн}} = 20^\circ\text{C}$.

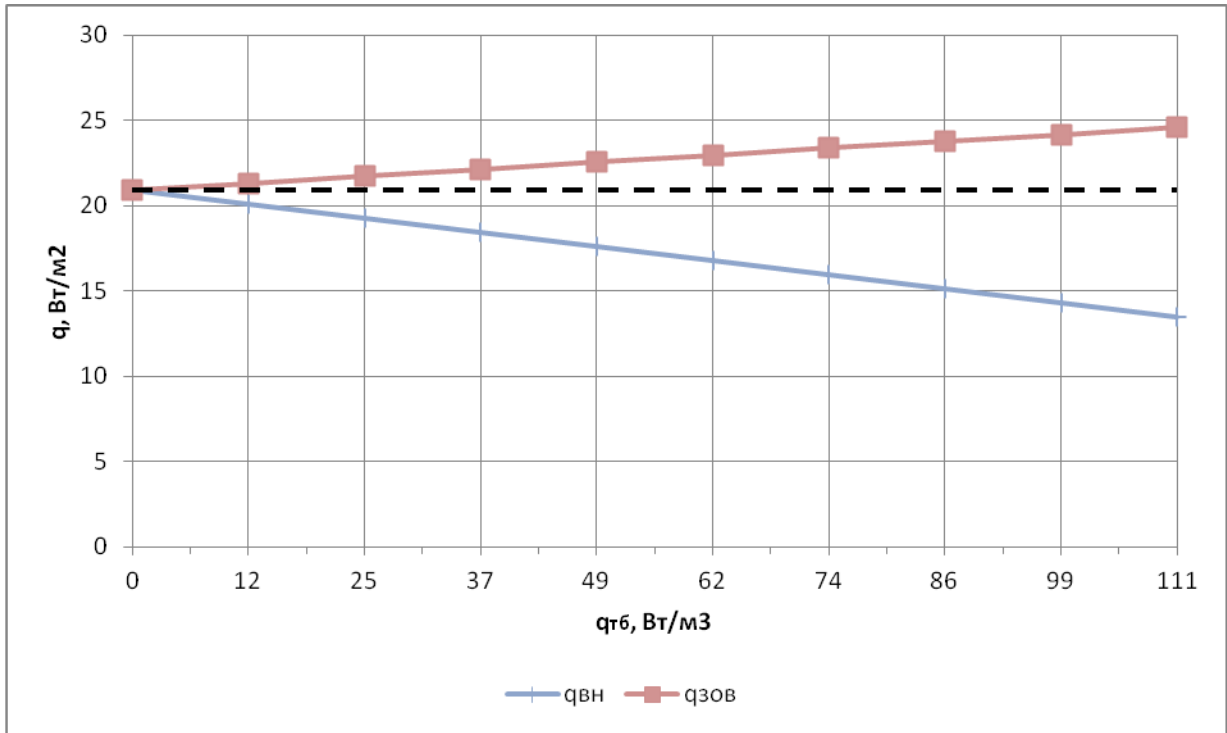


Рис. 4.8. Залежність теплових потоків $q_{вн}$ і $q_{зов}$ від $q_{тб} \cdot \delta_{тб}$ при $t_{зовн} = -22^\circ\text{C}$

На рис. 4.9 показана економія енергії у відсотках у холодний період року в залежності від температури зовнішнього повітря та різних значеннях $q_{тб}$.

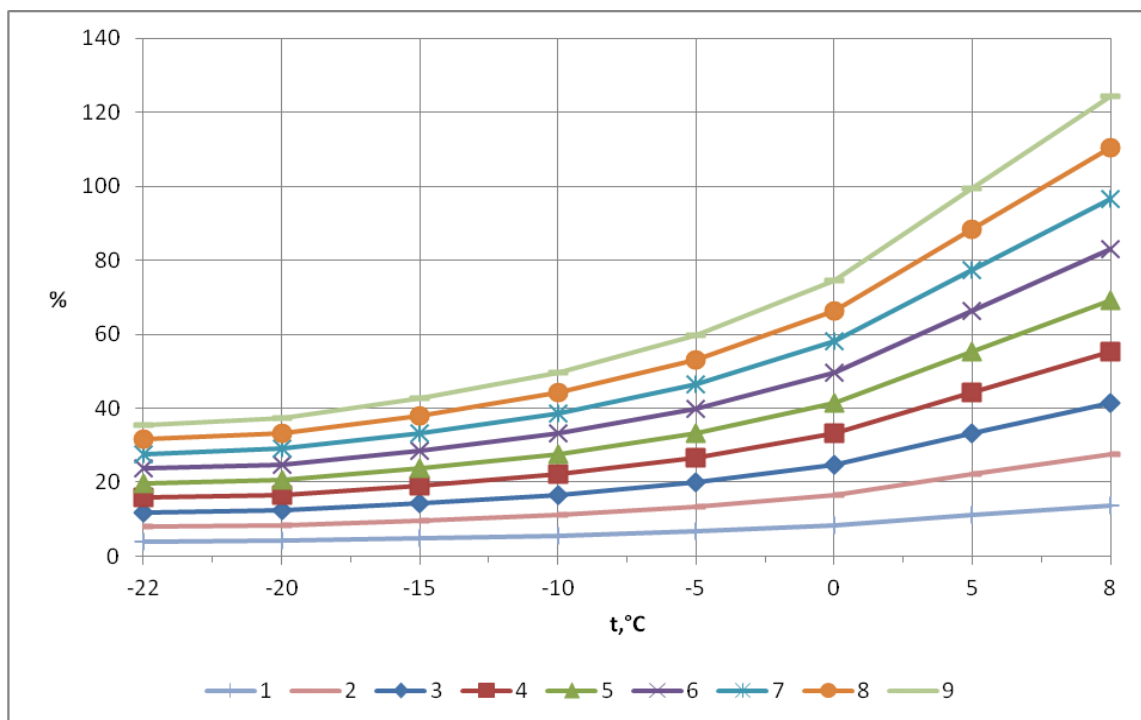


Рис. 4.9. Економія енергії у відсотках в холодний період року при різних значеннях $q_{тб}$: 1 – $q_{тб} = 12 \text{ Вт/м}^3$; 2 – $q_{тб} = 25 \text{ Вт/м}^3$; 3 – $q_{тб} = 37 \text{ Вт/м}^3$;

4 – $q_{ТБ} = 49 \text{ Вт/м}^3$; 5 – $q_{ТБ} = 62 \text{ Вт/м}^3$; 6 – $q_{ТБ} = 74 \text{ Вт/м}^3$; 7 – $q_{ТБ} = 86 \text{ Вт/м}^3$;
8 – $q_{ТБ} = 99 \text{ Вт/м}^3$; 9 – $q_{ТБ} = 111 \text{ Вт/м}^3$.

На рис. 4.10 приведена залежність $q_{вн}$ та $q_{зовн}$ від добутку $q_{ТБ} \cdot \delta_{ТБ}$ при $t_{зовн} = 35^\circ\text{C}$. При збільшенні теплового потоку $q_{ТБ}$ відбувається зменшення теплового потоку від приміщення до ТБ та збільшення $q_{зовн}$, тобто теплонадходження до приміщення зменшуються. З отриманих розрахунків видно, що ТБ виконує свою функцію.

Графіки наведені при незмінних параметрах: $\delta_{ст} = 0,4 \text{ м}$, $\lambda_{ст} = 0,8 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\delta_{із} = 0,05 \text{ м}$, $\lambda_{із} = 0,04 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\delta_{ТБ} = 0,1 \text{ м}$, $t_{вн} = 20^\circ\text{C}$.

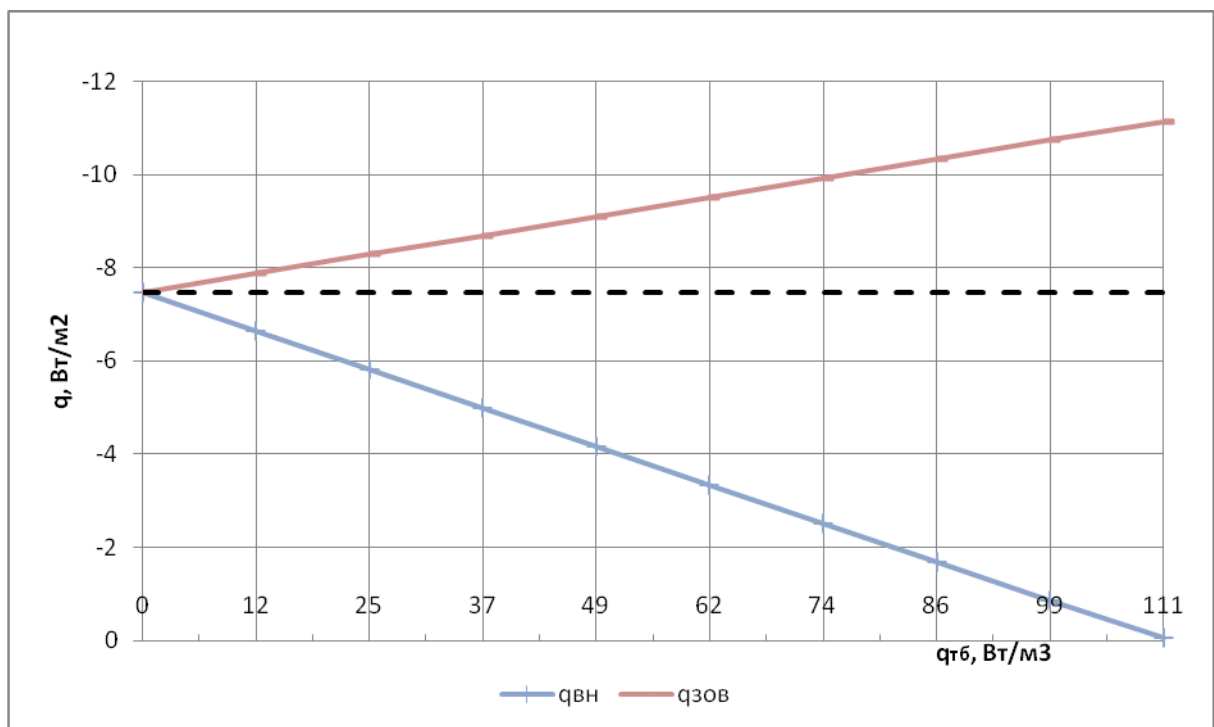


Рис. 4.10. Залежність теплових потоків $q_{вн}$ і $q_{зовн}$ від $q_{ТБ} \cdot \delta_{ТБ}$ при $t_{зовн} = 35^\circ\text{C}$

На рис. 4.11 показана економія енергії у відсотках у теплий період року в залежності від температури зовнішнього повітря та різних значеннях $q_{ТБ}$.

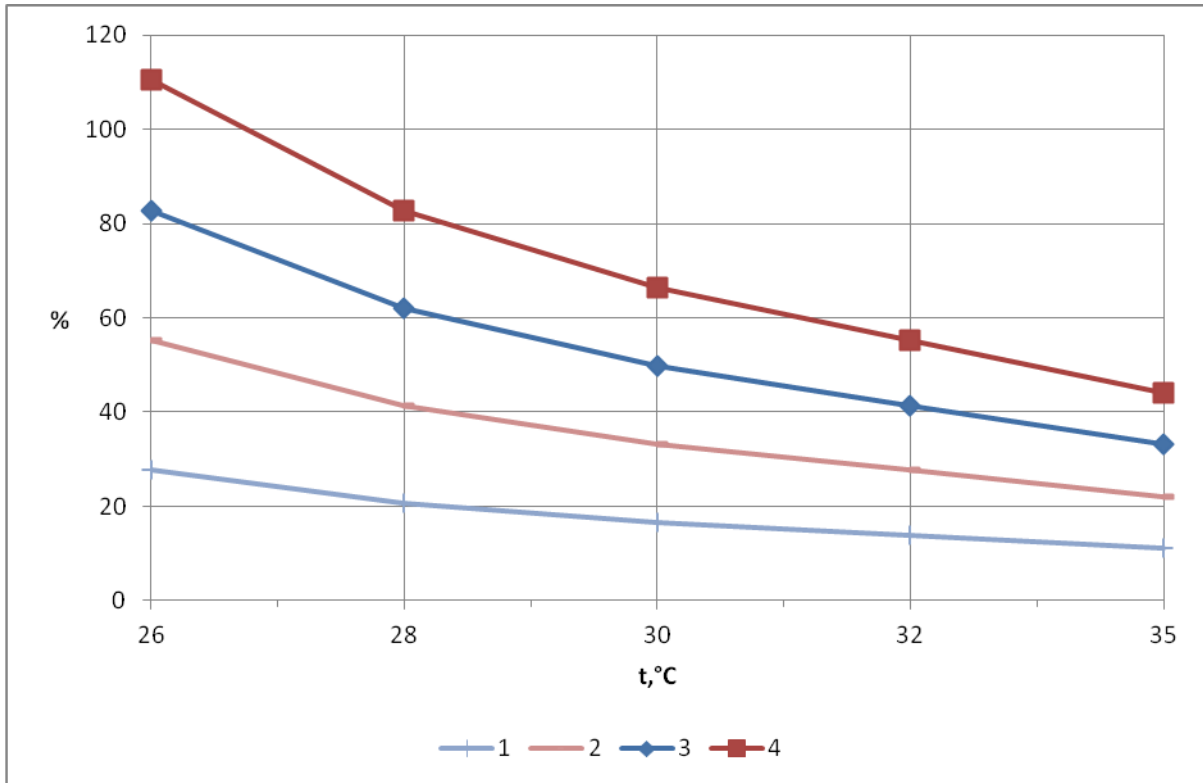


Рис. 4.11. Економія енергії у відсотках в теплий період року при різних значеннях $q_{ТБ}$: 1 – $q_{ТБ} = 12 \text{ Вт/м}^3$; 2 – $q_{ТБ} = 25 \text{ Вт/м}^3$; 3 – $q_{ТБ} = 37 \text{ Вт/м}^3$; 4 – $q_{ТБ} = 49 \text{ Вт/м}^3$.

У енергетичному еквіваленті економію енергії, відповідно, у холодний $E_{\text{хол}}$ та теплий $E_{\text{тепл}}$ періоди можна розрахувати як

$$E_{\text{хол}} = \Delta q_{ТБ} - (q_{\text{ел}} + q_{\text{ц}}), \quad (4.16)$$

$$E_{\text{тепл}} = \Delta q_{ТБ} - q_{\text{ц}}, \quad (4.17)$$

де $\Delta q_{ТБ}$ - економія енергії за рахунок використання ТБ площею 1 м^2 , Вт;

$q_{\text{ел}}$ - електрична енергія, що споживається компресором ТН, Вт;

$q_{\text{ц}}$ - електрична енергія, що витрачається на циркуляцію теплоносія, Вт.

У грошовому еквіваленті економія, відповідно, у холодний $H_{\text{хол}}$ та теплий $H_{\text{тепл}}$ періоди року складає

$$N_{\text{хол}} = \Delta q_{\text{ТБ}} \Pi_{\text{г}} - \left(\frac{q_{\text{ТБ}} \delta_{\text{ТБ}} \Pi_{\text{ел}}}{\text{COP}} + q_{\text{ц}} \Pi_{\text{ел}} \right), \quad (4.18)$$

$$N_{\text{хол}} = \frac{\Delta q_{\text{ТБ}} \Pi_{\text{ел}}}{\varepsilon_{\text{хол}}} - q_{\text{ц}} \Pi_{\text{ел}}, \quad (4.19)$$

$\Pi_{\text{г}}$ – вартість газу, грн.;

$\Pi_{\text{ел}}$ – вартість електроенергії, що використовується для роботи ТН та циркуляційного насосу, грн.;

$\varepsilon_{\text{хол}}$ – холодильний коефіцієнт.

Для визначення кількості енергії, що витрачається на циркуляцію теплоносія, необхідно оцінити витрату теплоносія через ТБ у холодний та теплий періоди року [141, 142].

4.6. Висновки по розділу

Отримані вище результати та залежності дозволяють зробити наступні висновки:

- температура подачі теплоносія в ТБ має бути не менше 22°C. Її значення залежить, в основному, від товщини теплоізоляції. Тобто, тільки низькопотенційної теплоти ґрунту не достатньо. Необхідне підвищення потенціалу із використанням ТН із ґрунтовими теплообмінниками. Наближене обчислення максимального значення коефіцієнту перетворення ТН (COP) дорівнює 9.

- підвищення теплового потоку ТБ зменшує тепловтрати приміщення, що свідчить про те, що ТБ виконує свою функцію в опалювальний період.

- товщина стіни не суттєво впливає на розподіл температур всередині стіни, тому цей параметр доцільно обирати керуючись актуальними будівельними нормами. Найбільший вплив на розподіл температур всередині стіни з ТБ має товщина ізоляції.

РОЗДІЛ 5

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ БУДІВЛІ ШЛЯХОМ
ТЕРМОМОДЕРНІЗАЦІЇ ЇЇ СВІТЛОПРОЗОРИХ ОГОРОДЖУВАЛЬНИХ
КОНСТРУКЦІЙ

5.1. Особливості теплопереносу через багатокамерні склопакети

Одним з ефективних способів зниження теплових втрат будівель є заміна вікон застарілих конструкцій із низьким термічним опором на сучасні з енергоощадними склопакетами [144 - 146]. Найбільш розповсюдженим в практиці є двокамерний склопакет, що має три скла, простір між якими (камери) заповнений повітрям або іншим газом (можливе також форвакуумування) [147 - 149]. Такі склопакети мають більш високі значення термічного опору, ніж однокамерні, в залежності від якісних характеристик скла, його товщини, відстанями між шибками, а також схемою розміщення світлопрозорої конструкції у віконній проїмі [150]. Так поверхня звичайного віконного скла марки М1 характеризуються високим ступенем поглинальної здатності (близько 0,84...0,89) в діапазоні інфрачервоного спектра випромінювання. Для зменшення радіаційної складової теплового потоку через віконну конструкцію на внутрішні поверхні скла наносяться так звані низькоемісійні покриття із низькою поглинальною здатністю у відповідному діапазоні випромінювання (близько 0,21...0,33; маркування low-e, e, i, k - скла). Для зниження кондуктивної складової теплового потоку простір між склом заповнюється інертними газами (аргоном, криптоном), а також гексафторидом сірки, що має більш високу в'язкість, яка зумовлює зниження інтенсивності конвективних потоків у камерах (зменшення конвективної складової теплопередачі через склопакет). Оскільки у аргону та криптону теплопровідність менша, ніж у повітря, таке газове середовище також сприяє збільшенню термічного опору склопакета [147].

Згідно ДБН В.2.6-31:2006 Конструкції будинків та споруд. Теплова ізоляція будівель (зі зміною №1 від 01.07.2013 р.), актуальне мінімально

допустиме значення опору теплопередачі світлопрозорої огорожувальної конструкції житлових та громадських будинків повинно бути не менше $0,75 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ та $0,60 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, відповідно, для I та II кліматичних зон України [108].

У відповідності до ДСТУ-Н Б В.2.6-83:2009. «Настанова з проектування світлопрозорих елементів огорожувальних конструкцій» обов'язково фасадні світлопрозорі конструкції, у тому числі скляні стіни й двері, вікна, повинні бути спроектовані й виготовлені таким чином, щоб були враховані ризики, пов'язані із самим матеріалом (склом). Параметри конструкцій зі скла повинні бути розраховані, а вибір використовуваного типу скла повинен бути здійснений таким чином, щоб руйнування конструкції не викликало небезпеки падіння людини вниз через конструкцію й щоб уникнути можливого травматизму людей падаючими осколками розбитого скла. При цьому зберігаються вимоги до природного освітлення приміщень громадського, житлового і промислового будівництва, що наведені у ДБН В.2.5-28:2006. Природне і штучне освітлення. Вітрові навантаження на віконні конструкції розраховуються згідно ДБН В.1.2-2. «Система забезпечення надійності та безпеки будівельних об'єктів. Навантаження і впливи. Норми проектування». Клас вогнестійкості світлопрозорих енергозберігаючих конструкцій, що виконують функції зовнішніх огорожувальних стін будинків (споруд) слід визначати за окремими методиками, розробленими на розвиток ДСТУ Б В.1.1-4 «Захист від пожежі. Будівельні конструкції. методи випробувань на вогнестійкість. загальні вимоги» з урахуванням вимог ДБН В.1.2-7. СНББ. Основні вимоги до будівель, та затвердженими у ДСТУ-Н Б В.2.6-83:2009 «Настанова з проектування світлопрозорих елементів огорожувальних конструкцій» у порядку, визначеному у ДБН В.1.1-7. Пожежна безпека об'єктів будівництва.

Ефективність застосування енергозберігаючого скління характеризується значенням величини приведенного термічного опору характеристики склопакетів розраховані для I кліматичної зони склопакетів згідно ДСТУ Б В.2.7-107:2008 «Склопакети клеєні будівельного

призначення». Досягти такого значення для віконних конструкцій можливо при застосуванні багатокамерних склопакетів до складу яких входить скло з низькоемісійними покриттями різних типів (твердим, k-флоат-скло; м'яким, і- або low-e флоат-скло; нанесеними плівками та ін.), а також підвищеною герметизацією периметрів віконних стулок або дверей балконних блоків, що можуть відкриватися.

У відповідності до технологічних норм, що містяться у ДСТУ Б В.2.7-130:2007 «Профілі полівінілхлоридні для огороджувальних будівельних конструкцій» збільшення товщини стінки і кількості фронтальних камер у профілі, крім підвищення характеристик міцності і пружності, також призводить до збільшення приведенного коефіцієнта термічного опору теплопередачі всієї віконної конструкції.

Пропонується, спираючись на вимоги ДСТУ Б 2.6-15:2011 Блоки віконні та двері полівінілхлоридні. Загальні технічні умови дотримуватись відповідності технічних характеристик (що є обов'язковими до зазначення у паспорті віконного або дверного блоку за ДСТУ Б В.2.6-23 Конструкції будинків і споруд. Блоки віконні та дверні. Загальні технічні умови) таких, як: приведений опір теплопередачі не менше $0,75 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ (клас В), повітропроникність (100 Па) до $8 \text{ м}^3 \text{ н}/(\text{год}/\text{м}^2)$ (клас Г), водонепроникність не більше 350 Па (клас В), звукоізоляція 32 дБ (клас В) загальний коефіцієнт пропускання світла не менше 0,52 (клас А), опір вітровим навантаженням не менше 400 Па (клас Г), безвідказність – не менше 20000 робочих циклів відчинення-зачинення. При цьому пропонується використання довільної чотири- або п'ятикамерної профільної системи і відповідної запірної фурнітури в кліматичному виконання УХЛ 1. Коефіцієнт пропускання світла склопакета у видимій частині спектра повинен бути не менше 0,73 для досягнення норм природної освітленості.

Оптимальна формула двокамерних склопакетів, що пропонуються до встановлення в світлопрозорі конструкції складалася із трьох шибок марки М1 товщиною 4 мм (за ДСТУ Б В.2.7-122-2003. Скло листове. Технічні

умови), дві з яких (внутрішні) мають низькоемісійне покриття (і-скло).
Оптимальною відстанню між всіма шибками є 10-12 мм (4і-10-4і-10-4).

5.2. Математична модель теплопереносу через двокамерний склопакет віконної конструкції

Для встановлення характеристик теплопереносу через двокамерний склопакет, а також вивчення питання про його особливості, що впливають на збільшення термічного опору двокамерних склопакетів в порівнянні з однокамерними, проводяться чисельні дослідження даного процесу. Результати чисельних досліджень теплопереносу через однокамерні склопакети представлені в роботах [146, 148]. Результати моделювання теплообміну в проміжку між склом вікна розглянуті також в [151].

Задача теплопереносу через двокамерний склопакет висотою H , шириною L та товщиною B розглядається в двовимірній постановці в умовах стаціонарного теплового режиму. Схема розрахункової області представлена на рис. 5.1.

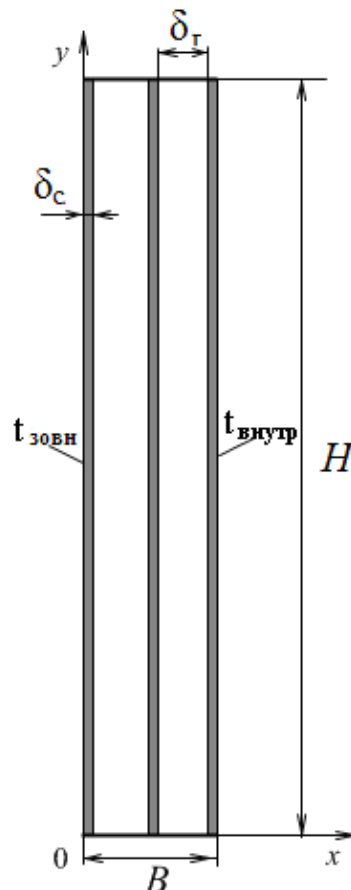


Рис. 5.1. Схема розрахункової області задачі

Вільноконвективний рух газового середовища в камерах склопакета вважається ламінарним і, при цьому, описується системою рівнянь Нав'є – Стокса [35]

$$\frac{\partial(\rho_r u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_r v)}{\partial y} = 0; \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial(\rho_r v u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_r v^2)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(2\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2\mu}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right) - \rho_r g; \quad (5.2)$$

$$\frac{\partial(\rho_r u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_r u v)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(2\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2\mu}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right). \quad (5.3)$$

Конвективний теплоперенос в газовому середовищі описується рівнянням енергії [36]

$$\frac{\partial(C_{p,r} \rho_r u T)}{\partial x} + \frac{\partial(C_{p,r} \rho_r v T)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_r \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_r \frac{\partial T}{\partial y} \right); \quad (5.4)$$

а в склі – рівнянням теплопровідності [100]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_{\text{скл}} \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_{\text{скл}} \frac{\partial T}{\partial y} \right) = 0. \quad (5.5)$$

Система рівнянь (5.1) - (5.5) доповнюється рівнянням стану газового середовища

$$\rho_r = \rho_r(p, T). \quad (4.6)$$

Систему рівнянь (5.1) - (5.5) складено в системі координат, в якій горизонтальна вісь OX спрямована від зовнішньої поверхні склопакета ($x = 0$) у бік приміщення, а вісь OY спрямована вертикально вгору. Значення $y = 0$ відповідає нижньому краю склопакета. У розглянутій задачі вплив дистанційних рамок, а також теплоперенос через торці склопакета не враховуються. Теплофізичні властивості скла приймаються постійними, а теплопровідність і в'язкість газового середовища вважаються залежними від температури по лінійному закону. Розв'язання поставленої задачі виконується при заданих значеннях температури на зовнішній поверхні зовнішнього скла $t_{зовн}$ і на зовнішній поверхні внутрішнього скла $t_{внутр}$.

Граничні умови записуються в вигляді

$$x = 0: T = t_{зовн}; \quad x = B: T = t_{внутр}; \quad (t_{внутр} > t_{зовн}); \quad (5.7)$$

$$y = 0; \quad H: \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0. \quad (5.8)$$

На поверхнях скла, що є всередині склопакета, задаються умови четвертого роду, що враховують наявність радіаційних теплових потоків між поверхнями скла

$$-\lambda_{скл} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=x_{Л}-0} = -\lambda_{г} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=x_{Л}+0} - q_{рад,Л}; \quad (5.9)$$

$$-\lambda_{г} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=x_{П}-0} - q_{рад,П} = -\lambda_{скл} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=x_{П}+0}, \quad (5.10)$$

де $q_{рад,Л}$ – густина радіаційного теплового потоку, що припадає на внутрішню поверхню лівої (більш холодної) поверхні газового прошарку між склом;

$q_{\text{рад,п}}$ – густина радіаційного теплового потоку на правій (більш нагрітій) поверхні газового прошарку.

Для чисельного розв'язання системи рівнянь (5.1) - (5.6) з граничними умовами (5.7) - (5.10) використовується метод контрольного об'єму [152]. Для складання дискретних аналогів диференціальних рівнянь, що описують рух газового середовища і теплоперенос через склопакет, використовується рознесена прямокутна різницева сітка [152, 153]. Особливість такої сітки полягає в тому, що вузли, в яких задаються складові вектора швидкості руху газу, розташовуються на протилежних гранях контрольного об'єму, а вузли, що пов'язані з сітковим функціям тиску, температури і густини – в центрі контрольного об'єму. Розрахункова сітка складена так, що області газових прошарків і області скла містять цілу кількість контрольних об'ємів. У зв'язку з цим, межа розділу середовищ (поверхня скла) проходить між вузлами, в яких задаються сіткові функції температури. Для визначення температури на поверхнях скла вводяться додаткові розрахункові вузли, номери яких мають дробові індекси. Дробові індекси означають, що розглянута величина відноситься до точки простору, що розташована між вузлами, в яких задаються основні сіткові функції. Кроки сітки з дробовими індексами розраховуються, як середнє арифметичне довжин двох сусідніх кроків. Для подальшого виключення з розрахункової схеми значень сіткових функцій температури з дробовими індексами використовуються умови спряження (5.9), (5.10), що в дискретній формі мають вигляд

$$-\lambda_{\text{скл}} \frac{T_{i,j_{\text{п}}+1/2} - T_{i,j_{\text{л}}}}{0,5\Delta x_{j_{\text{л}}}} = -\lambda_{\text{г}} \frac{T_{i,j_{\text{л}}+1} - T_{i,j_{\text{л}}+1/2}}{0,5\Delta x_{j_{\text{л}}+1}} - \frac{\varepsilon_{\text{прив}} c_0}{\Delta y_i L} \sum_{i_1=1}^m F_{i,i_1} \left[\left(\frac{T_{i,j_{\text{п}}-1/2}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{i,j_{\text{л}}+1/2}}{100} \right)^4 \right]; \quad (5.11)$$

$$-\lambda_{\text{г}} \frac{T_{i,j_{\text{п}}-1/2} - T_{i,j_{\text{п}}-1}}{0,5\Delta x_{j_{\text{п}}-1}} - \frac{\varepsilon_{\text{прив}} c_0}{\Delta y_i L} \sum_{i_1=1}^m F_{i,i_1} \left[\left(\frac{T_{i,j_{\text{п}}-1/2}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{i,j_{\text{л}}+1/2}}{100} \right)^4 \right] = -\lambda_{\text{скл}} \frac{T_{i,j_{\text{п}}} - T_{i,j_{\text{п}}-1/2}}{0,5\Delta x_{j_{\text{п}}}}, \quad (5.12)$$

де $T_{i,j}$ – сіткові функції температури, що пов'язані з вузлами сітки,

розташованим в центрах контрольних об'ємів;

F_{i,i_1} – площі взаємних поверхонь опромінення елементів з номерами i та i_1 , що розташовані на протилежних внутрішніх поверхнях скла, що розраховуються за формулою

$$F_{i,i_1} = \frac{dy_i dy_{i_1} b_2^2}{\pi} \int_0^L \int_0^L \frac{dz_1 dz_2}{\left[b_2^2 + \left(\sum_{k=1}^i dy_k - \sum_{k=1}^{i_1} dy_k \right)^2 + (z_2 - z_1)^2 \right]^2}, \quad (5.13)$$

де $\epsilon_{\text{прив}}$ – приведений коефіцієнт чорноти поверхонь скла, між якими відбувається радіаційний теплообмін. Індексами $j_{\text{л}}$, $j_{\text{п}}$ позначені номери граничних контрольних об'ємів сітки, що відносяться до лівого і правого скла та прилягають до газового прошарку. У цьому випадку об'єми з номерами $j_{\text{л}+1}$ та $j_{\text{п}-1}$ відносяться до граничним контрольних об'ємів з боку газового прошарку, а дробові індекси $j_{\text{л}+1/2}$ і $j_{\text{п}-1/2}$ позначають ліву та праву границі розподілу середовищ, тобто поверхні скла.

В розглянутій постановці задачі радіаційний теплообмін на торцевих поверхнях ($y = 0$; H ; $z = 0$; L) не враховується. Система дискретних рівнянь переносу, в яких для апроксимації перших похідних в лівих частинах рівнянь (5.2) - (5.4) використовується схема “проти потоку”, розглянута в [152, 153]. Її розв'язання виконується методом матричної прогонки [154]. В результаті розв'язання визначаються поля швидкості, тиску і температури в склі і газових прошарках двокамерного склопакета.

5.3. Результати розрахунків основних теплотехнічних параметрів двох- та однокамерного склопакетів

Розглянемо результати розрахунку теплопереносу через двокамерний склопакет висотою $H = 1,08$ м і шириною $L = 0,75$ м. Скло (кожне з трьох) має товщину $\delta_{\text{скл}} = 4$ мм. Відстані між склом $\delta_{\text{г}} = 10$ мм. Коефіцієнт теплопровідності скла $\lambda_{\text{скл}} = 0,74$ Вт/(м·К). Ступені чорноти всіх поверхонь

скла $\varepsilon_{\text{скл}}=0,89$. Камери склопакета заповнені повітрям. Температура поверхні внутрішнього скла, що звернена в бік приміщення, дорівнює $t_{\text{вн}} = 20^\circ\text{C}$, а температура зовнішньої поверхні зовнішнього скла складає $t_{\text{зовн}} = -10^\circ\text{C}$. Отримані в результаті розв'язання задачі поля швидкості і температури у вертикальному перерізі двокамерного склопакета представлені на рис. 5.2а, а в однокамерному на рис. 5.2б. Розподіл вертикальної швидкості в газовому середовищі і температури по товщині склопакета в його середньому горизонтальному перетині наведено на рис. 5.3. Як видно з даних рисунків, в обох камерах склопакета відбувається підйомно-опускна вільноконвективна течія повітряного середовища [146]. У камері, що примикає до зовнішнього скла, максимальна вертикальна швидкість складає $v_{\text{max}} = 0,033$ м/с, а в камері, що примикає до внутрішнього скла $v_{\text{max}} = 0,025$ м/с. Внаслідок малості зазначених величин швидкості, конвекція в прошарках між склом двокамерного склопакета несуттєво впливає на теплоперенос. Тому розподіл температури по товщині газового прошарку близький до лінійного, як це має місце в тому випадку, коли перенос теплоти здійснюється переважно теплопровідністю. Характерною особливістю такого режиму теплопереносу є також те, що ізотерми у вертикальному перерізі двокамерного склопакета практично паралельні (рис. 5а). Відхилення від паралельності ізотерм спостерігається лише у верхній і нижній частинах склопакета, де відбувається розвертання потоку газового середовища, і напрямок течії змінюється від підйомного до опускного. Зміна температури по товщині скла є незначною ($\sim 0,4^\circ\text{C}$).

Розподіл густини теплового потоку по зовнішній і внутрішній поверхнях двокамерного склопакета представлений на рис. 5.4. Як видно нього, значення густини теплового потоку на обох поверхнях практично збігаються в середній частині склопакета.

Відмінності мають місце на верхній і нижній ділянках поверхонь. Максимальні значення густини теплового потоку на зовнішній поверхні склопакета (крива 1) спостерігаються на її верхній ділянці, а максимальні теплові потоки на внутрішній поверхні мають місце в нижній її частині

(крива 2). Така особливість теплопереносу через склопакет пояснюється наявністю підйомних і опускних течій газового середовища всередині камер. Біля верхнього і нижнього торців склопакета відбувається зміна напрямків течії середовища. Внаслідок цього, біля однієї поверхні камери склопакета градієнти температури по горизонтальній координаті зменшуються, а біля протилежної – збільшуються.

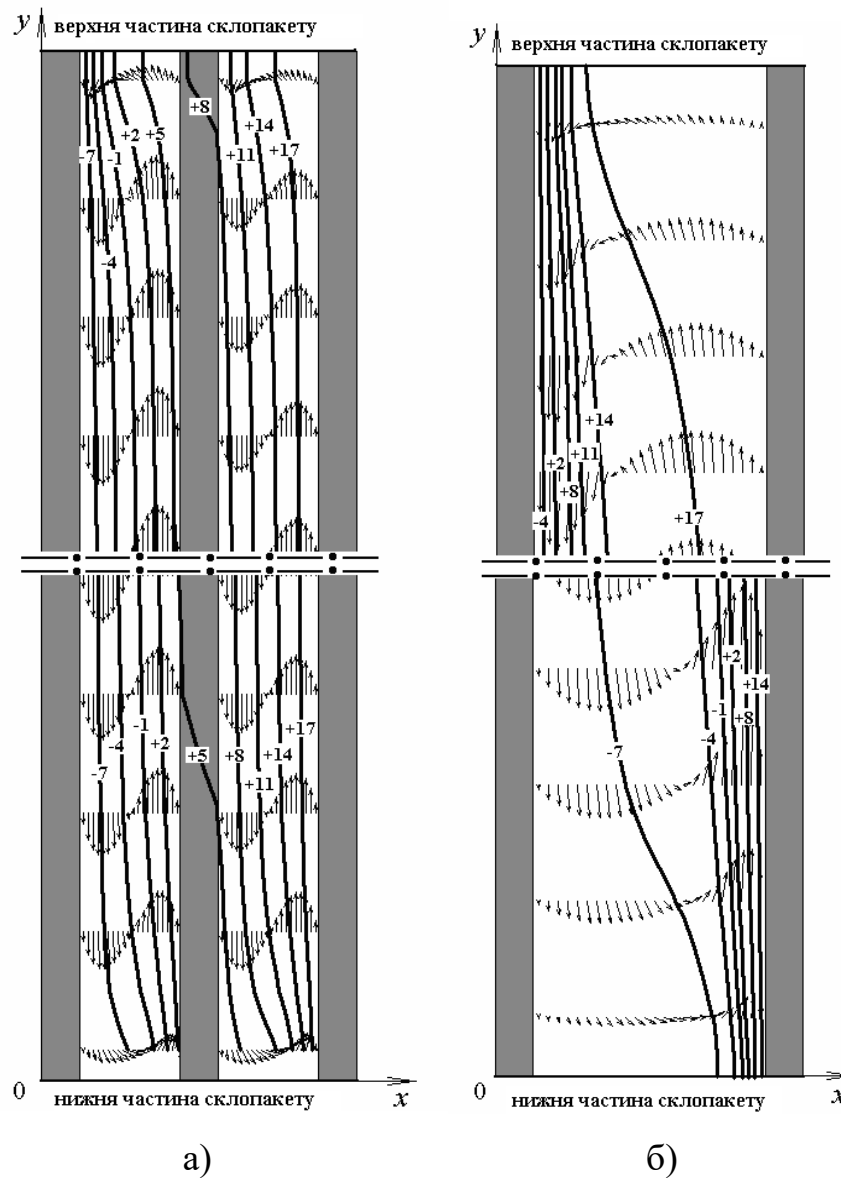


Рис. 5.2. Температурне поле ($^{\circ}\text{C}$) та вектори швидкості газового середовища у вертикальному перерізі склопакетів: а – двокамерного; б – однокамерного

У середній же частині склопакета градієнти температури практично не змінюються по товщині газового прошарку (рис. 5.3), а градієнти

температури по вертикальній координаті практично дорівнюють нулю (рис. 5.2а). Тому теплові потоки в середній частині двокамерного склопакета – однакові на зовнішній та внутрішній поверхнях (рис. 5.4).

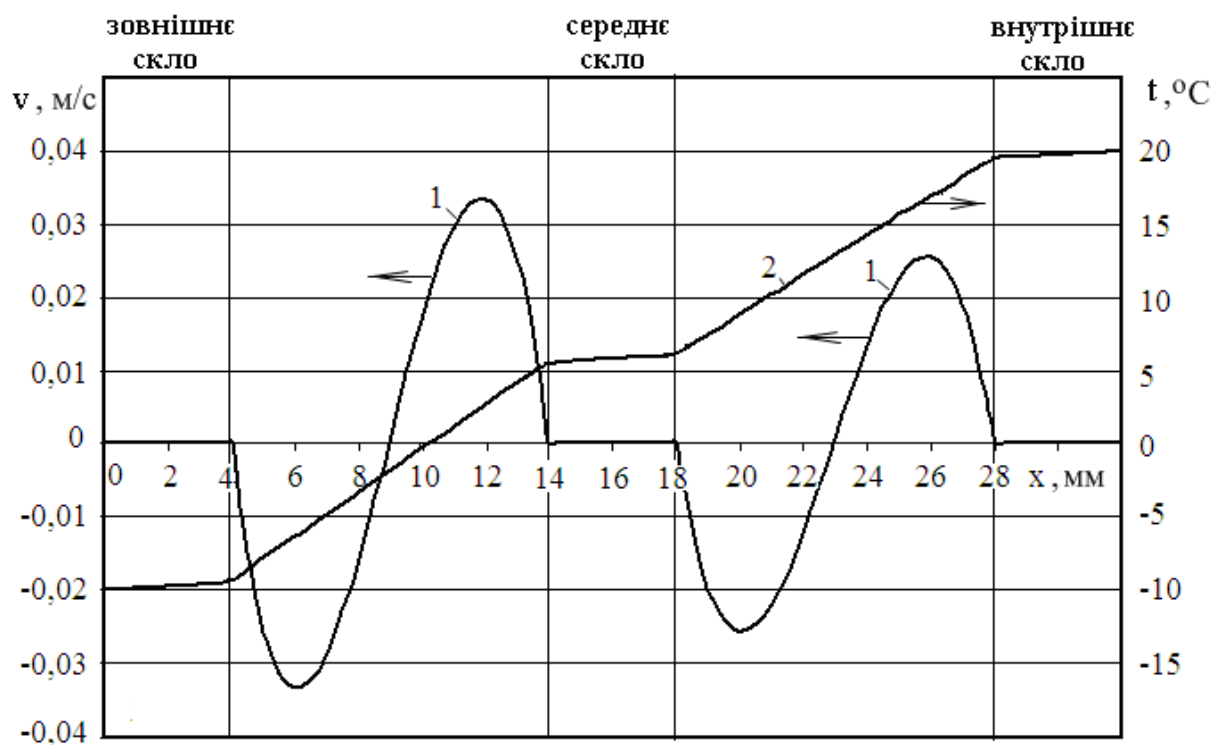


Рис. 5.3. Розподіл вертикальної швидкості (1) в газових прошарках і температури (2) по товщині двокамерного склопакета

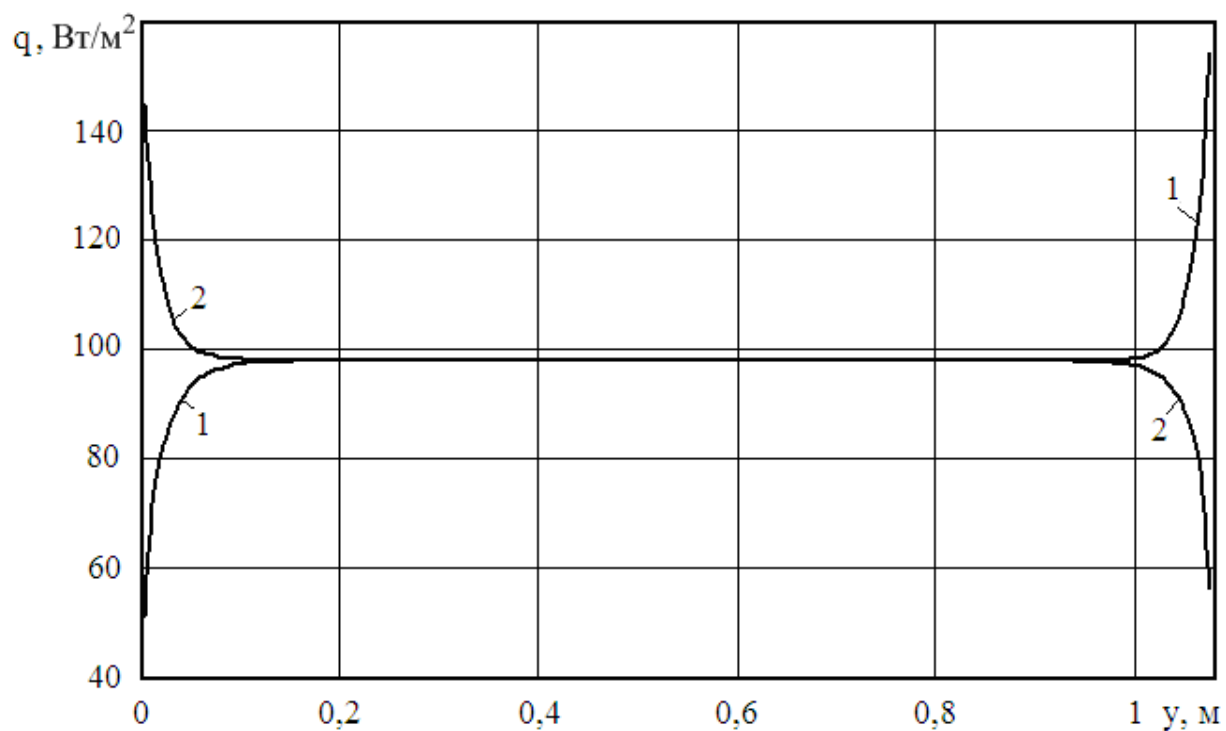


Рис. 5.4. Розподіл густини теплового потоку на зовнішній (1) і внутрішній (2) поверхнях двокамерного склопакета

У розглянутому випадку [146] сумарний тепловий потік через двокамерний склопакет становить $Q = 73,6$ Вт. При цьому на радіаційну складову припадає 59% сумарного теплового потоку в камері, що примикає до зовнішнього скла ($Q_{\text{рад}} = 43,6$ Вт) і 62% – у внутрішній камері ($Q_{\text{рад}} = 45,6$ Вт).

Для характеристики теплоізоляційних властивостей віконних конструкцій зазвичай використовується величина його термічного опору [155]. У даному випадку для розрахунку термічного опору використовується величина, що розраховується за формулою

$$R = \frac{(t_{\text{вн}} - t_{\text{зовн}}) \cdot H \cdot L}{Q}. \quad (5.14)$$

З представлених результатів випливає, що для двокамерного склопакета зазначеної вище геометрії, в камерах якого знаходиться повітря, а ступінь чорноти скла становить $\epsilon_{\text{скл}} = 0,89$, термічний опір дорівнює $R = 0,33$ м²·К/Вт.

Для з'ясування характерних особливостей теплопереносу через двокамерний склопакет аналогічні чисельні дослідження проведені для випадку теплопереносу через однокамерний склопакет [146]. Висота, ширина і товщина однокамерного склопакета такі ж, як і у розглянутого двокамерного. Різниця між ними полягає в тому, що в однокамерному склопакеті відсутнє середнє скло, а ширина газового прошарку становить 24 мм. Значення температури на поверхнях склопакета такі ж, як і в розглянутому вище випадку. Поля швидкості і температури в однокамерному склопакеті представлені на рис. 5.2 б. Розподіл вертикальної швидкості і температури по ширині однокамерного склопакета в його горизонтальному середньому перерізі представлені на рис. 5.5. Як видно з рис. 5.5, біля

нагрітого скла має місце підйомна течія, а біля холодного – опускна. Максимальне значення швидкості при цьому становить $v_{\max} = 0,27$ м/с, що значно перевищує аналогічний показник для двокамерного склопакета. У цьому випадку розподіл температури всередині повітряного прошарку відмінний від лінійного і природна конвекція в повітряному прошарку вже помітно впливає на процес теплопереносу. Розподіл густини теплових потоків по зовнішній і внутрішній поверхнях однокамерного склопакета представлено на рис. 5.6.

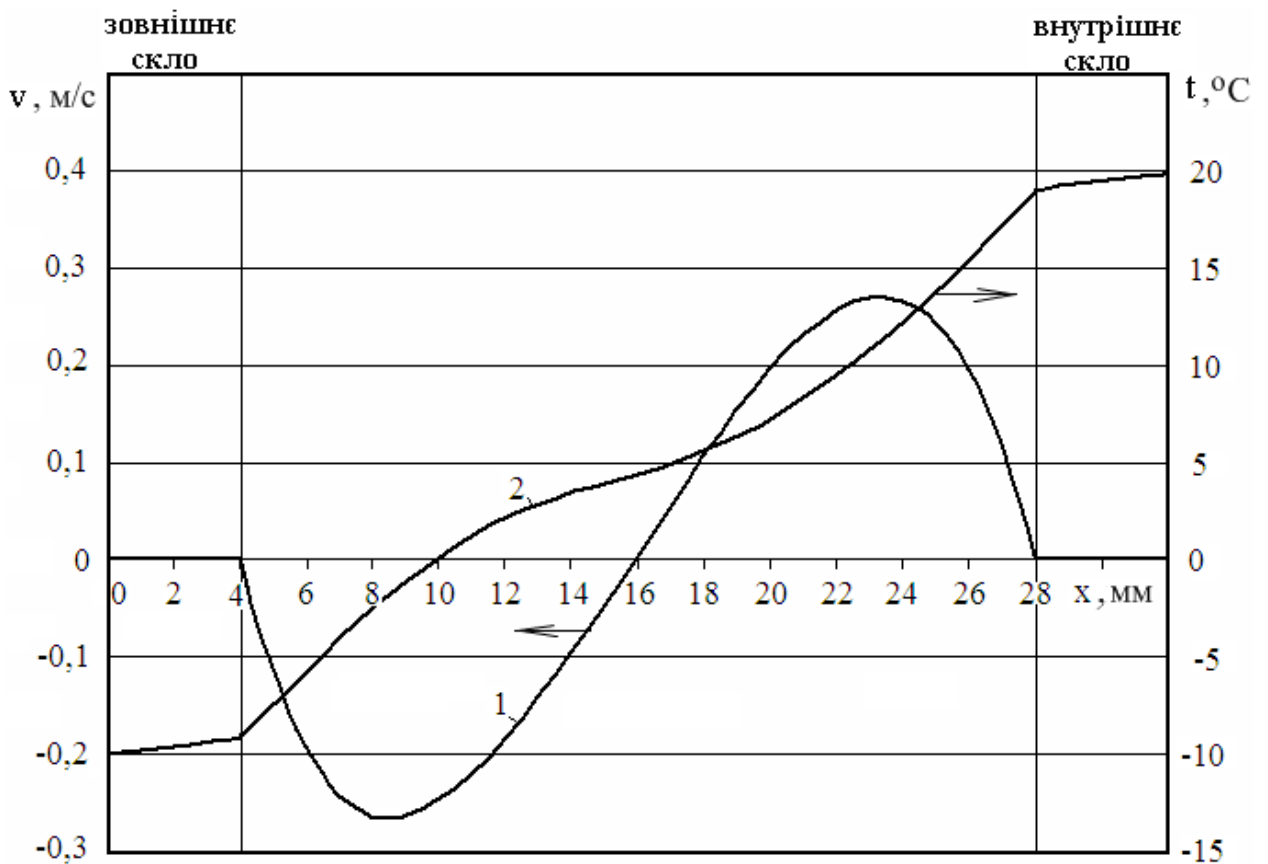


Рис. 5.5. Розподіл вертикальної швидкості (1) в газовому прошарку і температури (2) по товщині однокамерного склопакета

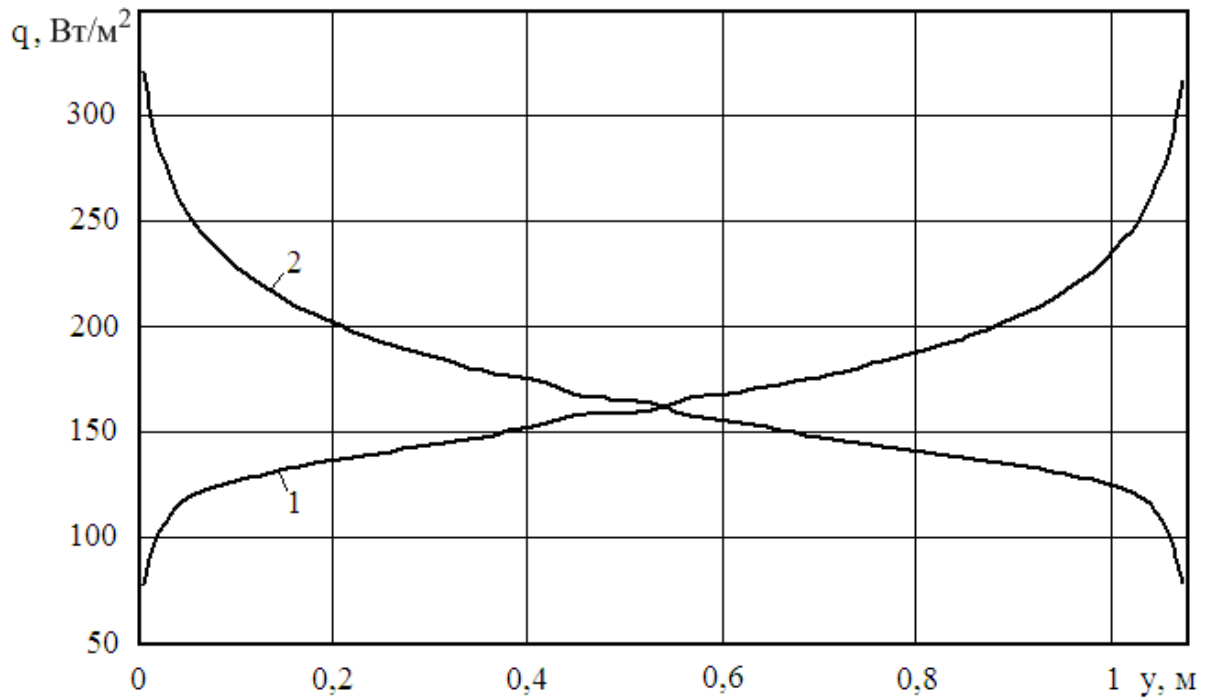


Рис. 5.6. Розподіл густини теплового потоку на зовнішній (1) і внутрішній (2) поверхнях однокамерного склопакета

З рис. 5.6 видно, що, як і у випадку двокамерного склопакета, максимальні густини теплового потоку спостерігаються на верхній ділянці зовнішнього скла (крива 1) і на нижній ділянці внутрішнього скла (крива 2). Однак на відміну від двокамерного склопакета, область, на якій густини теплового потоку практично постійні, в даному випадку відсутня, що також свідчить про помітний вплив природної конвекції на процес теплопереносу в однокамерному склопакеті. Величина сумарного теплового потоку через однокамерний склопакет за аналогічних температурних умов значно перевищує величину теплового потоку через двокамерний склопакет і становить $Q = 127,5$ Вт. Хоча конвективний теплоперенос в однокамерному склопакеті виявляється більш інтенсивним, ніж в двокамерному, його частка в сумарному тепловому потоці становить лише 34% від загального теплового потоку. Радіаційний же тепловий потік складає $Q_{\text{рад}} = 84,7$ Вт (тобто 66% від сумарного теплового потоку). Термічний опір однокамерного склопакета зазначеної геометрії складає $R = 0,19$ м²·К/Вт, що в 1,7 рази нижче, ніж у двокамерного склопакета.

З порівняння результатів розрахунку теплопереносу через однокамерний і двокамерний склопакети (табл. 5.1) випливає, що середнє скло в двокамерному склопакеті перешкоджає розвитку вільно-конвективних течій в газових прошарках, зменшуючи конвективну складову теплового потоку [146]. Але в переважній мірі середнє скло, виконуючи функцію екрана, перешкоджає радіаційному теплопереносу через склопакет. Зазначені особливості призводять до збільшення термічного опору двокамерного склопакета.

Таблиця 5.1.

Порівняльні характеристики теплопереносу через однокамерний і двокамерний склопакети заповнені повітрям

Тип склопакету	Q , Вт	Зовнішня камера		Внутрішня камера		R , м ² ·К/Вт
		$Q_{\text{конв}}$, Вт	$Q_{\text{рад}}$, Вт	$Q_{\text{конв}}$, Вт	$Q_{\text{рад}}$, Вт	
Однокамерний	127,5	42,8	84,7	-	-	0,19
Двокамерний	73,6	30,0	43,6	28,0	45,6	0,33

Зазвичай для розрахунку опору теплопередачі в центральній частині склопакета наводиться вираз

$$R_o = R_{\text{вн}} + R + R_{\text{зовн}}, \quad (5.15)$$

де R – термічний опір склопакета, розрахований за формулою (5.14), $R_{\text{зовн}} = 1/23$ м²·К/Вт – опір тепловіддачі зовнішньої поверхні; $R_{\text{вн}} = 1/8,7$ м²·К/Вт – опір тепловіддачі внутрішньої поверхні. Розраховані за формулою (5.15) значення опорів теплопередачі одно- та двокамерних склопакетів склали відповідно: 0,34 м²·К/Вт та 0,47 м²·К/Вт.

5.4. Висновки по розділу

Розв'язок, запропонованої в роботі, математичної моделі стаціонарного теплопереносу із відповідними початковими та граничними умовами

дозволив визначити розподіл швидкості руху і температури повітря в камерах склопакету, який характеризується опускною течією вздовж внутрішньої поверхні зовнішньої шибки та підіймальною вздовж зовнішньої поверхонь внутрішньої шибки.

Розрахунки за згаданою моделлю дозволили визначити розподіл густини теплового потоку на зовнішній та внутрішній поверхнях двокамерного склопакету, а також визначити його термічний опір, який є в 1,7 рази вищим за такий в однокамерного.

РОЗДІЛ 6

ВИКОРИСТАННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ПРИМІЩЕНЬ

6.1. Описання конструкції лабораторної системи водяного підлогового опалення та методика проведення експериментів

Система водяного підлогового опалення входить до складу експериментальної теплонасосної установки [156], що працює за, розробленою в ІТТФ НАН України, оригінальною принциповою схемою (рис. 6.1). Теплонасосна установка вилучає відновлювальну низькопотенційну теплоту ґрунту за допомогою горизонтального ґрунтового теплообмінника (ГТО) (колектора) неглибокого залягання, вхідний і вихідний патрубки 11 якого позначені стрілками. Конструкція ГТО представляє собою багатопетельну трубну систему із поліетиленових труб (ПЕ–100) діаметром 32x2 мм. В контурі циркулює 20%-ий водний розчин пропіленгліколю Тепло-20П (ТУ У 24.1-2464717949-001:2005).

Основою експериментальної теплонасосної установки є тепловий насос (ТН) 1 виробництва IVT (Швеція) Greenline Plus C з номінальною теплопродуктивністю 5,9 кВт. У холодний період року схема дозволяє застосовувати його для теплозабезпечення приміщень за допомогою системи підлогового водяного опалення 3 або системи повітряного опалення на основі теплообмінників 4. Кожний теплообмінник (фанкойл) має номінальну теплову потужність 3,8 кВт. ТН конструктивно оснащений баком-накопичувачем гарячої води (до 55°C) об'ємом 160 л, що забезпечую гаряче водопостачання в лабораторії.

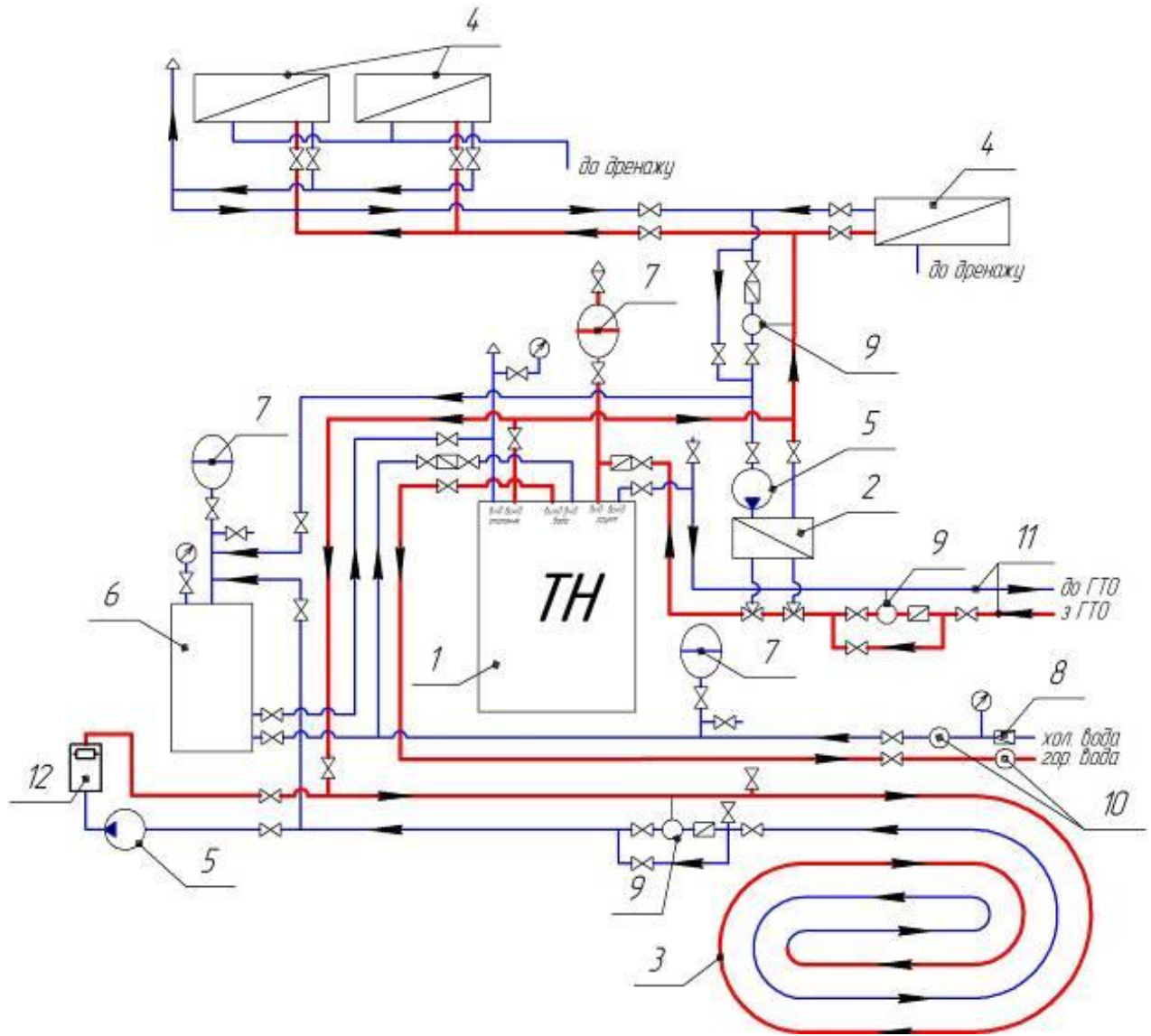


Рис. 6.1. Принципова схема експериментальної теплонасосної установки

1 – тепловий насос; 2 – пластинчатий теплообмінник; 3 – система водяного підлогового опалення; 4 – система повітряного опалення (кондиціонування) на основі фанкойлів; 5 – циркуляційні насоси; 6 – бак-акумулятор; 7 – розширювальні мембранні ємкості; 8 – водяний редуктор; 9 – лічильники теплоти; 10 – водяні лічильники; 11 – контур ґрунтового колектора; 12 – проточний електричний водонагрівач.

В теплий період року за допомогою даної системи можливе пасивне кондиціонування повітря в приміщеннях із використанням при цьому пластинчатого паяного теплообмінника 2 SWEP E5T і циркуляційних насосів

5 контурів повітряних теплообмінників і ГТО. Компресор ТН в цьому режимі не задіяний. При циркуляції холодоносія через ґрунтовий колектор здійснюється охолодження теплоносія в системі кондиціонування (фанкойлами), а також одночасне поступове відновлення природного теплового стану ґрунтового масиву (при цьому є можливим розморожування ґрунту у області поблизу ГТО).

Всі зворотні магістралі системи опалення підведені до теплоізольованої акумуляційної ємкості 6 (об'ємом 80 л) з розширювальним мембранним бачком 7 (експанзоматом об'ємом 5 л), що призначені для компенсації теплового розширення теплоносія, випуску повітря (через повітряспускник) при заповненні системи, а також скорочення необхідності вмикання компресора ТН завдяки акумулюванню теплоти в об'ємі рідини при цьому.

Заповнення бака гарячого водопостачання ТН і наступне його підживлення реалізовані через редуктор 8 для зниження вхідного тиску живильної води до 3 атм із системи водопостачання інституту.

В схемі передбачене вимірювання витрат рідин у всіх контурах: ґрунтового колектора, підлогового і повітряного опалення теплотічильниками 9 із комп'ютерним інтерфейсом, а також вимірювання витрат холодної та гарячої води лічильниками 10. Тиск і температура теплоносіїв у всіх контурах вимірюється, відповідно, спіральними манометрами і терморезисторами ТСП-101 (на схемі не позначені).

ТН розміщений в типовому лабораторному приміщенні (площею 18 м²), метою створення якого є дослідження і проведення порівняльного аналізу енергетичної ефективності і технологічних особливостей роботи таких систем опалення як: водяне підлогове, повітряне (за допомогою фанкойла), централізована радіаторно-конвекторного типу, радіаційно-конвективна за допомогою добового твердотілого електричного акумулятора теплоти і побутового спліт-кондиціонера. Кожна система оснащена первинними контрольно-вимірювальними приладами, що входять до складу системи автоматизованого збирання і збереження інформації на комп'ютері для її подальшої обробки і аналізу даних в режимі реального часу

за допомогою спеціального програмного забезпечення (ПЗ). В приміщенні (приблизно посередині, на відстані 40 см від стіни) змонтована вертикальна вимірювальна планка, на якій розміщено 16 термометрів опору (ТСМ-205) для вимірювання розподілу температури повітря по висоті кімнати. Для зведення енергетичних балансів при роботі різних систем на кожному контурі експериментальної теплонасосної установки встановлені лічильники теплоти Arator LQM-III-K (Польща), а також для кожного пристрою, що використовує електроенергію, відповідно, окремий електричний лічильник НИК 2102-02 М1В 5-60А [156].

Важливою особливістю роботи парокомпресійного теплового насосу з постійною частотою обертання компресора є циклічність його роботи. Таким чином, система підлогового опалення постійно працює в нестационарному режимі, що ускладнює розв'язання спряженої задачі складного теплообміну між теплоносієм в опалювальному контурі та повітрям і предметами в лабораторному приміщенні.

При створенні експериментальної теплонасосної установки був окремо змонтований стенд для дослідження теплового режиму лабораторного приміщення, а також теплообмінних процесів в низькотемпературній системі водяного підлогового опалення [157] в кімнаті №110, що знаходиться в корпусі 1 ІТТФ НАН України за адресою: м. Київ, вул. Булаховського, 2.

Для спрощення досліджень експлуатаційних режимів системи підлогового опалення експериментальна установка доукомплектована окремим постійним джерелом теплоти – електричним проточним водонагрівачем ВПО-5,5/220 (рис. 6.1, п. 12). На рис. 6.2 наведена фотографія додаткового обладнання, що розміщене у сусідній кімнаті для запобігання впливу тепловиділення від нього на тепловий режим дослідного приміщення. Водонагрівач підключений до електричної мережі 220 В через автотрансформатор РНО-250-5, за допомогою якого регулювалось значення електричної напруги, що подається на водонагрівач і, тим самим, електричної потужності, що виділяється в останньому. Під час проведення дослідів вона приймалась постійною. Її дискретні значення визначались за допомогою

переносного вимірювального комплексу К-50. Для запобігання коливанням електричної напруги, що подається до експериментальної установки (проточний електронагрівач), до складу стенду входить стабілізатор ССК-1-3-220. Циркуляція теплоносія (води) у системі здійснювалась насосом WILO RS 15/5.

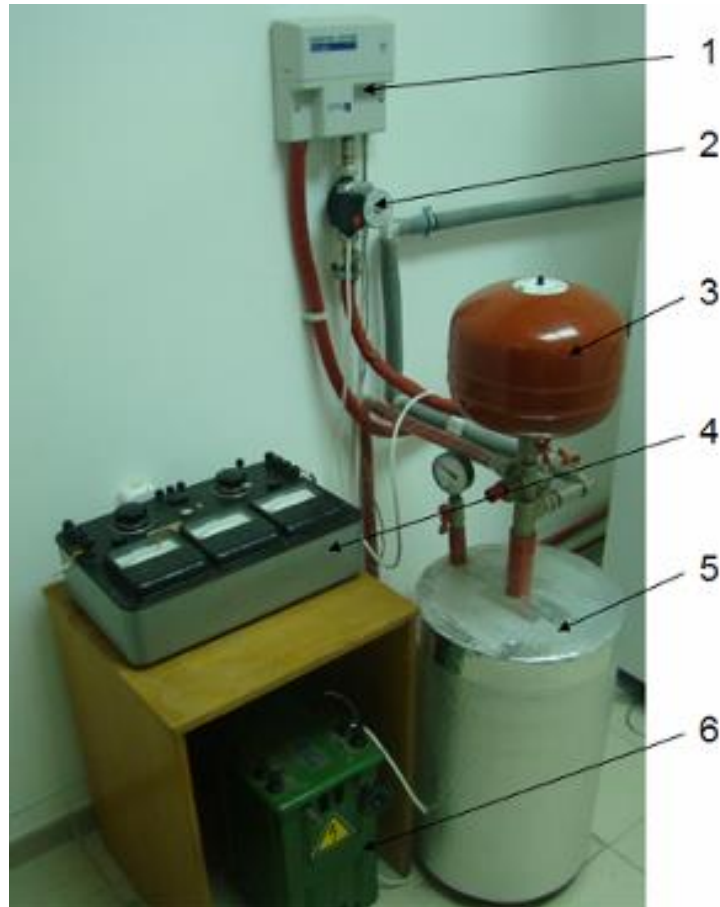


Рис. 6.2. Експериментальна установка для дослідження квазістаціонарного режиму роботи системи опалення

1 – електричний проточний водонагрівач; 2 – циркуляційний насос; 3 – мембранний розширювальний бак; 4 – переносний вимірювальний комплект; 5 – акумуляційний бак; 6 – автотрансформатор.

При цьому забезпечувалась постійна температура теплоносія на виході з проточного водонагрівача (за умови постійної витрати, що встановлювалась у дослідях заздалегідь). Завдяки вищезгаданим складовим (рис. 6.2) експериментальна низькотемпературна система водяного підлогового опалення має можливість роботи в квазістаціонарному режимі, що спрощує

подальше математичне моделювання теплообмінних процесів [158].

Система водяного підлогового опалення складається з багатошарової конструкції (рис. 6.3, розміри вказані), основними елементами якої є:

- теплоізоляційні шари (плити пінополістирольні екструзійні та фольгований пінополіуретан);
- демпферна стрічка (пінополіуретановий шар, що розміщений вертикально між шарами підлоги і стіною приміщення для компенсації термічного розширення підлоги);
- монолітна нагрівальна панель (плита) (цементно-піщаний розчин з пластифікатором для підвищення порогу міцності на стиснення (еластичність), збільшення щільності бетону і покращення контакту із вмонтованим у панель контуром опалення);
- опалювальний контур (труба РЕХа-Al-РЕХа $\varnothing 16 \times 3$ мм, схема укладки – біфілярна зустрічно-направлена подвійна спіраль) (рис. 6.4);
- фінішне покриття підлоги (плитка керамічна підлогова).

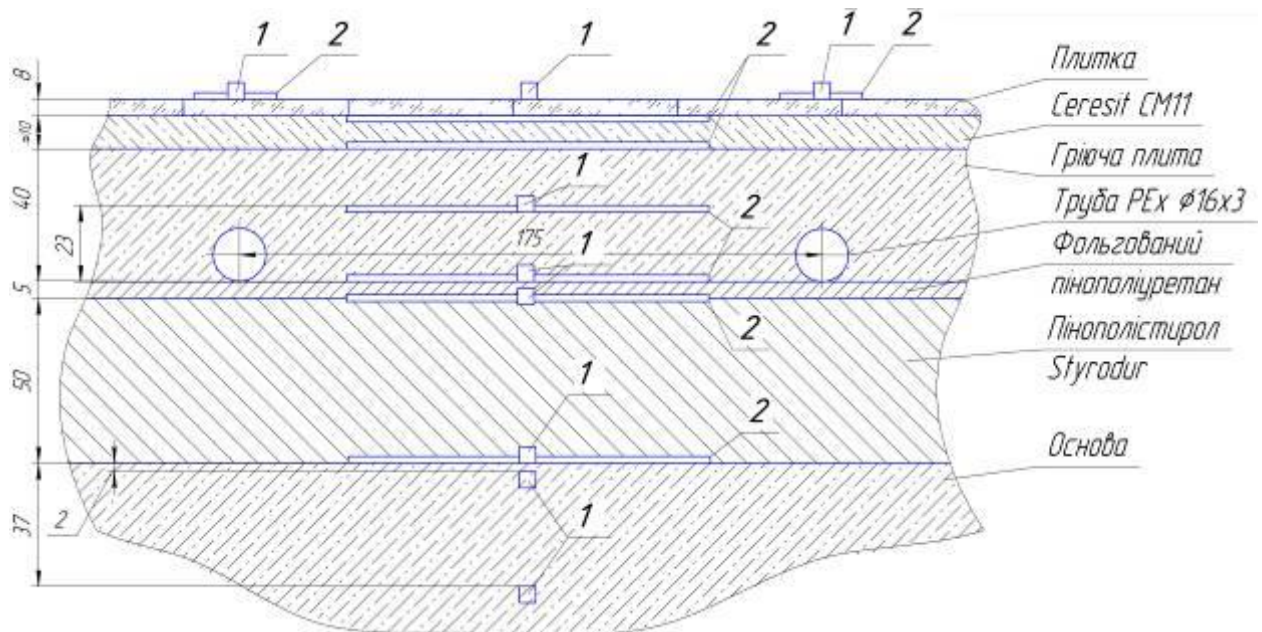


Рис. 6.3. Поперечний розріз фрагменту системи водяного підлогового опалення

1 – термометри опору мідні ТСМ-208, 2 – перетворювачі теплового потоку ПТП.

Для проведення експериментальних досліджень процесів теплообміну між теплоносієм і повітрям у приміщенні, на різних рівнях підлоги (між шарами, рис. 6.3) та в різних контрольних місцях (рис 6.4) вмонтовані термометри опору ТСМ-205 (14 од.) і перетворювачі теплового потоку ПТП (14 од., розроблені у відділі теплометрії ІТТФ НАН України). Всі датчики, через вторинні прилади УКТ-38 і адаптер-перетворювач сигналу, підключені до комп'ютера. При цьому, за допомогою спеціального ПЗ ОВЕН дані автоматично обробляються і зберігаються в архіві.

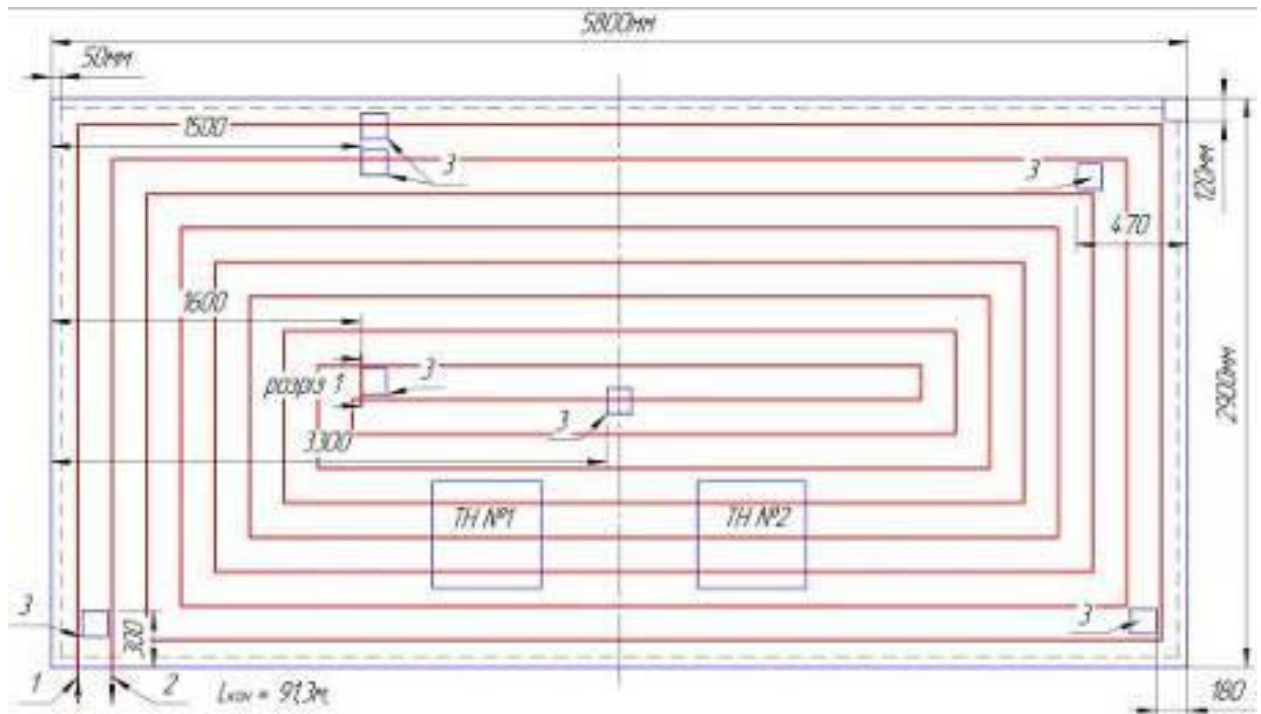


Рис. 6.4. Схема (план) опалювального контуру у лабораторному приміщенні

1 – вхід теплоносія до контуру, 2 – вихід теплоносія з контуру, 3 – місця встановлення датчиків: розріз 1 – по центру кімнати, 1900 мм від зовнішньої стіни, датчики розташовані між трубками; розріз 2 – по центру кімнати, 3300 мм від зовнішньої стіни, датчики розташовані по осі трубки; розріз 3 – праворуч від дверей, 470 мм від внутрішньої стіни, датчики розташовані між трубками; розріз 4 – ліворуч від дверей, 180 мм від внутрішньої стіни, датчики розташовані між трубками; розріз 5 – ліворуч від

вікна, 300 мм від лівої стіни, датчики розташовані між трубками; розріз 6 – праворуч біля вертикалі з повітряними датчиками, 2600 мм від зовнішньої стіни.

Теплофізичні характеристики (паспортні значення, вихідні дані виробників продукції) і товщини матеріалів, що були застосовані при створенні системи опалення наведені в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1.

Теплофізичні характеристики і значення товщини шару матеріалів

№ п/п	Найменування матеріалу	Характеристика в сухому стані			Товщина шару, мм
		густина ρ_0 , кг/м ³	питома теплоємність c_0 , кДж/(кг·К)	теплопровідність λ_0 Вт/(м·К)	
1	Плитки керамічні для підлоги	2000	0,88	0,89	8
2	Клейова суміш Ceresit CM-11	1600	0,84	1,0	10
3	Розчин цементно-піщаний з пластифікатором	1600	0,84	0,8	40
4	Фольгований пінополіуретан ППУе	100	1,5	0,04	5
5	Плити пінополістирольні екструзійні Styrodur	50	1,34	0,034	50
6	Труба $\varnothing 16 \times 3$ мм, РЕХ-а	1500	2,3	0,43	3

Для запобігання втрати експериментальних даних при аварійному вимкненні електроенергії вся система контрольно-вимірювальних приладів безперервного збирання і збереження дослідної інформації підключена до електромережі через пристрій безперебійного живлення, що забезпечує автономну роботу системи протягом 12 годин.

Місця та рівні розташування датчиків представлені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2.

Розташування термометрів опору ТСМ-205 і перетворювачів теплового потоку ПТП в системі підлогового опалення

Рівень	Найменування рівня	Місце розташування
1	Масив під підлогою	430 мм від поверхні плитки, біля вертикалі з ТСМ для повітря (розріз 6)
		260 мм від поверхні плитки, біля вертикалі з ТСМ для повітря (розріз 6)
		37 мм нижче рівня основи старої підлоги (розріз 1)
2	Основа	2 мм нижче рівня основи (розріз 1)
		2 мм вище рівня основи, над (розріз 1)
		2 мм вище рівня основи, над (розріз 2)
3	Між пінополістиролом і фольгованим пінополіуретаном	2 мм від рівня (розріз 5)
		2 мм від рівня (розріз 4)
		2 мм від рівня (розріз 1)
		2 мм від рівня (розріз 3)
4	Над фольгованим пінополіуретаном (під трубками)	2 мм від рівня, між трубками (розріз 1)
		2 мм від рівня, по осі трубки (розріз 2)
5	Нагрівальна плита	23 мм над фольгованим пінополіуретаном між трубками (розріз 1)
		7 мм над трубкою, по осі труби (розріз 2)
6	На нагрівальній плиті	(розріз 2)
		(розріз 1)
7	Під плиткою	(розріз 2)
		(розріз 1)
8	На плитці	між трубками контуру (розріз 6)
		над подачею (розріз 6)
		над зворотною (розріз 6)

На рис. 6.5 показане поетапне створення системи водяного підлогового опалення для дослідження теплового режиму приміщення.



Рис. 6.5. Поступне створення системи водяного підлогового опалення

Методика проведення експериментальних досліджень

Проведення досліджень теплового стану лабораторного приміщення при різних значеннях постійної теплової потужності системи водяного підлогового опалення (квазістаціонарний режим).

Методика проведення досліджень складається з наступних кроків.

1. Перед проведенням досліджень всі контури (опалення і ГТО) експериментальної установки випробовуються на герметичність. Контур опалення заповнюється водою із водопровідної мережі (для цього в схемі установки передбачено з'єднання через запірно-регулюючу арматуру) до встановлення значення робочого тиску в системі опалення 0,2 МПа. В якості теплоносія, що заповнює систему трубопроводів ґрунтового колектора теплонасосної установки використовується розчин на основі пропіленгліколю Тепло-20П. Відповідно до ТУ У 24.1-2464717949-001:2005, він відповідає вимогам діючого санітарно-гігієнічного законодавства України, і може бути використаний в теплообмінних апаратах, що працюють при низьких і помірних температурах в усіх галузях промисловості. Контур ґрунтового теплообмінника, за допомогою насосу, заповнюється теплоносієм з ємкості та встановлюється робочий тиск 0,1 МПа в ньому. Перед запуском одного з джерел теплоти (теплового насосу або проточного водонагрівача) за допомогою лічильників потрібно обов'язково впевнитись в наявності циркуляції теплоносія в контурах.

2. Для запуску системи контрольно-вимірювальних приладів безперервного збирання і збереження дослідної інформації необхідно:

- перевірити наявність і надійність контакту електричного з'єднання між первинними датчиками і вторинними приладами, а також останніх, через перетворювач, з комп'ютером;

- налаштувати вторинні прилади на приймання електричного сигналу з кожного датчика (встановити відповідний тип датчика, канал);

- інсталювати спеціальне ПЗ на комп'ютер, запустити його виконання для опитування датчиків із потрібним часовим інтервалом для кожного з них;

- підключити лічильники теплоти до комп'ютера, встановити ПЗ, зчитати дані з енергонезалежної пам'яті лічильників (погодинні, добові, місячні).

При проведенні серії досліджень система контрольно-вимірювальних приладів забезпечує збереження дослідної інформації, а саме:

- температуру повітря по висоті кімнати в 16 вимірювальних точках;
- температуру в різних контрольних точках (разом із датчиками на поверхні підлоги 14 од.) системи підлогового опалення, як по горизонталі (в різних місцях відносно опалювального контуру), так і по вертикалі під плитою і між шарами (- 430,0...0,0 мм);
- температуру зовнішнього повітря;
- значення температури теплоносія на вході та виході контуру опалення;
- значення густини теплових потоків під підлогу, в різних шарах підлоги, на поверхні підлоги в характерних місцях відносно контуру опалення (16 датчиків).

При дослідженні квазістаціонарного процесу теплообміну між теплоносієм (водою), повітрям в приміщенні і огорожувальними конструкціями, проведена серія дослідів, зміст яких полягав в наступному. За допомогою запірної арматури контур підлогового опалення гідравлічно відділявся від теплового насоса, при цьому відкривалися всі крани для забезпечення циркуляції теплоносія між опалювальним контуром підлоги і проточним електроводонагрівачем; всі крани перед системою фанкойлів перекривались; вмикався циркуляційний насос (рис. 6.2, п. 2); перевірялась наявність циркуляції в контурі за допомогою лічильника теплоти (рис. 6.1, п. 9); проточний водонагрівач вмикався до стабілізованої електричної мережі через окремий електролічильник для реєстрації затраченої енергії в кожному з дослідів, а також, для регулювання теплової потужності водонагрівача, через автотрансформатор і переносний вимірювальний комплект, що реєстрував силу струму, електричні напругу і потужність при дослідах. За допомогою автотрансформатора встановлювались дослідні значення

електричної потужності (600 Вт, 800 Вт, 1000 Вт), що виділялась у водонагрівачі. При цьому експеримент продовжувався до стабілізації температурного поля в повітрі та підлозі приміщення над підлогою (відсутності зміни значень температури і теплового потоку в характерних місцях вимірювання). Час виходу на квазістаціонарний режим роботи системи підлогового опалення складав близько приблизно до 40 годин. При проведенні експерименту системою контрольно-вимірювальних приладів реєструвалися всі показники, що наведені вище, із періодичністю 15 хв.

При проведенні вищеописаних дослідів визначались значення (розподіл) температури повітря в приміщення при підведенні різної теплової потужності до системи опалення і теплових потоків крізь шари в контрольних місцях.

Проведення досліджень теплового стану лабораторного приміщення при експлуатації системи водяного підлогового опалення із використанням теплового насосу (нестаціонарний режим)

Всі підготовчі кроки щодо організації проведення експерименту аналогічні тим, що описані вище.

При дослідженні нестаціонарного процесу теплообміну між теплоносієм, повітрям в приміщенні і огорожувальними конструкціями проведена наступна серія дослідів із визначення особливостей зміни теплотехнічних характеристик при експлуатації підлогового опалення на основі теплонасосних технологій. Нестаціонарність процесів полягає в тому, що система автоматичного керування роботою ТН включає компресор тільки тоді, коли потрібно підвищити умови комфортності (температуру повітря) в приміщенні до заданого споживачем параметру.

Проведення дослідів включало в себе наступні заходи:

- за допомогою запірної арматури контур опалення в підлозі з'єднувався з ТН через бак-акумулятор (рис 6.1, п. 6) і розширювальною мембранною ємністю (рис. 6.1, п. 7);

- всі крани перед системою фанкойлів перекривались (використовувався тільки теплообмінний контур у підлозі);
- ТН включався через окремий електричний лічильник;
- реєструвались показання електричного лічильника для визначення енергобалансу приміщення при відповідних теплових режимах в ньому (і подальшого співставлення енергоефективності теплонасосного опалення із електричним за допомогою водонагрівача).

Оскільки робота ТН регулюється штатним визначальним датчиком температури повітря, що розташований в лабораторному приміщенні на стіні (на висоті 1,5 метра від підлоги), при проведенні експериментальних досліджень задавались значення, що були визначені раніше у попередньому квазістаціонарному режимі по черзі з інтервалом в чотири доби.

6.2. Тепловий режим приміщення при експлуатації системи водяного підлогового опалення на основі теплонасосних технологій

Під час проведення досліджень теплового режиму приміщення із підлоговим опаленням за допомогою експериментальної теплонасосної установки в роботах [157 - 160] розглянута нестационарність процесів гідродинаміки і теплообміну, що пов'язана, в першу чергу, із періодичністю роботи компресора ТН. При цьому амплітуда коливання температури теплоносія у системі підлогового опалення складає майже 30°C (при розрахункових теплових втратах приміщення 878 Вт), що відображене на рис. 6.6.

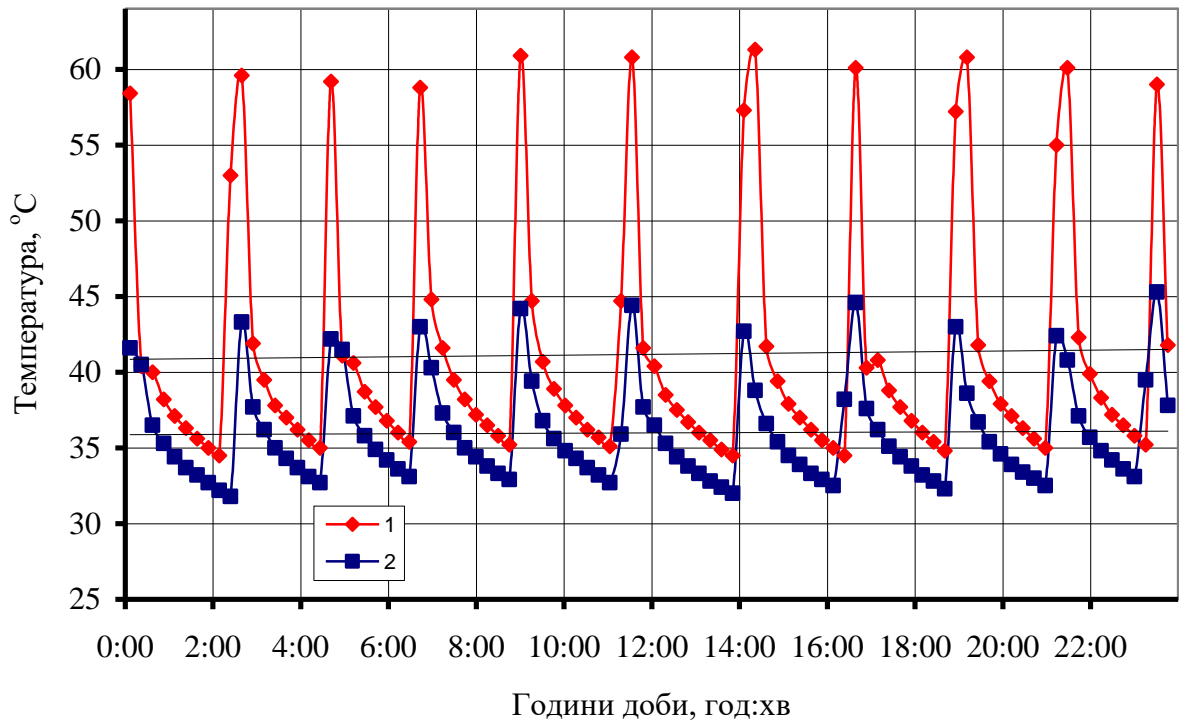


Рис. 6.6. Зміна температури теплоносія підлогового опалення протягом доби

1 – на вході до опалювального контуру; 2 – на виході з опалювального контуру.

Наявні нестационарні процеси досить негативно впливають як на довговічність експлуатації більшості складових системи водяного підлогового опалення, так і на комфортність перебування людини в приміщенні з таким тепловим режимом.

Відповідні стрибкоподібні зміни температури також були зафіксовані на поверхні підлоги (рис. 6.7).

Також у експериментальних дослідженнях реєструвались значення локального теплового потоку з поверхні підлоги над ділянками подавального і зворотного трубопроводів (рис. 6.8).

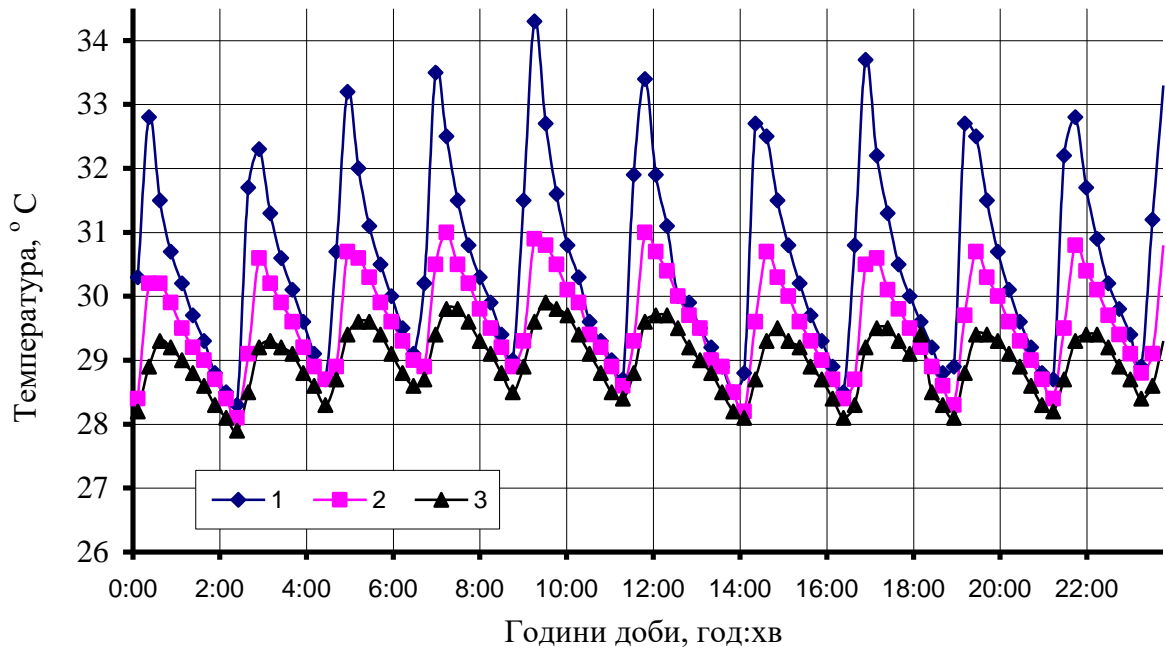


Рис. 6.7. Зміна температури поверхні підлоги

1 – над подавальним трубопроводом; 2 – між трубопроводами; 3 – над зворотним трубопроводом.

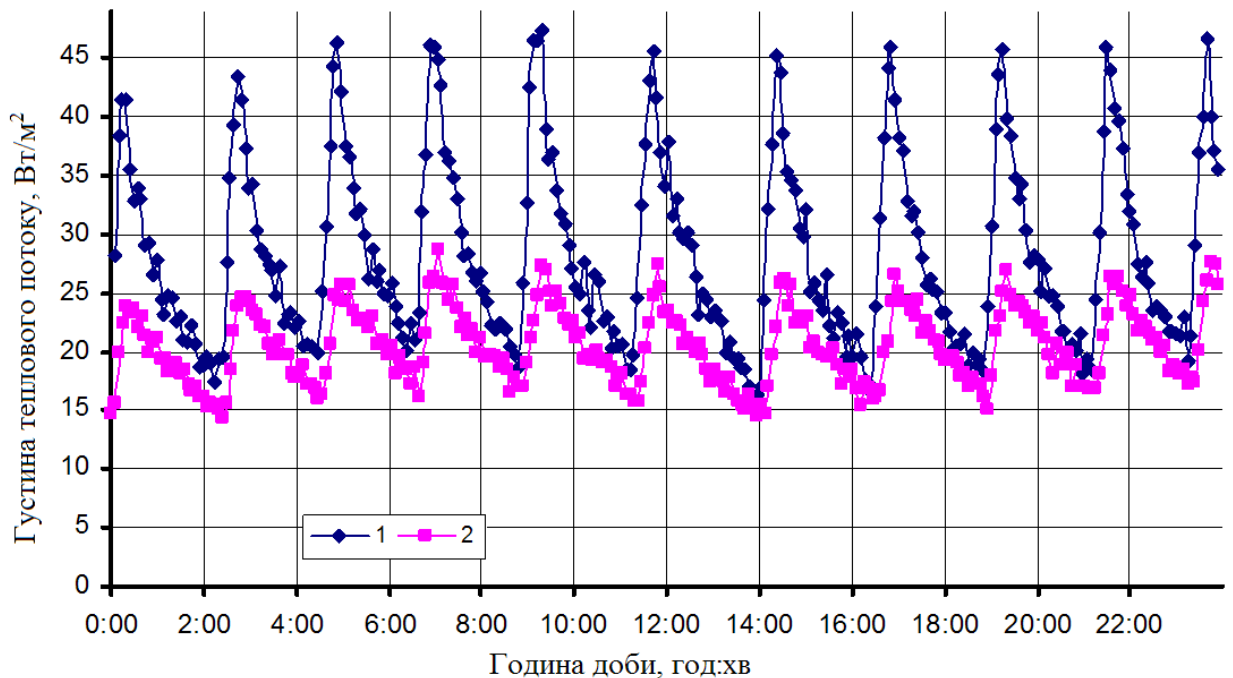


Рис. 6.8. Зміна густини теплового потоку з поверхні підлоги

1 – над подавальним трубопроводом; 2 – над зворотним трубопроводом.

У зв'язку із наведеними вище особливостями зміни теплових параметрів системи опалення вимірювались значення температури повітря в приміщенні на різних висотах (для кращого розуміння знехтувано причинно-наслідковим зв'язком величин) (рис. 6.9).

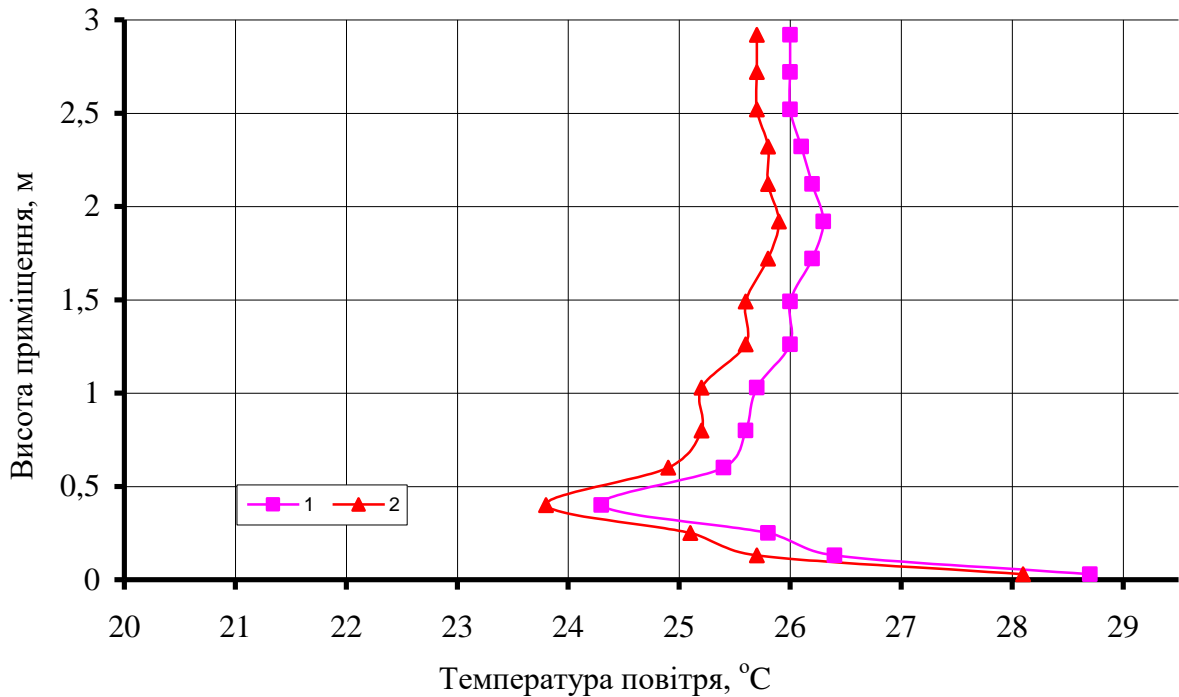


Рис. 6.9. Розподіл температури повітря по висоті приміщення над підлоговим опаленням

1 – при максимальній температурі теплоносія; 2 – при мінімальній температурі теплоносія.

Нерівномірність температурного поля досить наглядно показують термограми, що зроблені при обстеженні поверхні підлоги тепловізором Fluke 50i за методикою [161] при різних режимах роботи системи водяного опалення (рис. 6.10 – 6.12).

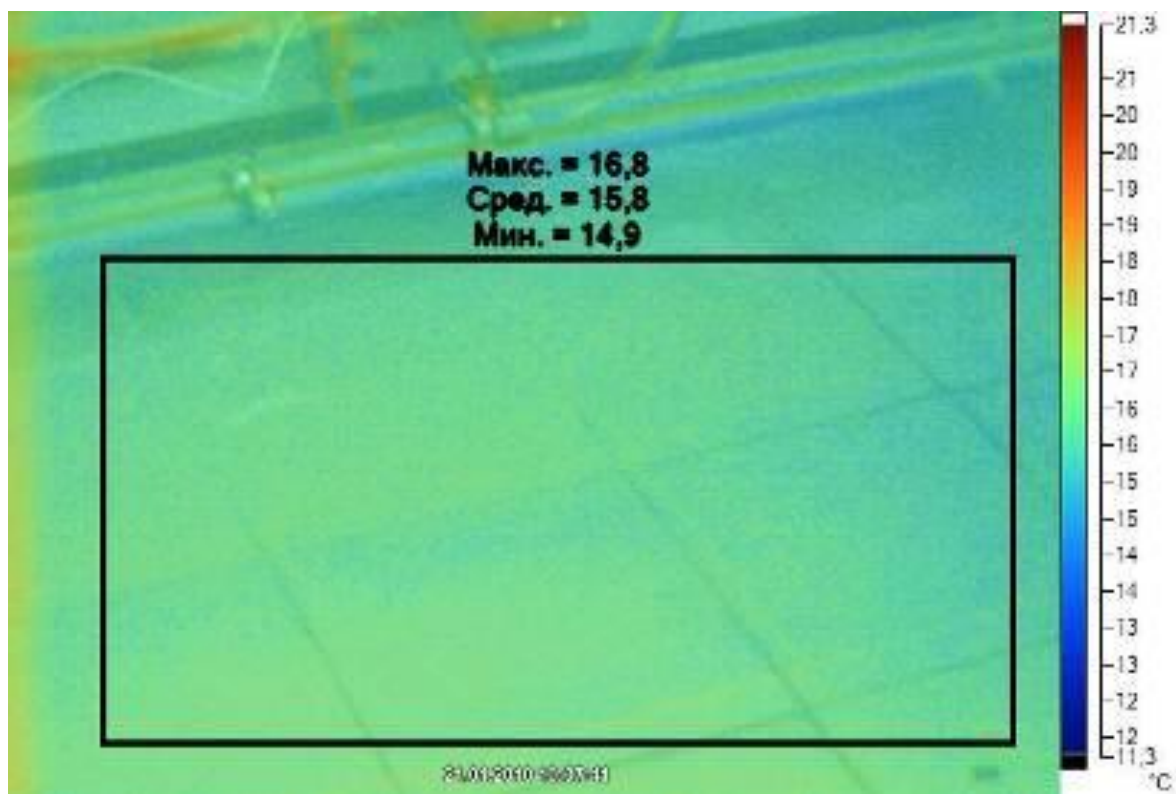


Рис. 6.10. Термограма поверхні підлоги при вимкненому опаленні (середня температура $t_{п} = 15,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$)

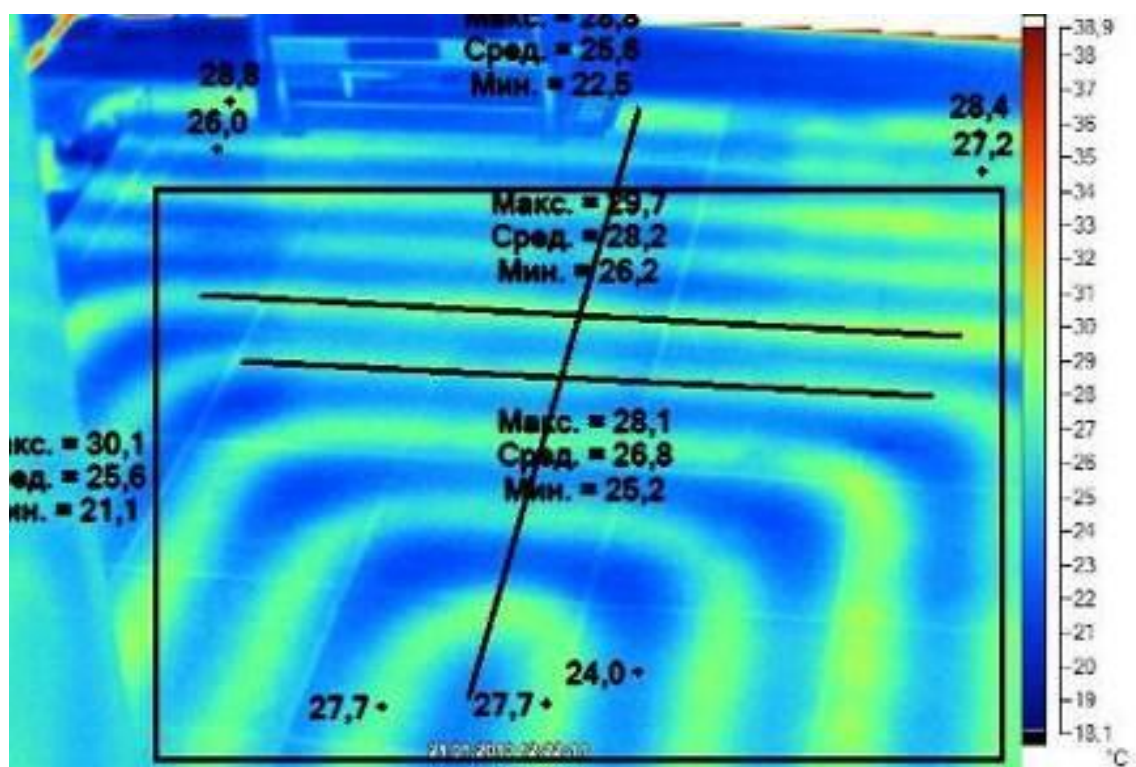


Рис. 6.11. Термограма поверхні підлоги на стадії прогрівання (середня температура $t_{п} = 25,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$)

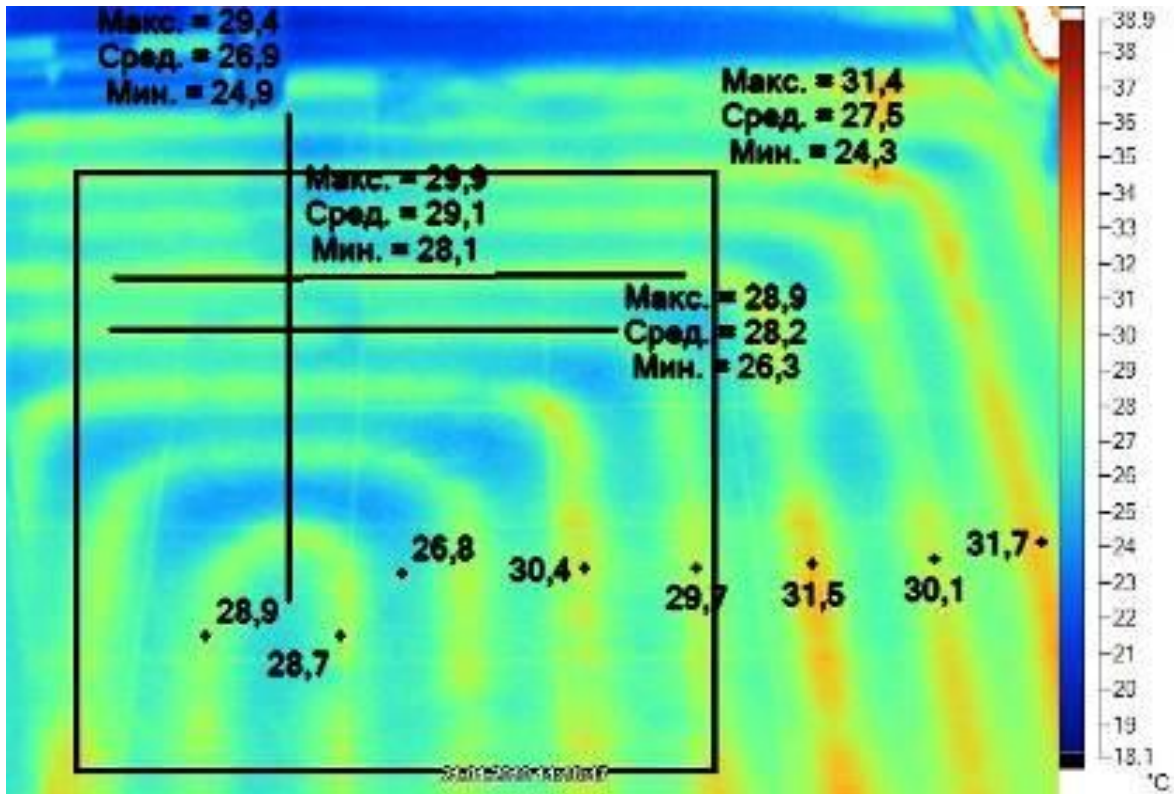


Рис. 6.12. Термограма поверхні підлоги при експлуатаційному режимі опалення (середня температура $t_n = 27,5$ °C)

Для запобігання вищезгаданих значних змін температури теплоносія потрібно обов'язково застосовувати в схемах теплонасосних установок перед опалювальним контуром розширювальні баки-акумулятори для збільшення інерційності процесів теплообміну (уповільнення зміни теплових параметрів системи опалення для термостатування повітря в приміщенні). Також бажано встановлювати перед контурами вузол змішування теплоносія, що подається із зворотним. Завдяки цьому підлогове опалення постійно буде працювати в квазістаціонарному режимі, незалежно від використання того чи іншого джерела теплоти [162].

6.3. Експериментальні дослідження квазістаціонарного режиму теплообміну при експлуатації системи водяного підлогового опалення

Дослідження квазістаціонарного процесу теплообміну між теплоносієм, повітрям в приміщенні і огорожувальними конструкціями

проводились серіями дослідів при різному тепловому навантаженні на систему і при різних гідравлічних режимах течії теплоносія в опалювальному контурі [159]. За показаннями лічильника теплоти, що встановлений перед входом контуру до підлоги, визначалось стале теплове навантаження на опалювальний контур підлоги, що відповідає дискретним значенням 600 Вт, 800 Вт, 1000 Вт.

Після встановлення нового режиму проведення експерименту, контрольним параметром, що засвідчує про стабілізацію теплообмінних процесів, є реєстрація незмінного температурного поля повітря в лабораторному приміщенні над підлогою. Час виходу на квазістаціонарний режим експлуатації системи в кожному разі, в середньому, дорівнював майже 40 годинам. При проведенні всіх експериментів вибирались дні з мінімальним добовим коливанням значень температури зовнішнього повітря і швидкості його руху (вітру), що майже забезпечувало постійність тепловтрат приміщення в часі.

Кожен експеримент проводився при різних режимах течії теплоносія в опалювальному контурі, а саме при ламінарному (число $Re < 2320$) і перехідному (число $Re \approx 4500$). За допомогою зміни частоти обертання ротора циркуляційного насосу змінювалось значення витрати (швидкість руху) теплоносія, що реєструвалось лічильником теплоти.

Результати проведених експериментів [158, 159] представлені в таблиці 6.3 і в графічному вигляді на рис. 6.13 – 6.18. При цьому загальна відносна похибка вимірювань основних фізичних величин складала не більше 10%. Це досягалось майже повним виключенням людського фактору (випадкової помилки) і використанням високоточного первинного контрольно-вимірювального обладнання із державною сертифікацією згідно відповідних метрологічних стандартів.

З рис. 2.8 видно, що перепад температури повітря по висоті в приміщенні не перевищує $1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, що є недосяжним для типових систем опалення радіаторного типу, при використанні яких цей перепад досягає понад 4°C . А це вже є відчутним для людини. Також слід відмітити, що

найбільше прогрівається зона перебування людини – по висоті приміщення до 2,2 метра, що також вказує на беззаперечну перевагу даної системи опалення перед іншими.

Згідно з нормативною документацією температура підлоги по осі нагрівального елемента (поверхні підлоги) не має перевищувати 35°C [94], що враховувалось при проведенні експериментів.

З графіків, що представлені на рис. 6.15 видно, що нерівномірність температурного поля на поверхні підлоги збільшується із зростанням теплового навантаження, що подається на опалювальний контур системи опалення, і складає близько 2°C. Даний факт також було підтверджено при математичному моделюванні цих процесів, що буде репрезентовано далі.

Таблиця 6.3.

Результати експериментальних досліджень теплового стану приміщення при квазістаціонарному режимі теплообміну

Встановлене електричне навантаження на проточному водонагрівачі, Вт		600	800	1000
Температура зовнішнього повітря, °C		-0,7	0	-2,0
Об'ємна витрата теплоносія, м ³ /год.		0,095	0,108	0,103
Температура теплоносія на вході, °C		38,2	41,1	48,4
Температура теплоносія на виході, °C		32,4	35,0	39,3
Різниця температури теплоносія (вхід-вихід), °C		5,7	6,1	9
Температура повітря в приміщенні, °C		25,0 - 26,3	25,8 - 27,0	26,9 - 28,2
Температура на поверхні підлоги, °C	над зворотною трубою	27,1	28,6	31,5
	над подавальною трубою	28,0	30,0	33,2
Фактичне теплове навантаження контуру, Вт		605	760	1030
Густина теплового потоку, Вт/м ²	над подавальною трубою	26,8	33,4	46,5
	над зворотною трубою	16,5	20,9	28,6
	під підлогу	3,5	4,2	4,9
Середня температура поверхні підлоги, °C		27,55	29,30	32,35
Середня густина теплового потоку з поверхні підлоги, Вт/м ²		21,65	27,15	37,55
Локальний коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м ² ·°C)	над зворотною трубою	10,3	8,9	7,0
	над подавальною трубою	10,7	9,2	8,0

На рис. 6.14, 6.15, 6.17, 6.18 навмисно порушений причинно-наслідковий зв'язок між параметрами для кращого розуміння геометричного розташування характерних точок, в яких вимірюються значення температури і густини теплового потоку.

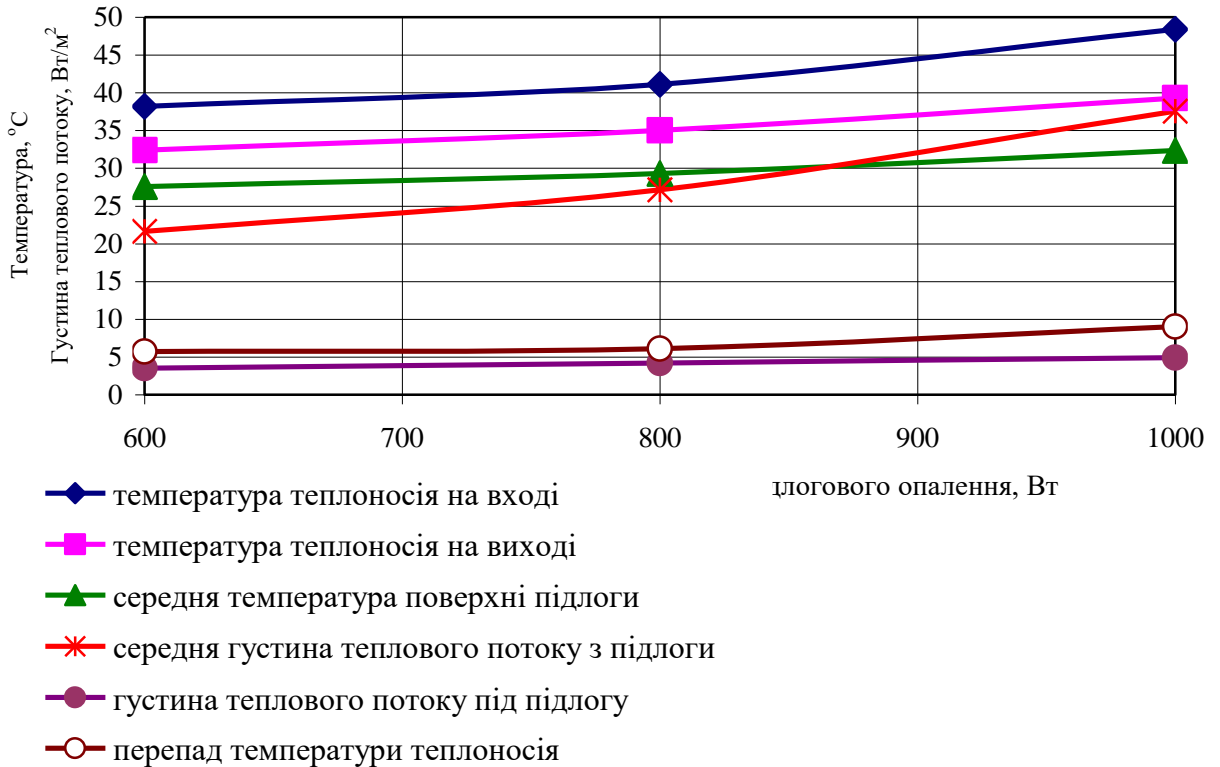


Рис. 6.13. Експлуатаційні характеристики системи водяного підлогового опалення

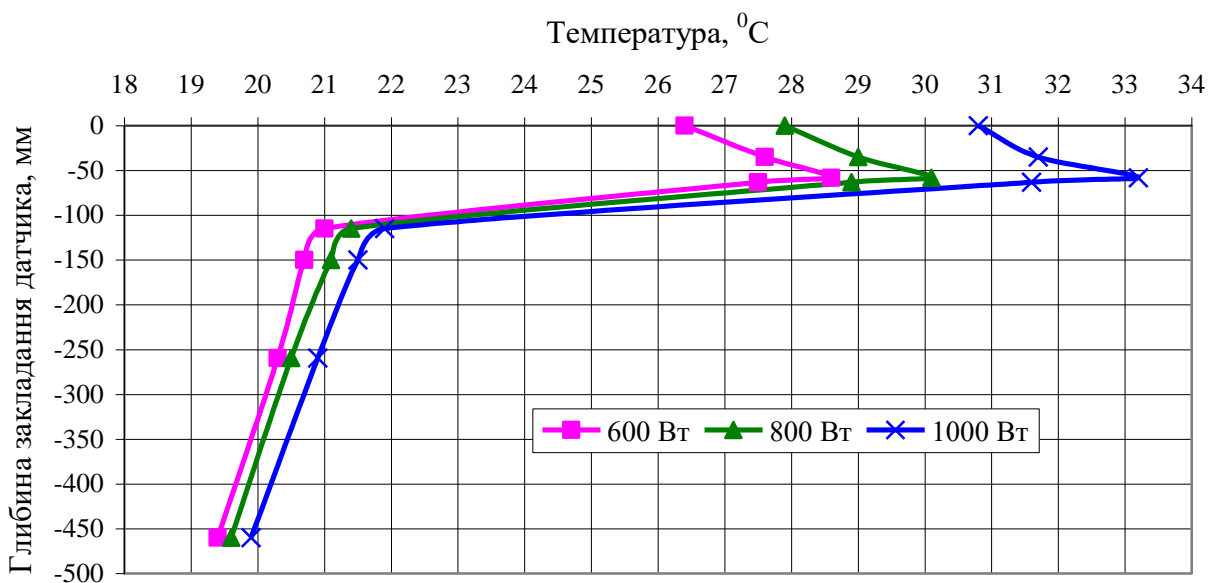


Рис. 6.14. Розподіл значень температури по шарах системи підлогового опалення при різному тепловому навантаженні

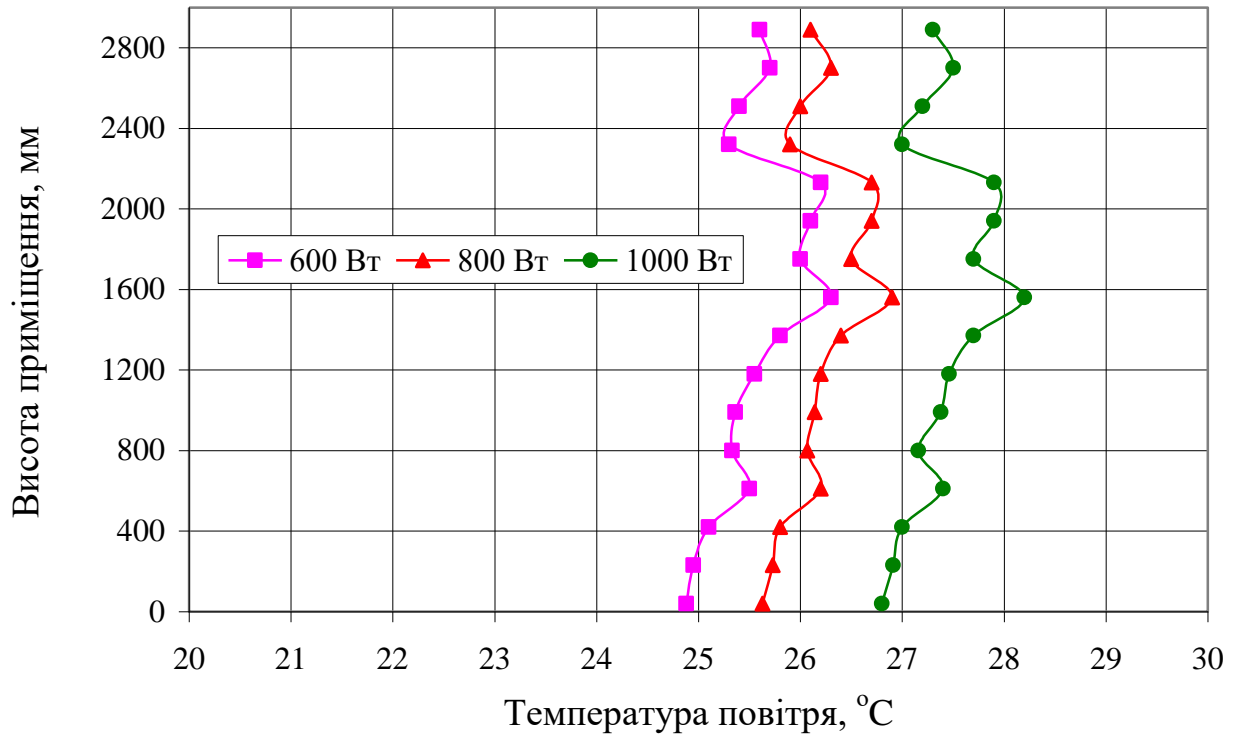


Рис. 6.15. Розподіл температури повітря по висоті приміщення при різному тепловому навантаженні

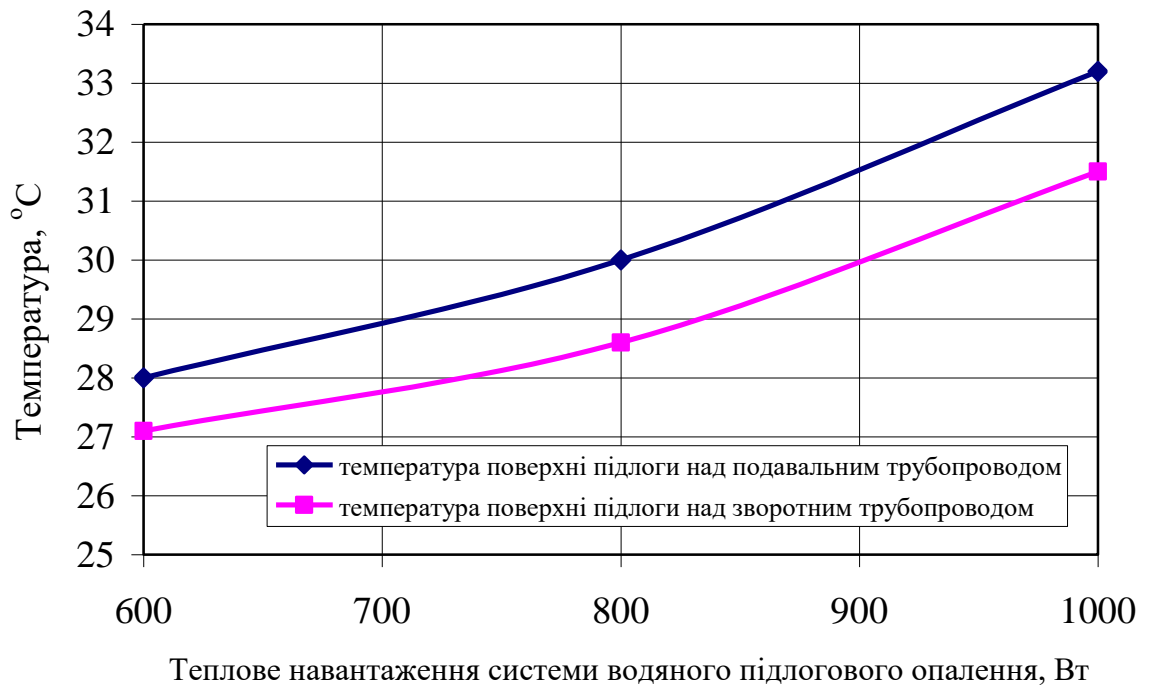


Рис. 6.17. Температура поверхні підлоги в залежності від теплового навантаження на систему водяного підлогового опалення

На рис. 6.16. представлена залежність температури теплоносія від теплового навантаження на систему водяного підлогового опалення. При збільшенні теплової потужності системи дещо зростає різниця температури теплоносія між входом і виходом з контуру.

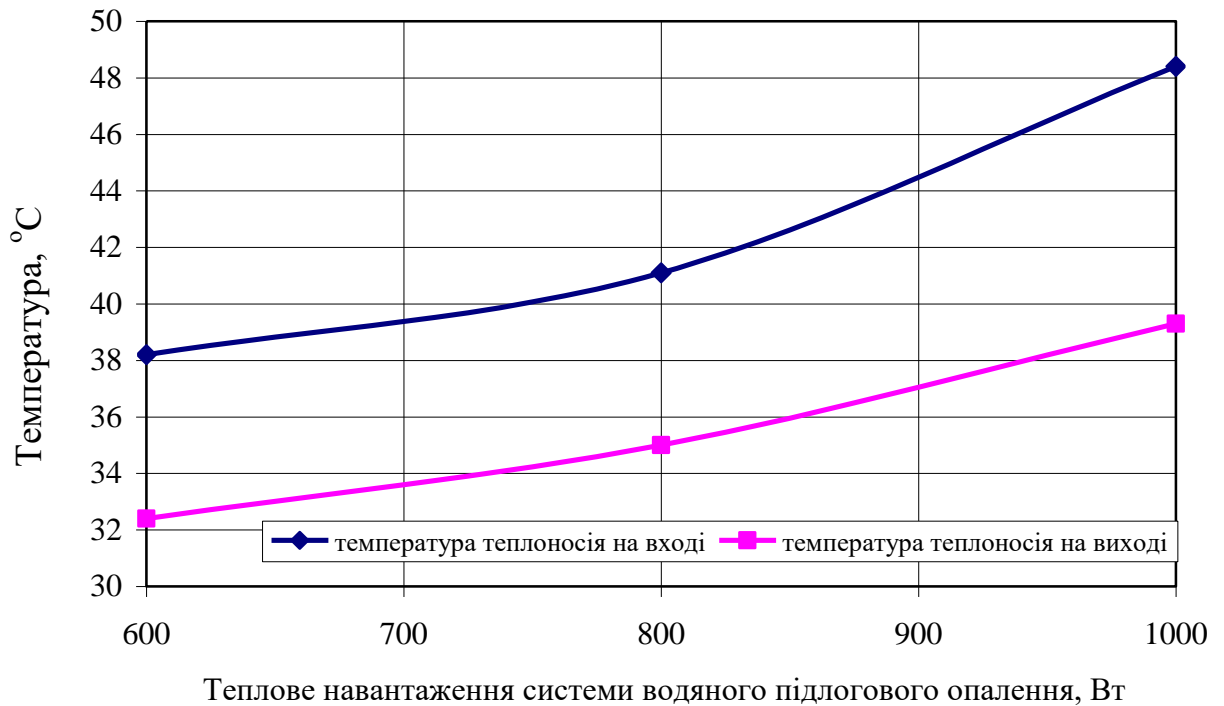


Рис. 6.16. Температура теплоносія в залежності від теплового навантаження на систему водяного підлогового опалення

На рис. 6.17 показаний розподіл густини теплового потоку за перерізом системи підлогового опалення по осі труби (подавальної) контуру в залежності від теплового навантаження на систему водяного підлогового опалення. На основі аналізу значень можна зробити висновок про досить високий термічний опір теплоізоляційного матеріалу, що розміщений під монолітною нагрівальною плитою, в якій розміщена труба опалювального контуру. Тепловий потік, направлений в приміщення, приблизно у 8 разів перевищує тепловий потік, що спрямований під підлогу (до ґрунту) [160].

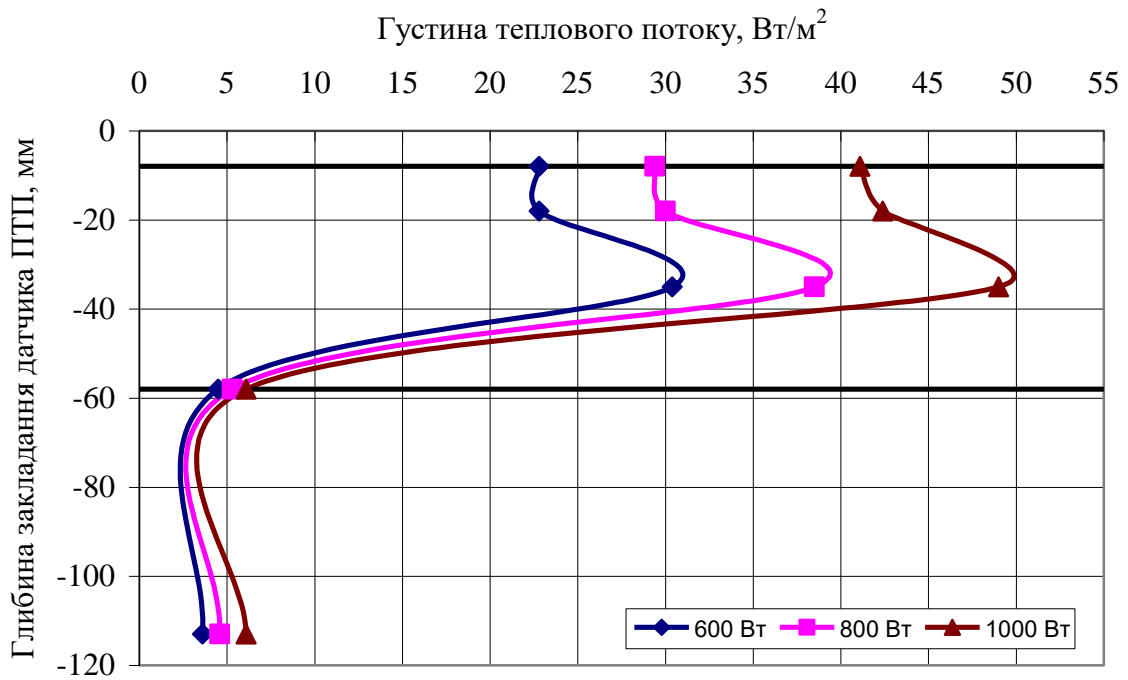


Рис. 6.17. Розподіл густини теплового потоку по глибині підлоги по осі труби контуру

На рис. 6.18 показаний розподіл густини теплового потоку за перерізом системи підлогового опалення посередині між трубами контуру.

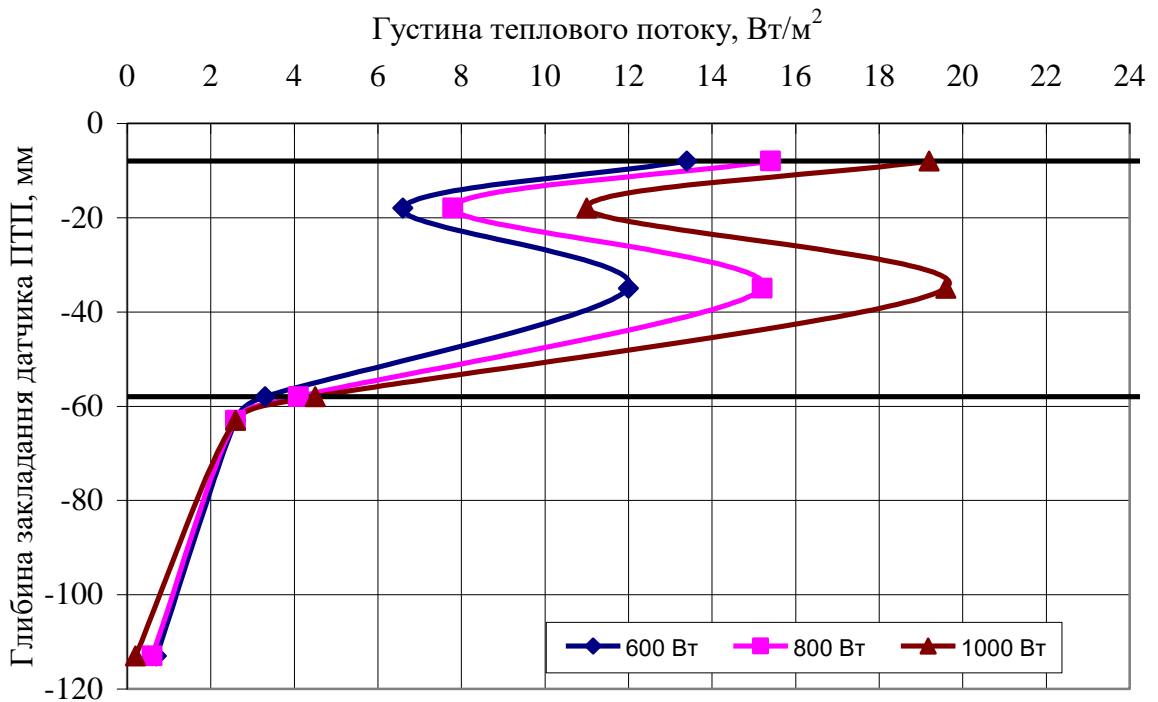


Рис. 6.18. Розподіл густини теплового потоку по глибині підлоги посередині між трубами контуру

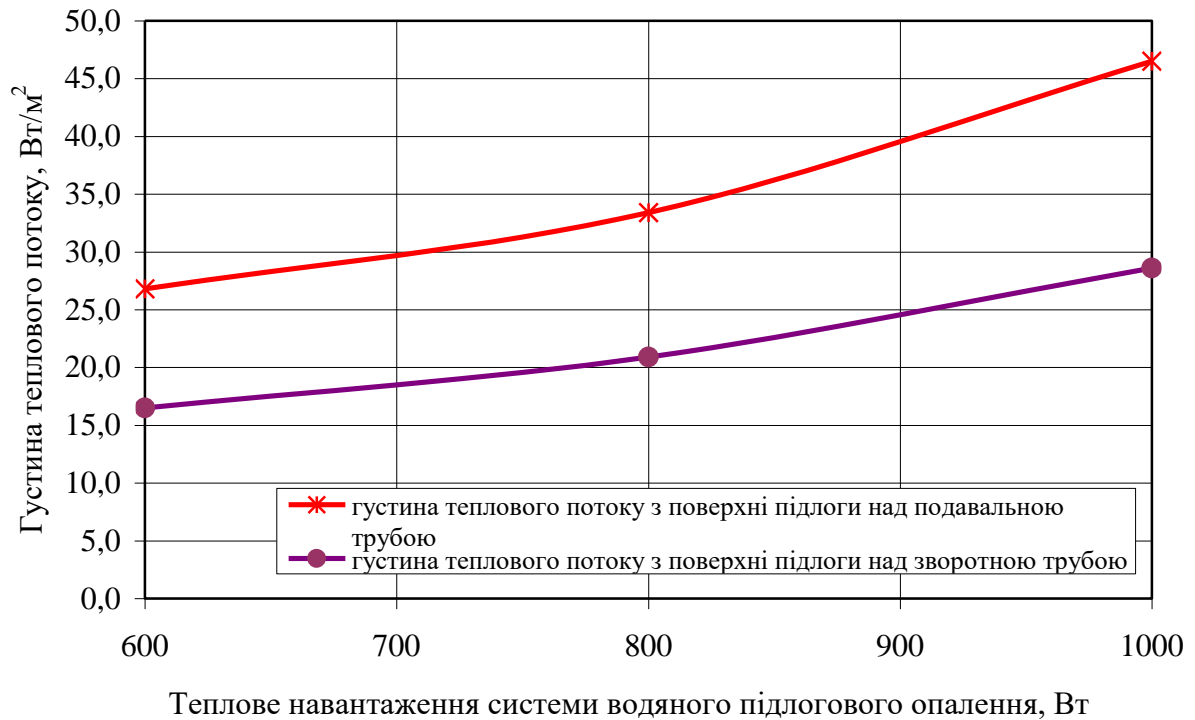


Рис. 6.19. Значення густини теплового потоку з поверхні підлоги до приміщення

При проведенні експериментальних досліджень, за допомогою перетворювачів теплового потоку, були зафіксовані локальні значення густини теплового потоку з поверхні підлоги до приміщення. За допомогою цих даних і значень температури поверхні підлоги і повітря в приміщенні, за рівнянням конвективного теплообміну Ньютона – Рихмана [126], були розраховані значення локальних коефіцієнтів тепловіддачі α в залежності від теплового навантаження в експлуатаційного режимі системи водяного підлогового опалення. Отримані результати представлені на рис. 6.20.

Проведене детальне вивчення серії експериментів при різних значеннях теплового навантаження засвідчує необхідність математичного моделювання процесів теплообміну і гідродинаміки при дослідженні теплового стану приміщення із підлоговим водяним опаленням останнього [160].

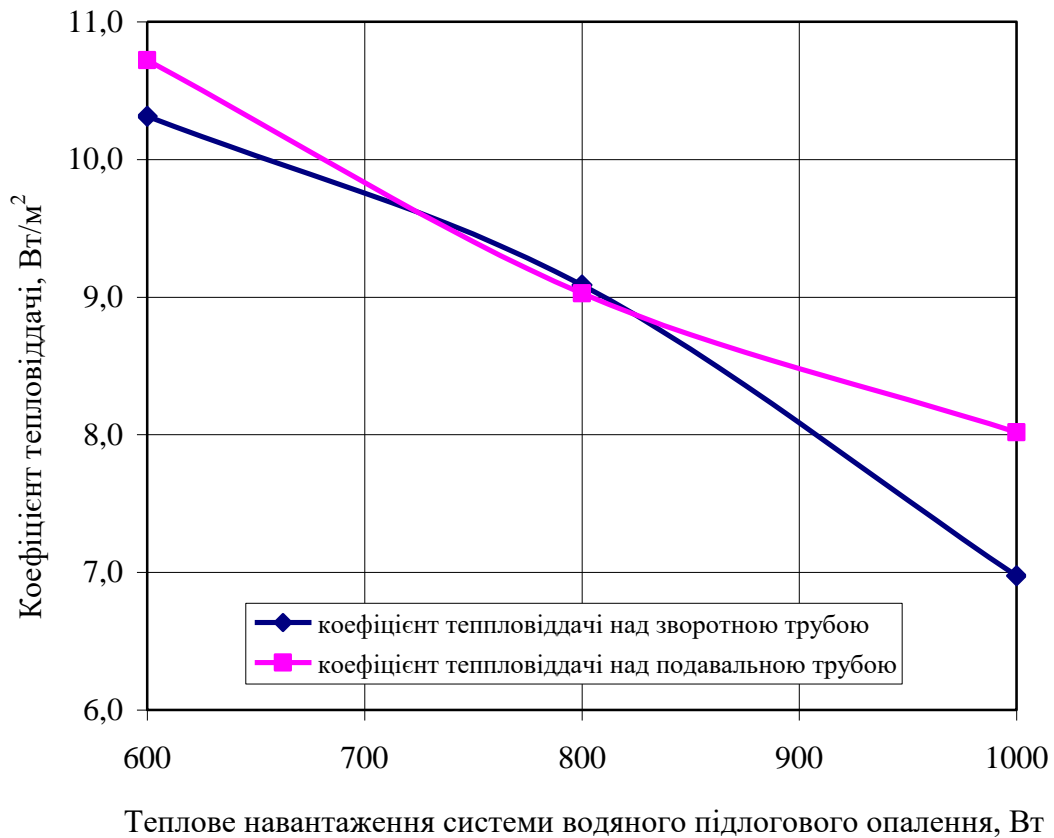


Рис. 6.20. Значення коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні підлоги в залежності від теплового навантаження

6.4. Тепловий режим приміщення при квазістаціонарному теплообміні системи водяного підлогового опалення з повітрям в приміщенні і огорожувальними конструкціями

Останнім часом збільшилася кількість робіт щодо моделювання роботи систем із використанням підлогового опалення [51, 157, 160, 163]. Так, наприклад, математичне моделювання теплофізичних процесів в підлозі з електричним обігрівом розглянуте в роботі [164]. Моделювання теплообміну у системі водяного підігрівання підлоги без урахування природної конвекції повітря в приміщенні і руху води в опалювальному контурі наведено в [160], при цьому в розрахунках даної роботи врахований теплообмін випромінюванням.

Основною метою даної частини роботи було числове дослідження теплового режиму приміщення із низькотемпературним водяним підлоговим опаленням різних конструкцій [165]. Розрахункова модель типового приміщення представляє собою паралелепіпед з розмірами 5,9 x 3,0 x 3,0 м, що складається з двох зон: повітря і елементів системи підлогового опалення рис. 6.21.

Система підлогового опалення умовно складається з шарів (рис. 6.22): поверхневий фінішний шар 1 (керамічна плитка) товщиною 8 мм; монолітна нагрівальна плита (панель) 2 (цементний розчин із пластифікатором) – 50 мм, всередині якої розташований опалювальний контур 3 (металопластикові труба $\varnothing 16 \times 3$ мм), теплова ізоляція 4 (екструдований пінополістирол) – товщиною 55 мм, основа теплої підлоги 5 (бетон) – товщиною 150 мм.

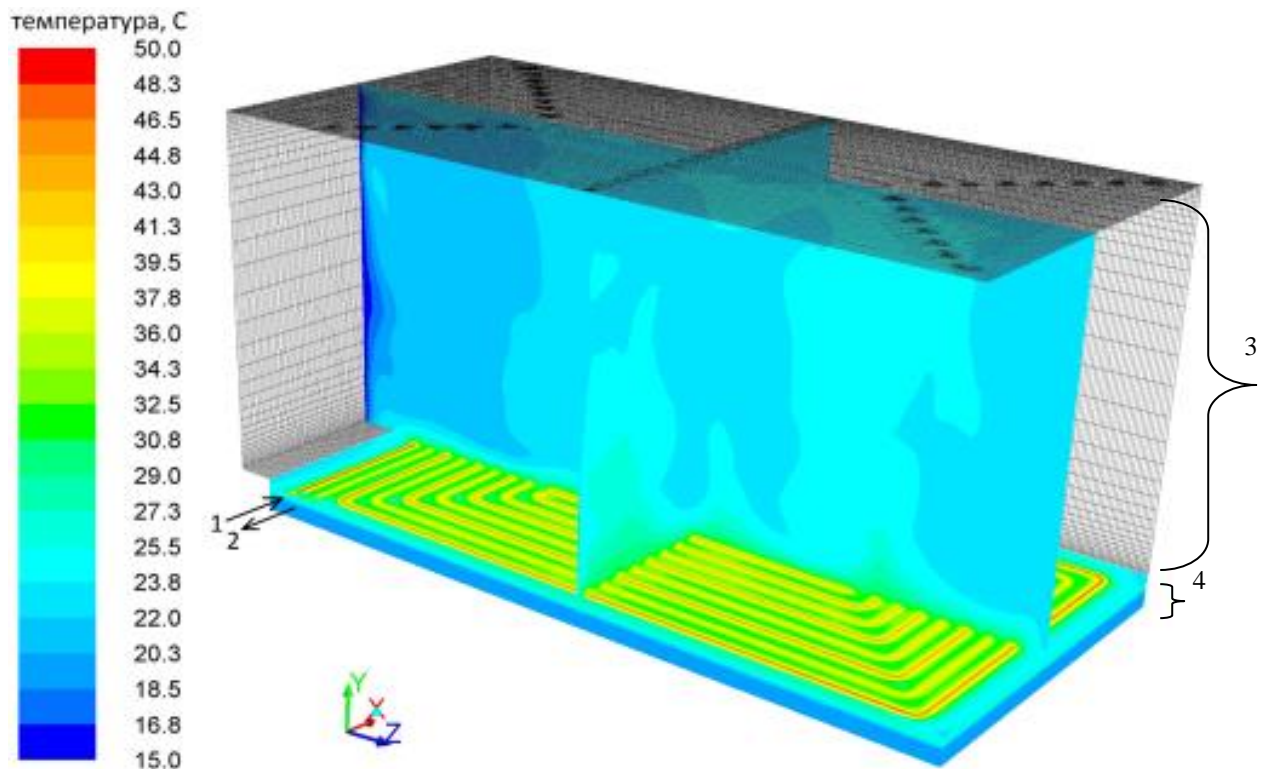


Рис. 6.21. Схема моделі теплового стану приміщення

1 – вхід теплоносія, 2 – вихід теплоносія; 3 – повітря в приміщенні;
4 – система водяного підлогового опалення

Досліджувана схема укладання трубки – біфілярна подвійна спіраль.

Математично змодельовані чотири різних конструкції системи підлогового опалення із кроками укладання опалювального контуру 0,125; 0,15; 0,175; 0,200 м.

Розрахунок проводився із використанням системи рівнянь збереження імпульсу і енергії [166]. Система диференційних рівнянь, що характеризують процеси теплообміну і гідродинаміки в системі водяного підлогового опалення, включає в себе рівняння нерозривності (6.1), руху (6.2) і енергії (6.3) для повітря і води, а також рівняння теплопровідності (6.4) для i -го шару підлоги. Розрахунок виконаний для стаціонарного режиму роботи системи опалення [167]. Числове моделювання проводилось при ламінарному режимі течії теплоносія (води) в трубі. У зв'язку з тим, що режим руху повітря в приміщенні є перехідним, найкраще узгодження результатів моделювання з експериментальними даними отримане при ламінарному режимі [160].

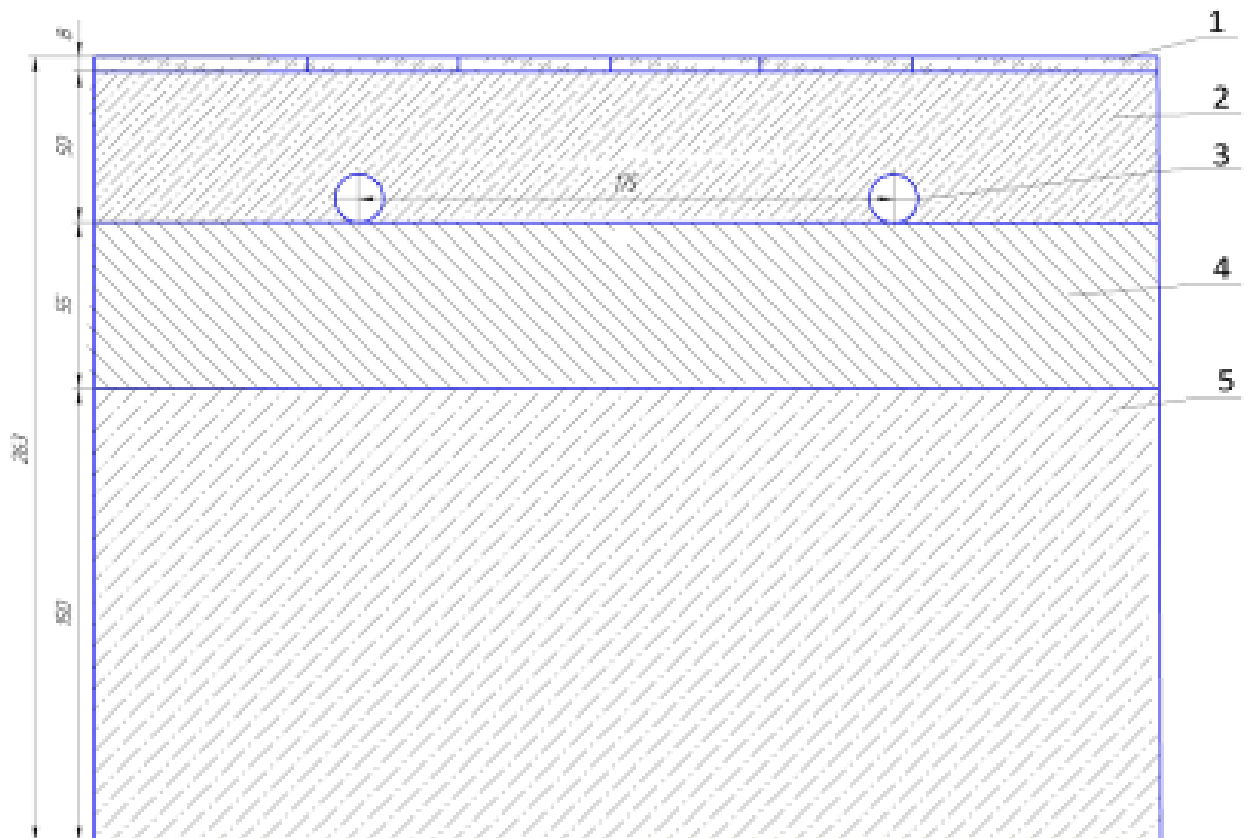


Рис. 6.22. Поперечний розріз ділянки (шарів) системи водяного підлогового опалення

Рівняння нерозривності в загальному вигляді представляє собою залежність виду

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (6.1)$$

Рівняння збереження кількості руху

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \cdot u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot uw)}{\partial z} = \\ & = -\frac{\partial p}{\partial x} + 2\frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\frac{\partial u}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x}\right)\right], \\ & \frac{\partial(\rho \cdot vu)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot v^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot vw)}{\partial z} = \\ & = -\rho \cdot g - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}\right)\right] + 2\frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\frac{\partial v}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}\right)\right], \end{aligned} \quad (6.2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \cdot wu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot wv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w^2)}{\partial z} = \\ & = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial y}\left[\mu\left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}\right)\right] + 2\frac{\partial}{\partial z}\left[\mu\frac{\partial w}{\partial z}\right]. \end{aligned}$$

Рівняння збереження енергії для повітря в приміщенні і теплоносія

$$v\frac{\partial(\rho \cdot T)}{\partial x} + u\frac{\partial(\rho \cdot T)}{\partial y} + w\frac{\partial(\rho \cdot T)}{\partial z} = \frac{\lambda}{c_p} \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \quad (6.3)$$

Рівняння теплопровідності для i -го шару системи опалення

$$\frac{\partial^2 T_i}{\partial x_i^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial y_i^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial z_i^2} = 0. \quad (6.4)$$

Умова сполучення параметрів шарів підлоги $-\lambda_i \frac{\partial T_i}{\partial x} = -\lambda_{i+1} \frac{\partial T_{i+1}}{\partial x}$,

де $i, i+1$ – сусідні шари.

На поверхні підлоги умова сполучення параметрів

$$-\lambda_i \frac{\partial T}{\partial n} = -\lambda_{\text{пов}} \frac{\partial T}{\partial n} + dI.$$

n – нормаль до поверхні.

Рівняння радіаційного теплообміну для поглинаючого, випромінюючого і розсіюючого середовищ при положенні \vec{r} в напрямку \vec{s}

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s)I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega', \quad (6.5)$$

де \vec{r} – радіус – вектор;

\vec{s} – вектор спрямування;

\vec{s}' – вектор напрямку розсіювання;

s – довжина шляху;

a – коефіцієнт поглинання;

n – заломлення;

σ_s – коефіцієнт розсіювання;

$\sigma_s = 5,6704 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м²·К⁴) – постійна Стефана – Больцмана;

I – інтенсивність випромінювання, що залежить від положення \vec{r} і напрямку \vec{s} ;

T – локальна температура, К;

Φ – фазова функція;

Ω' – тілесний кут;

$(a + \sigma_s)s$ – оптична товщина (або параметр непрозорості середовища).

Показник заломлення n важливий при розгляді випромінювання в напівпрозорих середовищах).

При моделюванні теплового випромінювання так званих сірих тіл наступне рівняння запропоноване для потоку випромінювання, якщо використовуються тільки чотири члени в серії

$$q_r = -\frac{1}{3(a + \sigma_s) - C\sigma_s} \nabla G, \quad (6.6)$$

де a – коефіцієнт поглинання, σ_s – коефіцієнт розсіювання, G – інтенсивність падаючого випромінювання, C – коефіцієнт лінійно-анізотропної фазової функції, про що описано нижче. Після введення параметра

$$\Gamma = \frac{1}{(3(a + \sigma_s) - C\sigma_s)}, \quad (6.7)$$

рівняння (6.6) спрощується до

$$q_r = -\Gamma \nabla G. \quad (6.8)$$

Рівняння переносу для G

$$\nabla(\Gamma \nabla G) - aG + 4an^2\sigma T^4 = S_G, \quad (6.9)$$

де S_G – інтенсивність джерела випромінювання.

Об'єднання рівнянь (6.8) і (6.9) дає наступне

$$-\nabla \cdot q_r = aG - 4an^2\sigma T^4. \quad (6.10)$$

Вираз для $-\nabla \cdot q_r$ може бути безпосередньо підставлений в рівняння енергії для розрахунку інтенсивності джерел (або витоків) теплоти завдяки випромінюванню.

При використанні такої моделі, сіро-смуговий тепловий потік на стіни можна описати у наступному вигляді (за умови, що стіна є дифузною поверхнею)

$$q_{\lambda,w} = -\frac{\varepsilon_{\lambda,w}}{2(2-\varepsilon_{\lambda,w})}(4n^2[F(0 \rightarrow n\lambda_2 T) - F(0 \rightarrow n\lambda_1 T)]\sigma T^4 - G_{\lambda,w}), \quad (6.11)$$

де $\varepsilon_{\lambda,w}$ – випромінювальна здатність стіни, $q_{\lambda,w}$ – радіаційний спектральний потік на поверхню стіни, і $G_{\lambda,w}$ – інтенсивність спектрального падаючого випромінювання на поверхню стіни.

На стінах, стелі і під підлогою приміщення задавалися граничні умови першого роду, сталі середні значення яких визначені експериментальним шляхом за допомогою пірометра Testo 845 і термометрів опору ТСМ-205. На вході до опалювального контуру 1 (рис. 6.21) масова витрата теплоносія (води) приймалась 0,03 кг/с, а температура теплоносія $t_t = +30$ °С; $+35$ °С; $+40$ °С; $+45$ °С; $+55$ °С.

Зміна густини повітря в приміщенні в залежності від температури визначалась за формулою $\rho = \rho_0(1 - \beta \cdot \Delta T)$ у наближенні Бусінеска-Обербека [168]. Густина води приймалась постійною, що дорівнює $\rho = 998$ кг/м³. Теплофізичні властивості матеріалів шарів підлоги, що застосовувалися при моделюванні, відповідали матеріалам, що використані в експерименті. Їх значення наведені раніше в таблиці 6.1.

Представлена система диференційних рівнянь, із зазначеними граничними умовами, була розв'язана числовим способом із використанням методу контрольного об'єму [153]. При вирішенні системи рівнянь визначались поля значень швидкості і температури. Верифікація даної моделі проводилась за допомогою експериментальних даних, отриманих на експериментальній установці в ІТТФ НАН України для кроку укладання труби 0,175 м (підрозділ 6.1) [157]. Розрахунки проводились у програмному середовищі Ansys 14.0.

Співставлення результатів моделювання з експериментальними даними приведене на рис. 6.22 і 6.23. Як видно з графіків результати розрахунків і експериментів задовільно узгоджуються. Зниження температури поблизу поверхні підлоги спостерігається із-за природної конвекції повітря в приміщенні, що обумовлено збільшенням швидкості w повітря (рис. 6.22) (для наочності знехтувано причинно-наслідковим зв'язком фізичних величин, значення яких відкладені по осях графіка). Такий розподіл температури і швидкості повітря спостерігається на відстані приблизно до двох метрів від зовнішньої (холодної) стіни приміщення (рис. 6.1).

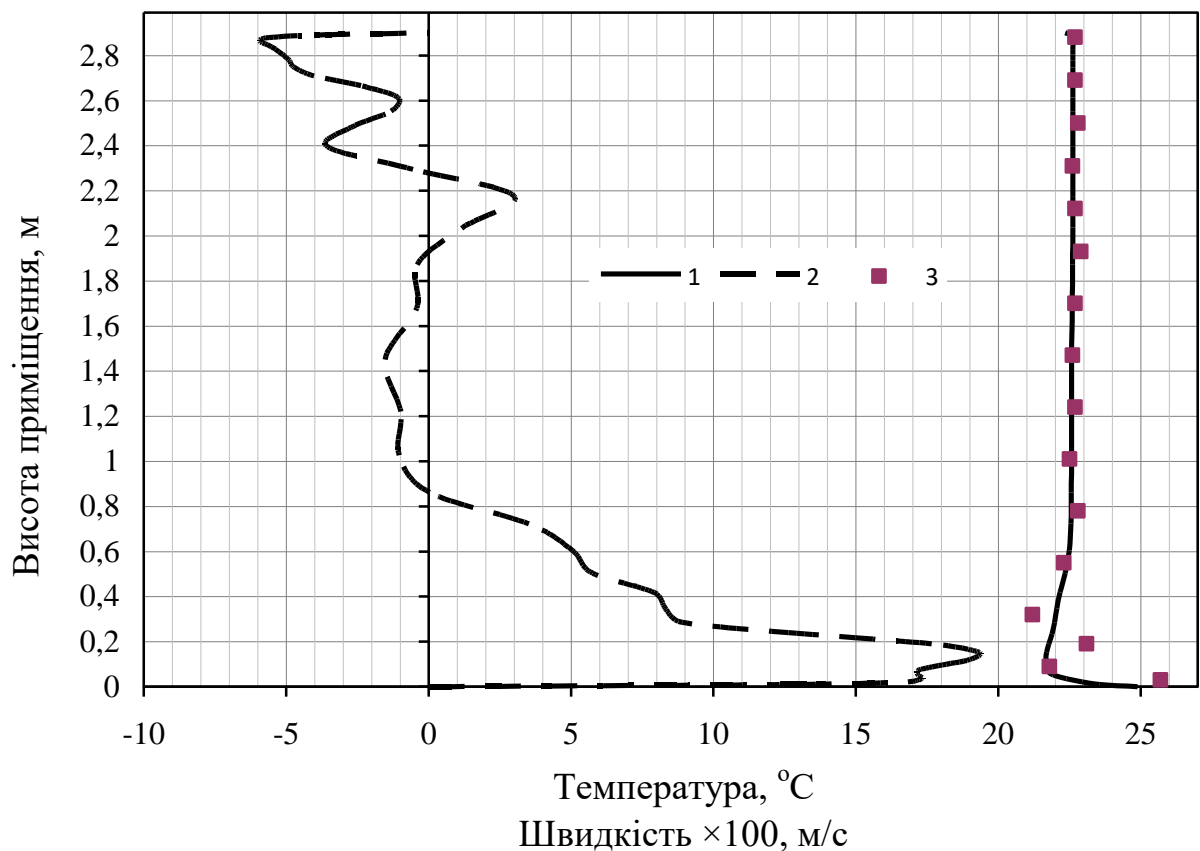


Рис. 6.22. Розподіл температури і швидкості повітря по висоті приміщення

1 – розрахункова температура повітря, 2 – розрахункова швидкість, 3 – експериментальні значення температури повітря.

В шарах системи водяного підлогового опалення також отримане задовільне узгодження. Відмінність розрахункових і експериментальних даних не перевищує $1,0^{\circ}\text{C}$, що пояснюється загальною похибкою

експерименту. На кривій 4 розрахунковий температурний максимум (34,7 °С) відповідає визначеній фактичній температурі теплоносія в трубі.

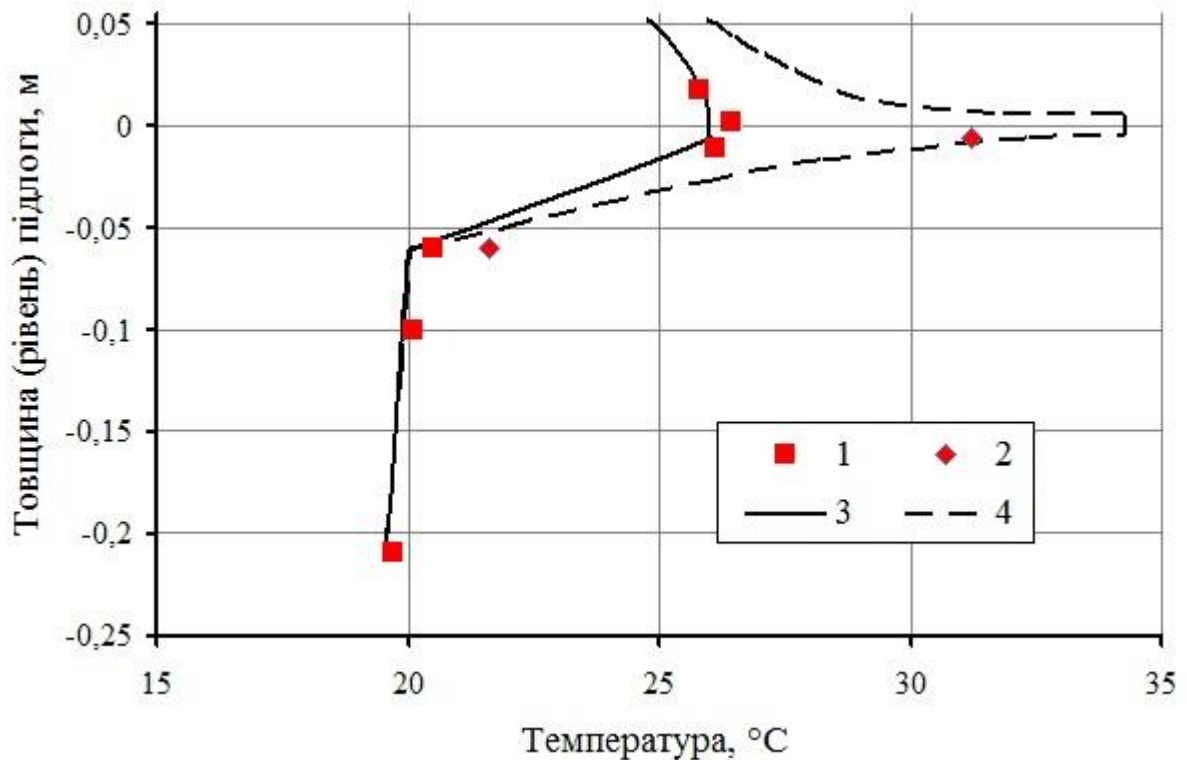


Рис 6.23. Розподіл температури по вертикалі (товщині) в підлозі

1, 2 – експериментальні значення, відповідно, між трубами і по осі труби; 3, 4 – розрахункові значення, відповідно, між трубами і по осі труби.

Результати розрахунків були співставлені з експериментальними даними, що отримані на стенді [159, 160, 165]. По-перше, отриманий достатній якісний збіг отриманих розрахунків із результатами обстеження тепловізором Fluke 50i за методикою [161], що проілюстроване на рис. 6.24.

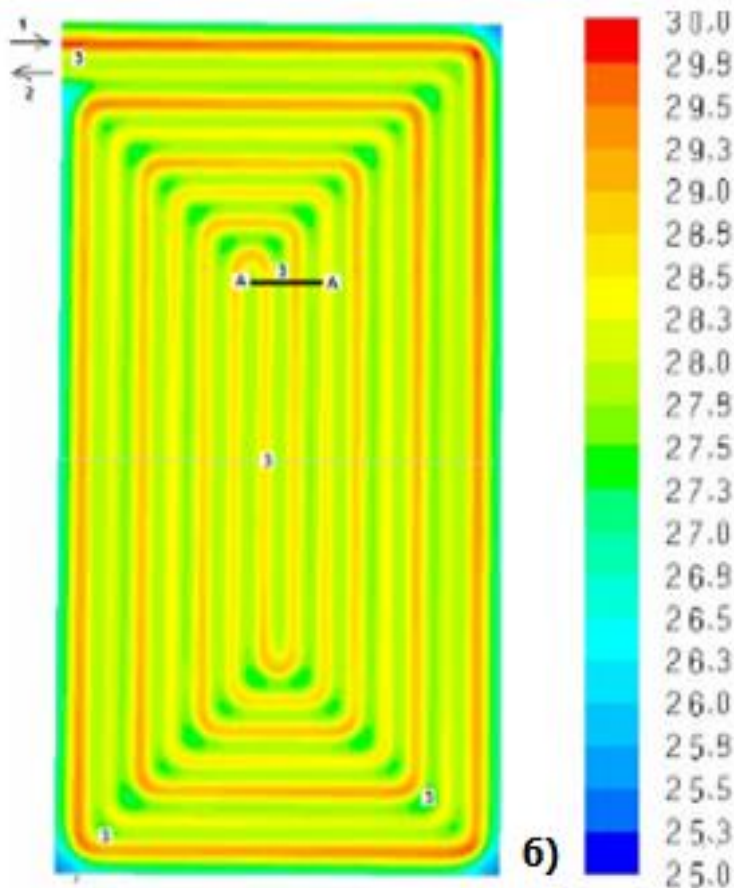
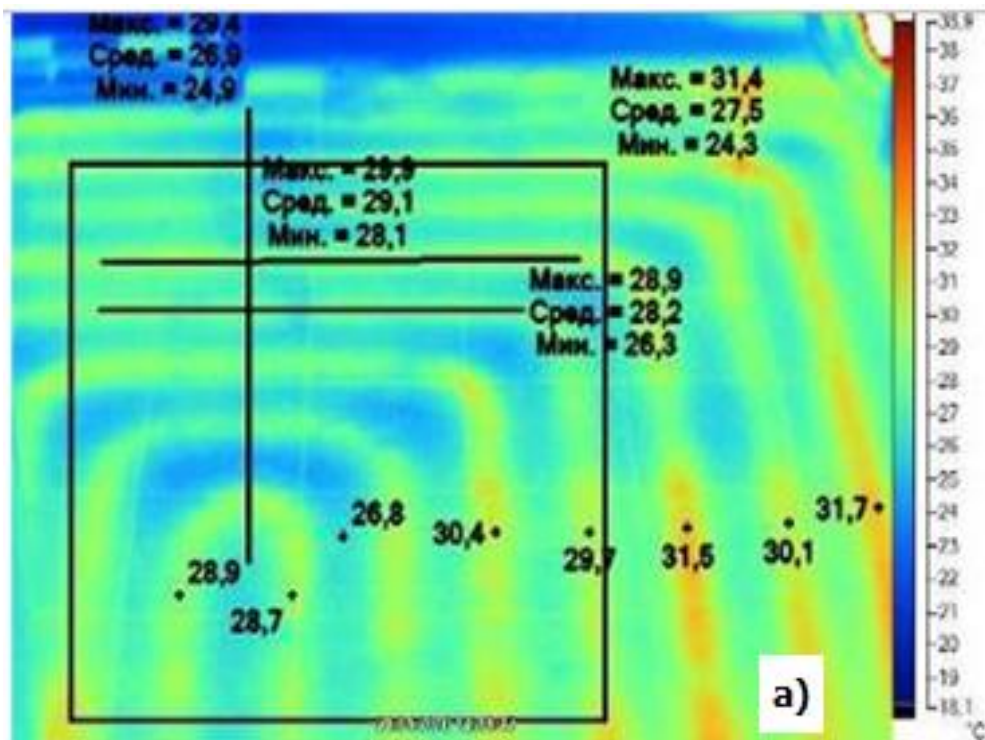


Рис. 6.24. Температурне поле при експлуатаційному режимі системи опалення

a – термограма тепловізійного обстеження підлоги, *б* – результат розрахунків за математичною моделлю.

На рис. 6.25 представлені результати співставлення розрахункових даних із експериментальними даними перетворювачів теплового потоку ПТП. Відхилення значень вимірювання від розрахункових у математичному моделюванні складає 2...3 Вт, що входить до межі похибок вимірювання.

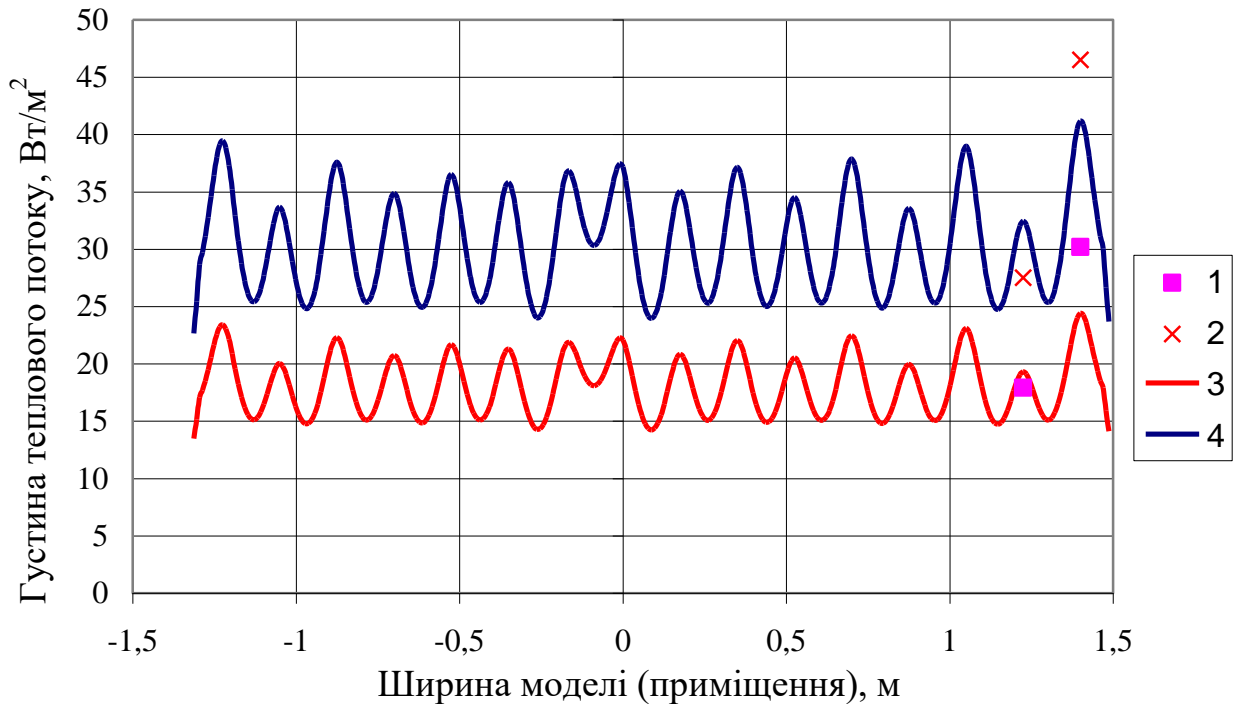


Рис. 6.25. Значення густини теплового потоку на поверхні підлоги

1, 2 – експериментальні дані при тепловому навантаженні на підлогове опалення, відповідно, 600 Вт і 1000 Вт; 3, 4 – розрахункові значення при навантаженні, відповідно, 600 Вт і 1000 Вт.

Зіставлення температури підлоги в перерізі з результатом математичного моделювання наведене на рис. 6.26. Переріз шарів підлоги показаний раніше на рис. 6.22.

На рис. 6.27 наведені результати розрахунків за числовою моделлю. Отримані значення густини теплового потоку з поверхні підлоги в залежності від кроку укладання опалювальної труби і температури теплоносія на вході в систему [158].

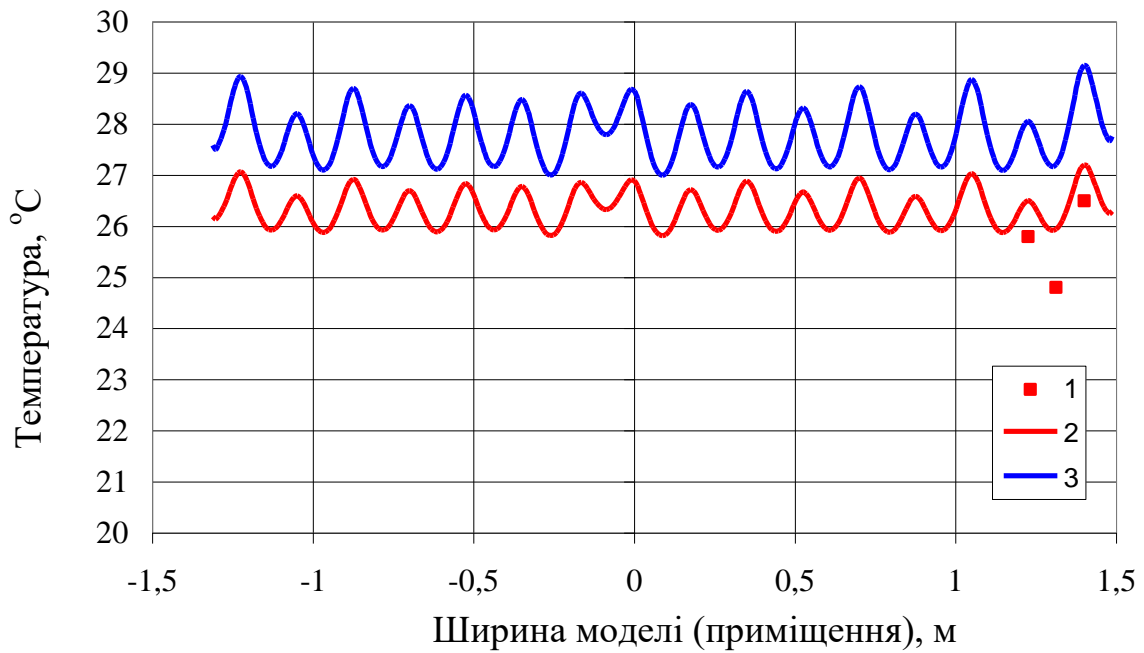


Рис. 6.26. Температура поверхні підлоги по ширині кімнати

1 – експериментальні дані при тепловому навантаженні на підлогове опалення 600 Вт; 2, 3 – розрахункові значення при навантаженні, відповідно, 600 Вт і 1000 Вт.

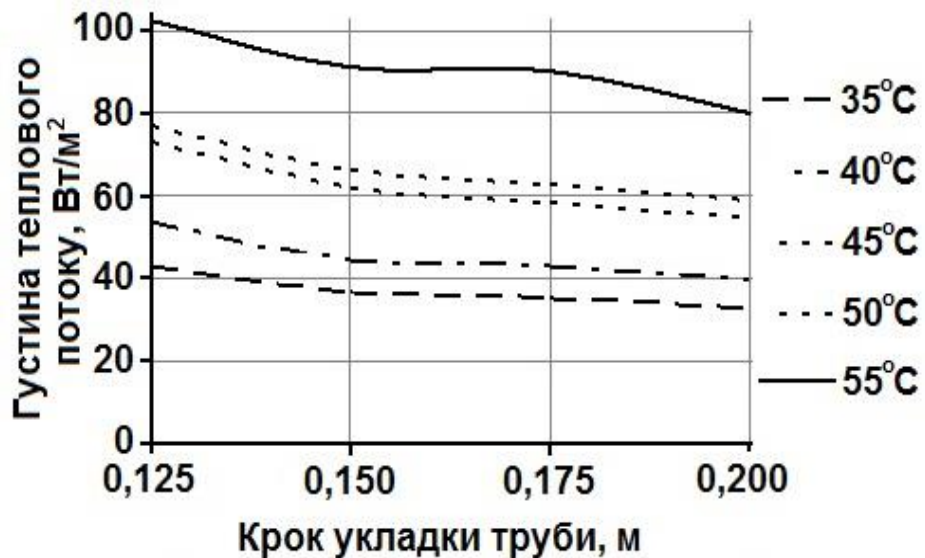


Рис. 6.27. Густина теплового потоку з поверхні підлоги в залежності від кроку укладання труби для різних температур теплоносія на вході до опалювального контуру

З розгляду наведених графіків можна зробити висновок, що при збільшенні кроку укладання труби в водяному підлоговому опаленні тепловий потік з поверхні підлоги до приміщення знижується незначно, проте при збільшенні температурного потенціалу теплоносія на вході до опалювального контуру теплопродуктивність підлоги суттєво збільшується.

З математичного моделювання теплового режиму приміщення із водяним підлоговим опаленням визначені середні по площі коефіцієнти тепловіддачі з поверхні підлоги, що залежать від її температури і знаходяться в діапазоні від 3,7 до 6,1 Вт/(м²·К) (рис. 6.28).

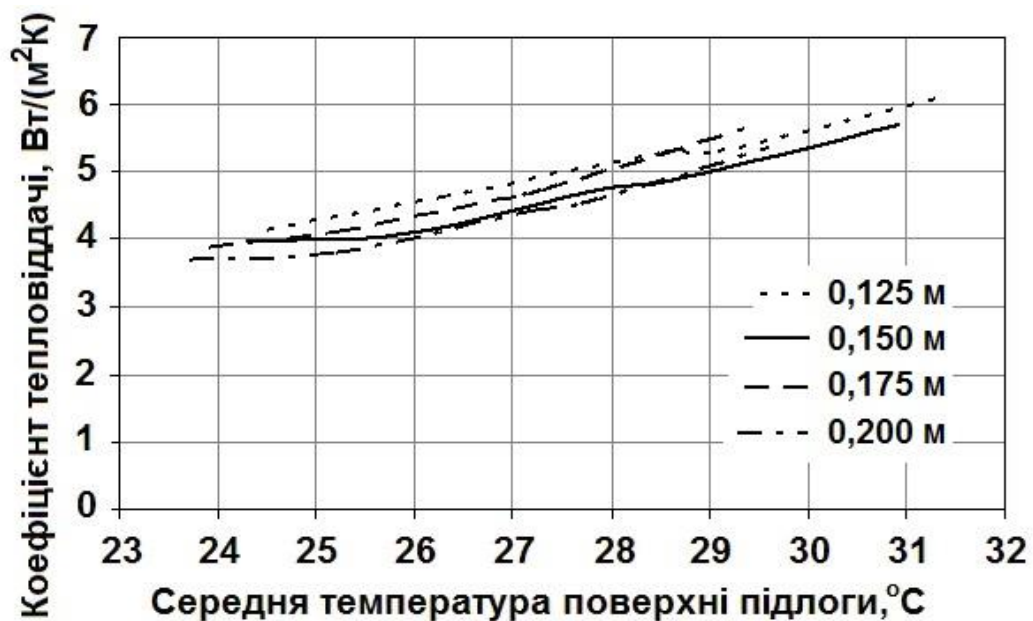


Рис. 6.28. Залежність середнього по поверхні підлоги коефіцієнта тепловіддачі від температури поверхні підлоги для кроків укладання

За допомогою наведеної вище математичної моделі були проведені окремі розрахунки параметрів теплового режиму приміщення з водяним підлоговим опаленням при різних витратах теплоносія в опалювальному контурі [165]. Результати представлені на рис. 6.29.

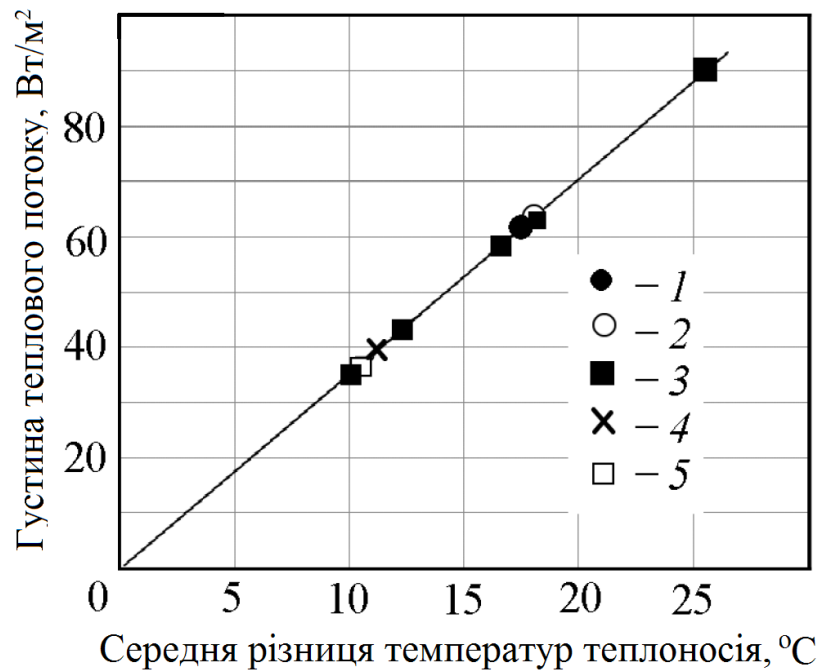


Рис. 6.29. Залежність теплопродуктивної здібності водяної підлогової системи опалення від швидкості руху теплоносія (витрати) і різниці значень температури теплоносія на вході і виході опалювального контуру

1 – $w = 0,42$ м/с, $t = 45$ °C; 2 – $w = 0,53$ м/с, $t = 45$ °C;

3 – $w = 0,47$ м/с, $t = 55$ °C; 4 – $w = 1,46$ м/с, $t = 35$ °C;

5 – $w = 0,63$ м/с, $t = 35$ °C.

З рисунку 2.29 видно, що при зміні теплового потенціалу теплоносія або його витрати, система підлогового опалення не може забезпечити теплопідведення до об'єму приміщення більше, ніж це дозволяє конструкція підлоги. При збільшенні витрати теплоносія зменшується різниця значень температури на вході і виході, що зменшує перепад температури на поверхні підлоги, але тепловий потік залишається сталим (стабільним). Із графічної залежності можна зробити висновок, що регулювання теплових параметрів системи водяного підлогового опалення за допомогою зміни витрати теплоносія (кількісне) є менш ефективним, ніж регулювання теплового навантаження за допомогою зміни температурного потенціалу теплоносія (якісне) [160, 165].

6.5. Інженерна методика розрахунку теплотехнічних параметрів системи водяного підлогового опалення

Якщо приміщення із водяним підлоговим опаленням розглядати як теплообмінник між теплоносієм в опалювальному контурі і повітрям в приміщенні, то можна записати рівняння теплопередачі для цієї системи [110, 111]

$$Q = k \cdot F \cdot \overline{\Delta t}, \quad (6.12)$$

де k – коефіцієнт теплопередачі системи підлогового опалення, Вт/(м²·К) (враховує значну кількість чинників, що пов'язані з конструкцією підлогового опалення);

F – площа поверхні теплообміну, м².

При цьому середня різниця температур води та повітря (температурний напір) $\overline{\Delta t}$ тут визначається за формулою [110]

$$\overline{\Delta t} = \frac{\Delta t_{\max} - \Delta t_{\min}}{\ln \frac{\Delta t_{\max}}{\Delta t_{\min}}}, \quad (6.13)$$

де Δt_{\max} – різниця температур води на вході в контур опалення та повітря в приміщенні;

Δt_{\min} – різниця температур води на виході з контуру опалення та повітря в приміщенні, °С.

Питомий тепловий потік з поверхні підлоги, що може забезпечити система водяного підлогового опалення певної конструкції, прямопропорційний середній різниці температур теплоносія системи і повітря в опалювальному приміщенні

$$q = k \cdot \overline{\Delta t} \quad (6.14)$$

Вищенаведений коефіцієнт враховує термічні опори трубки опалювального контуру і монолітної нагрівальної плити (панелі), в якій змонтований контур опалення, фінішного шару підлоги, шарів теплоізоляції під опалювальним контуром, а також геометричні параметри системи: крок укладання труби та її діаметр. У зв'язку з цим виникають розрахункові складнощі з аналітичним визначенням коефіцієнту теплопередачі такої системи [169].

За допомогою розробленої в ІТТФ НАН України, за участі автора, тривимірної теплофізичної моделі приміщення із системою водяного підлогового опалення були визначені основні теплотехнічні параметри останньої при заданих температурі на вході t і витраті теплоносія G в опалювальному контурі, а саме:

- теплове навантаження системи (теплова потужність, що підводиться до приміщення з поверхні водяного підлогового опалення);
- температурний рівень повітря в приміщенні (тепловий режим останнього);
- температура теплоносія на виході з опалювального контуру.

Отримані результати розрахунків [160, 165] можна представити у вигляді номограм теплового навантаження для окремих конструкцій водяного підлогового опалення, що показано на рис. 6.29 і 6.30.

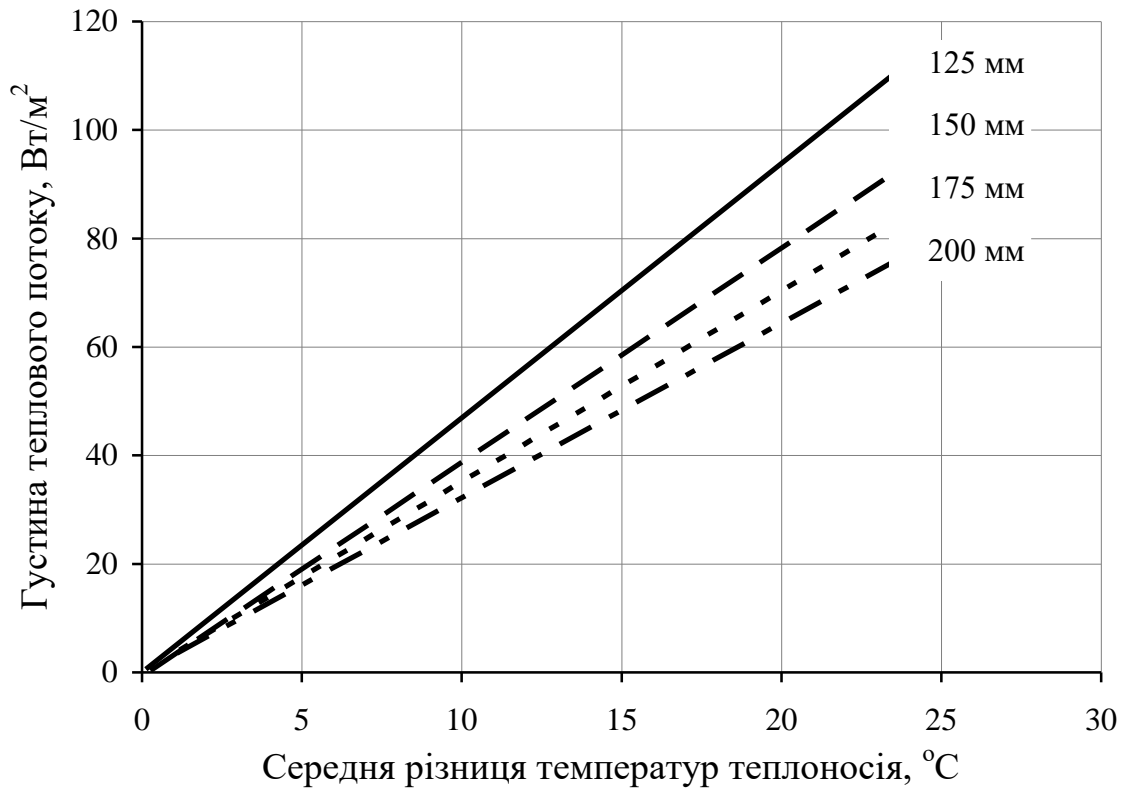


Рис. 6.29. Номограми теплового навантаження водяного підлогового опалення для різних кроків монтажу труби опалювального контуру

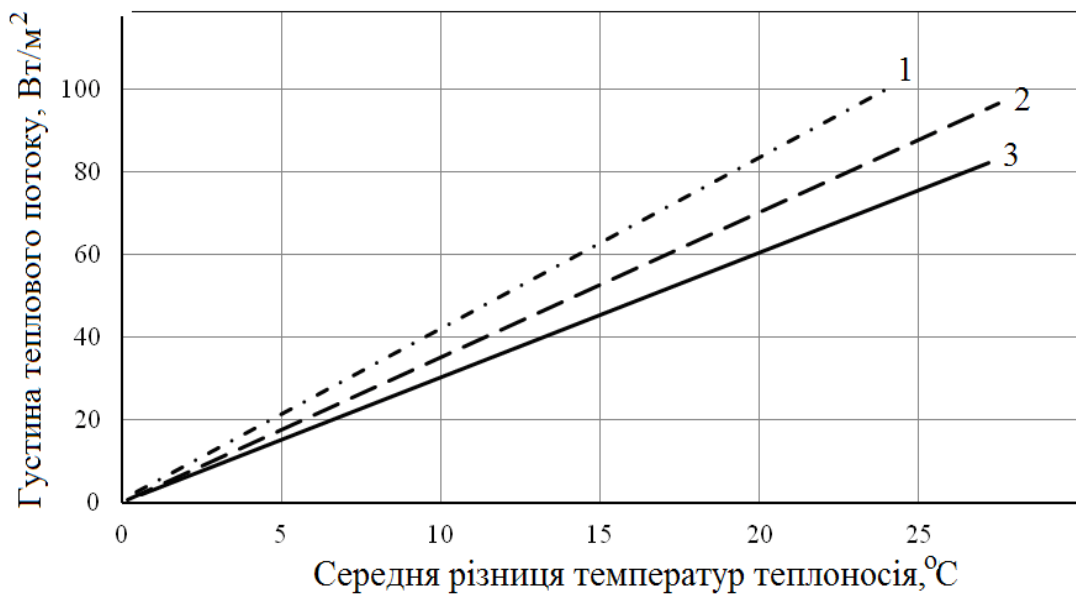


Рис. 6.30. Номограми теплового навантаження підлогового опалення для різних значень внутрішнього діаметра труби опалювального контуру
1 – 0,015 м; 2 — 0,011 м; 3 – 0,008 м.

Окрім бетонозаливної підлоги були проведені експериментальні дослідження теплотехнічних характеристик фрагменту площею $6,36 \text{ м}^2$ і розмірами $1,2 \text{ м} \times 5,3 \text{ м}$ системи підлогового опалення сухого монтажу. Система була розташована посередині лабораторного приміщення площею 18 м^2 із розмірами $3 \text{ м} \times 6 \text{ м} \times 3 \text{ м}$. Її монтажна схема показана на рис. 6.31.

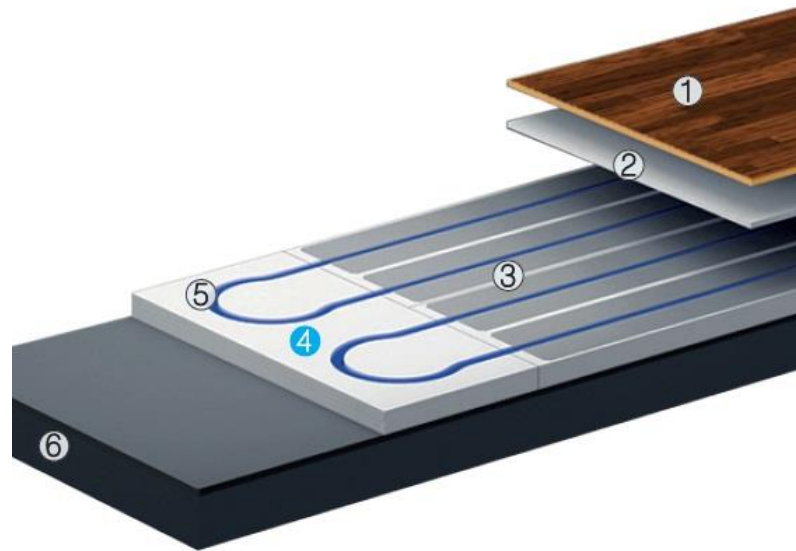


Рис. 6.31. Схема системи підлогового опалення сухого монтажу:

1 – фінішне покриття підлоги (ламініат, керамічна плитка); 2 – підложка (целюлоза, гіпсоволокно); 3 – алюмінієвий теплорозподільвач; 4 – пінополістирольна плита; 5 – труба контуру опалення; 6 – стартова підлога.

Опалювальний контур виконаний з металополімерної труби РeХ зовнішнім діаметром 16 мм і товщиною стінки 2 мм . Товщини, відповідно, алюмінієвого теплорозподільвача та плити із екструдованого пінополістиролу з пазами (каналами) склали $0,2 \text{ мм}$ та 40 мм (загальна, змінювалась в різних експериментах).

За допомогою такого технічного рішення відбувалось термостатування повітря приміщення відповідно до санітарно-гігієнічних норм ($20 \pm 2^\circ \text{C}$) у квазістаціонарних умовах. В залежності від зміни температури зовнішнього повітря дискретно задавались значення електричної потужності (теплове навантаження) на проточному електроводонагрівачі для компенсації

теплових втрат приміщення при постійній витраті теплоносія в контурі системи опалення.

Для регулювання потужності електроводонагрівача ВПО-5,5/220 використовувались стабілізоване джерело ССК-1-3-220 електричного струму 220 В 50 Гц, лабораторний автотрансформатор РНО-250-5 і переносний вимірювальний комплект К-50, що реєстрував силу струму, електричні напругу і потужність в ході проведення досліджень.

Встановлювались дослідні значення електричної потужності: 200, 300, 400, 500 і 600 Вт. При цьому експеримент продовжувався до стабілізації розподілу температурного поля в повітрі над підлогою та в шарах підлоги приміщення (відсутності зміни значень температури і теплового потоку в характерних місцях вимірювання). Час виходу на квазістаціонарний режим роботи дослідної системи з покриттям ламінатом складав близько 8-12 годин в залежності від теплового навантаження.

Проведення експериментальних досліджень полягало у вимірюванні, в режимі реального часу, густини теплового потоку і температури в характерних місцях системи опалення та температури внутрішнього повітря за допомогою термоелектроперетворювачів із наступним аналізом ефективності теплопередачі між теплоносієм і повітрям в приміщенні.

При проведенні експериментів системою вторинних контрольно-вимірювальних приладів реєструвалися із інтервалом 10 хв. значення температури повітря по висоті кімнати 16 вимірювальних точках (визначалась середня температура t); температура зовнішнього повітря; температура в різних контрольних точках (в т.ч. на поверхні підлоги над подавальним і зворотнім трубопроводами) системи підлогового опалення, як по горизонталі (в різних місцях відносно опалювального контуру), так і по вертикалі, під утепленням і між шарами системи ($-430,0 \dots 0,0$ мм); значення температури теплоносія на вході та виході контуру опалення; значення густини теплового потоку під підлогу, між різними шарами підлоги, на поверхні підлоги в характерних місцях відносно контуру опалення (прямокутні позначки) (рис. 6.32). За показниками лічильника теплоти Aparator

LQM-III-K, що встановлений перед входом до контуру системи, визначало дискретне теплове навантаження, що відповідало встановленій потужності на електроводонагрівачі.

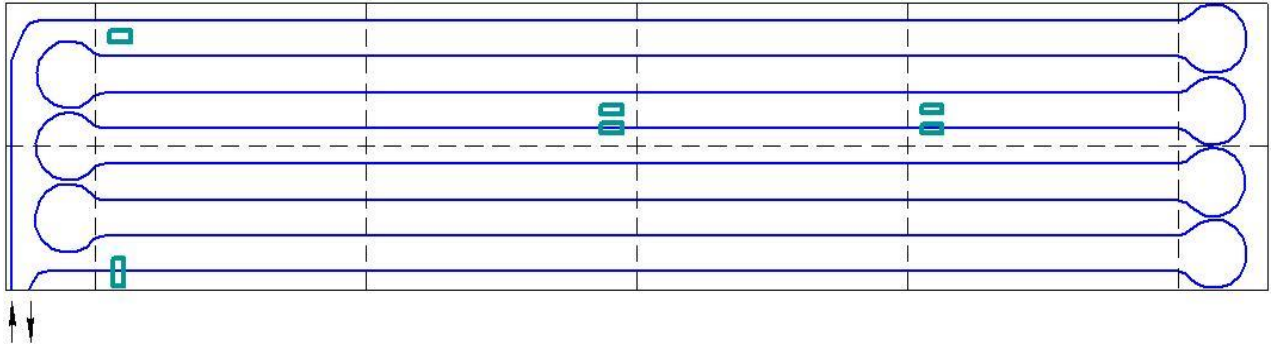


Рис. 6.32. Конфігурація розміщення датчиків у системі підлогового опалення

При проведенні всіх експериментів вибирались дні із мінімальним добовим коливанням значень температури зовнішнього повітря і швидкості його руху (вітру), що забезпечувало максимальну наближеність до постійності тепловтрат приміщення в часі.

Згідно з нормативною документацією [94] в зонах найбільшого охолодження приміщення (близько зовнішніх огорожувальних конструкцій) температуру на поверхні нагрівальної підлоги слід приймати не більше 35°C , що також враховувалося при проведенні експериментів (відповідно, не перевищувалося теплове навантаження).

При цьому загальна відносна похибка вимірювань основних фізичних величин в автоматизованому режимі складала не більше 5 %.

Проведені серії експериментів із значеннями об'ємної витрати теплоносія в контурі підлогового опалення $G = 0,102$ та $0,058$ $\text{м}^3/\text{год}$, різною загальною товщиною пінополістирольної плити 40, 50, 80 мм та фінішними покриттями ламінатом та плиткою. Ламінат товщиною 8 мм укладався за технологією на целюлозну підложку товщиною 4 мм, а керамічна плитка товщиною 8 мм наклеювалась за допомогою спеціальної суміші на алюмінієвий теплорозподілювач.

Результати проведених експериментів представлені у графічному вигляді на рис. 6.33 – 6.35.

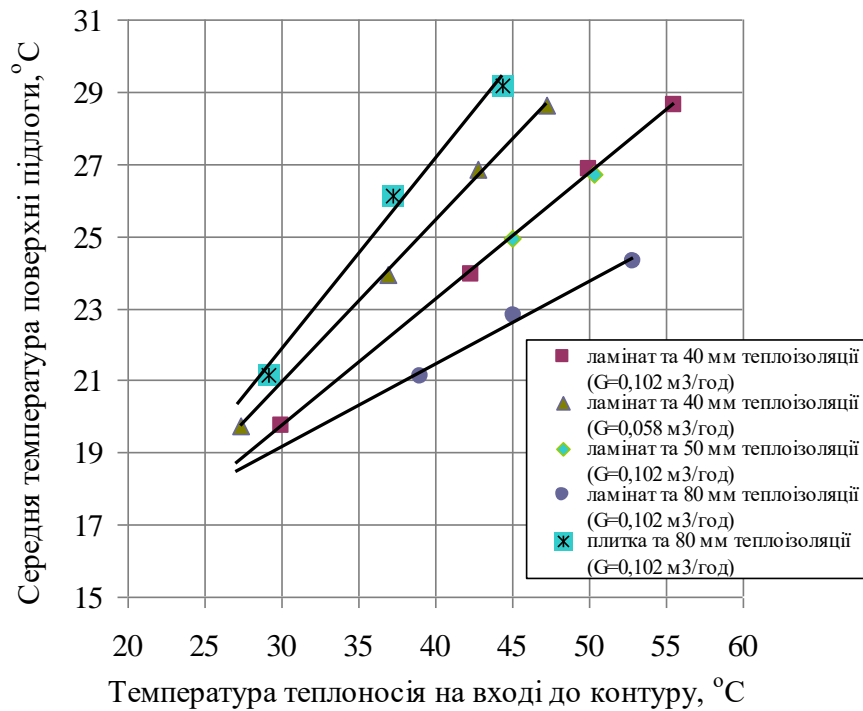


Рис. 6.33. Залежність середньої температури поверхні підлоги від температури теплоносія на вході до контуру підлогового опалення

Як видно з рис. 6.33, суттєве зростання середньої температури поверхні підлоги обумовлене використанням керамічної плитки як фінішного покриття. Це пояснюється більшим значенням коефіцієнта теплопровідності даного матеріалу. В той час, як різна витрата теплоносія в певному діапазоні майже не впливає на зміну температури поверхні ламінату. Це доводить тезу про те, що кількісне регулювання теплопродуктивністю низькотемпературних систем опалення недоцільне. Більш ефективним, в такому випадку, є якісне регулювання тепловим навантаженням із зміною температури теплоносія в системі. Збільшення вдвічі товщини теплоізоляції зменшує, за окремими розрахунками на приблизно 12%, теплові втрати від теплоносія в контурі у простір під системою підлогового опалення. Відповідно, це позначається на тому, що при меншій температурі поверхні

фінішного покриття досягається покриття теплових втрат приміщення згідно до відповідних нормативів.

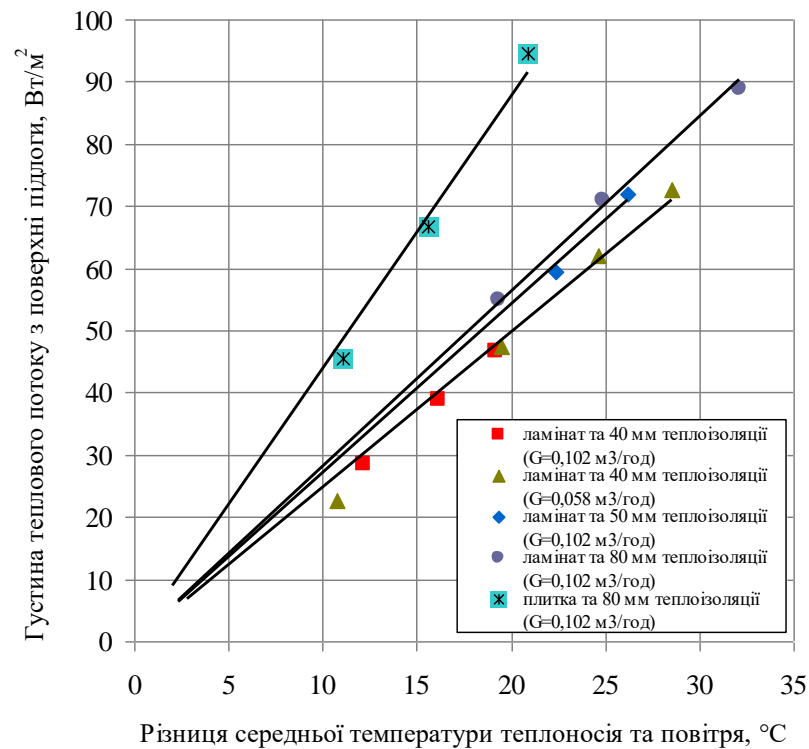


Рис. 6.34. Залежність густини теплового потоку з поверхні підлоги від різниці середньої температури теплоносія та повітря в приміщенні

Рис. 6.34 демонструє суттєве підвищення густини теплового потоку на поверхні керамічної плитки внаслідок її меншого термічного опору та більш щільнішого (клеєвого) контакту із алюмінієвим теплорозподільвачем. Зміна значень витрати теплоносія в контурі та товщини теплоізоляції несуттєво позначаються на питомому тепловому потоці з поверхні ламінату.

На рис. 6.35 видно, що температура повітря в приміщенні тим вища, чим більша температура теплоносія на вході. Слід зазначити, що середня температура зовнішнього повітря під час проведення різних експериментів, відповідно, в кожному змінювалась в діапазоні від - 7 до 3°C, що впливало на тепловтрати приміщення. При цьому в більшості випадків майже всі дослідні варіанти системи опалення забезпечили необхідні теплові санітарно-гігієнічні умови.

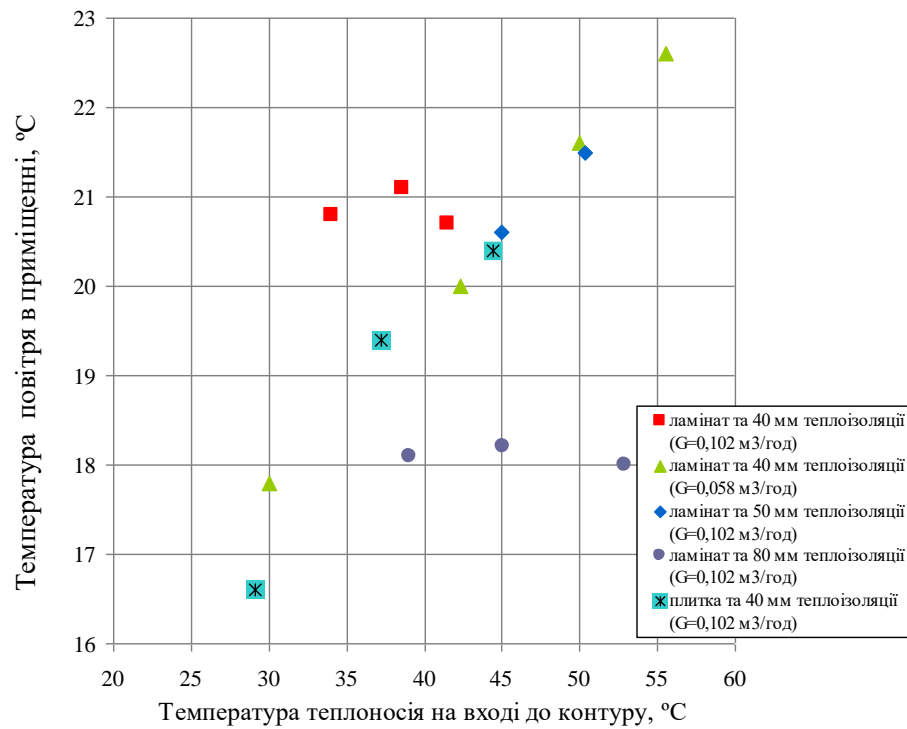


Рис. 6.35. Залежність температури теплоносія на вході до контуру підлогового опалення від різниці середньої температури теплоносія та повітря в приміщенні

Проведені експериментальні дослідження дозволяють стверджувати, що система підлогового опалення сухого монтажу має більшу теплову маневреність в порівнянні із заливною стяжкою, а також невисоку теплоаккумуляційну здатність. Мала теплоінерційна складова досягається відсутністю відносно товстого шару монолітної бетонної плити в якій зазвичай облаштовується контур системи опалення.

Завдяки алюмінієвим теплорозподільвальним пластинам відбувається вирівнювання теплового потоку в площині поверхні підлоги, що позитивно впливає на тепловий розподіл та зменшує термічні напруження в фінішному покритті.

Застосування кількісного регулювання теплового навантаження системи завдяки зміні витрати теплоносія виявляється менш ефективним аніж якісне за допомогою зміни його температури.

Використання керамічної плитки та збільшення товщини шару теплоізоляції під контуром опалення збільшує загальну ефективність теплообміну системи із повітрям приміщення.

Дані номограми є основою інженерної методики теплового розрахунку низькотемпературних водяних підлогових опалювальних систем і можуть бути покладені в основу розробки ДБН України, що регламентують використання таких систем.

6.6. Тепловий режим приміщення при експлуатації повітряних опалювальних приладів

Підвищення ефективності використання теплової енергії в житлово-комунальному господарстві є практично неможливим без переходу на використання низькотемпературних систем опалення. Одним із прикладів енергоефективного підходу до підтримання параметрів оптимального мікроклімату в приміщенні є застосування універсальних повітряно-рідинних теплообмінників (фанкойлів) із примусовим обдуванням поверхні теплообміну в системах опалювання і кондиціонування повітря [170, 171].

Їх застосовують зазвичай в кліматичних установках, що забезпечують незалежне регулювання температури повітря в соціально-побутових приміщеннях: готелях, офісних центрах, а також на виробничих підприємствах та інших об'єктах із великою кількістю приміщень. Теплоносієм в такій системі є рідина, що циркулює по трубопроводах від джерела холоду або теплоти до кінцевих теплообмінних пристроїв. Кліматична система, що створена на базі фанкойлів, відрізняється змінною одиничною потужністю, високою тепловою маневреністю, і може збільшувати свою сумарну теплову потужність у міру введення будівлі до експлуатації або переорієнтації за призначенням різних приміщень.

Такий опалювальний прилад конструктивно є встановленим у приміщенні агрегатом, що складається з корпусу, теплообмінника з вентилятором, фільтра, пульта управління (вбудованого або виносного). У

класичному випадку такий прилад працює тільки у режимі рециркуляції.

Повітря з приміщення подається вентилятором через теплообмінник фанкойла, в якому повітряний потік охолоджується або підігрівається до певного значення температури. Але в пристрій може подаватися деяка кількість зовнішнього (свіжого) повітря від центрального кондиціонера або припливної вентиляційної установки. У цьому випадку система із чилерамі та фанкойлами дозволяє одночасно вирішувати основні завдання вентиляції. У будь-якому випадку, використання фанкойлів дозволяє істотно знизити витрату вхідного повітря і, таким чином, габаритні розміри та вартість центральних кондиціонерів. При цьому, кількість повітря, що необхідна за санітарно-гігієнічними нормами для вентиляції, є значно меншою за кількість повітря, що необхідна для підтримки заданої температури в приміщенні.

На світовому ринку представлено кілька основних типів фанкойлів, що розрізняються, в першу чергу, за способом їх установки. Якщо в приміщеннях невеликого і середнього об'єму відсутня підвісна стеля використовуються настінні пристрої. Вони компактні, зручні в експлуатації і можуть оснащуватись спеціальними рухомими дефлекторами, що забезпечують рівномірний розподіл повітря по простору приміщення завдяки його зональному спрямуванню. Фанкойли підлогового і стельового типу (перші монтуються на підлозі під вікнами або прикріплюються до стіни, другі – монтуються під стелю, більш холодовидатні) призначені для рівномірного прогрівання або охолодження повітря в приміщеннях середніх і великих розмірів. У приміщеннях з підвісними стелями застосовуються касетні опалювальні прилади. Охолодження або обігрівання приміщення в цих моделях фанкойлів забезпечується випусканням повітря з кожного фанкойла відразу в декількох (двох, трьох, чотирьох або більше) напрямках. Ці пристрої можуть встановлюватися в приміщеннях різного об'єму. Для прихованого монтажу за фальшстіною або над підвісною стелею можна використовувати підлогові і стельові фанкойли зі знятим декоративним корпусом. Якщо приміщення має складну геометричну форму,

застосовуються фанкойли каналного типу. Ці фанкойли можна встановлювати не тільки в просторі над підвісною стелею, а і у підсобному приміщенні. Забирання і роздавання повітря по приміщеннях здійснюється системою повітропроводів.

Відмінності між повітряними опалювальними приладами містяться, головним чином, в конструктивному виконанні, способі управління і зовнішньому вигляді. Підбір і узгодження теплотехнічних характеристик фанкойлів здійснюється зазвичай проектно-монтажними організаціями. Споживчий аналіз переваг і недоліків можна здійснити, порівнявши між собою вартість обладнання, а також конструктивні особливості основних елементів, з яких воно складається.

Для забезпечення ефективного теплообміну в таких приладах встановлюються мідно-алюмінієві теплообмінники, що складаються з алюмінієвих ребер, закріплених на мідних трубках, по яких циркулює теплоносій (гаряча або холодна вода). Залежно від теплової потужності змієвик може бути однорядним або багаторядним, він має муфти для з'єднання із трубопроводами і повітряний клапан для випускання повітря при заповненні системи водою. Фанкойл з одним теплообмінником називається двотрубним. У такому виконанні він використовується, головним чином, для охолодження повітря в приміщенні. Але іноді в корпусі встановлюється додатковий теплообмінник або додатковий ряд змієвика із окремими з'єднувальними муфтами для підключення до незалежного джерела гарячої води системи підприємства. Такі прилади є чотирьохтрубними. При використанні в теплий період року вони працюють, наприклад, від чилера, для охолодження повітря в приміщенні, а в холодний період – як звичайні конвектори у складі системи центрального опалення. Однією з найважливіших характеристик теплообмінника, з точки зору ефективності його експлуатації, можна вважати надійність кріплення алюмінієвих пластин до поверхні мідних труб змієвика. Замість другого теплообмінника, призначеного для нагрівання повітря або на додаток до нього, для підвищення ефективності роботи пристрою взагалі в режимі нагрівання

повітря може застосовуватися електронагрівач. Доцільність такого обладнання є тільки в тому випадку, якщо для цілей опалення можливе використання електроенергії. На практиці така ситуація складається нечасто.

У повітряних приладах малої потужності використовується, головним чином, тангенціальні вентилятори. Вони встановлюються паралельно до теплообмінника, і створюють плоский рівномірний потік повітря великої ширини, завдяки чому забезпечується рівномірне обдування поверхонь теплообміну. Робочі колеса (лопати) тангенціальних вентиляторів, як правило, динамічно балансують і встановлюють із віброамортизаторами (для зниження загального експлуатаційного шуму).

Фанкойли середньої і великої теплової потужності часто обладнані відцентровими (радіальними) вентиляторами (зазвичай 1 – 5 од.) Незаперечною перевагою цих вентиляторів є їх здатність розвивати великий динамічний тиск в достатньо розгалуженій мережі повітроводів. До недоліків останніх відноситься більш високий (у порівнянні з вентиляторами тангенціального типу) рівень генерованого ними аеродинамічного шуму, а також менш рівномірне обдування поверхонь теплообмінника, що призводить до деякого зниження ефективності теплопередачі.

Електродвигуни у тангенціальних і радіальних вентиляторів зазвичай роторного типу. Вони пристосовані для довготривалої роботи в режимі максимальної потужності і самостійного охолодження. Як правило, електродвигуни мають кілька фіксованих швидкостей обертання або плавне регулювання частоти обертання ротору (інверторне регулювання). Ця особливість приводу вентиляторів дозволяє підтримувати в приміщеннях комфортну температуру повітря з високою точністю, забезпечуючи максимально ефективно використання електроенергії.

Зазвичай керування тепловими режимами можливе вручну або за допомогою термостата. При ручному управлінні продуктивність вентилятора задається плавно або східчасто з пульта управління, що встановлений на самому корпусі пристрою, на стіні поряд, або за допомогою дистанційного

пульта управління. При автоматичному управлінні вимірюється значення температури повітря на вході до фанкойла або в приміщенні в визначеному місці, і термостатуючий пристрій вмикає або вимикає вентилятор із заданою частотою обертання.

В обох випадках (управління продуктивністю вентилятора або його періодичною роботою) через опалювальний прилад завжди проходить певна витрата теплоносія. Тому навіть при вимкненому вентиляторі фанкойл продовжує, хоч і з малою ефективністю, впливати на тепловий режим приміщення. У разі, якщо фанкойли працюють на рециркуляцію, це не так важливо. Але ситуація ускладнюється, якщо через установку проходить повітря від центрального кондиціонера. У цьому випадку при виключенні вентилятора в приміщення продовжує надходити холодне повітря. Для виключення такого небажаного явища рекомендується встановлювати перед фанкойлом триходовий клапан, що перепускає теплоносій повз пристрій при виключенні вентилятора.

У багатьох сучасних проектах кліматизації (досягнення і підтримання теплового стану приміщення) фанкойли об'єднуються до груп. Це дозволяє зонувати по областях кондиціонування простору, домагаючись оптимального розподілу теплової потужності [172, 173].

Важливою особливістю роботи компресійного теплового насоса з постійною частотою обертання ротора компресора являється циклічність роботи останнього. Тепловий насос включається тільки тоді, коли потрібно досягти заздалегідь заданих параметрів теплового режиму приміщення у відповідності до санітарно-гігієнічних норм перебування в ньому людини. При цьому мають місце значні коливання температури теплоносія, що подається до фанкойлів під час їх експлуатації. Дослідження складних процесів нестационарного теплообміну у приміщенні пов'язані із труднощами визначення закономірностей, згідно яких відбуваються зміни основних теплотехнічних параметрів системи опалення, а також врахування особливостей теплових втрат через огорожувальні конструкції у доквілля при цьому [24, 174].

В ІТТФ НАН України була створена лабораторія [156], в якій була проведена серія експериментальних робіт щодо дослідження квазістаціонарного теплового режиму приміщення при опаленні корпусним настінним фанкойлом [176]. Основні технічні характеристики якого наведені у таблиці 6.4 і номограмі на рис. 6.36.

Таблиця 6.4.

Основні технічні характеристики фанкойла Aermec FCW30

Теплопродуктивність (максимальна), кВт	6,6
Теплопродуктивність (при температурі води на вході 50°С), кВт	3,8
Холодопродуктивність (максимальна), кВт	2,9
Явна холодопродуктивність, кВт	2,3
Витрата води, л/год	361
Швидкість обертання вентилятора, об./хв.	875...1190
Витрата повітря, м ³ /год.	370...540
Електрична потужність споживання, Вт	27...29

До опалювального приладу (фанкойлу) Aermec FCW30 (рис. 6.37) подавався теплоносії (вода) з фіксованим значенням температури, що забезпечувалось завдяки проточному електроводонагрівачу, ввімкненому в електромережу через стабілізатор напруги і автотрансформатор [159]. Експеримент мав довготривалий проміжок часу (до 4 тижнів) для подальшого визначення найбільш малозмінних умов теплообміну повітря приміщення з довкіллям. Квазістаціонарність теплового стану приміщення визначалась майже незмінними тепловтратами через зовнішні огорожувальні конструкції, що визначалось мінімальними коливаннями температури зовнішнього повітря і максимальною хмарністю (для зменшення впливу прямої сонячної радіації через світлопрозору конструкцію).

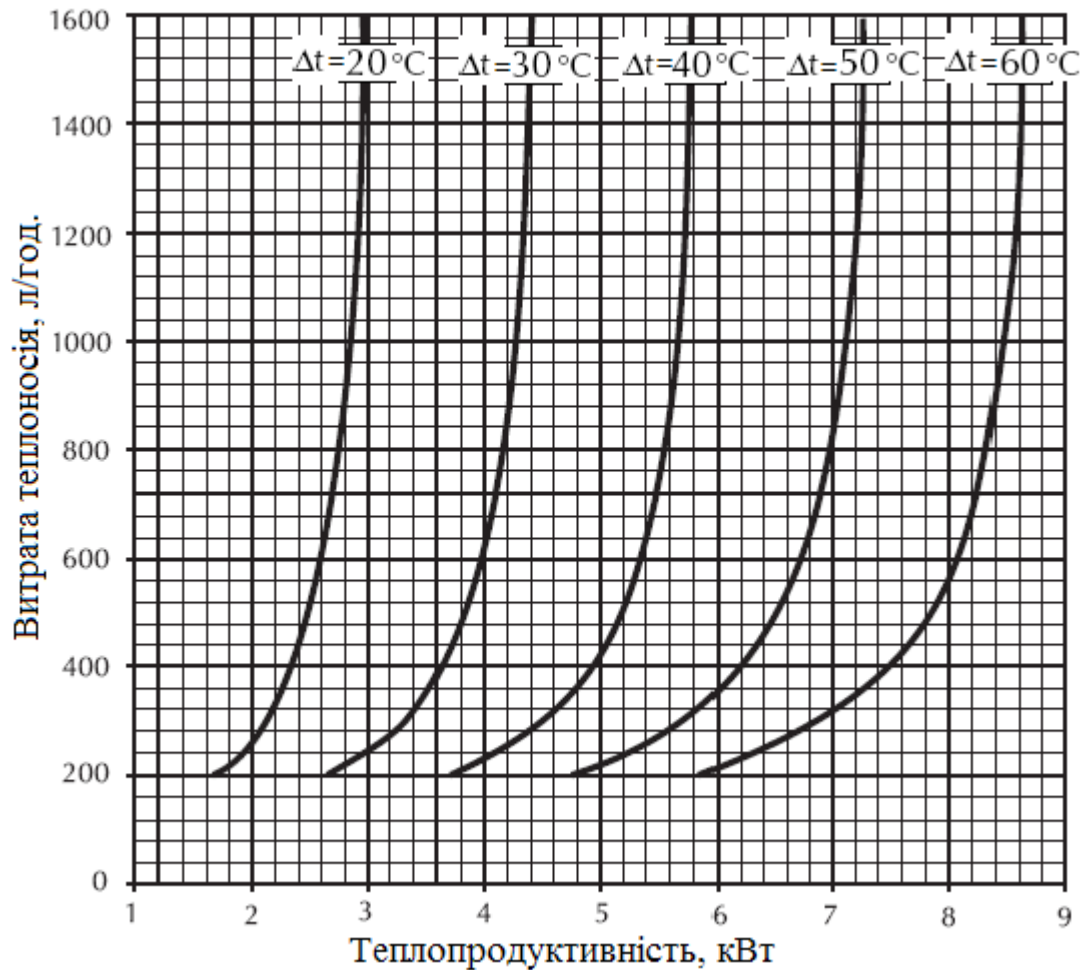


Рис. 6.36. Номограма теплопродуктивності фанкойла Aermec FCW30 в залежності від різниці значень температури теплоносія і повітря в приміщенні та витрати теплоносія

Протягом проведення експерименту автоматично реєструвались значення температури повітря ззовні (на відстані 30 см від стіни) і в приміщенні по вертикалі в 16 точках із частотою вимірювання кожні 15 хвилин за допомогою попередньо проградуєованих термометрів опору мідних ТСМ-205 (абсолютна похибка вимірювання $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$). Також проводились вимірювання значень швидкості та температури повітря на виході з фанкойла термоанемометром Testo 405-V1 (абсолютні похибки вимірювання температури $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$; швидкості $\pm 0,3$ м/с) і середньої температури поверхні стін, стелі, підлоги і вікна пірометром Testo 845 (абсолютна похибка вимірювання $\pm 0,75^{\circ}\text{C}$, узагальнення значень вимірювань в декількох точках). За допомогою лічильника теплоти Aparor LQM-III-K, що

встановлений в гідравлічному контурі експериментальної установки, автоматично реєструвалися: накопичене значення теплоти, що передана в приміщення через фанкойл; теплова потужність; середньогодинні значення витрати теплоносія в контурі, а також температури теплоносія на вході і виході з фанкойлу.

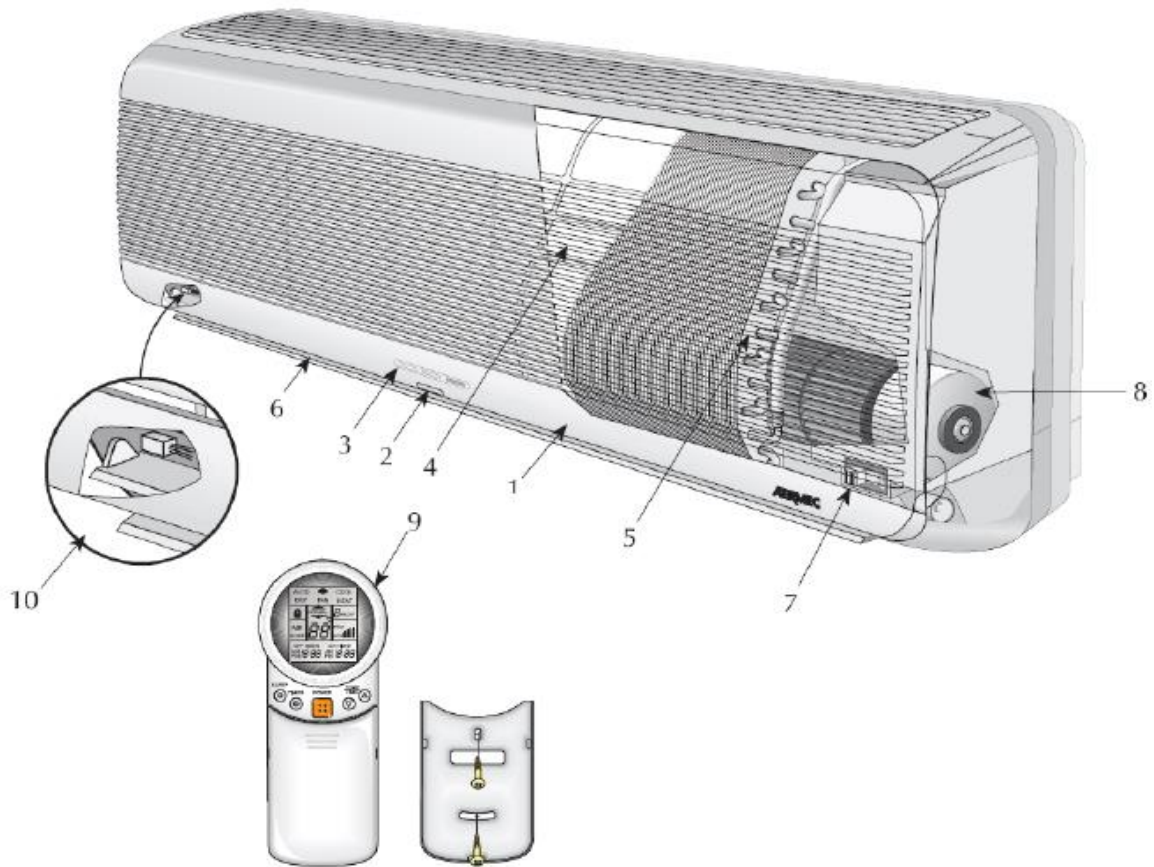


Рис. 6.37. Конструкція фанкойла Aermec FCW30

1 – корпус; 2 – приймач сигналів управління; 3 – індикаторні світлодіоди; 4 – повітряний фільтр; 5 – теплообмінник типу «рідина-повітря»; 6 – дефлектор повітряного потоку; 7 – тумблер вмикання – вимикання; 8 – вентилятор; 9 – пульт ДК (додаткове обладнання); 10 – іонізатор повітря.

Вентиляційний отвір приміщення був герметично закритий для запобігання роботі припливно-витяжної вентиляції (для спрощення умов експерименту). Всі пристрої, що виділяють додаткову теплоту в об'єм приміщення лабораторії, були видалені або вимкнені.

На рис. 6.38 показані параметри теплового стану приміщення протягом доби при квазістаціонарному режимі опалення його фанкойлами.

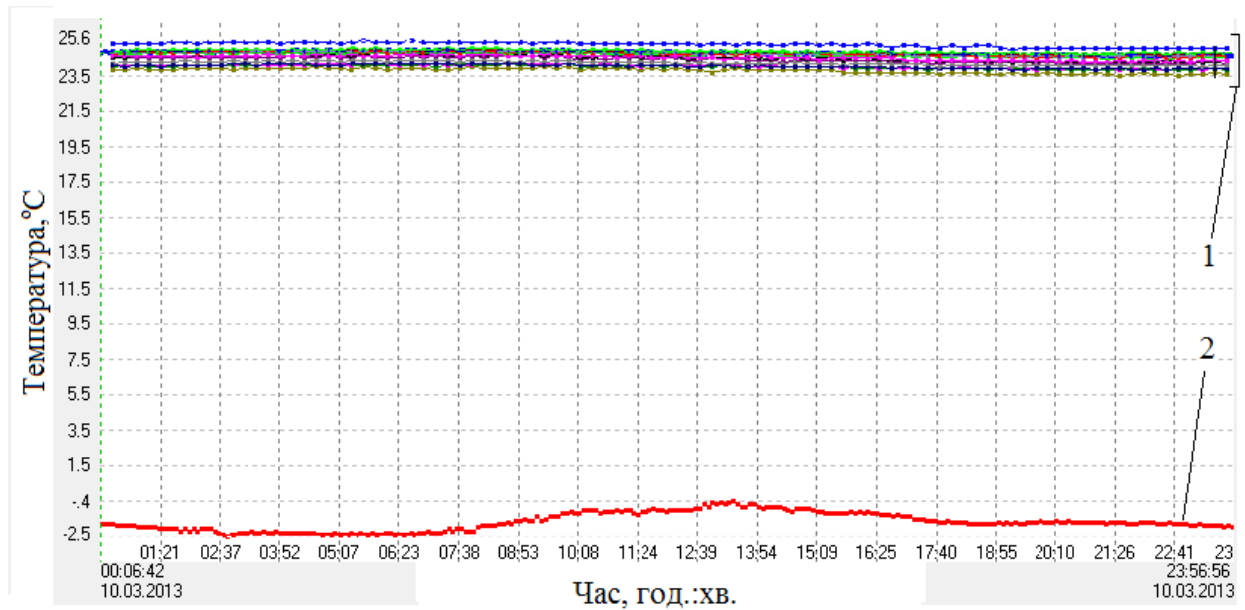


Рис. 6.38. Параметри теплового стану приміщення протягом доби при квазістаціонарному режимі опалення його фанкойлами

1 – значення температури повітря по висоті приміщення (19 датчиків);
2 – температура зовнішнього повітря.

З рисунка 6.38 видно майже незмінний тепловий стан лабораторного приміщення, який досягається оперативним регулюванням вихідної теплової потужності повітряного опалювального приладу (точне термостатування незалежно від зовнішніх чинників у квазістаціонарному режимі).

6.7. Квазістаціонарні процеси тепломасопереносу при повітряному опаленні приміщення

У продовження досліджень особливостей експлуатації енергоефективних низькотемпературних систем опалення було проведено математичне (числове) моделювання теплового режиму приміщення при експлуатації корпусного фанкойла в якості єдиного опалювального приладу в лабораторному приміщенні площею 18 м². Побудована розрахункова сітка представляє собою паралелепіпед із розмірами 5,9 x 3,0 x 3,0 м. Фанкойл розташований на внутрішній боковій стіні на висоті 2,43 м до нижнього зрізу корпусу і на відстані 0,2 м від правої бічної поверхні корпусу до зовнішньої стіни із вікном розмірами 2,40 x 1,65 м. Всі геометричні розміри побудовані у відповідності з існуючим лабораторним приміщенням. На виході з фанкойла задавались: температура повітря 31,0°C і витрата повітря – 410 м³/год (паспортне значення). Кут нахилу плоского повітряного струменя по відношенню до стіни становив 45°. Забирання повітря фанкойлом здійснювалось через верхню і фронтальну площини корпусу (рис. 6.37). В якості граничних використовувались умови першого роду, тобто задавались постійні середні значення температури на внутрішніх поверхнях підлоги, стелі, стін і вікна, що визначались експериментально за допомогою пірометра Testo – 845 (за значеннями в декількох точках вимірювань).

Моделювання квазістаціонарних процесів тепломасопереносу всередині об'єму приміщення проводилось в прикладному програмному пакеті Ansys 14.0. Математично, методом контрольного об'єму, вирішувалась система диференціальних рівнянь, що включала рівняння нерозривності, збереження кількості руху (або рівняння Нав'є - Стокса) і енергії [166]. Для врахування турбулентності використовувались стандартна $k - \varepsilon$ модель, її ренормгрупова модифікація RNG і модель $k - \omega$, з наступним порівнянням результатів розрахунків. Тобто додатково вирішувались ще два рівняння для кінетичної енергії k і швидкості дисипації ε специфічної ω . У розрахунках

густина повітря залежала від температури згідно наближенню Буссінеска [168].

Стандартна $k - \varepsilon$ модель належить до типу двопараметричних моделей турбулентності з двома диференціальними рівняннями переносу, що записані відносно масштабів швидкості та довжини. Дана модель стала популярною при практичних інженерних розрахунках з того часу, як вона була запропонована Лаундером і Сполдінгом. Надійність та економічність розрахунків із достатнім ступенем точності для широкого кола турбулентних течій є тими перевагами, що знайшли свою популярність в прикладному моделюванні процесів теплообміну. Ця модель і виведення модельних рівнянь є напівемпіричними, і спираються на феноменологічні міркування [127].

Стандартна $k - \varepsilon$ модель заснована на модельних рівняннях переносу для кінетичної енергії турбулентності (k) і її швидкості дисипації (ε). При виведенні $k - \varepsilon$ моделі прийнято припущення, що потік повністю турбулентний, і ефектами молекулярної в'язкості можна знехтувати. Тому стандартна $k - \varepsilon$ модель дійсна тільки для повністю турбулентних течій. Так як переваги і недоліки стандартної $k - \varepsilon$ моделі добре відомі, останнім часом розроблена велика кількість її модифікацій

Розподіл кінетичної енергії турбулентності k і швидкості її дисипації ε визначаються з наступних рівнянь

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon, \quad (6.14)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (6.15)$$

У цих рівняннях G_k представляє генерацію кінетичної енергії турбулентності, що виникає за рахунок градієнтів середньої швидкості. G_b є

генерацією кінетичної енергії турбулентності за рахунок сил Архімеда, що розраховується відповідно до впливу відповідних сил на турбулентність в $k - \varepsilon$ моделі. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ - константи. σ_k і σ_ε турбулентні числа Прандтля для k і ε відповідно.

Турбулентна в'язкість μ_t обчислюється за допомогою емпіричного співвідношення, що включає k і ε . Це виглядає наступним чином

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad (6.16)$$

де C_μ - константа.

Константи моделі $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, C_μ , σ_k і σ_ε мають наступні значення [127]: $C_{1\varepsilon} = 1,44$; $C_{2\varepsilon} = 1,92$; $C_\mu = 0,09$; $\sigma_k = 1,0$ і $\sigma_\varepsilon = 1,4$.

Ці значення були визначені з експериментів для основних турбулентних течій, що часто зустрічаються на практиці.

RNG $k - \varepsilon$ модель була отримана з використанням статистичного методу або так званої теорії ренормалізаційних груп. Дана модель схожа за формою на стандартну $k - \varepsilon$ модель, але включає в себе наступні уточнення:

- RNG модель включає додатковий член у рівнянні для ε , що покращує точність;
- в моделі RNG розраховується ефект від турбулентних вихорів, що підвищує точність для закручених потоків;
- теорія RNG надає аналітичну формулу для турбулентних чисел Прандтля на відміну від постійної величини для стандартної $k - \varepsilon$ моделі;
- на відміну від стандартного високорейнольдсового аналогу RNG теорія дозволяє прийняти до уваги низькорейнольдсові ефекти.

Ці особливості роблять RNG $k - \varepsilon$ модель більш точною і надійною для більш широкого класу потоків, ніж стандартна $k - \varepsilon$ модель.

RNG модель, що основана на $k - \varepsilon$ моделі турбулентності, походить від неосереднених рівнянь Нав'є – Стокса, використовуючи математичну техніку, звану ренормгруповими (RNG) методами. Результати аналізу

диференціювання в моделі з константами, відмінних від тих, що представлені в стандартній $k - \varepsilon$ моделі та додаткових умов і функцій у рівняннях переносу для k і ε . Більш повний опис теорії RNG та її застосування можна знайти в [127].

RNG $k - \varepsilon$ модель має аналогічний вид, що і в стандартній $k - \varepsilon$ моделі

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon, \quad (6.17)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (6.18)$$

У цих рівняннях G_k представляє генерацію кінетичної енергії турбулентності, що виникає за рахунок градієнтів швидкостей. G_b є генерацією кінетичної енергії турбулентності завдяки силам Архімеда, що розраховується відповідно до впливу останніх на турбулентність в $k - \varepsilon$ моделі. $C_{1\varepsilon}$, $C_{2\varepsilon}$, $C_{3\varepsilon}$ - постійні. σ_k і σ_ε є турбулентними числами Прандтля для k і ε відповідно. Величини a_k і a_ε - зворотні ефективні числа Прандтля для k і ε відповідно.

Процедура ренормалізації в RNG теорії призводить до диференційного рівняння для турбулентної в'язкості

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1,72 \frac{\nu}{\sqrt{\nu^3 - 1 + C_\nu}} d\nu, \quad (6.19)$$

де $\nu = \frac{\mu_{eff}}{\mu}$, $C_\nu \approx 100$

При інтеграції рівняння (6.18) можна отримати точне описання того, як ефективний турбулентний перенос залежить від ефективного числа Рейнольдса (чи вихорової шкали), що дозволяє моделі краще розраховувати низькорейнольдсові пристінні течії.

При наближенні до високих значень чисел Рейнольдса, рівняння (6.18) приймає вигляд

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (6.20)$$

з $C_\mu = 0,0845$, що отримано із використанням теорії RNG. Цікаво відзначити, що це значення дуже близько до емпірично визначеного, що становить 0,09 і використовується у стандартній $k - \varepsilon$ моделі.

Зворотні ефективні числа Прандтля a_k і a_ε , обчислюються за формулою, що отримана аналітично за допомогою теорії RNG

$$\left| \frac{a - 1,3929}{a_0 - 1,3929} \right|^{0,6321} \left| \frac{a + 2,3929}{a_0 + 2,3929} \right|^{0,3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}}, \quad (6.21)$$

де $a_0 = 1,0$. При наближенні до високих рейнольдсових чисел ($\frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} = 1$), $a_k = a_\varepsilon \approx 1,393$.

Основна відмінність між RNG і стандартною $k - \varepsilon$ моделями полягає в додатковому члені в рівнянні, що розраховується як

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k}, \quad (6.22)$$

де $\eta = Sk / \varepsilon$, $\eta_0 = 4,38$, $\beta = 0,012$.

Внаслідок цього члену у рівнянні RNG ε можна побачити більш чітко, перебудувавши рівняння (6.18). Відповідно з рівнянням (6.22), третій і четвертий члени в правій частині рівняння (6.18) можуть бути об'єднані. При цьому отримане рівняння можна переписати у вигляді

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(a_\varepsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (6.23)$$

де $C_{2\varepsilon}^*$ визначається як

$$C_{2\varepsilon}^* = C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3}. \quad (6.24)$$

У областях де $\eta < \eta_0$ складова R робить позитивний внесок, і $C_{2\varepsilon}^*$ стає більше ніж $C_{2\varepsilon}$. У логарифмічному шарі, наприклад, можна показати, що $\eta \approx 3,0$, виходить $C_{2\varepsilon}^* \approx 2,0$, що близько за величиною до значення в стандартній $k - \varepsilon$ моделі 1,92. В результаті, для слабо або помірно напружених потоків, модель RNG має тенденцію давати результати, що в значній мірі порівнюються з стандартною $k - \varepsilon$ моделлю.

В областях великої швидкості деформації ($\eta > \eta_0$) ця складова R має негативний внесок, в результаті чого її значення менше. При цьому у напружених потоках модель RNG дає нижче значення турбулентної в'язкості, ніж стандартна $k - \varepsilon$ модель.

Таким чином, модель RNG є більш прийнятною при швидких деформаціях і може оптимізувати кривизну в порівнянні з стандартною $k - \varepsilon$ моделлю, що і пояснює високу продуктивність RNG моделі для деяких класів потоків.

Моделльні константи $C_{1\varepsilon}$ і $C_{2\varepsilon}$ в рівнянні (6.18) мають значення, що отримані аналітично за допомогою теорії RNG $C_{1\varepsilon} = 1,42$, $C_{2\varepsilon} = 1,68$.

Стандартна $k - \omega$ модель Вілкокса [127] здатна прогнозувати швидкість розповсюдження зсувних течій досить близько до експериментально визначених для дальніх слідів, шарів змішування, плоских, кругових і радіальних струменів. Також була виявлена можливість застосувати дану модель до течій обмеженими стінками чи вільними зсувними течіям [127].

Стандартна $k - \omega$ це напівемпірична модель, що заснована на системі рівнянь переносу, що може розглядатися як відношення ε до k .

Так як в $k - \omega$ модель вносились зміни протягом багатьох років, складові генерації були додані як до k так і до ω рівнянь, що поліпшили точність моделі для прогнозування.

Розподіл кінетичної енергії турбулентності і питомої швидкості дисипації можна знайти виходять з наступних рівнянь переносу

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k, \quad (6.25)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega, \quad (6.26)$$

де G_k представляє генерацію кінетичної енергії турбулентності за рахунок градієнтів середньої швидкості. G_ω є генерацією питомої швидкості дисипації ω . Γ_k і Γ_ω є, відповідно, собою ефективними коефіцієнтами дифузії k і ω .

Ефективна дифузія для $k - \omega$ моделі задається як

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}, \quad (6.27)$$

де σ_k і σ_ω – турбулентні числа Прандтля для k і ω відповідно. Турбулентна в'язкість μ_t обчислюється за допомогою співвідношення, що включає k і ω таким чином

$$\mu_t = a^* \frac{\rho k}{\omega}. \quad (6.28)$$

Коефіцієнт a^* зменшує вплив турбулентної в'язкості, що призводить до корекції низькорейнольдсових значень. Даний коефіцієнт задається як

$$a^* = a_\infty^* \left(\frac{a_0^* + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right), \quad (6.29)$$

$$\text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}. \quad (6.30)$$

$R_k = 6$, $a_0^* = \frac{\beta_i}{3}$, $\beta_i = 0,072$. Слід зазначити, що в області високорейнольдсових форм $k - \omega$ моделі $a^* = a_\infty^* = 1$.

Член G_k є генерацією кінетичної енергії турбулентності. З точного рівняння переносу k , цей член може бути визначений як

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}. \quad (6.31)$$

Для оцінки G_k відповідно до гіпотезою Бусінеска

$$G_k = \mu_t S^2, \quad (6.32)$$

де S – тензор деформації, визначається так само, як і для стандартної $k - \varepsilon$ моделі $S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$.

Генерація ω задається як

$$G_\omega = a \frac{\omega}{k} G_k, \quad (6.33)$$

де G_k задається рівнянням (6.32).

Коефіцієнт a визначається наступним чином

$$a = \frac{a_\infty}{a^*} \left(\frac{a_0^* + \text{Re}_t / R_\omega}{1 + \text{Re}_t / R_\omega} \right), \quad (6.34)$$

де $R_\omega = 2,95$. a^* і Re_t задаються рівняннями (6.29) і (6.30) відповідно.

Дисипація k задається як

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega, \quad (6.35)$$

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1, & \text{при } \chi_k \leq 0 \\ \frac{1 + 680 \chi_k^2}{1 + 400 \chi_k^2}, & \text{при } \chi_k > 0 \end{cases}, \quad (6.36)$$

де

$$\chi_k \equiv \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \quad (6.37)$$

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)], \quad (6.38)$$

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left(\frac{4/15 + (\text{Re}_t / R_\beta)^4}{1 + (\text{Re}_t / R_\beta)^4} \right), \quad (6.39)$$

$\zeta^* = 1,5$, $R_\beta = 8$, $\beta_\infty^* = 0,09$ і Re_t задається рівнянням (6.30).

Дисипація ω дається як

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta \omega^2, \quad (6.40)$$

де

$$f_\beta = \frac{1 + 70 \chi_\omega}{1 + 80 \chi_\omega}, \quad (6.41)$$

$$\chi_{\omega} = \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_{\infty}^* \omega)^3} \right|, \quad (6.42)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right). \quad (6.43)$$

Крім того

$$\beta = \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right]. \quad (6.44)$$

β_i^* і $F(M_t)$ визначаються рівняннями (6.39) і (6.38) відповідно.

Константи моделі $a_{\infty}^* = 1$, $a_{\infty} = 0,52$, $a_0 = \frac{1}{9}$, $\beta_{\infty}^* = 0,09$, $\beta_i = 0,072$,

$R_{\beta} = 8$, $R_k = 6$, $R_{\omega} = 2,95$, $\zeta^* = 1,5$, $M_{t0} = 0,25$, $\sigma_k = 2,0$, $\sigma_{\omega} = 2,0$.

При зіставленні результатів розрахунків з експериментальними даними розподілу температури повітря по висоті приміщення в визначеному місці (рис. 6.39) видно задовільне узгодження, з урахуванням похибки експерименту. Отже можна зробити висновок, що на основі розробленої математичної моделі можна з досить високою точністю визначати тепловий і аеродинамічний стан всього приміщення (рис. 6.40 і 6.41) при низькотемпературному повітряному опаленні за допомогою фанкойла [175].

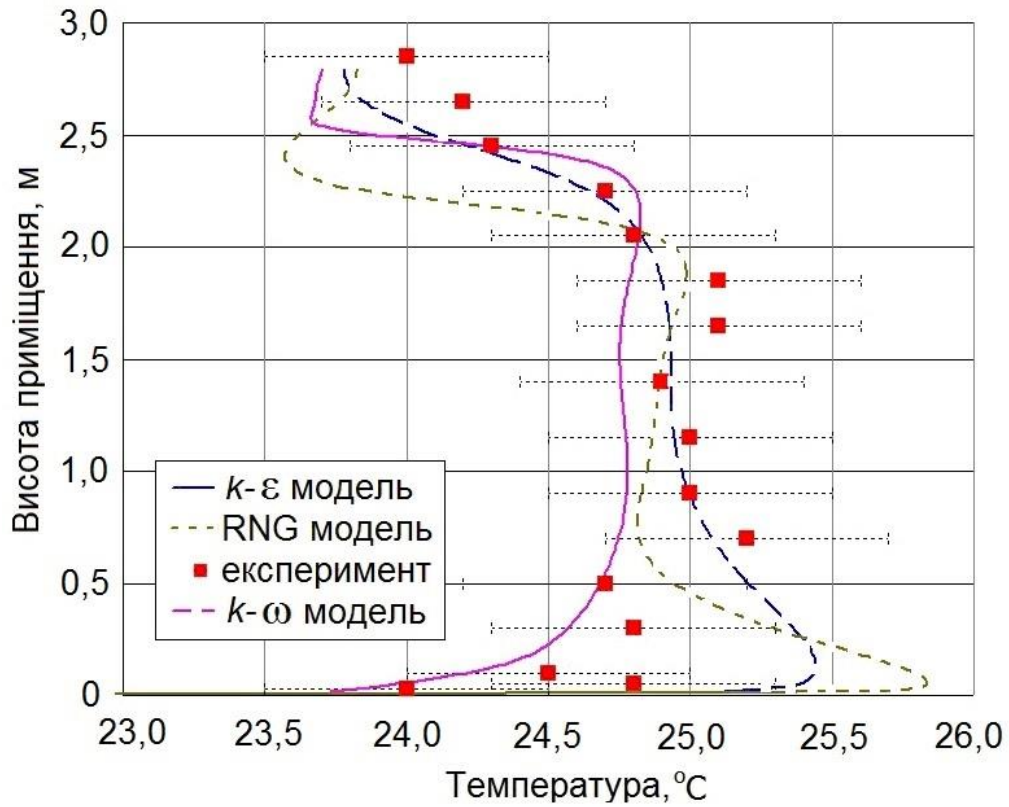


Рис. 6.39. Локальний розподіл температури по висоті приміщення

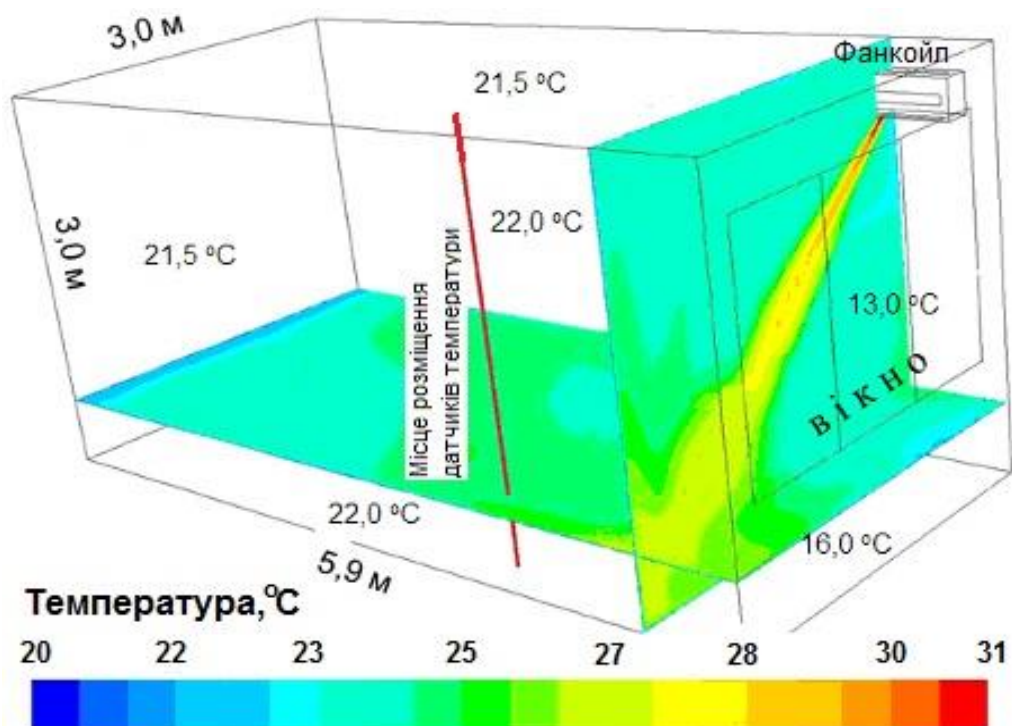


Рис. 6.40. Модель приміщення з фанкойлом і полями значень температури в розрізах

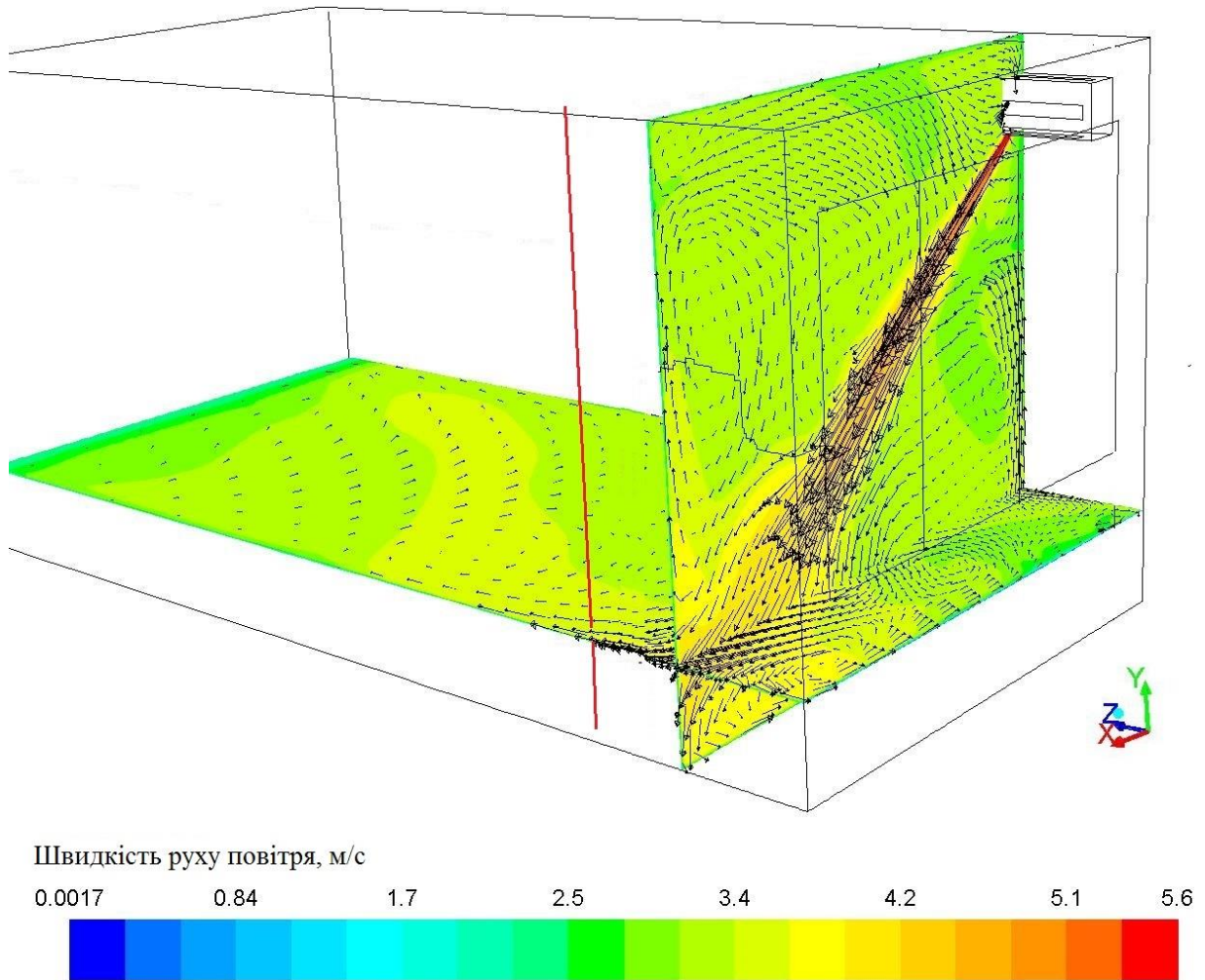


Рис. 6.41. Модель приміщення з фанкойлом і полями значень швидкості руху повітря

Розрахункові значення з $k - \epsilon$ моделі найкраще узгоджуються з даними експерименту. В подальшій роботі остання модель може бути рекомендована для моделюванні аналогічних процесів тепломасопереносу при повітряному опаленні приміщень різного призначення.

Отримані результати розрахунків дозволяють з достатньою для досліджуваних процесів точністю отримувати поля значень температури (рис. 6.40) і швидкості (рис. 6.41) в будь-якому місці приміщення, аналіз яких дає змогу визначити оптимальне місце розташування фанкойла і раціональні параметри його експлуатаційних режимів для даного приміщення (кут нахилу струменя, його спрямування і швидкість руху повітря).

Аналізуючи рис. 6.40, 6.41 можна прийти до висновку, що в даному (типовому) приміщенні нераціонально розташовувати фанкойл на бічних

стінах, так як при цьому в робочій зоні людини можливе не дотримання санітарно-гігієнічних (комфортних), за швидкістю повітря, умов.

Комплексні теоретичні та експериментальні дослідження аеродинаміки і теплообміну в приміщенні із використанням повітряної системи опалення дозволили апробувати і верифікувати математичні моделі з програмного пакету Ansys 14.0 для виконання розрахунків полів швидкості руху повітря і значень температури повітря у приміщенні у відповідності з наявними санітарно-гігієнічними вимогами в кожному окремому випадку (режимі експлуатації) [175].

Дані математичні моделі рекомендуються для розрахунку параметрів теплового режиму приміщень із невисоким ступенем турбулізації руху повітря (насамперед адміністративні і побутові приміщення тощо).

6.8. Визначення похибок вимірювання величин

Під час проведення всіх експериментів використовувалися такі вимірювальні пристрої та датчики:

- теплотічильника Arator LQM-III-K з підбраною парою термоперетворювачів опору різниці температур типу TS (Pt100);
- термоперетворювачі опору типу ТСП;
- термоперетворювачі опору типу ТСМ.

Для визначення абсолютної похибки вимірювання були зафіксовані три значення одного із параметрів при однакових умовах.

Результати вимірів заносимо до другої графі таблиці 6.6 і знаходимо середні значення температур та тиску за формулою [183]

$$x_{\text{сеп.}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (6.45)$$

В третю графу таблицю 6.6 записуємо різницю $(x - x_{\text{сеп.}})$, а в четверту $(x - x_{\text{сеп.}})^2$ – їх квадрати.

Визначаємо середньоквадратичне відхилення за формулою [184]

$$S = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (x_i - x_{\text{сеп.}})^2}, \quad (6.46)$$

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 таблиці 6.7.

Таблиця 6.6.

Експериментальні дані параметрів

n	x	$(x - x_{\text{сеп.}})$	$(x - x_{\text{сеп.}})^2$
при вимірюванні температури термоперетворювачем опору типу ТСП			
1	50,1	-0,07	0,0049
2	50,2	0,03	0,0009
3	50,2	0,03	0,0009
при вимірюванні температури термоперетворювачем опору типу ТСМ			
1	18,9	0,10	0,010
2	18,8	0,00	0,000
3	18,7	-0,10	0,010

Таблиця 6.7.

Розрахункові значення

№ з/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	0,058	4,3	0,2

Отже, максимальна абсолютна похибка становить:

- при вимірюванні температури парою термоперетворювачів опору типу TS (Pt100) теплолічильника Aparor LQM-III-K $\Delta = 0,2^\circ\text{C}$ (взято з паспорта приладу);
- при вимірюванні температури термоперетворювачем опору типу ТСП $\Delta = 0,1^\circ\text{C}$;
- при вимірюванні температури термоперетворювачем опору типу ТСМ $\Delta = 0,2^\circ\text{C}$.

Відносна похибка розраховується за формулою [184]

$$\delta = \frac{\Delta}{x_{\text{вим.}}} \cdot 100, \% , \quad (6.47)$$

Найбільша відносна похибка вимірювань буде при мінімальному вимірювальному значенні.

В табл. 6.8 представлена вибірка з експериментальної бази виміряних значень основних параметрів теплопостачання. Для кожного з них вказано мінімальне і максимальне значення, які взяті за опалювальний період при безперевній роботі системи теплопостачання.

Мінімальна величина температури подавального теплоносія, що вимірювалась TS (Pt100), становить 27,1 °С (табл. 6.8). Тоді максимально можлива відносна похибка вимірювання температури становить

$$\delta_{m \max} = \frac{0,2}{27,1} \cdot 100 = 0,7 \%$$

Мінімальна величина температури зворотного теплоносія, що вимірювалась TS (Pt100), становить 25,6 °С (табл. 6.8). Тоді максимально можлива відносна похибка вимірювання температури становить

$$\delta_{\delta \max} = \frac{0,2}{25,6} \cdot 100 = 0,8 \%$$

Таблиця 6.8.

Виміряні значення величин

№ п/п	Вимірювальний пристрій	Виміряна величина	Мін. значення	Макс. значення
1	Термоперетворювач TS (Pt100)	Температура подавального теплоносія в систему опалення, °С	27,1	53,4
2	Термоперетворювач TS (Pt100)	Температура зворотного теплоносія з системи опалення, °С	25,6	42,6
3	Термоперетворювач опору типу ТСМ	Температура повітря в приміщенні, °С	18,5	22,9
4	Термоперетворювач опору типу ТСМ	Температура зовнішнього повітря, °С	-7,9	6,7

Мінімальна величина температури повітря в приміщенні, що вимірювалась ТСМ, становить 18,5°С (табл. 6.8). Тоді максимально можлива

відносна похибка вимірювання температури становить

$$\delta_{\delta \text{ max}} = \frac{0,2}{18,5} \cdot 100 = 1,1 \% .$$

Мінімальна величина температури зовнішнього повітря, що вимірювалась ТСМ, становить $-7,9$ °С (табл. 6.8). Тоді максимально можлива відносна похибка вимірювання температури становить

$$\delta_{\delta \text{ max}} = \frac{0,2}{7,9} \cdot 100 = 2,5 \% .$$

Середньгеометрична відносна похибка в діапазоні вимірювання [184]

$$\delta_{\text{діап.}} = \sqrt{(\delta_{\text{поч.}})^2 + (\delta_{\text{кінц.}})^2} , \quad (6.48)$$

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. 6.9.

Середньгеометрична відносна похибка в діапазоні вимірюваних величин

№ п/п	Вимірювальні величини	$\delta_{\text{поч.}}$, %	$\delta_{\text{кінц.}}$, %	$\delta_{\text{діап.}}$, %
1	Температура подавального теплоносія в систему опалення, що вимірювалась TS (Pt100), °C	0,4	0,2	0,4
2	Температура зворотного теплоносія з системи опалення, що вимірювалась TS (Pt100), °C	0,4	0,2	0,4
3	Температура повітря в приміщенні, що вимірювалась TCM, °C	1,1	0,9	1,4
4	Температура зовнішнього повітря, що вимірювалась TCM, °C	2,5	3,0	3,9

6.9. Висновки по розділу

Математична модель квазістаціонарного теплообміну в приміщенні при його опаленні фанкойлом дозволила визначити розподіл температури повітря, а також полів швидкості.

Зіставлення розрахунків із використанням трьох моделей турбулентності та даних експерименту є задовільним та дозволяє стверджувати, що $k - \epsilon$ модель найбільш точно описує розподіл температури по висоті приміщення.

В результаті розв'язання спряженої задачі складного теплообміну знайдений розподіл температури в шарах системи підлогового опалення та повітря приміщення. Верифікація моделі з експериментальними даними показала задовільне узгодження розрахункових значень полів швидкості руху повітря та його температури, а також теплових параметрів в шарах підлоги.

Аналіз залежностей параметрів системи водяного підлогового опалення показує збільшення густини теплового потоку при збільшенні температури подачі теплоносія до контуру, збільшенні діаметра труби та зменшенні міжосьового кроку укладання труби контуру.

Використання автоматизованого вимірювального комплексу із високоточними первинними та вторинними приладами призвело до мінімальної відносної похибки вимірювання величин, що не перевищує 3,9%.

Теплопостачання та кондиціонування приміщень будинків і споруд різного призначення на основі технологій із використанням ТН є найбільш поширеним у світовій відновлювальній енергетиці [19, 29, 48 - 53, 72, 131 - 133]. Такі системи характеризуються високою енергетичною [47, 142, 170, 171] та економічною ефективністю [31], автономністю від теплопостачальних мереж [176, 179, 180], а також екологічною безпекою технології та обладнання, що використовуються [177, 178].

РОЗДІЛ 7

НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ПОЛОЖЕННЯ СТВОРЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ
БУДІВЛІ

7.1. Аналіз світового досвіду енергоефективного будівництва

Світова енергетична криза 70-х років минулого століття сприяла появі нового науково-експериментального напрямку в будівництві, що пов'язаний із поняттям «енергоефективні будівлі». Однією з перших енергоефективна будівля була побудована в 1974 році в м. Манчестері (штат Нью-Гемпшир, США) [185]. Основна мета створення цієї будівлі полягала у виявленні сумарного ефекту енергозбереження від використання архітектурних та інженерних рішень, що спрямовані на економію енергетичних ресурсів. Загальне енергоспоживання будівлі зменшувалось завдяки ефективному використанню сонячної радіації, двошарових огорожувальних конструкцій і електронного управління інженерними системами будівлі. Енерговитрати на вентиляцію були зменшені за рахунок оптимізації розподілу повітря і заміни зовнішнього повітря очищеним рециркуляційним. Рекуператори теплоти дозволили зменшити на 75% затрати енергії на охолодження та нагрівання припливного повітря. Система управління штучним освітленням, що регулює інтенсивність світла в залежності від зміни природного освітлення, надала можливість зекономити частину електроенергії. Реалізація цього проекту поклала початок будівництву енергоефективних будівель по всьому світу. Роботи з підвищення енергоефективності успішно проводяться також в Європі. Лідерами в цій галузі є Данія, Німеччина, Фінляндія. В столиці Фінляндії, Гельсінкі, існує цілий енергоефективний район VIKKI [185].

Однієї з сучасних тенденцій в світовому будівництві є розроблення і створення будівель, в яких комфортні планувальні рішення поєднуються із екологічністю та енергоефективністю. Поняття «енергоефективний будинок» охоплює різні види енергоощадних типів будинків, якщо їм притаманні

кращі показники енергоспоживання, аніж встановлені на даний час законодавчо і будівельними нормами країни [68, 69].

В останні роки значно збільшився обсяг будівництва енергоефективних будівель різного призначення і отримали розвиток в міжнародній практиці стандарти, правила та інші нормативні документи з проектування та оцінки енергоефективності таких будівель.

Енергоспоживання будівлі стало домінуючим критерієм якості проекту [186]. Якщо при будівництві перших енергоефективних будівель основний інтерес був до заходів з економії енергії, то з початку 90-х років минулого століття пріоритет віддається енергоощадним рішенням, що одночасно сприяють підвищенню якісних показників мікроклімату в приміщеннях будівлі. При цьому якість мікроклімату виходить на перший план порівняно із енергозбереженням [46]. Єдиного наукового поняття енергоефективності будівлі міжнародними експертами до теперішнього часу не визначено.

В світі з'явилась велика кількість будівель і мікрорайонів, збудованих на основі різних концепцій енергетичних і екологічно чистих технологій. Всі вони визначаються власними найменуваннями. Відповідно до загальноживаної світової класифікації та існуючих концепцій енергетично ефективних і екологічно чистих технологій, будівлі з низьким енергоспоживанням визначаються наступним чином [185].

Енергоефективна будівля (energy efficient building) - будівля, в якій ефективно використання енергоресурсів досягається завдяки застосуванню інноваційних рішень, що можуть бути здійснені технічно, обґрунтовані економічно, а також прийнятні з екологічної і соціальної точок зору, а також не змінюють звичайний спосіб життя.

Будівля з низьким енергоспоживанням (low energy building) – будівля, що збудована із використанням сучасних технологій та будівельних матеріалів. Питома витрата енергії на опалення складає від 50 до 80 кВт·год/м² опалювальної площі в рік.

Будівля із нульовим використанням енергії (zero energy building) - будинок виробляє таку ж кількість енергії, яку використовує. Враховується

енергія, що використовується для транспортування її в будівлю, тобто втрати при передаванні енергії.

Пасивна будівля (passive building) - будівля, в якій передбачені спеціальні засоби по використанню нетрадиційних (відновлюваних) джерел енергії, що суттєво знижує споживання енергії від традиційних джерел [187, 188].

Автором ідеї пасивної будівлі є Вольфганг Файст (м. Дармштадт, Німеччина). Принципи пасивної будівлі: використання відновлюваних джерел енергії (сонячної радіації, теплоти ґрунту і повітря), посилена теплова ізоляція ОК, глибока утилізація теплоти повітря і каналізаційних стоків, що видаляються. Енергоспоживання, при цьому, не перевищує 15 Вт/м² загальної площі.

Біокліматична архітектура (bioclimatic architecture) – одно з напрямлень архітектури в стилі hi-tech, широко використовує засклені поверхні. Основний принцип – гармонія з природою, бажання приблизити людське житло до природи.

Здорова будівля (healthy building) – будівля, в якій пріоритетність при виборі енергозберігаючих технологій віддається технічним рішенням, що одночасно сприяють покращенню мікроклімату приміщень і захисту довкілля, збудовані з використанням екологічно чистих матеріалів.

Метою зеленого (екологічного) будівництва (green building) є мінімальний вплив на довкілля та здоров'я людей, зниження енергетичних і матеріальних затрат при будівництві і експлуатації будівель за рахунок ефективного використання енергії, води і інших ресурсів, скорочення обсягів відходів, викидів та іншого впливу на зовнішнє середовище. Такі технології інтенсивно і широко впроваджуються в країнах Європи. В Європі сертифіковані понад 1 млрд. споруд, тоді як в Україні «зеленим» вимогам повністю відповідає лише одна новобудова.

В країнах, де розвивається екологічне будівництво, створюються національні стандарти, в яких враховуються соціально-економічні і природні умови країни: законодавство, державна політика по відношенню до

енергоресурсів і екології, кліматичні умови, ступінь усвідомлення проблем енергоефективності і екологічності професійними співтовариствами та населенням. Розвитком та впровадженням зелених стандартів займаються ради із зеленого будівництва, спеціально створені некомерційні організації. Координація діяльності рад і інших екологічно орієнтованих будівельних і керуючих компаній здійснюється Міжнародною Радою із зелених будівель (World Green Building Council).

Основою концепції створення «розумного будинку» (smart building) є принцип максимально ефективного використання простору та його базових елементів: структури, систем, служб і управління. В «розумному будинку» всі системи можуть працювати у відповідності до побажань господарів, часу доби, наявності мешканців, у відповідності до погодних умов, зовнішньої освітленості і т.і. для забезпечення комфортного мікроклімату всередині будинку.

Важливою особливістю і властивістю «розумного будинку», що його відрізняє від інших способів організації життєвого простору є те, що це найбільш прогресивна концепція взаємодії людини з житловим простором, коли людина однією командою задає бажану обстановку, а автоматика, у відповідності із зовнішніми і внутрішніми чинниками, задає і відслідковує режими роботи всіх інженерних систем і електроприладів для забезпечення комфортного стану всередині будівлі.

Інтелектуальна будівля (intelligent building) – будівля, де з точки зору теплопостачання і кліматизації, потоки теплоти і маси в приміщеннях і ОК оптимізовані за допомогою комп'ютерних технологій. До цієї категорії відносяться і «розумні будинки».

Будівля високих технологій (hi-tech building) – будівля, в якій економія енергії, якість мікроклімату, екологічна безпека досягаються завдяки використанню технічних рішень на основі know-how/

Екологічно нейтральна будівля (carbonneutralbuilding) – будівля, в якій кількість і якість спожитої енергії не призводять до суттєвих порушень стану навколишнього середовища.

Будівля сталого потенціалу (sustainable building) – будівля, що знаходиться в екологічній рівновазі з людиною і навколишнім середовищем. Вона поєднує можливості використання екологічно чистих відновлюваних джерел енергії, оптимального використання енергії, збереження водного ресурсу, використання будівельних матеріалів повторно, покращення якості середовища проживання. В комплексі розглядається будівля і довкілля, їх екологічний і енергетичний стани як одне ціле.

У відповідності до Європейської класифікації будівлі в залежності від рівня енергоспоживання поділяються на:

стара будівля – будівлі, побудовані до 1970 р., із річним споживанням енергоресурсів порядку 300 кВт·год/м² опалювальної площі;

нова будівля – будівлі побудовані в 1970-2000 рр. із річним споживанням не більше 150 кВт·год/м² опалювальної площі;

будинки низького споживання енергії – такі будинки з суттєво меншою витратою енергоресурсів; річне енергоспоживання не більше 60 кВт·год/м² опалювальної площі. З 2002 р. нове будівництво з більш високим рівнем енергоспоживання в Європі заборонено законодавчо;

пасивний будинок – будинки такого типу передбачають річне споживання енергії до 15 кВт·год/м² опалювальної площі;

будинки нульової енергії – такі будинки архітектурно має той же стандарт, що і пасивний будинок, але інженерними системами будинку виробляється така кількість енергії, яка споживається будинком. Потреби в енергоспоживанні таких будівель, значною мірою, покриваються енергією від відновлюваних та альтернативних джерел. К 2020 р. в країнах Європейського Союзу будуть будуватися тільки будинки нульового енергоспоживання.

будинки плюс енергії або активний будинок – в таких будинках за допомогою встановленого устаткування: сонячних фотовольтаїчних панелей, теплових колекторів, теплових насосів, вентиляційних рекуператорів виробляється більше енергії, ніж споживається [189].

Проектування і будівництво енергоефективних будівель є експериментальною площадкою для розробки довгострокової стратегії будівництва, збалансованого розвитку паливно-енергетичного комплексу, енергозберігаючих технологій виробництва інженерного обладнання і матеріалів, теплоізоляційних будівельних конструкцій, нових архітектурних і планувальних рішень. Є значний світовий досвід будівництва енергоефективних будинків.

Першим «інтелектуальним» будинком в світі вважається «Будинок трону» японського професора інформатики Кена Сакамури, побудований в Токіо в кінці 80-х років минулого століття. Датчики температури і вологості повітря передавали на центральну панель управління данні і, в залежності від їх значень, автоматично відкривалися або закривалися вікна. В залежності від метеоданих, що поступали в центральний процесор, включалися і виключалися системи опалення і кондиціонування. Якщо радіо звучало голосно, вікна автоматично закривалися, щоб не потривожити сусідів; якщо дзвонив телефон, комп'ютер знижував звук аудіо системи, і так далі.

Найвідомішим і самим дорогим «розумним» будинком є будинок засновника корпорації Microsoft Білла Гейтса (рис. 7.1) [190]. Будинок площею 6100 м² на березі озера Вашингтон був побудований восени 1997 р. і коштував приблизно 63,2 млн. доларів. Будинок будувався 7 років. Були задіяні 35 дизайнерів, 326 обробників, 104 електрика і спеціально створений відділ кращих програмістів та інженерів–проектувальників розумних будинків.

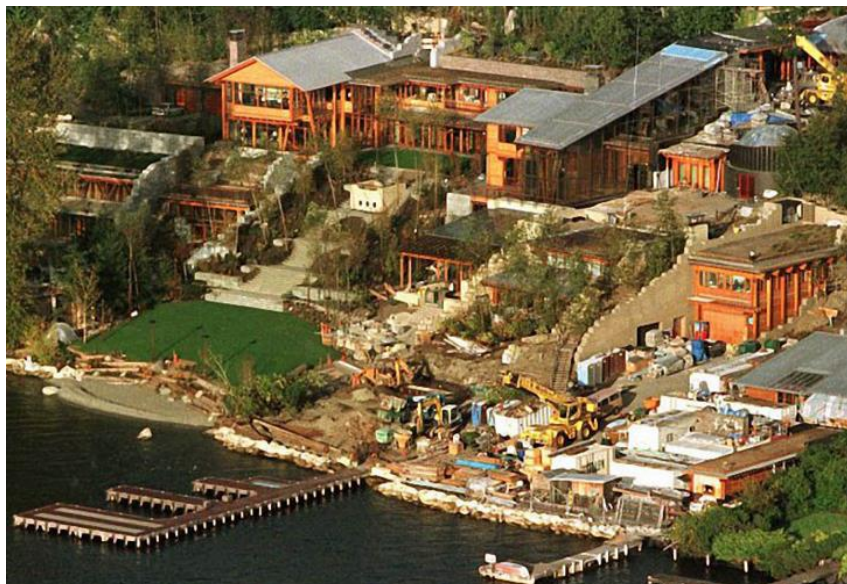


Рис. 7.1. Зовнішній вигляд «розумного» будинку Білла Гейтса

Велика частина будинку знаходиться під землею. Сонячне світло у приміщення подається по оптоволоконним світловодам загальна протяжність яких складає 84 кілометри. Використані принципи архітектурної практики «Earth sheltering» (укривання землею), що базуються на використанні ґрунту при будівництві стін для зменшення тепловтрат. Цей, давно відомий підхід, став особливо популярним останнім часом серед екологів, прихильників пасивної сонячної архітектури. Системи автоматизованого управління кліматом, освітленням, телефонами і безліччю інших електронних пристроїв доведені до досконалості, але в будь-який момент можна повернутися до традиційного ручного управління – поруч з електронними панелями розташовані звичайні вимикачі. П'ятдесят штучно камуфльованих камер щомиті спостерігають за зовнішнім периметром будинку. Ідентифікація мешканців і гостей по радіо-мітці дозволяє створити унікальне аудіо-відео-світлове середовище для кожного у будинку. Особливу увагу приділено системі вентиляції та очищення повітря від пилу та бактерій. Нагріте повітря не викидається в атмосферу, а проходить через теплообмінник і віддає теплоту свіжому повітрю, яке за розкладом подається в приміщення. Через теплообмінник, прокладений по дну озера і 5-му поверху, здійснюється обігрів та охолодження всієї будівлі. У кожному приміщенні є локальні

датчики температури, вологості і освітленості. Комп'ютер стежить за температурою опалювальних приладів. Система безперебійного електроживлення дозволяє зберігати працездатність будинку протягом необмеженого часу. Унікальна система очищення і регенерації води дозволяє будинку функціонувати автономно навіть при глобальних катаклізмах. За роботою інженерних служб розумного будинку цілодобово спостерігає інженер і 3 кваліфікованих охоронця. Відеоспостереження в будинку ведеться цілодобово. Камери вимикаються, тільки коли в поле зору потрапляє господар. Ведуться роботи по заміні системи ідентифікації мешканців і гостей по радіо-мітці на систему розпізнавання людського обличчя.

Перша в історії Антарктиди науково-дослідна бельгійська «zero emission» («без викидів») станція (Princess Elisabeth Antarctica research hub) була відкрита у 2009 році (рис. 7.2) [191]. При створенні станції були використані всі відомі передові технології, а саме:

- принципи пасивного будівництва;
- використання відновлювальних джерел енергії (енергія сонця і вітру);
- ретельна очистка води;
- у партнерстві з Schneider Electric та GDF Suez (Lafarge) для станції була розроблена гнучка інтелектуальна система управління споживанням енергії (Smart grid).

У зв'язку з тим, що джерела відновлювальної енергії є нестійкими, особливо в умовах Антарктики, енергоспоживання на станції адаптоване до обмеженого об'єму доступної енергії. Центральний комп'ютер проводить моніторинг наявної енергії та її розподіл за суворими правилами. В залежності від часу доби, одні запити мають пріоритет перед іншими. Природно, що найвищий пріоритет – для безпеки, найнижчий – для розваг (рис. 1.3).

Нова будівля Каліфорнійської академії наук в м. Сан-Франциско (штат Каліфорнія, США) (рис. 7.3) [192] знаходиться на передньому краї екологічно дружнього дизайну, що відповідає спрямованості досліджень з

екологічних проблем та екологічної стійкості проектів. Будівля отримала Платинове свідоцтво за програмою LEED (Leadership in Energy and Environmental Design, добровільної системи сертифікації будівель, розробленої у 1998 році «Американською радою із зелених будівель» для оцінки енергоефективності і екологічності проектів.



Рис. 7.2. Науково-дослідна бельгійська «zero emission» станція



Рис. 7.3. Загальний вигляд будинку Каліфорнійської академії наук

Самою енергоефективною висотною будівлею багато фахівців визнають 309-метрову башту Pearl River Tower, збудовану в Гуанчжоу (Китай) [193]. Це приклад поєднання раціонального проектування, використання зелених технологій і новітніх інженерних досягнень.

Конструкція будівлі (рис. 7.4) включає в себе сонячні колектори і сонячні батареї, вбудовані вітрові турбіни, вентиляований фасад.

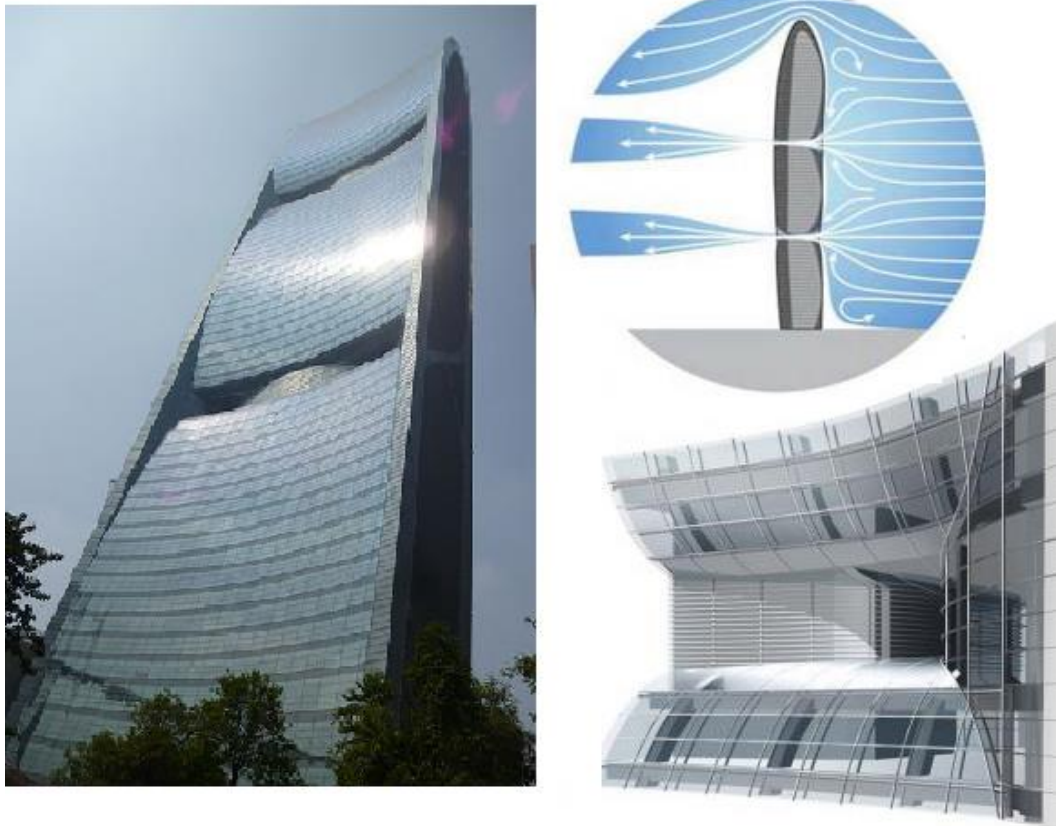


Рис. 7.4. Башта PearlRiverTower

Виходячи з аналізу світового досвіду створення енергоефективних будівель можна сформулювати наступні принципи [194]:

- енергетично раціональна орієнтація будівлі по частинам світу з точки зору розміщення віконних проїм, дверей, буферних зон;
- об'ємно – планувальні рішення: енергоефективна форма будівлі, що забезпечує мінімальну площу зовнішніх стін по відношенню до загального об'єму; оптимальна площа світлопрозорих конструкцій;
- конструктивні рішення: безперервна ізолююча оболонка будівлі з вискоелективних теплоізоляційних матеріалів, відсутність мостів холоду; герметичність; використання віконних систем із високим рівнем теплозахисту;

- інженерні рішення: забезпечення повітрообміну з мінімальними тепловтратами, що забезпечується примусовою припливно-витяжною системою з рекуперацією теплоти; раціональне використання джерел теплоти і енергії самого будинку (внутрішні тепловиділення електроприладів) і навколишньої його території. Можливе використання сонячної та вітрової енергії; застосування сучасного інженерного обладнання з високим термічним ККД (наприклад, газових котлів, теплогенераторів, вихрових термогенераторів); додаткова економія теплової енергії за рахунок використання автоматизованої системи управління всіма технічними пристроями в будівлі.

Технологію «пасивний будинок» було винайдено німецьким будівельним теплофізиком В. Файстом з м. Дармштадт (Німеччина) в процесі розрахунків енергетичних балансів будівель. Були розраховані показники будинку, що не потребує спеціальної системи опалення (рис. 7.5) [69].



Рис. 7.5. Зовнішній вигляд першого енергоефективного будинку

Для стандарту будинку пасивного типу було виділено два основні принципи функціонування: уникнення неконтрольованих витрат теплоти та збереження і ощадливе використання наявної енергії.

Вперше про наміри створення пасивного будинку в Білорусі стало відомо ще в 2011 р. У 2012 р. в Дзержинську почалися будівельні роботи зі створення першого приватного пасивного житлового будинку. Перевагами

такого житла є мінімальне споживання енергії та відсутність впливу на навколишнє середовище. В основу концепції лягли німецькі стандарти «пасивного будинку».

Загальна площа всіх будівель, що експлуатуються в Російській Федерації становить близько 5 млрд. м². Для їх опалення необхідно 400 млн. т у. п. на рік або більше третини енергоресурсів країни. Особливо гостро ця проблема стоїть в комунальному господарстві, що споживає до 20% електричної і 45% теплової енергії, виробленої в країні. На одиницю житлової площі в Росії витрачається в 2 -2,2 рази більше енергії, ніж в Європі. І це не є наслідком холодного клімату. Незважаючи на суворі умови, питанням енергозбереження не надавалось певне значення завдяки вкрай низької вартості одиниці енергії.

Особливою територією в Московській області, де будуть створені спеціальні умови для розробок і досліджень в галузі енергозбереження та енергоефективності, телекомунікаційних, ядерних, комп'ютерних та біомедичних технологій стане Інноваційний центр "Сколково" (рис. 7.6). Згідно з інформацією фонду "Сколково", першою будівлею, побудованою на території цього інноваційного центру, буде "Зелений дім", розроблений із використанням сучасних енергоощадних технологій за аналогією з датським проектом "Зелений маяк" (рис. 7.7).



Рис. 7.6. Енергоефективний інноваційний центр в Сколково

«Зелений маяк» (Green Lighthouse) - триповерхова адміністративна будівля, що належить датському державному університету. Будівля має циліндричну форму з точки зору зменшення тепловтрат, оскільки циліндр

має мінімізовану площу поверхні, що в свою чергу служить зниженню теплових втрат з фасадів будівлі. Для мінімізації вироблення вуглекислого газу в проекті Green Lighthouse впроваджений комплекс енергоощадних технологій та вжиті заходи для формування здорового мікроклімату в приміщеннях. Орієнтація будівлі здійснена таким чином, щоб максимально використовувати енергію сонця. М'яке світло, що пронизує всі приміщення, і природна вентиляція досягаються завдяки світлових стельових люків і величезних атриумів в центрі будинку. У технічному оснащенні будівлі раціонально використані найпередовіші технології енергозбереження: сонячне теплопостачання, фотогальванічні панелі, використання LED - світлодіодів для освітлення приміщень, геотермальне опалення і т.д.



Рис. 7.7. Екологічно чиста будівля «Зелений маяк»

Перший пасивний будинок в Молдові був побудований в районі Кодру, в 5 км від м. Кишинєва в 2013 р. Робоча назва проекту Passivhaus Codru Quince (PCQ) (рис. 7.8). PCQ - це 3-х поверховий приватний житловий будинок площею 301,3 м².



Рис. 7.8. Ескіз проекту пасивного будинку PCQ

У проекті пасивного будинку PSQ реалізуються конструкції кам'яно-залізобетонної будівлі: залізобетонний каркас із заповненням зовнішніх стін місцевим матеріалом - кам'яними блоками «Котілець» товщиною 390 мм - з армуванням кладки металевою сіткою. Фундамент будинку - залізобетонні блоки по монолітній плиті з армопоясом поверх фундаменту. З огляду на крутизну схилу будівельного майданчика і несприятливий стан ґрунтів, проектуванню фундаменту була надана особлива увага. Проектом також передбачена підпірна стінка, що унеможливорює зсувів по схилу. Для забезпечення низьких теплових втрат будівлі всі зовнішні поверхні огорожувальних конструкцій (стін, дахів, плит фундаменту) додатково утеплені суцільним шаром теплової ізоляції товщиною 200 мм. Системою теплопостачання передбачене використання системи вентиляції з рекуперацією теплоти. Як джерело теплової енергії для систем опалення та гарячого водопостачання використовуються сонячні теплові колектори. Одним із шляхів зниження використання електричної енергії, що були втілені в проекті, є використання енергоефективного світлодіодного освітлення в приміщеннях. Планується досягти додаткового заощадження енергії за рахунок впровадження технологій «розумний будинок». Згідно з проведеними розрахунками енергетичних балансів пасивного будинку PSQ питома споживання енергії для опалення становить $12 \text{ кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$; сумарне питома споживання первинної енергії (гаряче водопостачання, опалення, охолодження, електроенергія і побутові прилади) становить $65 \text{ кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$.

Енергоощадні будівлі в Україні зараз перебувають лише на початковому етапі розвитку. Тільки в останні кілька років з'явився практичний інтерес до енергозберігаючих будівельних та інженерних технологій. Одним із стримуючих факторів будівництва будинків нового типу виступають високі фінансові витрати при будівництві.

Одним із прикладів реалізованого в Україні проекту пасивного будинку - екобудинку під назвою будинок «Сонце», який побудований в м. Києві у

2008 р. (рис. 7.9а). З 2010 р. будівель архітектора «Будинку Сонця» в різних містах і селах України стало вже декілька. Серед них: пасивний будинок «Солітер» в с. Зозулі Васильківського р-ну Київської обл. (рис. 7.9б), в с. Боромики Чернігівської обл. (рис. 7.9в), пасивний дитячий будинок сімейного типу «Холм-Екодім» в с. Михайлівка Канівського р-ну Черкаської обл. (рис. 7.9г), екобудинки в м. Сімферополь (рис. 7.9д) і с. Ясногородка Макарівського р-ну Київської обл. (рис. 7.9е). Всі ці будинки створені одним автором за одними і тими ж основними принципами будівництва пасивних будинків, а саме: використання для будівництва природних і екологічно чистих матеріалів, що не мають шкідливих емісій при їх експлуатації; застосування в конструкціях будівлі достатньої кількості акумулюючого (взимку - холод, влітку - теплота) масиву стін і перекриттів. Орієнтація віконних конструкцій на південь, що дозволяє за думкою автора отримувати максимальну кількість сонячної енергії в зимовий час.

До пасивних систем теплового захисту будівлі також відносять: глуху ізоляцію північного фасаду (відсутність вікон і дверей); розташування на півночі допоміжних зон, які були б "тепловим буфером" між холодним і теплим житловим простором; облаштування якісної теплоізоляції і забезпечення герметичності будівлі; відсутність теплових мостів в тепловій оболонці будівлі; використання, при внутрішньому оздобленні приміщень, природних дифузійно-відкритих матеріалів (глина, паперові шпалери, дерево, натуральний лінолеум та ін.); урівноваження відносної вологості повітря в приміщеннях і постійна підтримка її на рівні близько 50%, відмова від конвекційних систем опалення та охолодження будинків, які, на думку деяких фахівців, призводять до перегріву і пересихання повітря взимку і значного переохолодження його влітку; використання екологічних систем опалення та охолодження будівлі за допомогою випромінюючих настінних теплообмінників та застосування системи контрольованої припливно-втяжної вентиляції з рекуперацією теплоти, які створюють комфортні умови для перебування людей всередині будівлі протягом всього року; зменшення кількості енергії для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій, а

також використання місцевих матеріалів, що знижують витрату енергії на транспортування елементів;



а)

б)



в)



г)



д)

е)

Рис. 7.9. Приклади «пасивних будівель» в Україні (м. Київ (а), с. Зозулі Васильківського р-ну Київської обл. (б), с. Боромики Чернігівської обл. (в), с. Михайлівка Канівського р-ну Черкаської обл. (г), м. Сімферополь (д), с. Ясногородка Макарівського р-ну Київської обл. (е))

Використання будівельних матеріалів, виробництво, експлуатація та утилізація яких не впливає на навколишнє довкілля, а також, утилізація та вторинне використання відходів виробництва, що значно знижує вплив на навколишнє середовище; використання меншої кількості енергії для опалення, охолодження та вентиляції будівлі; використання інженерних систем з високим ККД на основі відновлюваних джерел енергії; правильно складеного і розрахованого теплового балансу будівлі (в тому числі і облік теплопостачання від людей і побутових приладів) складають основну статтю підвищення енергоефективності будівлі.

Одним із прикладів приватних енергоефективних будинків пасивного типу є будинок, побудований під Києвом (рис. 7.10). При будівництві, для стовпів фундаменту обрана металева труба діаметром 100 мм, висота стовпа - 1000 мм. Так як рівень поверхні ділянки нерівний, то висота стовпів, які виступають над землею, коливалася від 300 до 500 мм. Стовпи з'єднувалися куточками, на які клалося листове оцинковане залізо. Листи укладалися внахлест, з'єднувалися заклепками і герметизувалися бутиловою стрічкою. Поверх оцинкованого заліза укладалася поліетиленова плівка для забезпечення гідроізоляції підлоги. Заповнення простору стін, підлоги, перекриттів і стель проводилося рідким піноізолом, який заповнював всі порожнини і створював суцільний (без розривів) шар теплоізоляції. Для будівництва каркаса стін був обраний дерев'яний брус перерізом (50 × 150) мм. Каркас обшитий плитами ОСП, міцність яких у півтора рази вище, ніж міцність дерева такої ж товщини. Товщина стіни поміж плитами ОСП – 150 мм. Простір між ними заповнювався піноізолом, що не горить (пожежобезпечний), його не їдять гризуни, а при попаданні в ґрунт служить добривом.

Дах плоский і закритий полівінілхлоридною мембраною білого кольору. Периметр експлуатованого даху закритий заскленним парапетом. Каркас скляної галереї будинку виготовлявся з фасадного алюмінієвого профілю. Скління виконане склом товщиною 6 мм, що має здатність

самочищення. Цей будинок, площею 395 м² був побудований за три місяці. Еквівалентний середній опір теплопередачі $R = 10,1 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$, вимірювання якого проводились при температурі зовнішнього повітря -25°C. Для підтримки постійної температури всередині будинку достатньо джерела теплоти потужністю до 2 кВт. При цьому втрати теплоти на перших двох поверхах, площею 233 м² склали 900 Вт/год, втрати теплоти на третьому поверсі, площею 39,6 м² - 600 Вт/год [19]. Відмінність у втраті теплоти на квадратний метр площі пояснюється тим, що перші два поверхи закриті галереєю від холодного вітру, а третій поверх не захищений галереєю. Витягнута форма з великою площею стін сприяє додатковому збільшенню втрат теплоти. Загальний об'єм будівлі склав 1076 м³: заскленої галереї – 379 м³, основної частини будинку – 97 м³.



Рис. 7.10. Приватний енергоефективний будинок «пасивного» типу в Київській обл.

Вентиляція будинку: зовнішнє повітря надходить в засклену галерею через теплообмінний пристрій, розташований під водою (або ґрунтом). Температура води на дні озера не опускається нижче 4°C взимку і 10°C влітку. Таким чином, приблизно, холодне зимове повітря нагрівалось до +2°C, а тепле літнє повітря - охолоджувалося до +8°C. Далі повітря з галереї, через припливно-витяжні системи із рекуперацією теплоти, надходить в основну частину будинку. Після рекуператора припливне повітря подається в систему очищення, де воно зволожувалося або осушувалося.

Для обігріву триповерхового «пасивного будинку» застосована багатоярусна система опалення. Для цього на другому і третьому поверхах встановлені, виготовлені з неіржавіючої сталі, теплонакопичувальні ковпаки. Ковпак представляє собою перегорнуту догори дном посудину, в якій вхід гарячих димових газів з печі і вихід охолоджених розташовані в протилежних сторонах нижньої частини. Розігрітий до 300 - 400°C газ з печі надходить в ковпак на другому поверсі. Охолоджуючись в ковпаку газ, опускається вниз до виходу і по трубі надходить в такий же ковпак на третьому поверсі. Віддавши теплоту на третьому поверсі, максимально охолоджений газ виходить через трубу на вулицю. Оскільки відбір теплоти димових газів відбувається на досить великій відстані від топки, то це значно підвищує ефективність згоряння палива. Такий багатоярусний відбір теплоти більш ніж удвічі збільшує питому ефективність використання палива. Піч на дровах можна легко замінити тепловим насосом або електричним обігрівачем.

В Україні і країнах ближнього закордону існує досить велика кількість організацій, підприємств приватного типу, які займаються впровадженням енергозберігаючих технологій, які вирішують завдання щодо зниження енергоспоживання і використання альтернативних і відновлюваних джерел теплової енергії, активно пропагують пасивне будівництво, що призводять концептуальні умови його створення, але ніхто не надає моніторинг енергоспоживання і конкретні отримані результати. Тому саме це не вирішене питання має вагоме значення на сьогоднішній день. Також, при створенні концептуальних умов спорудження будівель пасивного типу однією з істотних умов отримання точних і якісних результатів їх експлуатаційних характеристик є облік місцевих кліматичних даних, які можуть служити визначальним фактором для досягнення критеріїв пасивного будинку.

Базовий принцип енергоефективного будинку - висока ефективність оболонки будівлі.

В країнах ЄС розроблені спеціальні директиви, призначені для стандартизації в країнах – членах ЄС будівельних нормативів з підвищення енергоефективності будівель.

Енергоефективність будинку оцінюється величиною втрат теплоти на 1 м^2 площі будинку за опалювальний період або рік ($\text{кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$) або витратами тепла на нагрівання 1 м^3 об'єму будинку за опалювальний період ($\text{кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^3\cdot\text{рік})$) Енергетична класифікація будинків згідно з європейськими нормами [195]:

A+	Пасивний	до $15 \text{ кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$;
A	Низькоенергетичний	від 15 до $45 \text{ кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$;
B	Енергоощадний	від 45 до $80 \text{ кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$;
C	Середньоенергоощадний	від 80 до $100 \text{ кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$;
D	Середньоенергоємний	від 100 до $150 \text{ кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$;
	(відповідає актуальним вимогам)	
E	Енергоємний	від 150 до $250 \text{ кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$;
F	Високоенергоємний	понад $250 \text{ кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$.

Питання забезпечення енергоефективності житлових будівель є стратегічним напрямом розвитку будівельної галузі в Україні та економіки в цілому. З кожним роком житловий фонд України збільшується, але переважну кількість будинків загальною площею $922,1 \text{ млн. м}^2$ побудовано за застарілими технологіями, що є енергозатратними і потребують значних капіталовкладень для зменшення енерговитрат на їх експлуатацію. Щорічно житловий сектор споживає близько $10 \text{ млрд. кВт}\cdot\text{год}$ електроенергії та до $1,5 \text{ млн. т}$ вугілля. При цьому втрати теплової енергії впродовж року складають понад 13 млрд. Гкал , що становить 11% обсягів відпущеної теплової енергії [196].

Найбільші втрати теплової енергії, близько 30% – у житловому фонді та до 25% – у зовнішніх теплових мережах. Тепловтрати житлових будівель складають: через зовнішні стіни $30 - 40 \%$, через вікна і балконні двері – $20 - 30 \%$, конструкції перекриття – $4 - 6 \%$, підвальні перекриття і цоколі – $3 - 5\%$ і до 50% при теплообміні в квартирах [197]. Тому, в першу чергу, для

забезпечення енергоефективності житлового будівництва необхідно на етапі проектування закладати енергоощадні технології та нові методи енергозбереження.

Переважає більшість існуючого житлового фонду України, згідно вищенаведеної енергетичної класифікації, належить до найбільш енергоємного класу F, в той час, як в розвинених європейських країнах більшість будинків має клас B та A.

В Україні, згідно зі стандартом [108], є класифікації енергоефективності будинків та розроблені формули розрахунків питомих витрат, але нормативні вимоги орієнтовані переважно на обмеження витрат на теплопостачання будівель і потребують приведення до європейських стандартів комфортного проживання та будівництва пасивних будівель.

Отже, для забезпечення енергоефективності житлового будівництва в Україні потрібно на державному рівні визначити: законодавчі та нормативні вимоги до показників енергоефективності; економічні стимули до підвищення енергоефективності будівель; типові технічні рішення з термомодернізації будівель і методи оцінювання їхньої енергоефективності.

7.2. Концепція створення енергоефективного будинку Інституту технічної теплофізики НАН України

В 2015 р., за участі автора, були розроблені принципи створення та реалізації будівель високої енергетичної ефективності (потреба в енергії на опалення менше $75 \text{ кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$) на прикладі розробленого повномасштабного стенду експериментальної будівлі Інституту технічної теплофізики НАН України [198]. В 2016 р. експериментальна будівля високої енергетичної ефективності доведена до розрахункового рівня будинку «пасивного» типу (тепловитрати на опалення менше $15 \text{ кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{рік})$) [199, 200].

Експериментальний енергоефективний будинок пасивного типу проектується таким чином, щоб не активно (за допомогою інженерного

обладнання), а пасивно (тобто за допомогою архітектурно-планувального рішення щодо оболонки будівлі та інших об'єктів) поглинати, акумулювати і зберігати максимальну кількість теплоти (або влітку холоду) з навколишнього середовища. Тому базовим критерієм «пасивного будинку» є створення неперервної оболонки будівлі з підвищеною теплоізоляцією та коефіцієнтом теплопровідності $< 0,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

При будівництві експериментального енергоефективного будинку були використані доступні вітчизняні будівельні матеріали. Кожна зовнішня стіна кожної кімнати будинку будувалося з окремої комбінації будматеріалів, зокрема, використані: керамічна дірчаста цегла, пінобетон, газобетон, ракушняк, деревина, пінопластові блоки, гіпсоблоки, силікатна дірчаста цегла, керамічні блоки. Будинок побудований, як будинок полегшеного типу без втрат міцностних характеристик.

Особливості конструкції будинку:

- цокольний тип (заглиблення в ґрунт до 1,5...2,0 м),
- орієнтація за сторонами світу (з півночі на південь),
- односкатний дах з нахилом на південь під кутом 33° ,
- з півночі ОК без вікон і дверей,
- основний вхід зі сходу через тамбурну прибудову,
- тепло(холодо) вентиляційний захист ділянок фасадів та даху.

З урахуванням перспективного розвитку будинку, для теплопостачання та кондиціонування приміщень, передбачене активне використання низькопотенційних відновлювальних джерел теплоти [201].

При розвитку енергоефективного будинку до рівня «пасивного» тепловий комфорт досягається переважно пасивними заходами [202]:

- посиленою зовнішньою ізоляцією огорожувальних конструкцій (повне утеплення всіх сторін будівлі: фундамент, стіни, дах, деталі, стики; відсутність містків холоду, виступів, виносів не утеплених елементів конструкцій);
- використанням спеціальних (подвійних в проїмі) енергоефективних вікон із двокамерними склопакетами з низькоемісійним селективним

покриттям скла 4i-8-4i-8-4 та віконних профілів із приведеним коефіцієнтом теплопровідності $< 0,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

- рекуперацією теплоти вентиляційних викидів (система вентиляції в пасивному будинку може бути єдиним джерелом опалення і охолодження будівлі);

- використанням сонячних фотовольтаїчних панелей і теплових колекторів.

7.3. Конструктивні особливості та теплотехнічні характеристики зовнішніх огороджувальних конструкцій енергоефективного будинку

Енергоефективні будівлі, що відповідають сучасним теплотехнічним вимогам, мають багатошарові ОК. В таких конструкціях між зовнішніми і внутрішніми стінами, які з'єднані гнучкими зв'язками у вигляді, захищених від корозії, арматурних стрижнів, що укладені в горизонтальні шви кладки, поміщений шар теплоізоляційного матеріалу. Для зовнішнього покриття огороджувальних конструкцій застосовуються різноманітні матеріали з метою дослідження їх енергоощадних властивостей у комбінації з основними будівельними матеріалами [23, 71, 75, 187, 197].

Оболонка із зовнішніх стін виконує не тільки захисну, але й несучу функцію, сприймаючи навантаження від верхніх поверхів, перекриттів і даху будинку. Саме стіни забезпечують об'ємну цілісність будинку. Але при цьому вимоги до опору теплопередачі залишаються на рівні, що задається сучасними вимогами. Взаємозалежність механічної міцності і теплопровідності потребує створення багатошарових стін, в яких несучу функцію виконує шар міцного матеріалу з відносно високою теплопровідністю, а теплозберігаючі функції притаманні менш міцному матеріалу із високим термічним опором.

До основних факторів, що впливають на експлуатацію ОК і комфортність перебування людини в приміщенні, належать: різниця температур зовнішнього і внутрішнього повітря, атмосферні опади, вологість

повітря всередині приміщення; вітрові навантаження. Якщо опір теплопередачі зовнішньої стіни значний, то внутрішня її поверхня буде холодніша від температури повітря в приміщенні на 0,8 - 1,5 °С, що не призведе до зниження комфортності мікроклімату. Але якщо зовнішня стіна недостатньо утеплена, тоді температура внутрішньої поверхні стіни може стати нижче значення температури внутрішнього повітря на 2°С і більше, що призведе до утворення конвективних потоків, що роблять знаходження людини в приміщенні некомфортним [24, 43].

У холодний період року парціальний тиск водяної пари в повітрі опалювальних приміщень значно вищий, ніж у зовнішньому повітрі. Тому, навіть при 99% відносній вологості зовнішнього повітря, водяна пара може дифундувати через товщу стіни з середини назовні. Температура всередині стінової конструкції знижується від внутрішньої (з боку приміщення) до зовнішньої. Водяна пара, що досягає певної площини стінової конструкції (при відповідному значенні температури насичення - «точки роси») конденсується, зволожуючи стінові матеріали. Зростання вологовмісту будівельних матеріалів завжди призводить до збільшення їх теплопровідності, а це, в свою чергу, веде до зниження приведенного опору теплопередачі стіни і підвищення витрати енергії на термостатування приміщень будівлі. Для запобігання цьому, передбачають шар пароізоляції, що розташовується в стіні таким чином, щоб відсікати водяну пару, що надходить з боку приміщення. Уникнути надмірного зволоження ОК можна також, якщо матеріали в багат шарових конструкціях розташувати у порядку зменшення їх опору паропроникненню – з боку приміщення розташовується шар з найменшою паропроникністю, а на вулицю виходить найбільш паропроникливий шар [109].

При проектуванні та будівництві енергоефективного будинку (рис 4.1) були використані наступні рекомендації [11, 13 – 15, 20, 48, 68 ,69, 87, 130, 185 – 189, 194, 198 – 200]:

- орієнтація стін виконана відповідно до сторін світу;
- компактність будівлі (при цьому корисна площа складає 306 м²);

- герметичність будівельних конструкцій, організована система припливно-витяжної вентиляції з рекуперацією теплоти (кратність повітрообміну $n \leq 1$);
- тришарова несуча стінова конструкція (при цьому внутрішній шар стіни виконаний з матеріалу із високою теплоємністю);
- посилена теплоізоляція загальною товщиною 300 мм (за схемою: 200 мм теплоізолятора + 50 мм повітряної завіси + 50 мм теплоізолятора);
- система тепло(холодо)захисту зовнішніх стін за допомогою повітряної завіси;
- енергоефективні вікна з формулою склопакета 4i-8-4i-8-4 [145, 146].

На рис. 7.11 наведені фото фасадів енергоефективного будинку ІТТФ НАН України.



а)



б)

Рис. 7.11. Загальний вигляд енергоефективного будинку:

а) до виконання утеплення фасадів; б) після утеплення

Архітектурна концепція енергоефективного будинку базується на принципах компактності, якісного і максимального утеплення, відсутності містків холоду, симетричної геометрії будинку та його внутрішньому зонуванні [198]. Для енергоефективного будинку необхідна максимальна

герметичність ОК. Відповідно до розробленого в ІТТФ НАН України проекту, експериментальний енергоефективний будинок має розміри по осях 10,4x7,6 м і складається з чотирьох поверхів, що включає цокольний. Будинок витягнутий з півночі на південь, на північній стороні – без вікон і дверей.

Для експериментального енергоефективного будинку були розроблені різні варіанти схем теплосховищних конструкцій [198 – 200]. Кожна зовнішня стіна кожного поверху кожної сторони світу має свою композицію конструктивних матеріалів.

7.3. Система тепло(холодо)захисту зовнішніх огорожувальних конструкцій будинку на основі повітряної завіси

Окрім традиційної теплової повітряної завіси, що захищає від втрат теплоти через двері при їх відкриванні, пропонується спосіб повітряної теплової завіси стін.

В основу такого способу покладена ідея організації повітряної теплової завіси стін шляхом вилучення теплоти ґрунту за допомогою горизонтальних теплообмінників неглибокого залягання в ґрунтовому масиві. Така конструкція забезпечує умови для руху повітря завдяки природній конвекції та, як наслідок, зменшення температурного градієнта у стінах та їх захисту від промерзання.

Система тепло(холодо)захисту огорожувальних конструкцій будинку реалізована наступним чином [203]. Повітря з атмосфери надходить через вхідний патрубок у ґрунтовий теплообмінник (рис. 7.12). Проходячи через нього, відбирає природну теплоту ґрунту і нагрівається. Далі поступає в розподільчий короб, а потім, за рахунок різниці температур (густини нагрітого і холодного повітря, сили Архімеда), рухається вгору по, організованому в тепловій ізоляції, прошарку шириною 50 мм. Надалі повітря проходить вздовж стіни і самоплинно виходить через щілинні отвори під дахом до атмосфери (рис. 7.13). При цьому, ґрунтовий теплообмінник

розташований нижче глибини сезонного промерзання ґрунту і, для уникнення втрат теплоти через поверхню ґрунту, теплоізований зверху захисним шаром пінополістиролу, товщиною 100 мм.

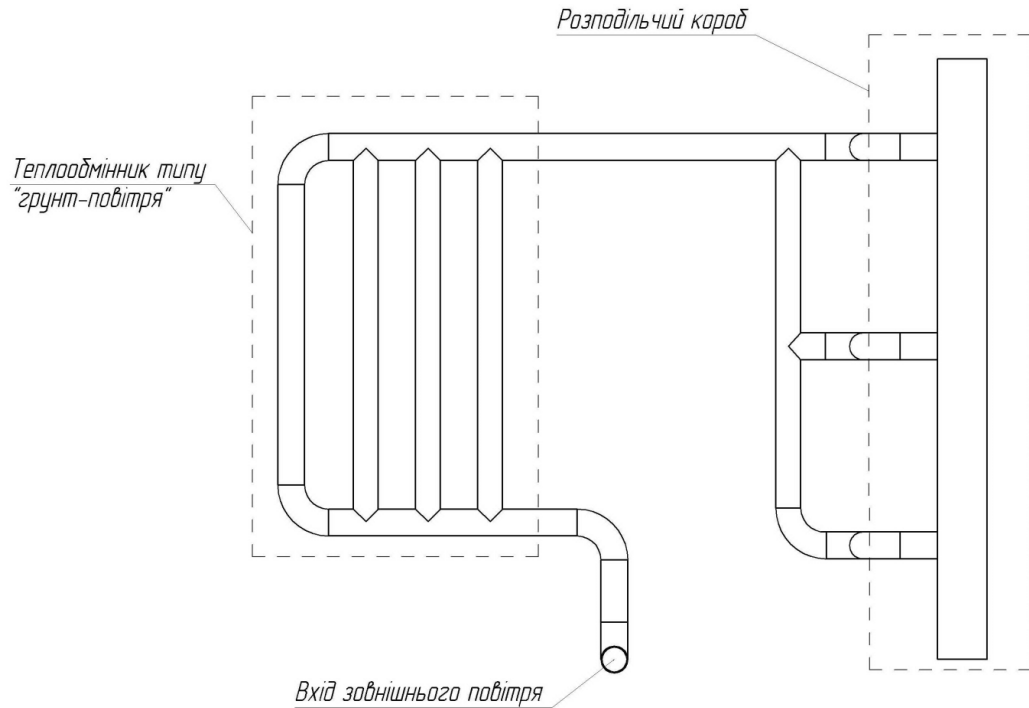


Рис. 7.12. Система ґрунтового теплообмінника та розподільчого коробки теплової завіси на фасаді енергоефективного будинку (вид зверху)

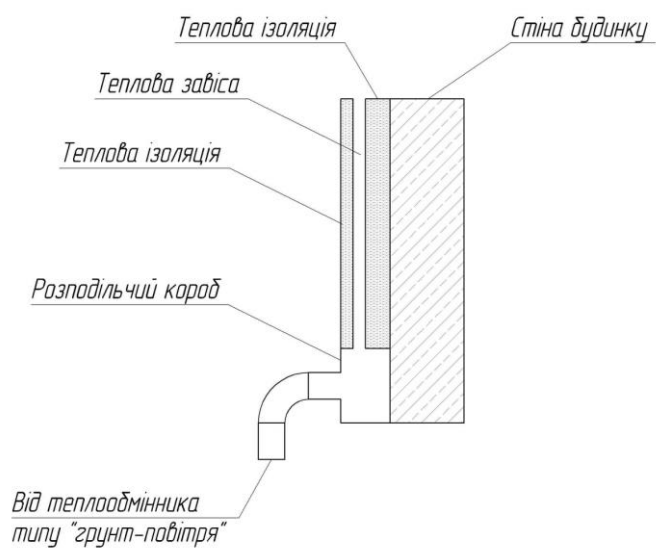


Рис. 7.13. Поперечний переріз стінової огорожувальної конструкції будинку

Всього були змонтовані 4 теплообмінники типу «грунт – повітря» на глибині 2,5 м. Всі вони виконані з полівінілхлоридної труби із внутрішнім діаметром 110 мм. 2 з них, багатоходові з розподільчим і збірним колекторами, і 2 одноходові, що розміщені по периметру траншеї на прилеглій до енергоефективного будинку території (рис. 7.14). Слід зазначити, що вищезгадані теплообмінники мають різне технологічне призначення. Так, багатоходові підігрівають зовнішнє повітря для повітряної теплової завіси будинку, а одноходові підігрівають повітря, що потім надходить до рекуператора системи вентиляції будинку.



Рис. 7.14. Теплообмінники типу «грунт – повітря»

У холодний і теплий періоди року проводились експериментальні дослідження напірно-витратних характеристик і теплотехнічних параметрів всіх теплообмінників у різних технологічних режимах. Для прокачування крізь них зовнішнього атмосферного повітря використовувався каналний відцентровий вентилятор типу ВЕНТС ТТ Про 200 (рис. 7.15).



Рис. 7.15. Канальний відцентровий вентилятор типу ВЕНТС ТТ Про 200

Напірно-витратна характеристика вентилятора наведена на рис. 7.15. Її особливістю є майже лінійна залежність напору від об'ємної витрати повітря у всьому діапазоні продуктивності. Для дискретного регулювання (min – max) продуктивності вентилятора у комплектації передбачений перемикач режимів роботи. Для дослідження теплообмінних процесів при проходженні атмосферного повітря через багатоходові теплообмінники додатково використовувався лабораторний автотрансформатор РНО-250-5, що дозволяв змінювати напругу змінного електричного струму живлення вентилятора (продуктивність у відповідному діапазоні значень напруги).

При цьому проводились вимірювання значень швидкості та температури повітря у вхідному і вихідному патрубках повітряних теплообмінників (на ділянці після гідродинамічної і теплової стабілізації потоку) термоанемометром Testo 405-V1 (абсолютні похибки вимірювання температури $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$; швидкості $\pm 0,3$ м/с).

У теплий період року проводились експериментальні дослідження, що виявили охолодження зовнішнього атмосферного повітря на $11,2^{\circ}\text{C}$ від вихідного значення в $29,8^{\circ}\text{C}$. Значення швидкості руху повітря на вході до багатходового південного теплообмінника і на виході з нього майже збігались і становили близько $3,6$ м/с. Температура ґрунтового масиву на глибині залягання контуру при цьому дорівнювала $8,8^{\circ}\text{C}$.

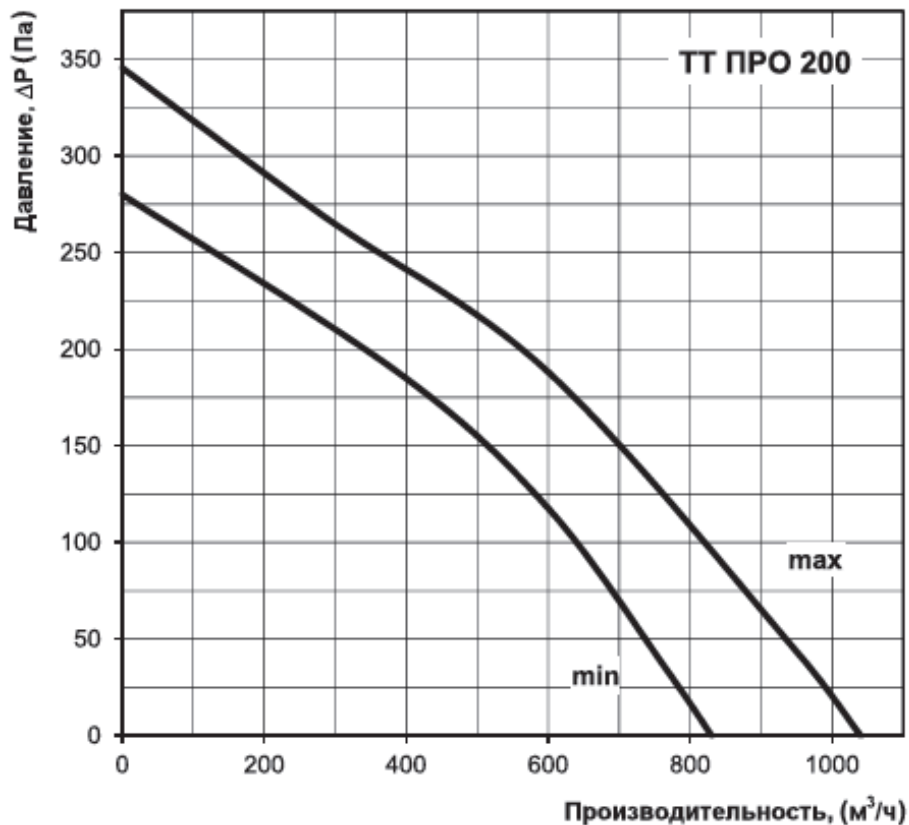


Рис 7.15. Напірно-витратна характеристика ВЕНТС ТТ Про 200

Таким чином, у теплий період року ґрунтовий теплообмінник забезпечує значне охолодження припливного повітря.

У холодний період року зовнішнє повітря, відповідно, нагрівається і потім надходить до припливно-витяжної вентиляційної установки для подальшого нагрівання його в рекуператорі. Попереднє нагрівання повітря знижує ймовірність обмерзання рекуператора припливно-витяжної установки, збільшуючи ефективний час використання рекуперації, і мінімізує витрати на додаткове нагрівання повітря в водяному або електричному нагрівачах.

7.4. Режими роботи комбінованої системи теплозабезпечення енергоефективного будинку

Основні принципи створення комбінованої системи теплопостачання енергоефективного (пасивного) будинку [26, 204 – 208]:

- астрономічний рік розбитий на 3 періоди: літній – коли середньодобова температура зовнішнього повітря вище $+ 21^{\circ}\text{C}$; перехідний – середньодобова температура зовнішнього повітря змінюється в межах від $+ 21^{\circ}\text{C}$ до $+ 8^{\circ}\text{C}$; зимовий – середньодобова температура зовнішнього повітря нижче $+ 8^{\circ}\text{C}$;
- використання відновлюваних джерел енергії (теплоти ґрунту, ґрунтових вод, Сонця, відходів деревини у вигляді тріски або пелет);
- мінімізація експлуатаційних витрат, економія електроенергії за рахунок використання обладнання з низьким енергоспоживанням;
- обладнання приміщень пасивного будинку датчиками температури і вологості внутрішнього повітря. Можливим є вимірювання локальної швидкості руху внутрішнього повітря в кожному приміщенні. Це дозволяє досягти низької інерційності системи опалення (кондиціонування повітря);
- застосування різних теплообмінників-джерел низькопотенційної теплоти для теплового насоса, також застосування різних низькотемпературних опалювальних приладів для порівняння ефективності їх роботи [209];
- вісім режимів роботи системи теплопостачання, в залежності від періоду року [210 - 213].

Літній період. У літній період прийнято, що середньодобова температура зовнішнього повітря не опускається нижче $+ 21^{\circ}\text{C}$. Основним завданням в цей час є кондиціонування повітря в приміщеннях у відповідності до норм санітарно-гігієнічних вимог. Системою

теплопостачання передбачені два незалежних варіанти кондиціонування, що представлені на рис. 7.16.

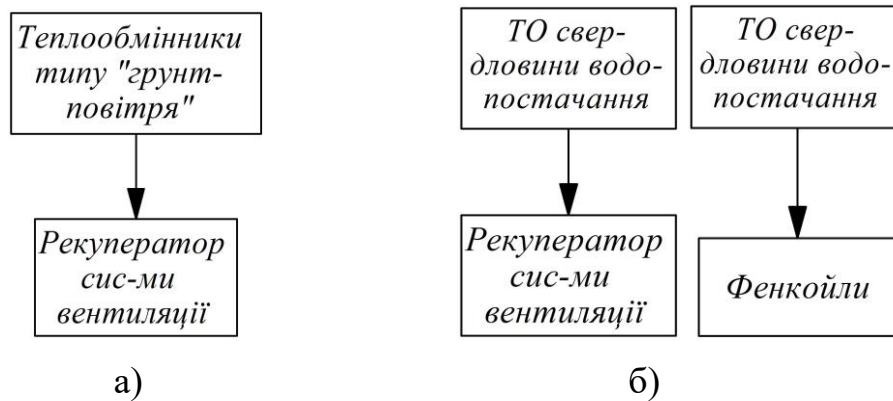


Рис. 7.16. Блок-схема роботи систем кондиціонування приміщень:

- а) кондиціонування із використанням теплообмінників «грунт-повітря»;
 б) кондиціонування із використанням теплообмінника свердловини водозабору.

Перша схема кондиціонування основана на застосуванні теплообмінників (рис. 7.16а), що розташовані в ґрунтовому масиві на прилеглий до будинку території. Зовнішнє повітря прокачується за допомогою осьового вентилятора по трубах і охолоджується в ґрунтовому масиві (до температури близької $+10^{\circ}\text{C}$). Далі воно спрямовується на рекуператор системи вентиляції. Таким чином, здійснюється централізоване кондиціонування внутрішнього повітря всього будинку.

При необхідності, може бути задіяна друга схема більш інтенсивного кондиціонування (рис. 7.16б) із використанням теплообмінника свердловини водозабору («вода – вода»). Внутрішнє повітря, проходячи через рекуператор системи вентиляції, віддає свою теплоту охолоджувальній воді. При цьому вода в контурі рекуператора охолоджується в теплообміннику свердловини водозабору завдяки потоку води із свердловини (з температурою близько $+10^{\circ}\text{C}$), що надходить на водопостачання будинку та ґрунтовому інфільтраційному припливу води до свердловини.

При необхідності додатково передбачена можливість зонального кондиціонування окремих приміщень за рахунок установки вентиляторних доводчиків (фанкойлів). Підключення фанкойлів і рекуператора системи вентиляції здійснюється із використанням насоса з частотно-регульованим приводом для перекачування охолоджуючої води.

Другим завданням системи тепlopостачання в літній період є приготування гарячої води та відновлення теплового стану ґрунтового акумулятора теплоти (рис. 7.17) [214, 215].

Основним джерелом теплової енергії для приготування води на потреби гарячого водопостачання є теплові сонячні колектори [216 - 219], що встановлені на даху будинку. Холодна вода із свердловини надходить на станцію підвищення тиску і далі закачується в баки-накопичувачі холодної і гарячої води. Останній відрізняється тим, що є бойлером непрямого нагріву з водяною «сорочкою» і вбудованим електричним нагрівачем. У внутрішню частину надходить холодна вода зі станції підвищення тиску. У зовнішню секцію надходить нагрітий в сонячних колекторах розчин пропіленгліколю. Завдяки теплообміну між ними відбувається приготування гарячої води.

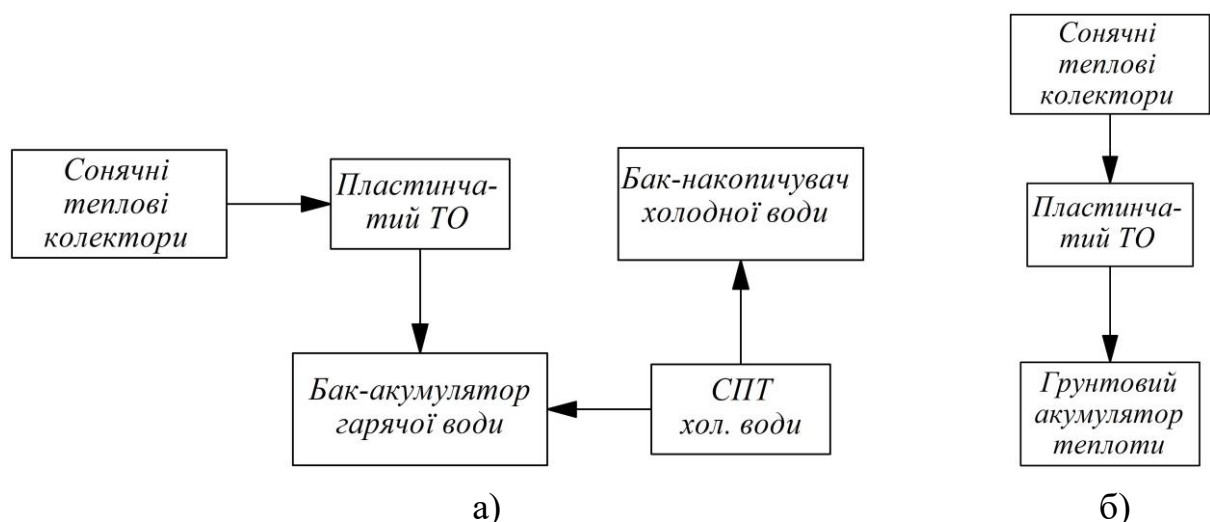


Рис. 7.17. Блок-схема роботи системи тепlopостачання в літньому режимі:

а) приготування гарячої води; б) відновлення теплового стану ґрунтового акумулятора теплоти.

Після заповнення обох баків станція підвищення тиску автоматично відключається з метою економії електроенергії. У разі, коли немає надходження сонячної енергії і відбувається охолодження гарячої води, в баці-накопичувачі автоматично включається електричний нагрівач.

При профіциті теплоти, що отримана від сонячних колекторів, нагрітий розчин пропіленгліколю прокачується через пластинчастий теплообмінник і, підігрівавши воду, відновлює тепловий стан ґрунтового акумулятора теплоти (масиву ґрунту). В перехідній і зимовий періоди ґрунтовий акумулятор теплоти використовується в якості низькопотенційного джерела теплоти для теплового насоса [220 - 225].

Перехідний період. Перехідний період - такий, протягом якого середньодобова температура зовнішнього повітря умовно може коливатись в межах від +8 до +21°C. При цьому основними завданнями є робота системи гарячого водопостачання і покриття теплових втрат пасивного будинку за рахунок роботи системи вентиляції. Робота схеми тепlopостачання в цей період представлена на рис. 7.18.

Приготування гарячої води в перехідний період здійснюється за тією ж схемою, що і влітку (рис. 7.17).

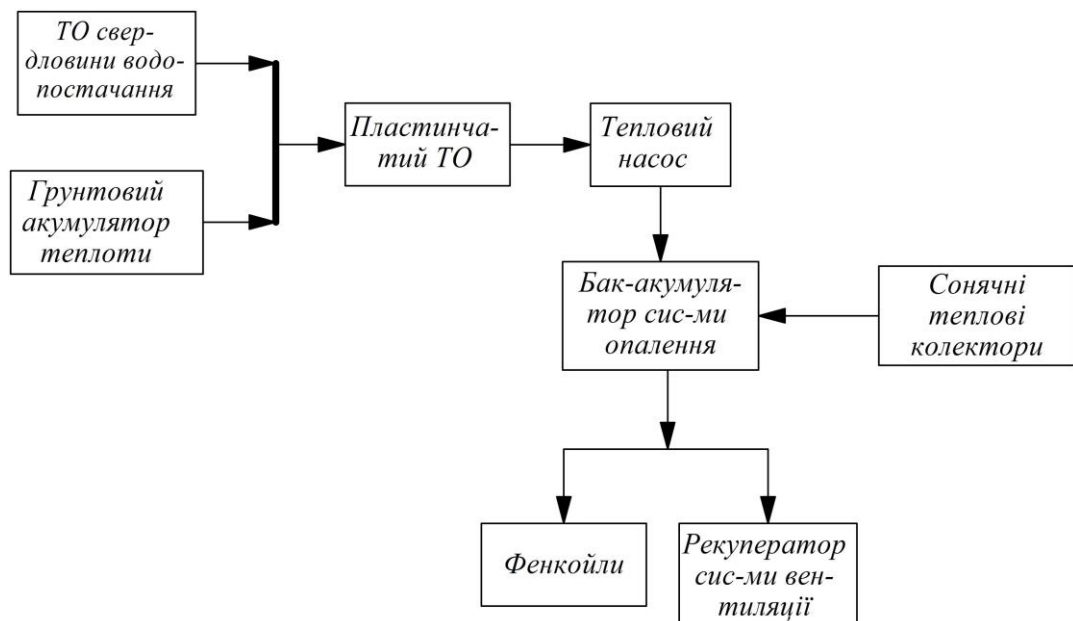


Рис. 7.18. Блок-схема роботи системи тепlopостачання в перехідному періоді

При зниженні температури внутрішнього повітря в двох і більше приміщеннях нижче $+ 20^{\circ}\text{C}$ частина нагрітого в сонячних колекторах розчину пропіленгліколю надходить до пластинчастого теплообмінника і нагріває воду, що, в свою чергу, надходить на рекуператор системи вентиляції. Умова зниження температури в двох і більше приміщеннях прийнята для мінімізації впливу людського фактора (наприклад, наявність відкритого вікна) на автоматику управління режимами комбінованої системи тепlopостачання.

При збереженні тенденції зниження температури внутрішнього повітря після заданого проміжку часу роботи пластинчастого теплообмінника відбувається його відключення і включення ТН. Цей механізм діє в нічні періоди або при зниженні інтенсивності сонячного випромінювання із-за підвищення хмарності.

Серед джерел низькопотенційної теплоти для теплового насоса передбачений набір ґрунтових теплообмінників. Кожен з них має свій пріоритет в експлуатації. Зміна джерела можлива як в повністю автоматичному, так і в ручному режимах. У перехідний період при включенні ТН першим джерелом низькопотенційної енергії для нього є теплообмінник свердловини водозабору.

Теплові втрати будинку в перехідний період мають компенсуватися завдяки роботі системи вентиляції. Для підвищення температури внутрішнього повітря в окремих приміщеннях можливе використання фанкойлів. При зниженні температурного потенціалу водозабірної свердловини до рівня, що не може забезпечити стабільну роботу системи, необхідним є перемикання джерела теплового насоса з теплообмінника свердловини водозабору на вертикальний ґрунтовий акумулятор теплоти [224, 225].

Також, в перехідний період, відбувається зарядка бака-акумулятора системи опалення. Передбачається його використання в зимовий період для приготування теплоносія для низькотемпературних опалювальних систем.

Зимовий період. Система тепlopостачання перемикається в зимовий режим роботи при зниженні середньодобової температури зовнішнього

повітря нижче $+8^{\circ}\text{C}$ протягом трьох діб. Основне завдання в даний період - підтримання температури внутрішнього повітря в приміщеннях будинку на рівні $+20\pm 2^{\circ}\text{C}$ незалежно від температури зовнішнього повітря. Схема роботи в зимовий період представлена на рис. 7.19.

Основним джерелом теплоти для опалювальних приладів в цьому випадку виступає ТН. Також можуть опціонально використовуватись твердопаливний котел і піч.

Приготування гарячої води є можливим завдяки роботі сонячних теплових колекторів [216], так і за допомогою ТН.

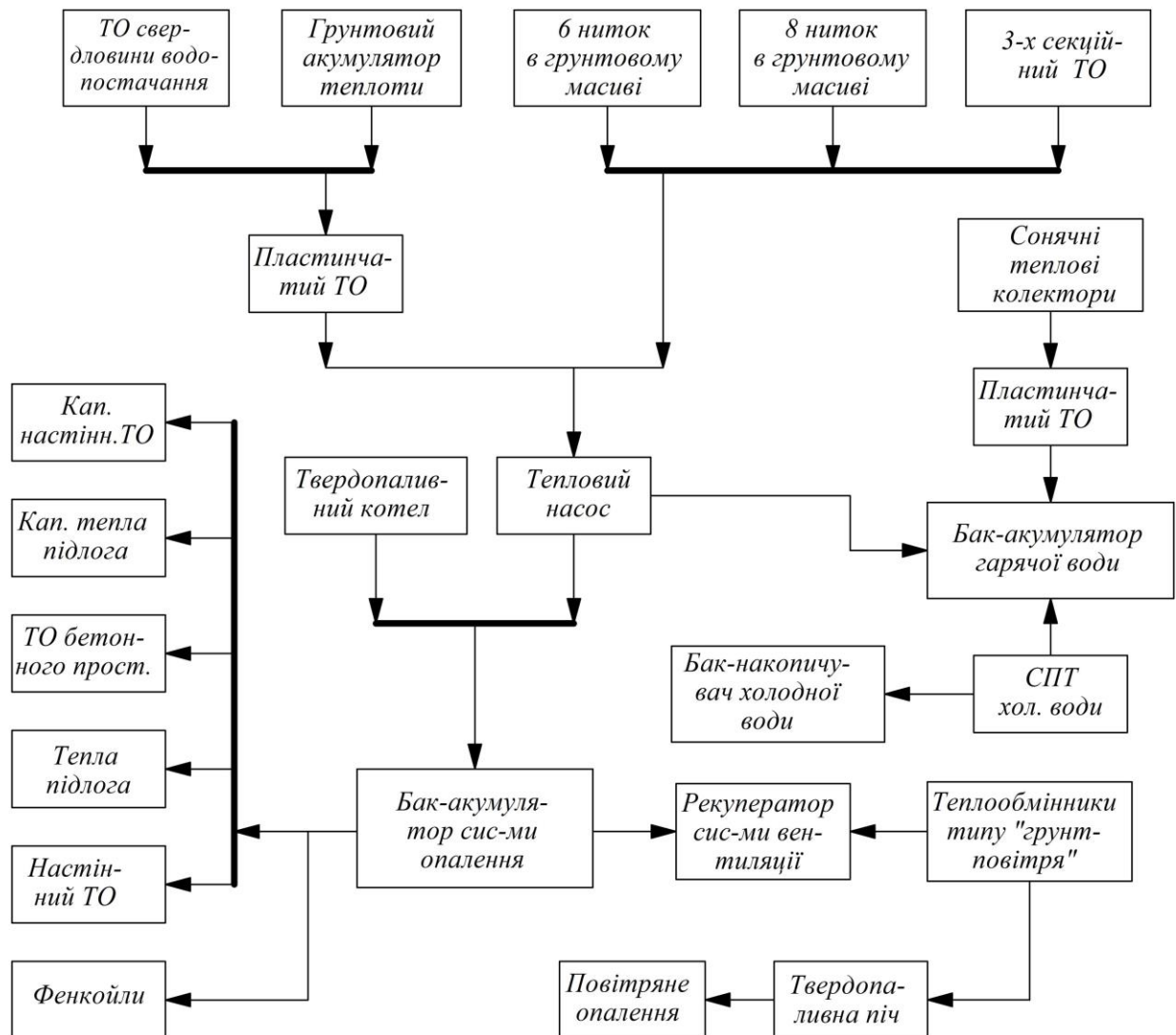


Рис. 7.19. Блок-схема роботи систем опалення і приготування гарячої води в зимовий період

Опалення приміщень реалізується як системою вентиляції і фанкойлів, так і окремими низькотемпературними опалювальними системами. Основні це: водяне підлогове опалення, самопливне капілярне підлогове опалення, трубчастий і капілярний внутрішньостінні теплообмінники, електрокабельний теплообмінник, що вмонтований в цегляну стіну [115]. В якості резервного опалювального приладу виступає електрична тепла підлога, що розміщена в приміщенні за входними дверима (рис. 7.20). Низькотемпературні опалювальні прилади підключаються до теплового насосу через бак-акумулятор.

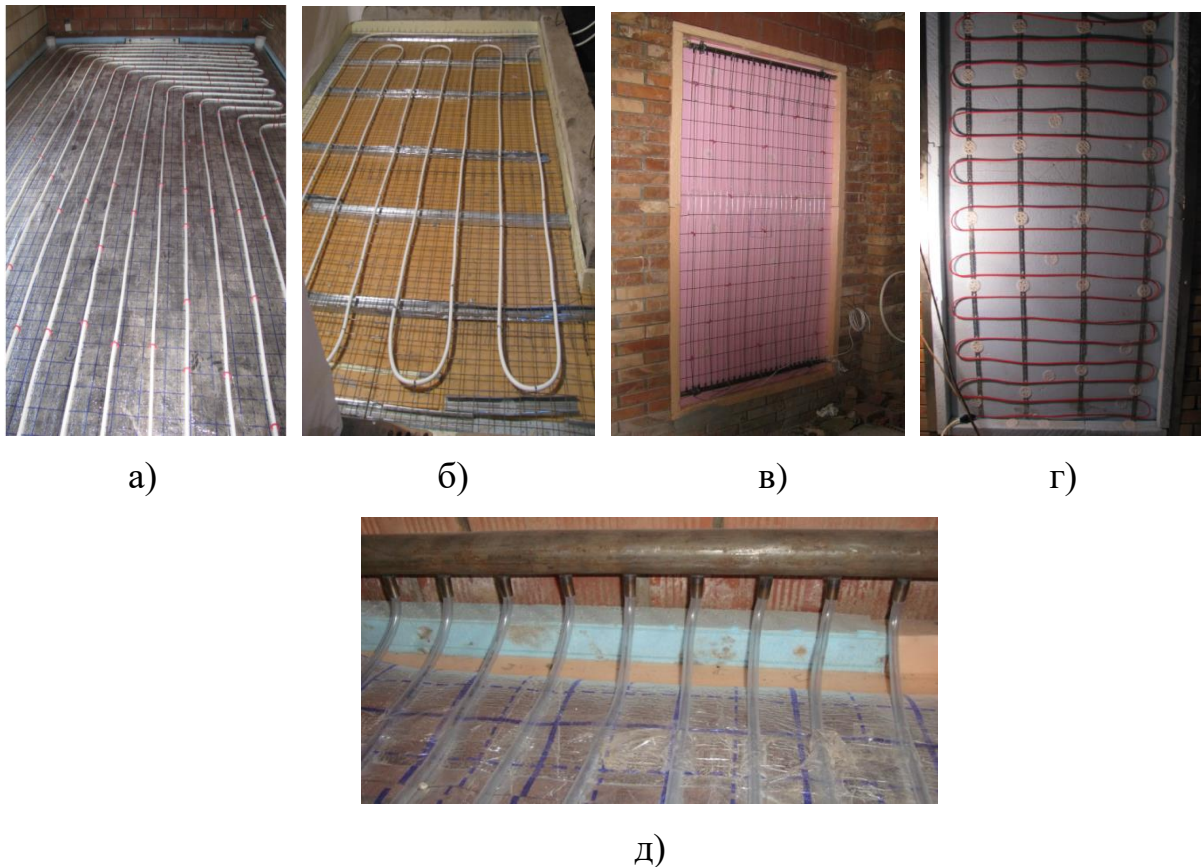


Рис. 7.20. Низькотемпературні опалювальні системи і прилади енергоефективного будинку:

а, б) контури водяного підлогового опалення; в) капілярний настінний теплообмінник; г) електричний настінний теплообмінник; д) самопливне капілярне підлогове опалення

Особливу увагу слід приділити групі теплообмінників - джерел

низькопотенційної теплоти для ТН [227 - 229]. Крім теплообмінника свердловини водозабору і ґрунтового акумулятора теплоти, тут передбачена ще група теплообмінників, розташованих в ґрунтовому масиві на прибудинковій території.

В цю групу входять одноходовий теплообмінник у вигляді 6 ниток труби зовнішнім діаметром 32 мм, що утворюють 3 петлі довжиною 15 м, а також 8 ділянок труби зовнішнім діаметром 32 мм, що утворюють 4 петлі довжиною 20 м. Тут також використаний багатходовий паяний трьохсекційний теплообмінник із зовнішнім діаметром труби 40 мм (рис. 7.21). Всі теплообмінники типу «ґрунт – рідина» виконані з поліетиленових труб ПЕ – 100.



Рис. 7.21. Теплообмінники типу «ґрунт – рідина»

На принциповій гідравлічній схемі комбінованої системи тепlopостачання енергоефективного будинку (рис. 7.22) показані напрями руху теплоносіїв в контурах, основне енергетичне та допоміжне обладнання, а також запірно-регулююча арматура.

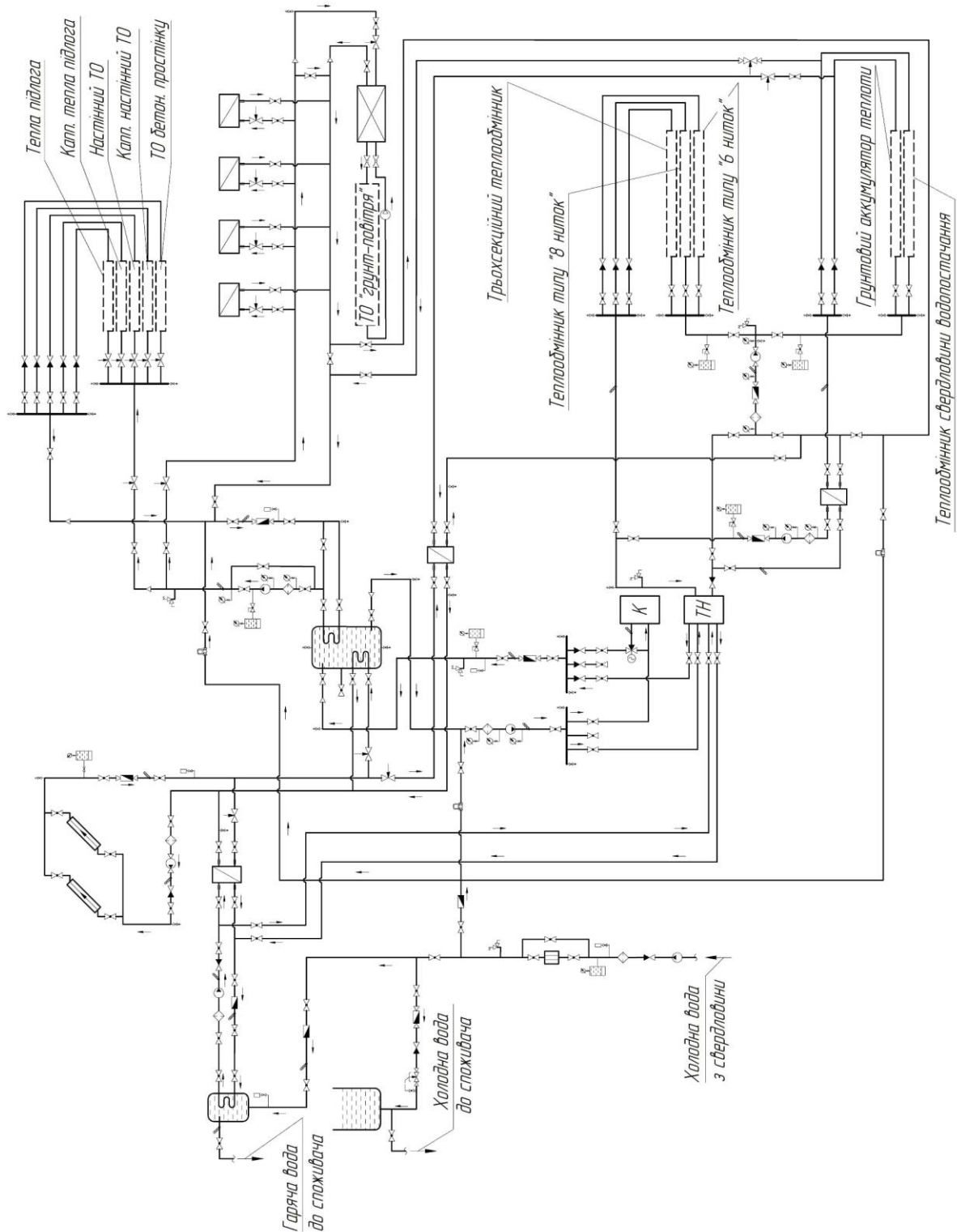


Рис. 7.22. Принципова гідравлічна схема комбінованої системи тепlopостачання енергоефективного будинку

Розрахункові питомі теплові навантаження на опалювальні системи енергоефективного будинку (максимальна густина теплового потоку) склали:

- опалення підлогове електричне - 12% (до 30 Вт/м²);
- опалення підлогове водяне - 25% (до 50 Вт/м²);
- опалення стінове водяне - 18% (до 40 Вт/м²);
- опалення стінове капілярне - 15% (до 25 Вт/м²);
- повітряні опалювальні прилади (фанкойли) - 30%.

7.5. Аналіз енергетичних параметрів роботи системи теплозабезпечення енергоефективного будинку

Опалювальний контур складається з сукупності, підключених паралельно, опалювальних систем, що включає в себе водяні підлогові різної конфігурації (серед яких, так звана капілярна), змішувачі в простінках будинку, а також водо-повітряні опалювальні прилади (фанкойли). Теплоносієм в них є також підготовлена вода.

Циркуляція теплоносіїв в кожному з вищезазначених контурів здійснюється насосами із можливістю регулювання їх напірно-витратних характеристик. Погодинні вимірювання протягом доби в кожному з контурів кількості теплоти, об'єму теплоносія, а також значень його температури в подавальному і зворотному трубопроводах проводились тепловими лічильниками Sharky 773 (опціонально кожні 10 хв.). Для подальшого аналізу проводився перерахунок теплової потужності та об'ємної витрати з урахуванням залежності теплофізичних властивостей теплоносія від зміни його температури [230].

Нижче продемонстровані значення параметрів теплоносія в кожному з контурів в одному з експлуатаційних режимів (номінальне теплове навантаження).

На рис. 7.23 наведені параметри роботи контуру ґрунтового теплообмінника.

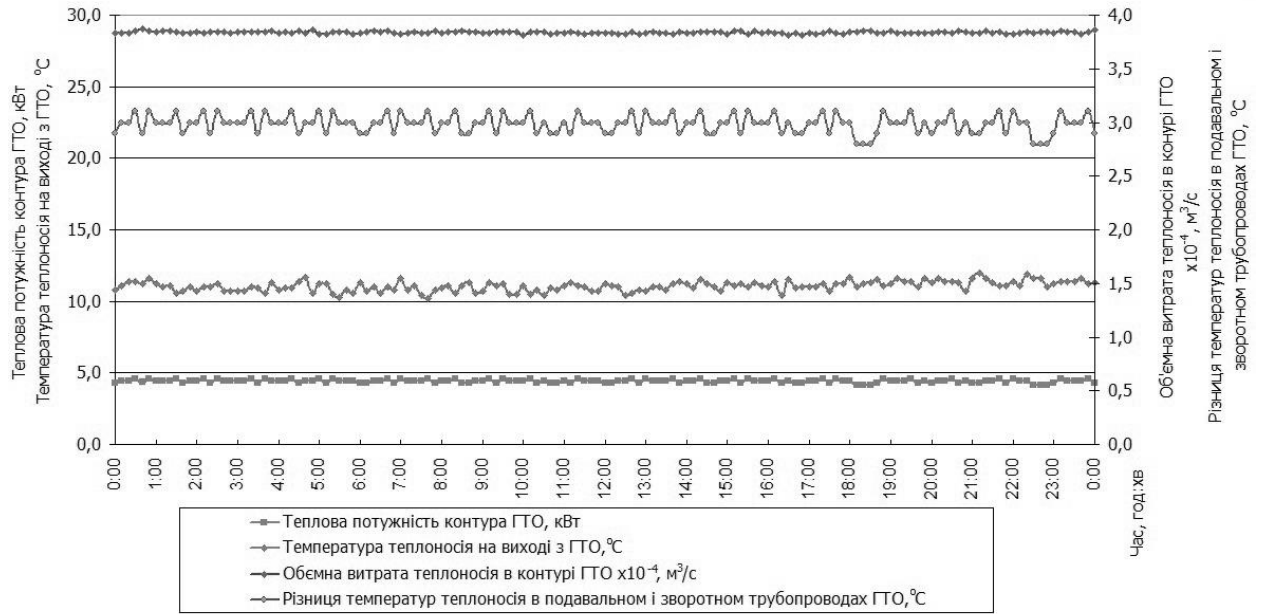


Рис. 7.23. Параметри роботи контуру ґрунтового теплообмінника

На рис. 7.34 проілюстровані параметри роботи контуру тепловий насос - бак-акумулятор теплоти.

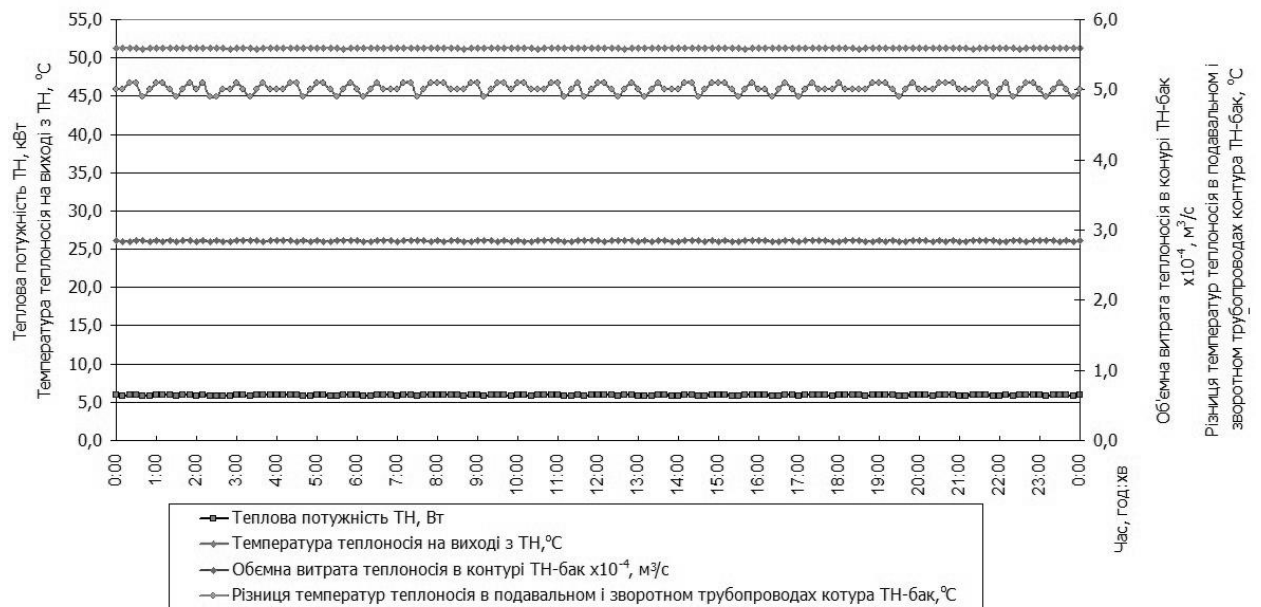


Рис. 7.34. Параметри роботи контуру тепловий насос - бак-акумулятор теплоти

На рис. 7.35 показані параметри роботи контуру опалення.

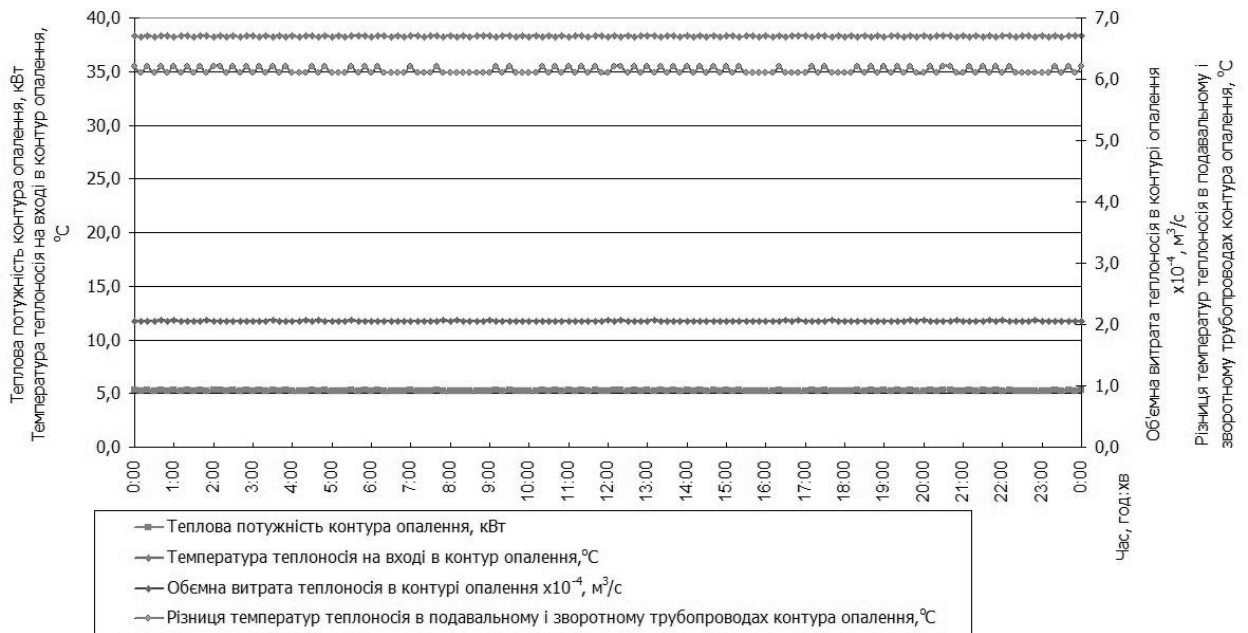


Рис. 7.35. Параметри роботи контуру опалення

Проведений розрахунок коефіцієнта перетворення ТН (COP) в режимі його постійного повного навантаження виходячи з балансу кількості переданої теплоти:

$$\text{COP} = Q_1 / (Q_1 - Q_2) = 5,90 / (5,90 - 4,42) = 3,98;$$

де Q_1 - середньодобове значення теплової потужності контуру ТН-бак, кВт;

Q_2 - середньодобове значення теплової потужності контуру ГТО, кВт.

При цьому за визначенням, виходячи із закону збереження енергії:

$$\text{COP} = Q_1 / N = 5,90 / 1,66 = 3,55;$$

де N - повна середньодобова електрична потужність, споживана ТН, кВт.

Кількість споживаної ТН і циркуляційними насосами електроенергії вимірювалося за допомогою електричного інвертора живлення із власним лічильником.

Проведений короткий аналіз експлуатації теплового насоса в номінальному режимі показав його високу енергетичну ефективність завдяки використанню як джерела низькопотенційної теплоти ґрунтового масиву, а в якості споживачів низькотемпературних опалювальних систем [230].

7.6. Експериментальні дослідження теплового режиму типового приміщення при використанні низькотемпературних опалювальних систем

Експериментальні дослідження, результати яких приводяться, проводились протягом опалювального періоду 2015 - 2016 рр. Тривалість дослідження кожного теплового режиму становила, в середньому, 3 доби.

Для проведення експериментальних досліджень було обране північно-західне приміщення другого поверху енергоефективного будинку (рис. 7.23).

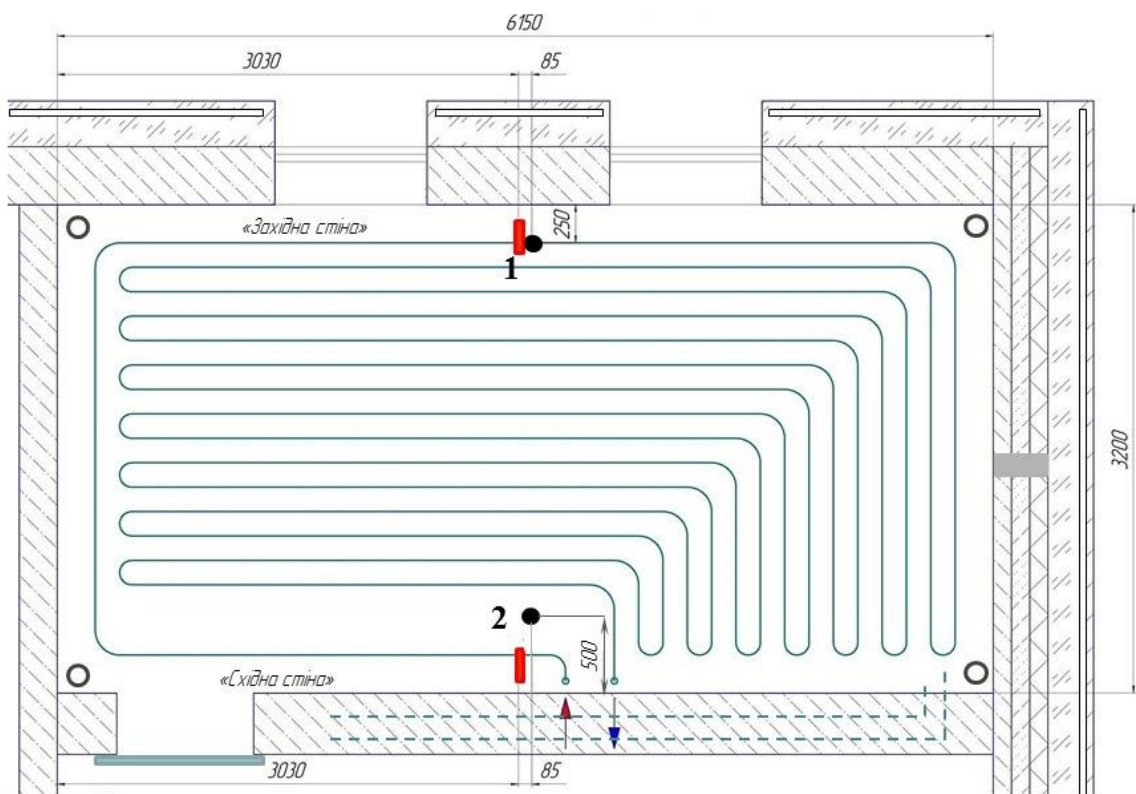


Рис. 7.23. План приміщення другого поверху з опалювальними системами

Обране приміщення має наступні водяні опалювальні системи: підлогове із нестандартною схемою Г-подібного укладання (нагрітий

теплоносій спочатку проходить вздовж зовнішніх стін і поступово охолоджується ближче до середини приміщення) та теплообмінник, що вмонтований в стіну (складається з чотирьох секцій – дві розташовані в нижній частині стіни та дві у верхній) [210 - 212] (рис. 7.24).



а)

б)

Рис. 7.24. Опалювальні прилади дослідного приміщення енергоефективного будинку

а) контур водяного підлогового опалення; б) теплообмінник, що вмонтований в стіну.

Біля внутрішніх поверхонь західної та східної стін, по висоті приміщення (на рис 7.23 червоні прямокутники), були розташовані вертикальні струни, на кожній з яких закріплені 12 термоперетворювачів ТСП-100 із нерівномірним (збільшеним догори) кроком (рис. 7.25) для аналізу розподілу температури повітря в залежності від задіяного теплового навантаження від різних опалювальних контурів. Електричні сигнали з датчиків поступали на переносний вимірювальний комплекс та архівувались за допомогою комп'ютера.

В період з 01.03 по 15.03.2016 року був проведений ряд експериментальних досліджень сумісної роботи опалювальних систем. Фіксувались наступні величини: температура на вході та виході з опалювальних контурів, витрата теплоносія в контурах за допомогою

тепломіра Sharky 773, температура зовнішнього повітря і показання датчиків температури поблизу стін. Експериментальні дані приведені на рис. 7.26 - 7.31.

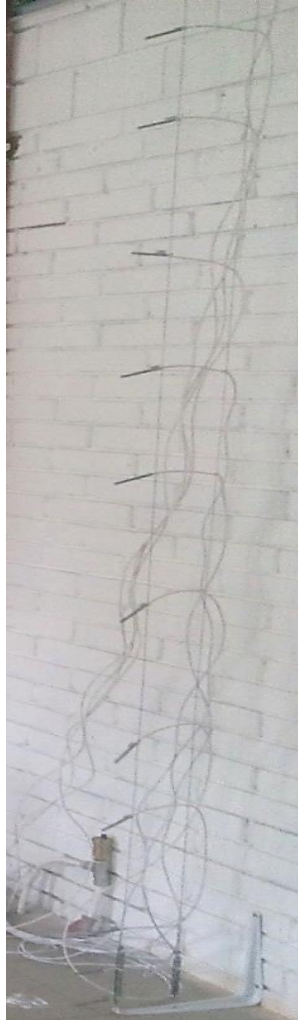


Рис. 7.25. Вимірювальна струна із термоперетворювачами ТСП

На рис. 7.26 приведені експериментальні дані, що були отримані протягом доби 06.03.2016 року. Експлуатувалось тільки водяне підлогове опалення. Результати вимірювань:

- витрата теплоносія в контурі $G = 0,57 \text{ м}^3/\text{год.}$;
- температура теплоносія на вході в контур $t_1=35,8^\circ\text{C}$;
- температура теплоносія на виході з контуру $t_2=28,4^\circ\text{C}$;
- середньодобова температура зовнішнього повітря $t_3=+6,3^\circ\text{C}$.

Як видно, в приміщенні підтримувалась нормативна температура повітря $21,0 - 21,5^\circ\text{C}$. При цьому, в такому режимі роботи опалювальної

системи, досягається рівномірний розподіл температури як по висоті, так і по площі всього приміщення. Також, за допомогою перетворювачів теплового потоку ПТП та вторинних приладів, в цьому режимі роботи, була одночасно виміряна густина теплового потоку на поверхні підлоги в точках 1 (над віссю подавальної трубою контуру опалення) та 2 (по середині осей труб над міжтрубним простором) (рис. 7.23), що склали, відповідно, 71 та 22 Вт/м².

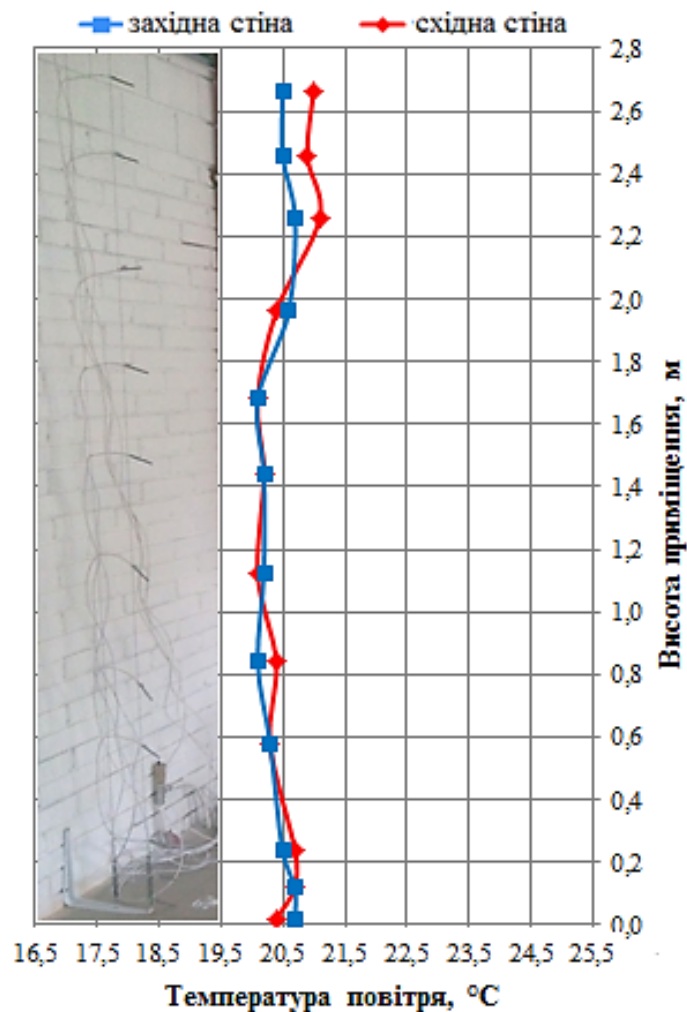


Рис. 7.26. Середньодобова температура повітря в приміщенні (тільки підлогове опалення)

На рис. 7.27 та 7.28 приведені експериментальні дані, що були отримані протягом доби 01.03.2016 року. Експлуатувались всі чотири теплообмінні контури в стіні (простінку). Результати вимірювань:

- загальна витрата теплоносія в контурах $G = 0,65$ м³/год;

- температура теплоносія на вході в контури $t_1=45,2^{\circ}\text{C}$;
- температура теплоносія на виході з контурів $t_2=43,4^{\circ}\text{C}$;
- середньодобова температура зовнішнього повітря $t_3=+4,7^{\circ}\text{C}$.

Як видно з рис. 7.27 в приміщенні підтримувалась прийнятна температура повітря $16,6 - 19,3^{\circ}\text{C}$. При цьому, в такому режимі роботи опалювальної системи відбувається підвищення температури внутрішнього повітря біля східної стіни на $1,0 - 1,5^{\circ}\text{C}$. Спостерігається нерівномірний розподіл температури як по висоті, так і по площі всього приміщення.

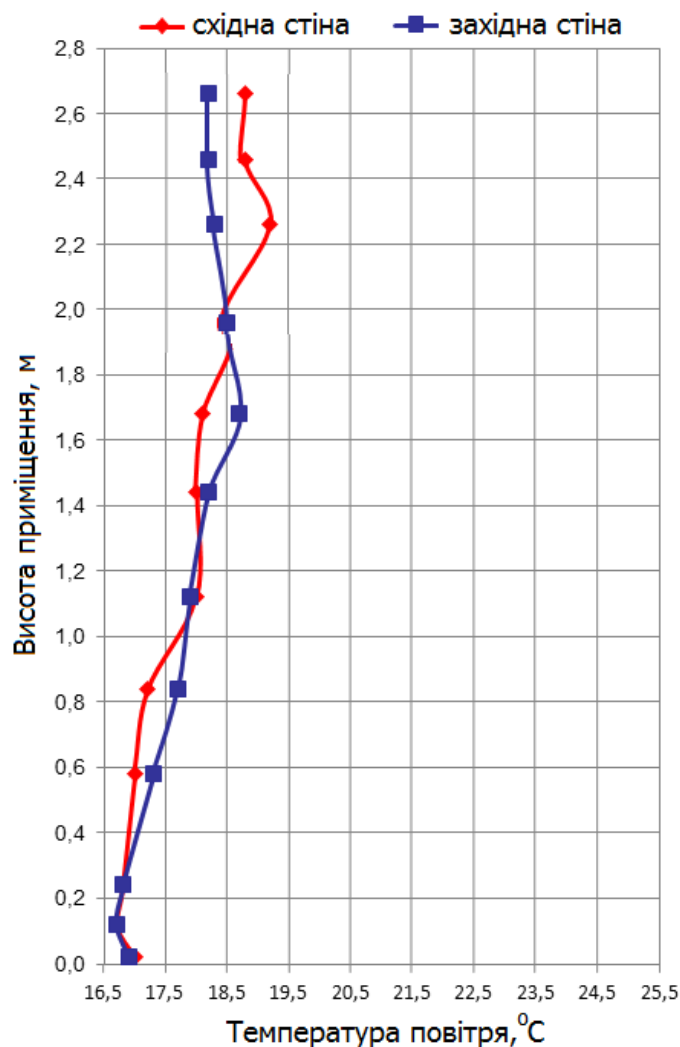


Рис. 7.27. Середньодобова температура повітря в приміщенні (працюють всі контури в простінку)

На рис. 7.28 представлені значення температури, що виміряні на висоті $1,65$ м від поверхні підлоги.

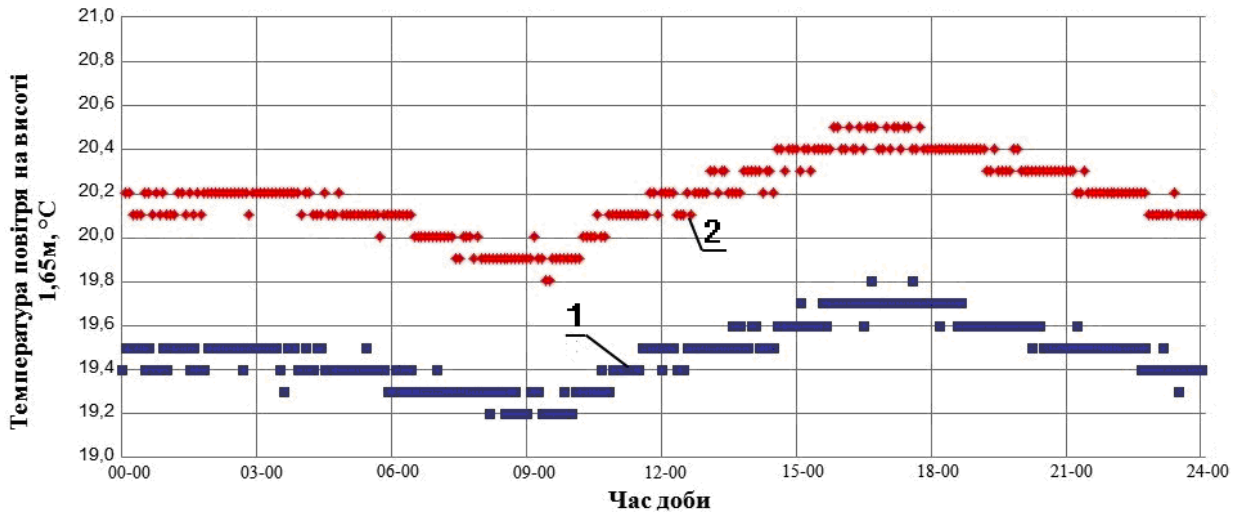


Рис. 7.28. Температура повітря в лабораторному приміщенні на висоті 1,65 м

1 – значення біля західної стіни; 2 – значення біля східної стіни.

Спостерігається підвищення температури в світлий період доби, що пов'язаний із підвищенням температури зовнішнього повітря (зниженням теплових втрат контрольного приміщення).

На рис. 7.29 приведені експериментальні дані, що були отримані 08.03.2016 року. Експлуатувались дві нижні секції теплообмінника в східній стіні. Результати вимірювань:

- загальна витрата теплоносія в контурах $G = 0,48 \text{ м}^3/\text{год}$;
- температура теплоносія на вході в контури $t_1 = 44,1 \text{ °С}$;
- температура теплоносія на виході з контурів $t_2 = 43,6 \text{ °С}$;
- середньодобова температура зовнішнього повітря $t_3 = +9,5 \text{ °С}$.

Як видно з рис. 7.29 в приміщенні підтримувалась температура повітря $18,7 - 20,8 \text{ °С}$. При цьому, в такому режимі роботи опалювальних приладів досягається рівномірний розподіл температури тільки в середній (по висоті) третині приміщення. В нижній та верхній зонах, коливання температури сягає $1,0 - 1,2 \text{ °С}$.

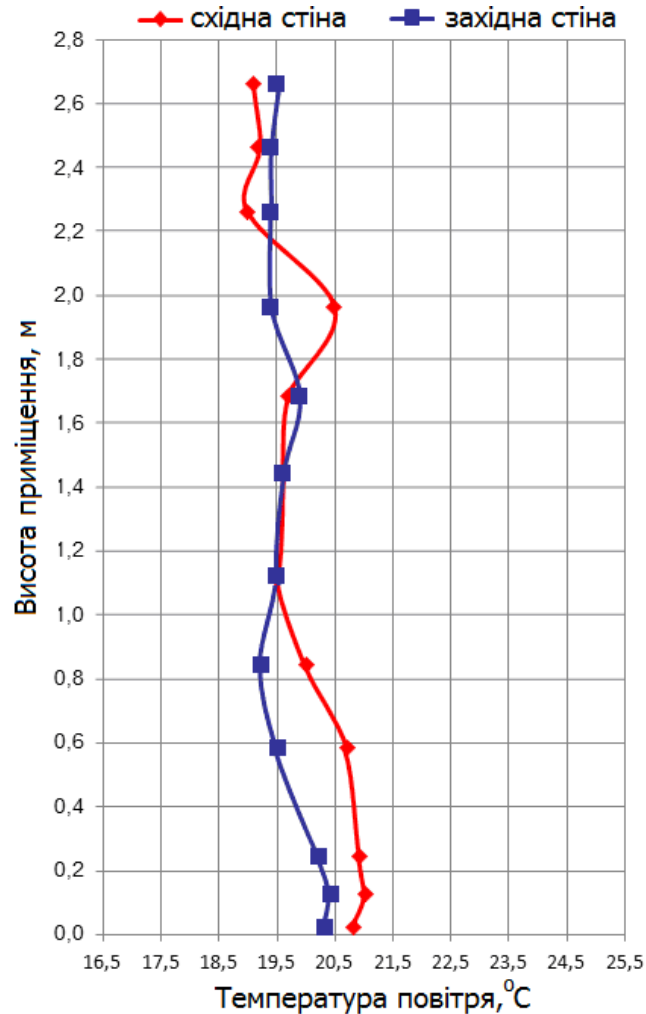


Рис. 7.29. Середньодобова температура повітря в приміщенні ()

На рис. 7.30 приведені експериментальні дані, що були отримані 13.03.2016 року. Експлуатувались дві верхні секції теплообмінника в східній стіні. Результати вимірювань:

- загальна витрата теплоносія в контурах $G = 0,65 \text{ м}^3/\text{год}$;
- температура теплоносія на вході в контури $t_1 = 39,2 \text{ °C}$;
- температура теплоносія на виході з контурів $t_2 = 32,3 \text{ °C}$;
- середньодобова температура зовнішнього повітря $t_3 = +3,2 \text{ °C}$.

Як видно з рис. 7.30 в приміщенні підтримувалась температура повітря $16,6 - 18,9 \text{ °C}$. При цьому, в такому режимі роботи опалювальної системи спостерігається значне зниження температури повітря в нижній зоні приміщення, що може негативно впливати на комфортність перебування

людини в приміщенні. Такий тепловий режим приміщення є неприйнятним із санітарно гігієнічних міркувань

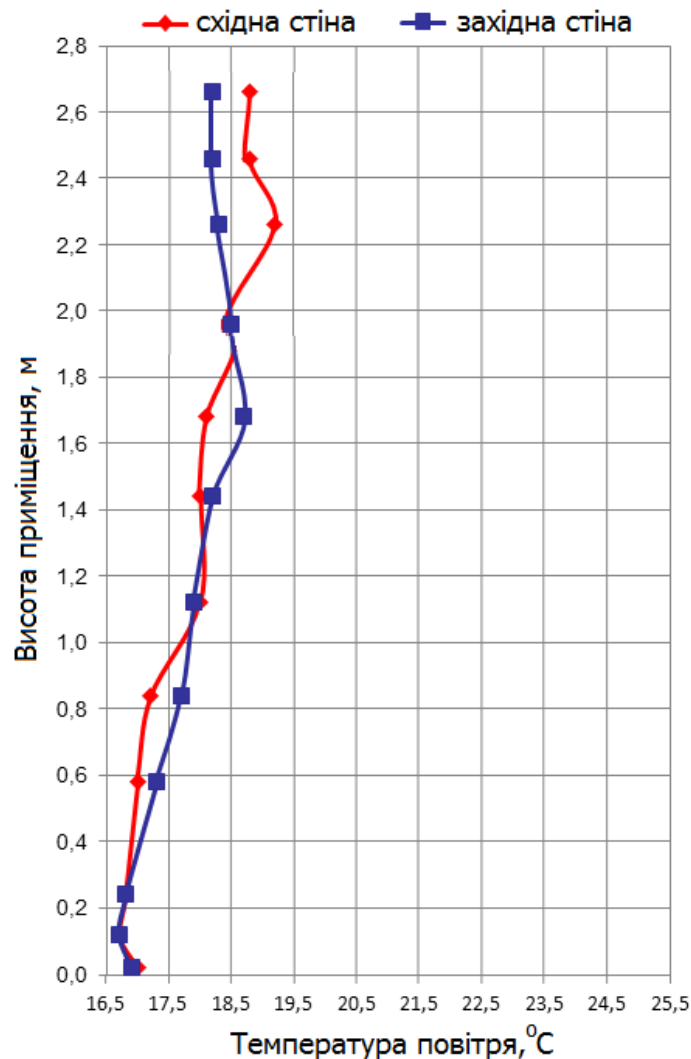


Рис. 7.30. Середньодобова температура повітря в приміщенні (дві верхні секції теплообмінника в східній стіні)

На рис. 7.31 приведені експериментальні дані, що були отримані 15.03.2016 року. Експлуатувались, як супна опалювальна система, всі чотири секції теплообмінника в східній стіні та водяне підлогове опалення.

Результати вимірювань:

- загальна витрата теплоносія в системі $G = 0,68 \text{ м}^3/\text{год}$;
- температура теплоносія на вході в систему $t_1=42,0 \text{ °C}$;
- температура теплоносія на виході з системи $t_2=39,7 \text{ °C}$;
- середньодобова температура зовнішнього повітря $t_3=+0,4 \text{ °C}$.

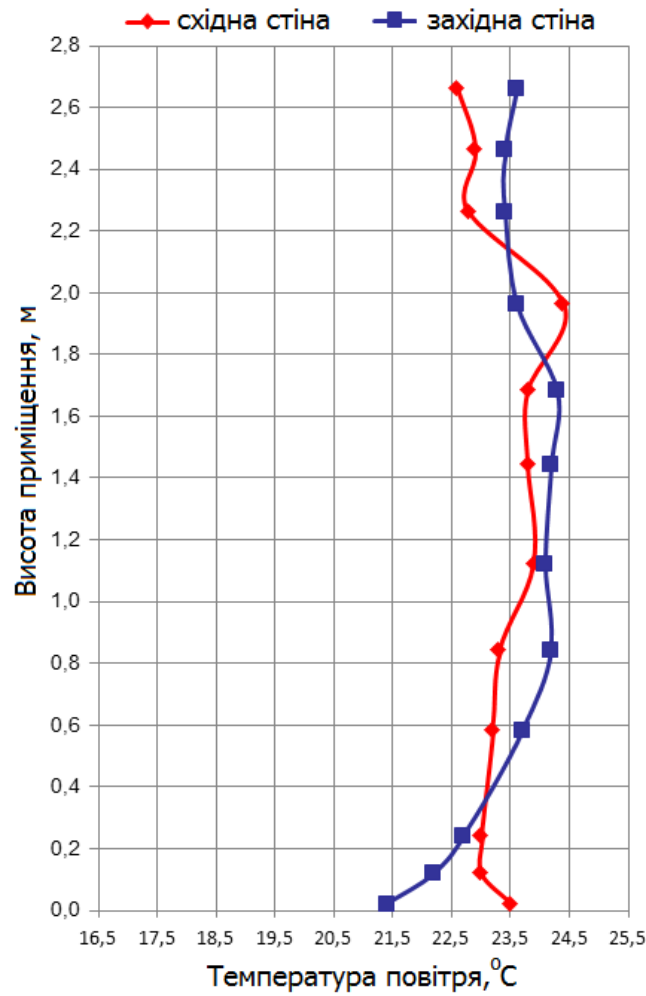


Рис. 7.31. Середньодобова температура повітря в приміщенні (чотири секції теплообмінника в східній стіні та водяне підлогове опалення)

Як видно з рис. 7.31 в приміщенні підтримувалась температура повітря 22,0 – 24,0°C не зважаючи на зниження середньодобової температури зовнішнього повітря. При цьому, в такому режимі роботи опалювальної системи досягається рівномірний розподіл температури як по висоті, так і по площі всього приміщення. Однак, спостерігається незначний перегрів приміщення, що призводить до надмірного споживання електроенергії ТН. Це пояснюється інерційністю блоку автоматизації комбінованої системи тепlopостачання.

Проведений аналіз роботи вищерозглянутої опалювальної системи встановив, що найбільша ефективність опалення приміщення досягається при роботі водяного підлогового опалення.

7.7. Висновки по розділу

Результати комплексних досліджень складного теплообміну через оболонку будівлі та в інженерних системах опалення і кондиціонування надали можливість розробити науково-технічні положення створення енергоефективної будівлі із розрахунковим питомим енергоспоживанням менше 15 кВт·год/(м²·рік). Для підвищення теплоізоляційних можливостей огорожувальних конструкцій запропонована до використання теплова повітряна завіса фасадів будинку.

Розроблена схема комбінованої системи теплозабезпечення енергоефективного будинку, що включає в себе контури системи опалення, контури ґрунтових теплообмінників, теплові сонячні колектори, тепловий насос і твердопаливний котел, може забезпечити надійне ефективне теплозабезпечення із резервуванням джерел енергії.

Дослідження енергетичних параметрів та ефективності роботи комбінованої системи теплозабезпечення енергоефективного будинку показали значення середнього сезонного коефіцієнта перетворення теплового насосу (COP) близько 3,5, що є прийнятним для відповідних умов його експлуатації.

Проведені експериментальні дослідження теплового режиму типового приміщення енергоефективного будинку із Г-подібним контуром підлогового опалення та чотирма змійовиковими опалювальними контурами в простінку показали, що найбільш рівномірний розподіл температури повітря по висоті приміщення виявився при експлуатації системи підлогового опалення або одночасному використанні всіх контурів. Це позитивно характеризується із санітарно-гігієнічних міркувань та комфортності перебування людини в приміщенні.

РОЗДІЛ 8

ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ ТА ЕКОНОМІЧНИЙ АНАЛІЗИ СПОСОБІВ РЕАЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМУ БУДІВЛІ

8.1. Ексергетичний аналіз систем опалення

Введення до розгляду такого загального теплофізичного поняття, як ексергія, дозволяє оцінити значення максимальної корисної роботи, що може виконати закрита макроскопічна термодинамічна система при переході від поточного стану до стану термодинамічної рівноваги [231]. Це надає можливість кількісно визначити вплив нерівноважності термодинамічних процесів на ефективність перетворення енергії, тобто дозволяє врахувати особливості виконання постулатів другого закону термодинаміки, а саме виділити ту частину енергії, що не може бути використана через газогідродинамічні явища, дисипацію теплоти, тертя тощо. Тому можливим є проведення аналізу ступеню термодинамічної досконалості певного елемента установки.

Для полівалентних систем, що призначені для підтримання параметрів теплового режиму приміщень, притаманні три основні складові ексергетичних втрат [232]:

- ексергетичні втрати в джерелі корисної теплоти (внутрішні);
- втрати, що пов'язані з транспортуванням теплоти до опалювального приміщення (в різних опалювальних приладах):
- втрати, що викликані трансмісією процесів передачі теплоти від приміщення у довкілля (зовнішні).

Загальне суттєве підвищення енергетичної ефективності систем опалення завдяки зниженню ексергетичних втрат в їх основних елементах можливе при виконанні окремих умов. З метою визначення останніх проведений термодинамічний аналіз низькотемпературних і загальноживаних розповсюджених систем опалення в умовах зміни температур зовнішнього атмосферного повітря (довкілля).

Проаналізуємо всі складові ексергетичних втрат, починаючи від кінцевого елементу, тобто самого приміщення. Теплота, що надходить до нього, складається з ексергії та анергії. Відомо, що цінною для опалення є саме ексергія [233].

Тепловий потік Q_0 , що є необхідним для підтримання теплового режиму приміщення при різних значеннях температури зовнішнього повітря t_0 , і ексергія цього теплового потоку визначаються за формулами

$$Q_0 = Q_{\max} \frac{t_B - t_0}{t_B - t_p^0}, \quad (8.1)$$

$$E_Q = Q_0 \left(1 - \frac{t_0}{t_B} \right) \quad (8.2)$$

де t_B, t_p^0 – температури, відповідно, повітря в приміщенні та розрахункова на опалення, °С;

Q_{\max} – максимальний тепловий потік, що необхідний для підтримання відповідного теплового режиму приміщення при розрахунковій температурі на опалення t_p^0 за одиницю часу, Вт;

E_Q – ексергія теплового потоку, що підводиться до повітря і предметів у об'ємі приміщення з температурою t_B за одиницю часу, Вт.

Із виразів (8.1) і (8.2) випливає, що доля ексергії у максимальній кількості теплоти, що підводиться до приміщення визначається як

$$\frac{Q_0}{Q_{\max}} = \frac{t_B - t_0}{t_B - t_p^0} \left(1 - \frac{t_0}{t_B} \right). \quad (8.3)$$

Графік залежності цієї величини від температури довкілля при значеннях, відповідно, розрахункової температури повітря на опалення $t_p^0 = -20^\circ\text{C}$ і температури повітря в приміщенні $t_B = 20^\circ\text{C}$, представлений на рис.

8.1. Тут також наведена залежність фактора Карно $\tau_{\text{п}} = 1 - \frac{t_0}{t_{\text{в}}}$, що характеризує потенціальну складову підведеного теплового потоку.

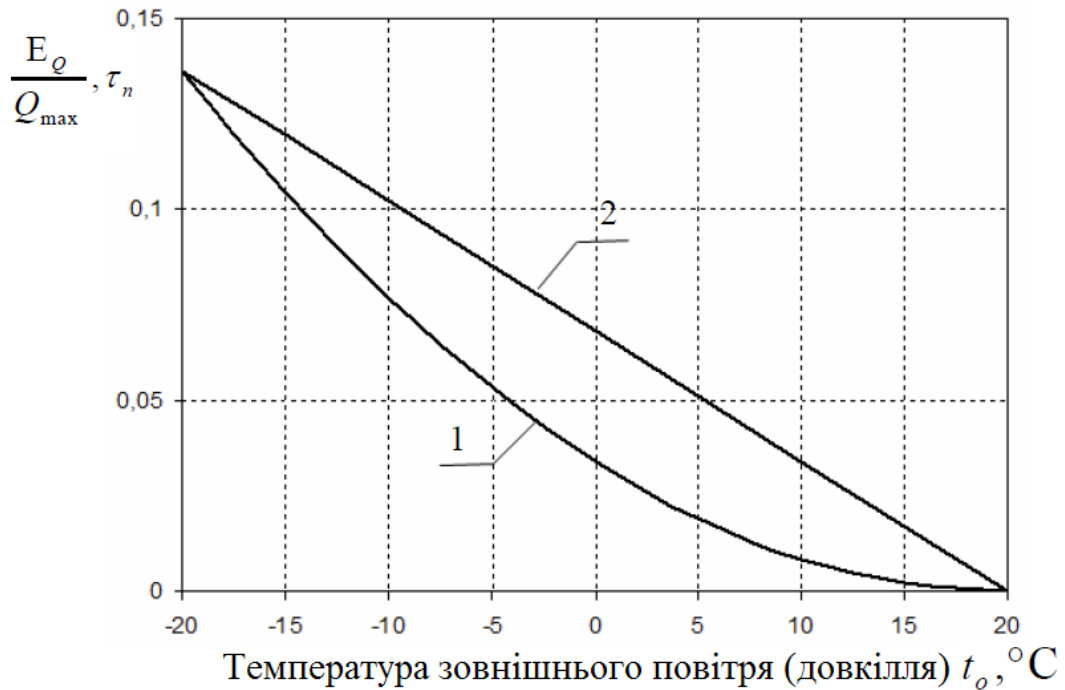


Рис. 8.1. Залежність витрати ексергії для підтримання теплового режиму приміщення (1) і фактора Карно (2) від температури довкілля (при температурі повітря в приміщенні 20°C)

Як видно з рис. 8.1, доля ексергії в загальному тепловому потоці зростає при зменшенні t_0 та одночасно підвищується якісна складова теплового потоку $\tau_{\text{п}}$. Проте важливим є те, що величина долі ексергії невелика, тобто більша частина теплоти, яка передається до приміщення, складається із анергії, тієї частини енергії, що в визначених умовах довкілля не перетворюється в іншу форму (наприклад, механічну роботу). Це твердження має суттєве практичне значення. Дисиповану анергію довкілля при цьому можна вилучати із нього у необмеженій кількості (наприклад, із використанням ТН).

Зменшення ексергетичних втрат, в даному випадку, є можливим лише завдяки зменшенню теплових втрат приміщення, а це, в свою чергу, досягається покращенням теплової ізоляції ОК та зниженням температури

повітря в приміщенні при збереженні умов комфортності перебування людини (наприклад, при застосуванні низькотемпературних опалювальних приладів).

Наступним елементом, в якому відбуваються ексергетичні втрати, є відповідний опалювальний прилад. В ньому обов'язково існує різниця між температурою нагрітого теплоносія t_T , що подається від джерела теплоти, і температурою повітря в приміщенні t_B . При зниженні температури довкілля збільшується тепловий потік, що необхідний для компенсації теплових втрат. Оскільки площа теплообміну опалювального приладу є незмінною, то за рівнянням теплопередачі Пекле необхідно підвищувати різницю температур $t_T - t_B$, і, як наслідок, середню температуру теплоносія t_c [234]. Отже остання, також як і поточний тепловий потік Q_0 , зростає зі зниженням температури зовнішнього повітря (довкілля). При цьому, для конвекторно - радіаторної системи опалення актуальною є залежність, що виводиться на основі аналізу процесів теплообміну в системі: теплоносій – повітря в приміщенні (предмети в приміщенні) – зовнішнє атмосферне повітря [73, 74]

$$t_c = t_B + (t_T^p - t_B) \left(\frac{t_B - t_0}{t_B - t_p^0} \right)^{\frac{1}{1+n}}, \quad (8.4)$$

де t_T^p – розрахункова температура теплоносія, °C;

$n = 1/3$ для сучасних конструкцій радіаторів і $n = 0$ для радіаційного панельного опалення [73].

Внаслідок необоротності передачі теплоти від теплоносія до об'єму приміщення і його ОК має місце втрата ексергії. При цьому, до теплоносія необхідно підводити більшу кількість ексергії, ніж в опалювальне приміщення. Значення потоку ексергії у цьому випадку визначається як

$$E_{Q_0} = Q_0 \left(1 - \frac{t_0}{t_c} \right). \quad (8.5)$$

Оскільки значення t_c і Q_0 зі зниженням t_0 збільшуються, то потік ексергії E_{Q_0} , при зниженні температури довкілля, зростає (рис. 8.2).

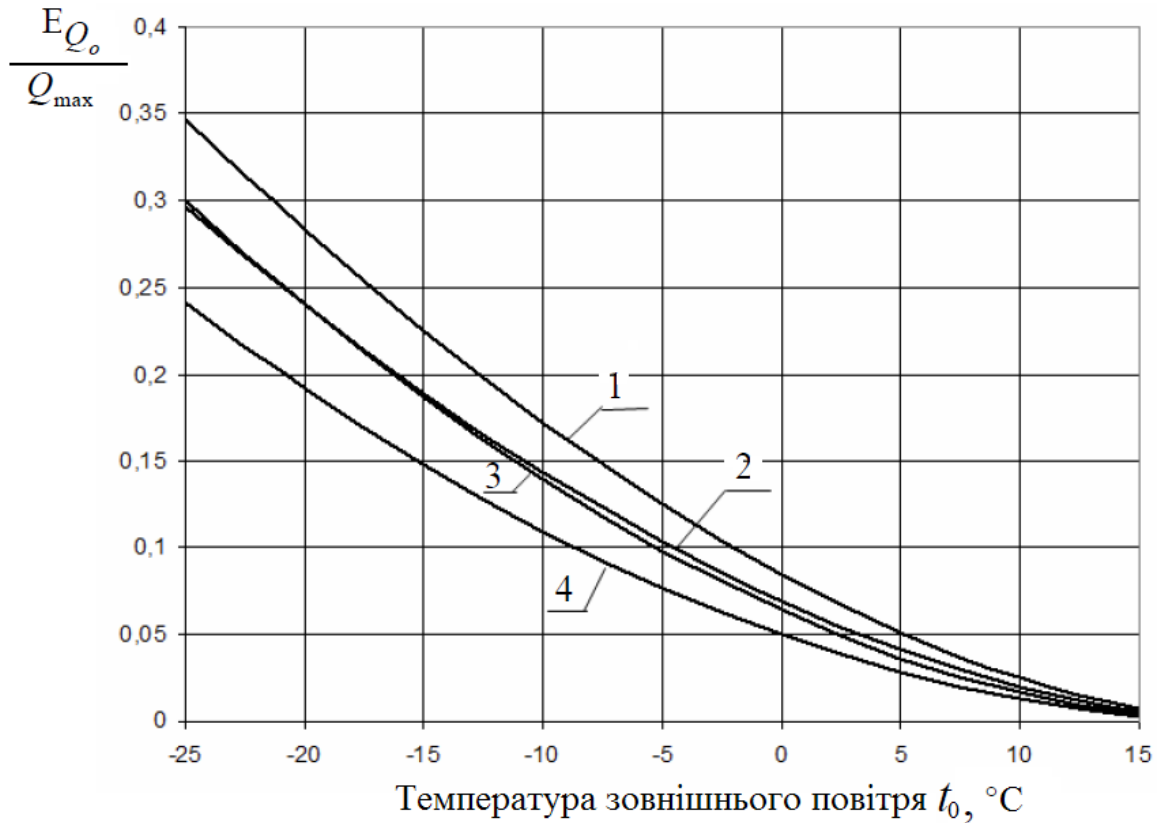


Рис. 8.2. Залежність долі ексергії у максимальному тепловому потоці від температури довкілля (при температурі повітря в приміщенні 20°C) для різних систем опалення

1 – система радіаторного опалення із середньою температурою теплоносія $t_c = 80^\circ\text{C}$; 2 – система радіаторного опалення із середньою температурою теплоносія $t_c = 60^\circ\text{C}$; 3 – конвективна система опалення із середньою температурою теплоносія $t_c = 60^\circ\text{C}$; 4 – низькотемпературна система водяного підлогового опалення $t_c = 30^\circ\text{C}$.

Як видно з аналізу кривих на рис. 8.2, доля ексергії у максимальному (розрахунковому) тепловому потоці залишається невеликою навіть при низьких значеннях температури зовнішнього атмосферного повітря.

Важливим є те, що доля ексергії знижується при зменшенні температури теплоносія. Виходячи із залежностей (8.4) і (8.5) можна знайти значення ексергетичного коефіцієнта корисної дії (ККД) системи опалення

$$\eta^{\text{екс}} = \frac{\tau_{\text{в}}}{\tau_{\text{т}}}. \quad (8.6)$$

Результати теоретичних розрахунків ексергетичного ККД $\eta^{\text{екс}}$ за наведеними вище формулами [231, 232] і порівняння їх із значеннями ексергетичного і енергетичного ККД, що визначені з експериментальних досліджень, виконаних на експериментальній установці в ІТТФ НАН України, представлені на рис. 8.3.

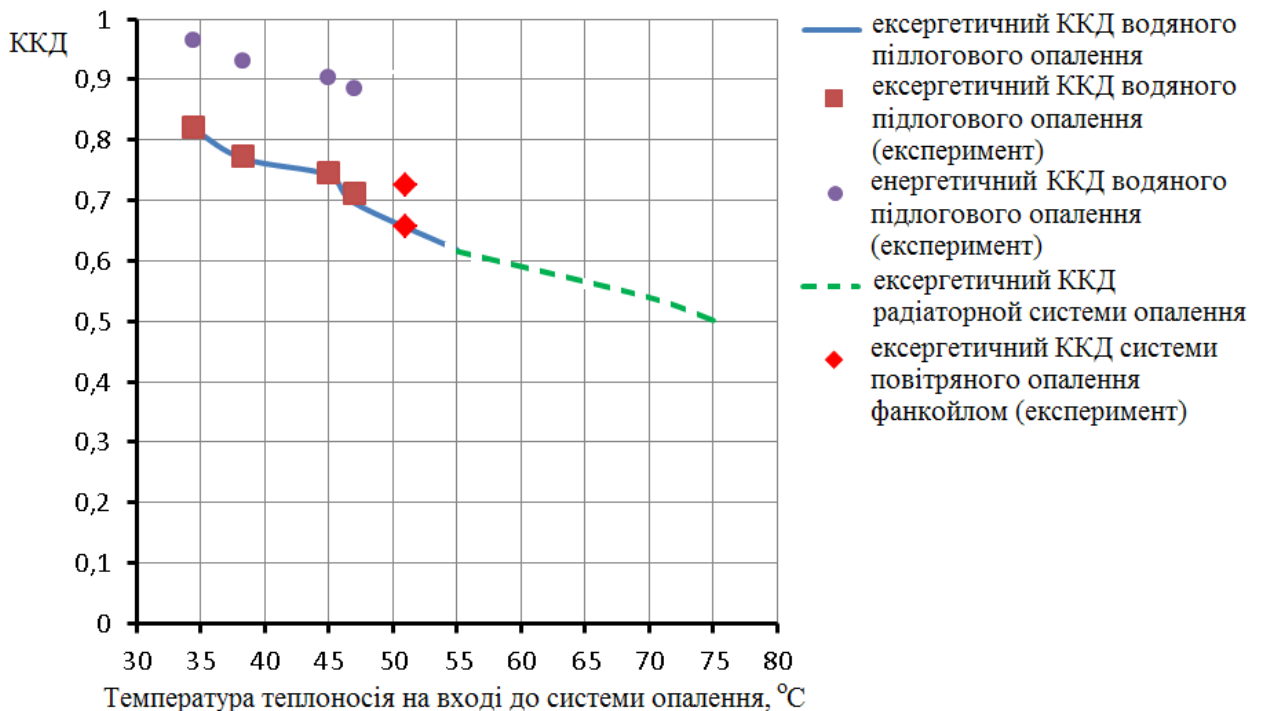


Рис. 8.3. Порівняння розрахункових і експериментальних значень ексергетичного і енергетичного ККД різних систем опалення

Видно, що зменшення $t_{\text{т}}^{\text{р}}$ призводить до збільшення $\eta^{\text{екс}}$. Тобто, важливим є те, що використання низькотемпературних опалювальних

приладів (в т.ч. систем водяного підлогового опалення) зменшує ексергетичні втрати при передачі теплоти від теплоносія до об'єму опалювального приміщення, що підтверджує ефективність створення належного теплового режиму останнього.

В загальному випадку, частина ексергії в загальній кількості теплоти, що витрачається на підтримання теплового режиму приміщення, суттєво зростає при зниженні температури довкілля. При цьому, більша частина цієї теплоти складається з анергії. Експлуатація низькотемпературних систем опалення значно зменшує ексергетичні втрати при транспорті та трансмісії теплоти від теплоносія до опалювального приміщення. Але такі технологічні рішення є доцільними лише у випадку зменшення внутрішніх ексергетичних втрат в джерелі корисної теплоти [235].

8.2. Економічний аналіз ефективності підтримання теплового режиму приміщень

Основною перевагою теплонасосних систем є те, що завдяки ним з'являється можливість отримання теплоти для практичного використання (забезпечення теплового режиму приміщень будівлі) необхідного потенціалу при використанні відомих низькопотенційних природних джерел теплоти. Енергетична досконалість роботи ТН характеризується коефіцієнтом перетворення, тобто відношенням теплової продуктивності до ефективної потужності (для парокомпресійних теплових насосів електричної потужності), що споживається установкою. Коефіцієнт продуктивності ТН (COP) залежить від рівня теплового потенціалу холодного джерела теплоти і від заданого температурного рівня теплоносія для системи опалення. Чим менша різниця температур теплоносіїв в контурах ТН, тим більше значення COP.

Для сучасних конструкцій ТН COP становить близько 3...5 одиниць, і визначається раціональним поєднанням параметрів джерела теплоти низького потенціалу, достатньої енергоємністю останнього, а також

необхідних для споживача параметрів теплоти. Для системи водяного підлогового опалення достатня температура теплоносія становить близько 30...35°C, при застосуванні фанкойлів необхідний рівень температури теплоносія становить 40...50°C, тоді як для традиційних систем опалення із радіаторами початкова температура теплоносія має бути понад 50...70°C. Враховуюче вищезазначене, в залежності від системи опалення в складі якої буде працювати теплонасосна установка, COP теплового насосу буде мати різні значення. Відповідно, енергозатрати на привід компресора ТН пропорційно збільшаться. Це обов'язково має враховуватись при визначенні експлуатаційних витрат в економічних розрахунках [236].

Метою наступного економічного дослідження є проведення аналізу техніко-економічних показників при експлуатації теплонасосної установки із різними системами опалення в порівнянні з тими, що використовують природний газ або електроенергію.

В ході роботи використовувався метод дисконтованого потоку готівки для оцінювання економічної ефективності [237] застосування різних систем опалення з теплонасосною установкою. Також проведене порівняння досягнутого розрахункового економічного ефекту з аналогічними, при експлуатації еквівалентних систем теплопостачання на основі електричного і газового котлів. Середня ринкова вартість складових систем теплопостачання та енергетичного обладнання розглядалась станом на 01.01.2018 р.

Як об'єкт, що досліджується, розглядається експериментальна теплонасосна установка, що забезпечує теплотою частину адміністративно-лабораторного корпусу ІТТФ НАН України [156]. Основним елементом установки є ТН типу «грунт-рідина» IVT Greenline HT Plus C (Швеція) із вихідною тепловою потужністю 6 кВт, що використовує низькопотенційний контур (грунтовий горизонтальний колектор). Вибір такої теплової потужності для порівняльного економічного аналізу обумовлений тим, що її достатньо для підтримання комфортних теплових умов в індивідуальних енергоефективних будинках з житловою площею 200 - 250 м² [38, 173, 212, 230]. Це відповідає сучасним будівлям котеджного типу середнього

соціального прошарку населення (тепловтрати 40...60 Вт/м² від житлової площі будинку) [238].

Розміри капітальних затрат (брутто) на ТН з ґрунтовим колектором і різними системами опалення, а також на проведення монтажу електричного котла з підключенням до мережі електропостачання і монтаж газового котла з підключенням до мережі газопостачання наведені нижче та зведені у таблиці 5.1.

Капітальні затрати на теплонасосну установку (6 кВт).

Вартість теплового насосу – 65 тис. грн.

Монтаж внутрішніх мереж низькопотенційного контуру, монтаж ґрунтового колектора, земляні роботи, матеріали – 35 тис. грн.

Разом – 100 тис. грн.

Капітальні затрати на монтаж електричного котла (6 кВт).

Вартість електричного котла – 8 тис. грн.

Підключення котла до мережі електропостачання потужністю 6 кВт (технічні умови РЕМ, проектування, монтаж) – 14 тис. грн.

Разом – 22 тис. грн.

Капітальні затрати на монтаж газового котла (7 кВт).

Вартість газового котла – 12 тис. грн.

Підключення котла до мережі газопостачання (технічні умови УЕГГ, проектування, монтаж) – 30 тис. грн.

Разом – 42 тис. грн.

Капітальні затрати на монтаж системи опалення радіаторного типу.

Вартість радіаторів (6 шт.) – 18 тис. грн.

Монтажні роботи, труби, фітинги – 8 тис. грн.

Разом – 26 тис. грн.

Капітальні затрати на монтаж фанкойлів.

Вартість фанкойлів (3 шт.) – 24 тис. грн.

Монтажні роботи, труби, фітинги – 6 тис. грн.

Разом – 30 тис. грн.

Капітальні затрати на монтаж підлогової системи опалення.

Матеріали (труба, теплоізоляція, цементний розчин, керамічна плитка) – 25 тис. грн.

Монтажні роботи (укладання труби, заливка, підключення – 18 тис. грн.
Разом – 43 тис. грн.

Також існують системи теплозабезпечення, що можуть працювати без системи опалення, як такої, що можна окремо відокремити. Це електричні та газові конвектори прямого нагрівання повітря в приміщенні. Капітальні затрати на такі системи будуть найнижчими.

Капітальні затрати на монтаж системи опалення з електричними конвекторами (6 кВт).

Вартість електричних конвекторів (4 шт.) – 8 тис. грн.

Підключення котла до мережі електропостачання потужністю 6 кВт (технічні умови РЕМ, проектування, монтаж) – 14 тис. грн.

Разом – 22 тис. грн.

Таблиця 8.1.

Капітальні затрати на спорудження систем теплозабезпечення, грн.

Система опалення		Вартість, грн.	Підлогове опалення	Радіатори	Фанкойли
			43000	26000	30000
Теплогенеруюче енергетичне обладнання	тепловий насос (6 кВт)	65000	143000	126000	130000
	низькопотенційний контур, ґрунтовий колектор, земляні роботи	35000			
Газовий котел	газовий котел (7 кВт)	12000	85000	68000	72000
	підключення до газових мереж	30000			
Електричний котел	електричний котел	8000	65000	48000	52000
	підключення до електричних мереж	14000			
Електроконвектори	конвектори (6 кВт)	8000	22000		
	Підключення до електричних мереж	14000			
Газові конвектори	конвектори (6 кВт)	12000	42000		
	підключення до газових мереж	30000			
Електрокабельне підлогове опалення	електрокабель (6 кВт)	14000	34700		
	монтаж	6000			
	підключення до електричних мереж	14000			

Капітальні затрати на монтаж системи опалення з газовими конвекторами (6 кВт).

Вартість газових конвекторів (2 шт.) – 12 тис. грн.

Підключення конвекторів до мережі газопостачання (технічні умови УЕГГ, проектування, монтаж) – 30 тис. грн. Разом – 33 тис. грн.

Капітальні затрати на монтаж електрокабельного підлогового опалення (6 кВт).

Вартість електрокабельної системи опалення (6 кВт) – 14 тис. грн.

Монтаж електрокабельної системи підлогового опалення – 6 тис. грн.

Підключення до мережі електропостачання потужністю 6 кВт (технічні умови РЕМ, проектування) – 14 тис. грн.

Разом – 16 тис. грн.

Різницею капітальних вкладень між затратами на спорудження різних систем теплозабезпечення є додаткові капітальні вкладення на енергоощадні заходи, оскільки такі вкладення призводять до зменшення експлуатаційних витрат системи теплопостачання.

Відмінною складовою експлуатаційних витрат при використанні ТН в порівнянні з системою електрообігрівання є витрати на електроенергію, так як енергоспоживання ТН залежить від системи опалення, про що було зазначено вище. У таблиці 8.2 наведене споживання електроенергії та витрати на неї для теплових насосів (прийнято: COP = 3, 4, 5 – в залежності від системи опалення), і електричного котла (з ККД 95%) по місяцях (в залежності від тепловтрат приміщень) і протягом року, а також приведені споживання природного газу котлом при покритті однакових теплових навантажень (прийнято: нижча теплота згоряння газу – 34 МДж/м³ н і ККД газового котла – 85%). Наведені витрати теплоти при централізованому теплопостачанні в Гкал.

До розрахунку взяті наступні тарифи (згідно постанови №1536 від 28.12.2017 р. Національної комісії, що здійснює державне регулювання у

сферах енергетики та комунальних послуг, умовно для м. Києва): на електроенергію для споживачів взятий відповідно до 2 класу напруги (умовний середньозважений за обсягом споживання 1,35 грн./($\text{kVt} \cdot \text{год.}$)); на теплову енергію 1355,83 грн./Гкал. Відповідно (до постанови Кабінету Міністрів України від 22.03.2017 № 187, якою затвердив Положення про покладення спеціальних обов'язків на суб'єктів ринку природного газу для забезпечення загальносуспільних інтересів у процесі функціонування ринку природного газу) ціна на природний газ взята для побутових споживачів 4942,0 грн. за 1000 м³ н. Вартість теплоти 1355,83 грн./Гкал для побутових споживачів за тарифом Київенерго станом на 01.02.2018 р.

Для попередньої оцінки ефективності проекту визначимо простий термін окупності витрат, вкладених в енергоощадну технологію. Для цього послідовно розрахуємо значення чистого грошового потоку для кожного розрахункового року експлуатації системи. Для розглянутого проекту час експлуатації ТН без капітального ремонту умовно становить 25 років.

Якщо порівняти найбільш капіталозатратний варіант системи підтримання комфортних теплових умов в приміщенні – теплонасосну установку з підлоговим опаленням і самий дешевий варіант – електроопалення за допомогою конвекторів, то економія витрат на електроенергію при використанні теплового насоса становить 17965,74 тис. грн. на рік.

Найбільш часто вживаним критерієм оцінки ефективності енергетичних проектів є простий термін окупності. Це період часу, необхідний щоб доходи від проекту покрили (компенсували) затрати на нього [31]. Оскільки різниця капіталовкладень між наведеними варіантами теплозабезпечення становить 64 тис. грн., то розрахунковий простий термін окупності додаткових капіталовкладень на енергоощадні заходи становить 3,56 року.

Недоліком даного критерію оцінки є те, що не враховується цінність грошей у часі. З часом вплив інфляції і конкуренції змінює купівельну спроможність грошей: гроші, що отримані в даний час, мають більшу

цінність, ніж гроші, що будуть отримані в майбутньому.

Таблиця 8.2.

Експлуатаційні витрати

Місяць року		жовтень	листопад	грудень	січень	лютий	березень	квітень	Разом	Витрати, грн./рік
Найменування										
Середньомісячна температура в м. Києві, °С		7,9	1,8	-2	-4,3	-3,3	1,3	8,9		
Середні розрахункові тепловтрати приміщень по місяцях, кВт		3,55	4,36	5,45	6,00	5,84	5,29	3,55		
Кількість годин роботи обладнання, год.		360	744	744	744	672	744	360	4368	
Навантаження на систему теплозабезпечення, кВт·год.		1276,36	3246,55	4058,18	4464,00	3922,04	3936,44	1276,36	22179,93	
Витрата електроенергії тепловим насосом, кВт·год	Радіатори	425,45	1082,18	1352,73	1488,00	1307,35	1312,15	425,45	7393,31	7023,64
	Підлогове опалення	255,27	649,31	811,64	892,80	784,41	787,29	255,27	4435,99	4214,19
	Фанкойли	373,09	923,24	1126,15	1227,60	1081,31	1095,71	373,09	6200,18	5890,17
Споживання електроенергії при електроопаленні, кВт·год.		1343,54	3417,42	4271,77	4698,95	4128,46	4143,62	1343,54	23347,29	22179,93
Споживання природного газу, м ³ н		158,99	404,41	505,52	556,07	488,56	490,35	158,99	2762,90	12803,27
			150,1604278	381,94652	477,4332	525,1765	461,416	463,1102	150,1604	26
Споживання теплової енергії, Гкал		1,10	2,79	3,49	3,84	3,37	3,38	1,10	19,07	14606,71

Для приведення у відповідність фінансових показників для різних періодів часу до величин, що зіставляються, вводиться коефіцієнт дисконтування, що враховує різні види інфляції, зміни процентної ставки, норми прибутковості і т.і. Він визначається на кожен розрахунковий рік як [237]

$$r = 1/(1 + i)^t, \quad (8.7)$$

де i – ставка дисконту, що включає суму банківської ставки, рівень інфляції і ризику проекту;

t – порядковий номер року в розрахунковому періоді.

Припустимо, безризикова ставка 10 %, компенсація ризиків за проектом складає 10 %, тоді ставка дисконтування становить 20 %.

З урахуванням коефіцієнта дисконтування визначимо основні динамічні показники ефективності проекту – чисту дисконтовану вартість (NPV); динамічний термін окупності з урахуванням дисконтування потоків доходу; внутрішню норму рентабельності (IRR).

Чиста дисконтована вартість визначається як

$$NPV = \sum_{t=1}^n \frac{B_t - C_t}{(1+i)^t}, \quad (8.8)$$

B_t – дисконтовані експлуатаційні затрати в новому варіанті проекту, грн.;

C_t – дисконтовані експлуатаційні затрати в існуючому варіанті проекту, грн.

Проект ефективний при будь-якому позитивному значенні NPV, якщо $NPV = 0$, то доходи від проекту тільки окуплять вкладені кошти; якщо $NPV < 0$, проект є збитковим.

Результати розрахунків по роках представлені в таблиці 8.3 і на рис. 8.4.

У нашому випадку при $i = 20\%$ чистий дисконтований дохід проекту складе 51,52 тис. грн. Дисконтований (динамічний) термін окупності складає 5,68 років.

Внутрішня норма рентабельності (IRR) є такою ставкою дисконту, при якій сумарне значення дисконтованих доходів дорівнює сумарному

значенню дисконтованих капітальних вкладень $\sum_{t=1}^n \frac{B_t - C_t}{(1+i)^t} = 0$.

Розрахунок норми рентабельності використовується для початкового відбору проектів. Після її визначення для подальшого аналізу вибираються проекти з нормою рентабельності не нижче 15 – 20 %. Значення норми рентабельності більш наочно видно на графіку (рис. 8.4) залежності чистої поточної вартості від величини ставки дисконту. Для цього розраховані

значення NPV при двох будь-яких значеннях i . У нашому випадку ці значення були розраховані для $i = 20\%$ та $i = 40\%$. Визначальне значення виходить в точці перетину графіка з віссю абсцис, тобто $IRR = i$ при $NPV = 0$.

Таблиця 8.3.

Результати розрахунків чистого дисконтованого доходу

Рік	Капітальні затрати, грн.	Реальні експлуатаційні затрати, грн.	Можливі експлуатаційні затрати, грн.	Щорічний розрахунковий дохід, грн.	Коефіцієнт дисконтування при $i_1=20\%$	Чиста поточна вартість NPV ₁ , грн.	Чистий дисконтований дохід, грн.	Коефіцієнт дисконтування при $i_2=40\%$	Чиста дисконтована вартість NPV ₂ , грн.	Чистий дисконтований дохід, грн.	Прогноз тарифу на електроенергію, грн.
0	64000	0	0	-64000	1	-64000	-64000	1	-64000	-64000	
1	0	4214,190	22179,93	17965,74	0,833333	14971,44	-49028,56	0,714286	12832,67	-51167,3	0,95
2	0	4424,9	23288,92	18864,02	0,694444	13100,01	-35928,55	0,510204	9624,50	-41542,8	1,00
3	0	4646,145	24453,37	19807,22	0,578704	11462,52	-24466,03	0,364431	7218,37	-34324,4	1,05
4	0	4878,452	25676,04	20797,58	0,482253	10029,70	-14436,34	0,260308	5413,78	-28910,6	1,10
5	0	5122,374	26959,84	21837,46	0,401878	8776,00	-5660,34	0,185934	4060,33	-24850,3	1,15
6	0	5378,493	28307,83	22929,34	0,334898	7678,99	2018,65	0,13281	3045,25	-21805,1	1,21
7	0	5647,418	29723,22	24075,80	0,279082	6719,12	8737,77	0,094865	2283,95	-19521,1	1,27
8	0	5929,789	31209,38	25279,59	0,232568	5879,22	14617,00	0,06776	1712,95	-17808,2	1,34
9	0	6226,278	32769,85	26543,57	0,193807	5144,33	19761,33	0,0484	1284,71	-16523,5	1,40
10	0	6537,592	34408,34	27870,75	0,161506	4501,29	24262,62	0,034572	963,55	-15559,9	1,47
11	0	6864,472	36128,76	29264,29	0,134588	3938,62	28201,24	0,024694	722,65	-14837,3	1,55
12	0	7207,695	37935,20	30727,50	0,112157	3446,30	31647,55	0,017639	542,00	-14295,3	1,62
13	0	7568,080	39831,96	32263,88	0,093464	3015,51	34663,06	0,012599	406,49	-13888,8	1,71
14	0	7946,484	41823,56	33877,07	0,077887	2638,58	37301,64	0,008999	304,86	-13583,9	1,79
15	0	8343,808	43914,74	35570,93	0,064905	2308,73	39610,37	0,006428	228,65	-13355,3	1,88
16	0	8760,999	46110,47	37349,47	0,054088	2020,16	41630,53	0,004591	171,47	-13183,8	1,97
17	0	9199,049	48416,00	39216,95	0,045073	1767,63	43398,16	0,00328	128,63	-13055,2	2,07
18	0	9659,001	50836,80	41177,79	0,037561	1546,68	44944,83	0,002343	96,48	-12958,7	2,18
19	0	10141,95	53378,64	43236,68	0,031301	1353,35	46298,19	0,001673	72,33	-12886,3	2,29
20	0	10649,05	56047,57	45398,52	0,026084	1184,17	47482,36	0,001195	54,25	-12832,1	2,40
21	0	11181,50	58849,95	47668,44	0,021737	1036,17	48518,53	0,000854	40,71	-12791,4	2,52
22	0	11740,57	61792,44	50051,87	0,018114	906,64	49425,17	0,00061	30,53	-12760,8	2,65
23	0	12327,60	64882,06	52554,46	0,015095	793,31	50218,48	0,000436	22,91	-12737,9	2,78
24	0	12943,98	68126,17	55182,18	0,012579	694,14	50912,62	0,000311	17,16	-12720,8	2,92
25	0	13591,18	71532,48	57941,29	0,010483	607,40	51520,01	0,000222	12,86	-12707,9	3,06
						ЧДД ₁ =	51520,01			ЧДД ₂ =	-12707,9

При порівнянні систем опалення за допомогою електроконвекторів і

теплонасосного опалення з водяним підлоговим опаленням при $i = 20\%$ внутрішня норма рентабельності (IRR) дорівнює $36,8\%$, що свідчить про його належну економічну ефективність [238, 239].

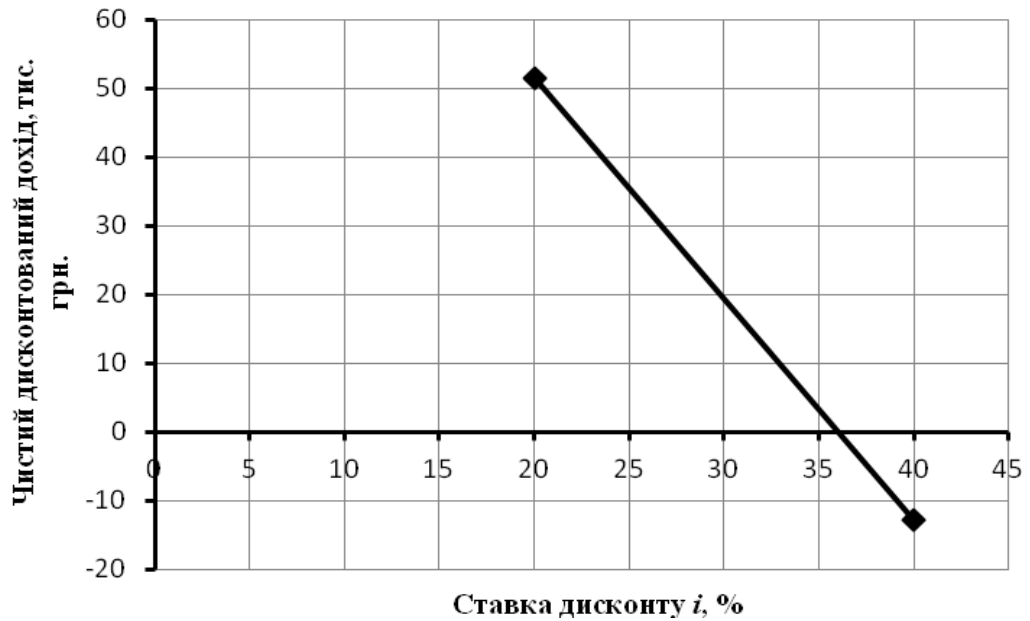
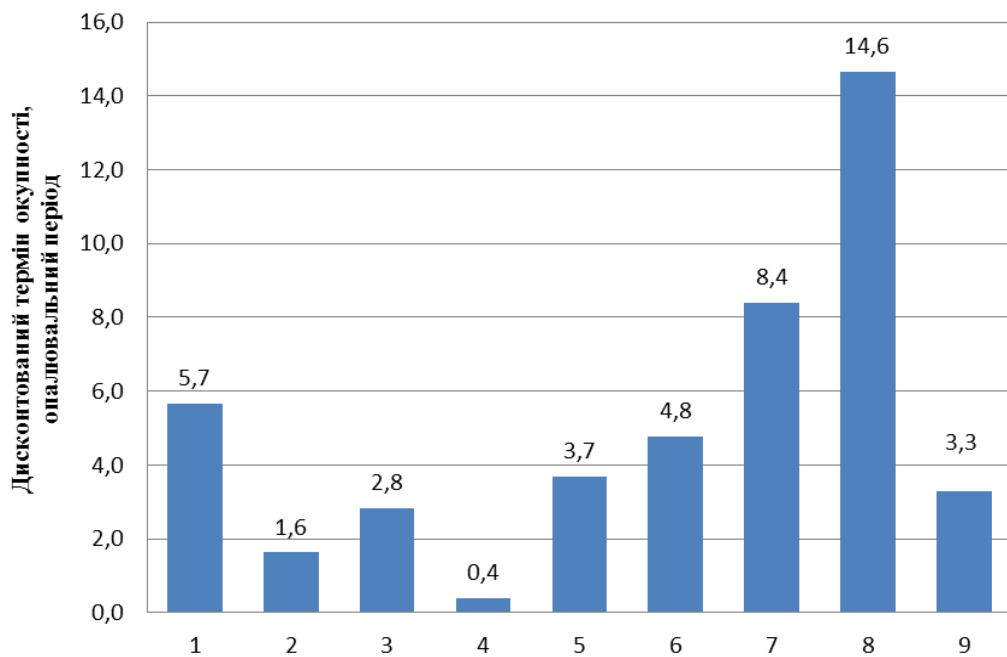


Рис. 8.4. Графік залежності чистого дисконтованого доходу від ставки дисконту

Також був розрахований економічний ефект при порівнянні по чергово всіх наведених вище варіантів теплопостачання з енергоефективною теплонасосною технологією, а також порівняні експлуатаційні показники теплонасосних установок різних систем опалення [239]. Результати зведені у таблиці 8.4 і на рис. 8.5.

Норми рентабельності при значеннях ставки дисконту 20 % і
дисконтовані терміни окупності проектів

Системи теплозабезпечення, що порівнюються		Тепловий насос			Електричний котел		Газовий котел		Газові конвектори	Електричні конвектори	Централізоване тепlopостачання	Електрокабельне підлогове опалення
		Підлогове опалення	Фанкойли	Радіаторне опалення	Підлогове опалення	Радіаторне опалення	Підлогове опалення	Радіаторне опалення				
Норма рентабельності теплонасосної установки, %	Підлогове опалення	-	13 Нерентабельно	22	47	40	46	33	22	36	Нерентабельно	40
	Фанкойли	13 Нерентабельно	-	36	48	44	54	42	31	38	24	44
Дисконтований термін окупності теплонасосної установки, опалювальних сезонів	Підлогове опалення	-	-	17,8	2,5	4,2	2,5	7,0	16,9	5,7	-	4,2
	Фанкойли	-	-	5,7	1,6	2,8	0,4	3,7	8,4	4,8	14,6	3,3



a)

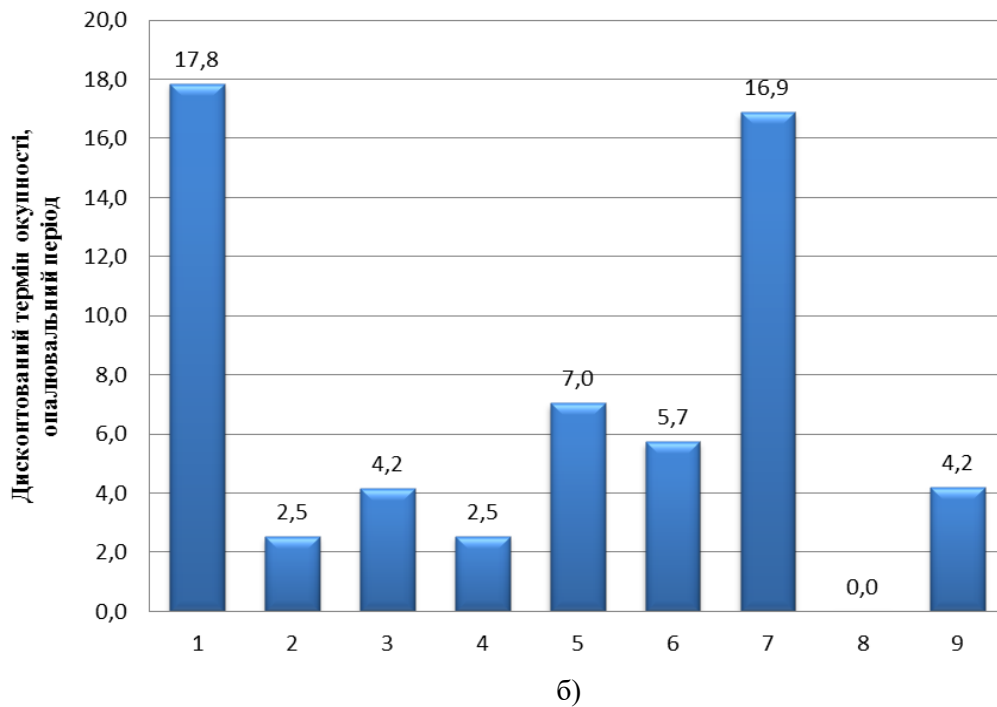


Рис. 8.5. Дисконтований термін окупності теплонасосної установки з фанкойлами (а) та з підлоговим водяним опаленням (б) в порівнянні з системами

1 – теплонасосна установка з радіаторним опаленням; 2 – електрокотел з підлоговим опаленням; 3 – електрокотел з радіаторним опаленням; 4 – газовий котел з підлоговим опаленням; 5 – газовий котел з радіаторним опаленням; 6 – система електричних конвекторів; 7 – система газових конвекторів; 8 – централізована система теплопостачання; 9 – електричне кабельне підлогове опалення.

Виконаний розрахунок залежності дисконтованого терміну окупності теплонасосної установки з підлоговим опаленням (найбільш енергоефективна система теплозабезпечення) відносно газового котла з радіаторним опаленням (типова схема теплозабезпечення для індивідуальних будинків) від ціни на природній газ. При теперішніх тарифах на електроенергію для населення термін окупності не перевищує 6 років, що є прийнятним показником для стимуляції капіталовкладень в енергоефективні теплонасосні технології з боку населення.

При збільшенні ціни на природний газ дисконтований термін окупності теплонасосної установки, не залежно від тарифу на електроенергію, асимптотично наближається до рівня 1,3 опалювальних періоди. Відповідно, цей термін є мінімальним досяжним терміном окупності.

Слід відзначити, що існує мінімальна вартість природного газу, при якій теплонасосна технологія стає окупною (приблизно 5400 грн./1000 м³ н), і поки ціна на газ для населення не досягне цього рівня теплонасосні технології в Україні не будуть популярні серед населення [239].

При теплонасосному теплозабезпеченні економічно доцільніше застосовувати систему опалення з фанкойлами в порівнянні з системою водяного підлогового опалення. Додаткові затрати на монтаж підлогового опалення не окупаються. Але система водяного підлогового опалення за рівнем комфортності і енергоефективності є найкращою.

В результаті проведеного енергетичного і ексергетичного аналізів основних параметрів показано, що експлуатація низькотемпературних систем опалення (особливо водяного підлогового опалення) значно зменшує ексергетичні втрати при транспорті та передаванні теплоти від теплоносія до опалювального приміщення. Але такі технічні рішення є доцільними лише у випадку зменшення внутрішніх ексергетичних втрат в джерелі корисної теплоти [240].

Виходячи з результатів порівняльного економічного аналізу, можна зробити висновок, що теплонасосні установки з підлоговим опаленням мають найбільшу рентабельність при порівнянні з системами теплозабезпечення на основі електро- або газового котла із підлоговим опаленням, чи з електричним підлоговим опаленням.

8.3. Показники енергетичної та економічної ефективності будівель

Будівництво на території Європейського Союзу з 2021 року будинків з низькою потребою в енергії є обов'язковою умовою відповідно до прийнятої

директиви 2002/91/WE EPBD (Energy Performance of Buildings Directive) та змін в Директиві 2010/31/EU.

В основі проектування та зведення таких об'єктів закладені три основні принципи: низькі енергетичні потреби, використання відновлюваних джерел енергії, скорочення викидів парникових газів. Вимоги до будівель нульової енергії повинні також включати мінімальну емісію вуглекислого газу – нижче 3 кг CO₂/(м²рік). Директива 2010/31/EU передбачає, що мінімальні вимоги до енергетичних характеристик будівель встановлені при досягненні економічно оптимальних рівнів для будівель, будівельних виробів і елементів. Основною характеристикою, що визначає економічно оптимальний рівень енергетичної ефективності є витрата первинної енергії. Враховуючи весь життєвий цикл будівлі, експлуатаційні витрати енергії є вищими, ніж витрати на будівництво і модернізацію [241, 242].

Для визначення оптимальних енергетичних та економічних показників на першому етапі в якості імітаційної моделі дослідження вибраний індивідуальний житловий будинок опалювальною площею 200 м². Зниження споживання енергії будівлі тісно пов'язане з теплоізоляцією зовнішніх огорожувальних конструкцій і застосуванням сучасних технологічних установок. Для аналізу вибрано три типи будинків: стандартний, термомодернізований та енергоефективний. Енергетичні характеристики зовнішніх ОК будинків представлені в табл. 8.5.

Таблиця 8.5.

Коефіцієнти теплопередачі зовнішніх ОК

Тип будинку	Стіни, Вт/(м ² ·К)	Вікна, Вт/(м ² ·К)	Двері, Вт/(м ² ·К)	Перекриття, Вт/(м ² ·К)
Стандартний	0,3	2,6	2,6	0,25
Термомодернізований	0,2	1,8	1,8	0,18
Енергоефективний	0,1	1,0	1,0	0,11

В якості методу для оцінки економічної ефективності Директива EPBD рекомендує використовувати споживання енергії як величину для прогнозування поведінки довгострокових проектів, що дає можливість аналізувати зміну експлуатаційних витрат на момент початку проекту. Визначення кількості енергії проводиться на основі методу розрахунку загальної вартості, який включений в стандарт EN 15459. Розрахунок економічної ефективності можна здійснювати за загальною вартістю енергоефективності будівель

$$L_g(\tau) = L_I + \sum_j \left[\sum_{i=1}^{\tau} (L_{a,j}(j) R_d(i)) - V_{f,\tau}(j) \right] \quad (8.9.)$$

де $L_g(\tau)$ - загальні витрати протягом першого року τ_0 ;

L_I - початкові витрати;

$L_{a,j}(j)$ - річна вартість енергетичної безпеки будівлі (витрати на електроенергію, експлуатаційні витрати, періодичні ремонти та заміни, витрати на технічне обслуговування);

$R_d(i)$ - дисконтна ставка (залежно від процентної ставки);

$V_{f,\tau}(j)$ - кінцева вартість j (віднесена до першого року τ_0), включаючи всі витрати для даного варіанту.

Особливістю індивідуальних будинків є можливість використання різних видів палива на опалення - вугілля, природний газ, тверде або рідке паливо, електричні котли та теплові насоси, відновлювані джерела енергії. В аналізованих будинках розглянуті два варіанти вентиляції – самоплинна гравітаційна і механічна з рекуперацією теплоти 95%.

Енергетична ефективність будинку визначає необхідну кількість первинної енергії для забезпечення потреб, пов'язаних з експлуатацією будівлі. З метою оптимізації експлуатаційних витрат в залежності від енергетичних та екологічних показників для різних типів індивідуальних

будинків (стандартного, термомодернізованого та енергоефективного) з опалювальною площею 200 м^2 з різними джерелами енергії з самоплинною гравітаційною та механічною вентиляцією розраховано споживання первинної енергії, кінцевої енергії та корисної енергії.

Корисна енергія включає в себе втрати теплоти через ОК та енергію, що необхідна для приготування гарячої води, кондиціонування та механічної вентиляції. Кінцева енергія враховує додатково ефективність системи опалення та приготування гарячої води. Первинна енергія, на відміну від кінцевої енергії, включає витрати на виробництво і передавання енергії та характеризує вплив будівлі на довкілля.

Потреба в первинній енергії в залежності від типу палива і способу вентиляції для будинків, що характеризуються різними параметрами зовнішніх ОК, показана на рис. 8.6.

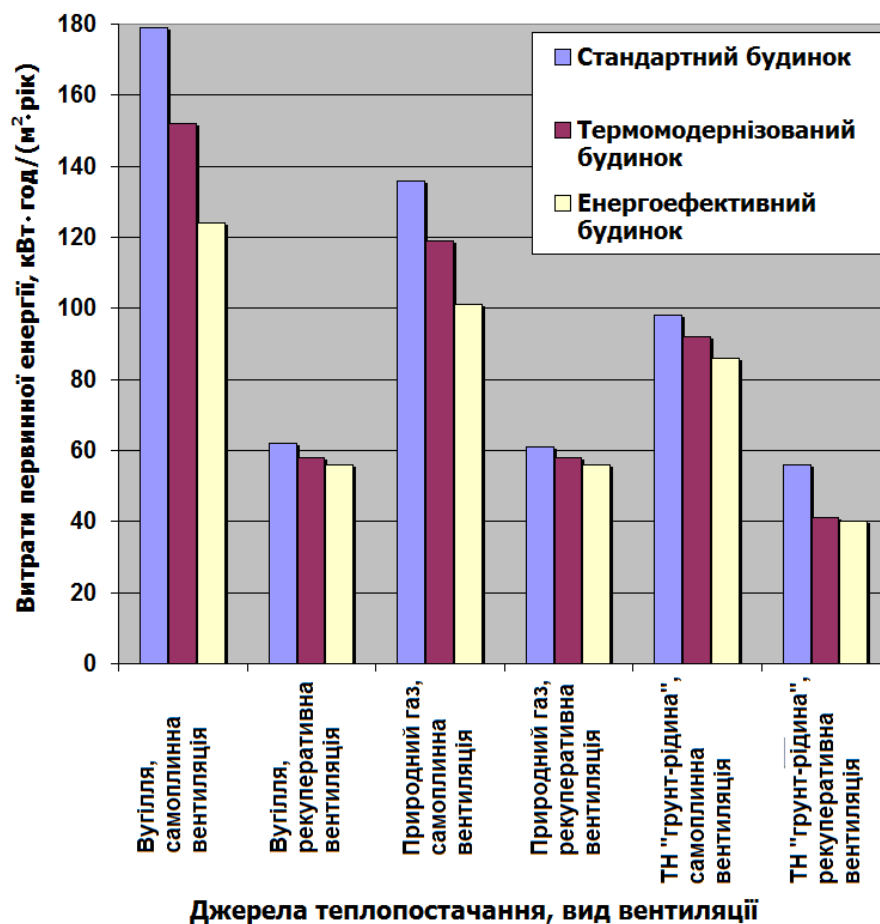


Рис. 8.6. Енергетичні характеристики умовних індивідуальних будинків із використанням самоплинної та рекуперативної вентиляції і різних видів палива

Для аналізу впливу параметрів зовнішніх ОК різних типів будинків та споживання ними первинної енергії на експлуатаційну вартість використаний метод експериментально-статистичного моделювання, що дає можливість отримати математичне описання моделі [243]. Відповідно до плану двофакторного тривіневого експерименту прийнято інтервали варіювання змінних факторів для різних типів будинків: коефіцієнт теплопередачі зовнішніх непрозорих ОК будинку стандартного, термомодернізованого та енергоефективного (Z_1 відповідно до табл. 8.5) та споживання первинної енергії ($Z_2 = 30, 45, 60$ кВт·год/(м²·рік)).

На основі результатів розрахунків створена математична модель впливу параметрів зовнішніх ОК індивідуальних будинків і витрат в них первинної енергії при використанні механічної рекуперативної вентиляції на експлуатаційні витрати Y (грн./рік) у вигляді рівняння регресії [243]

$$Y = 1153,3 + 100,0 Z_1 + 30,0 Z_2 - 63,8 Z_1 Z_2 + 100,0 Z_{12} + 450,0 Z_{22} \quad (8.10)$$

Графічний аналіз впливу змінних факторів на величину експлуатаційних витрат будинків з використанням механічної рекуперативної вентиляції показано на рис. 8.7. Звідси видно, що мінімальні значення експлуатаційних витрат досягаються для енергоефективного будинку з величиною первинної енергії на рівні 40...45 кВт·год/(м²·рік). В той же час, при переході до пасивного будинку, спостерігається зростання експлуатаційних витрат на 30%.

Економічна ефективність впровадження енергоощадних технічних та інженерно-конструктивних рішень залежить від потреби енергії на опалення будинку, величини вкладених інвестицій, а також в значній мірі від вартості енергоносіїв.

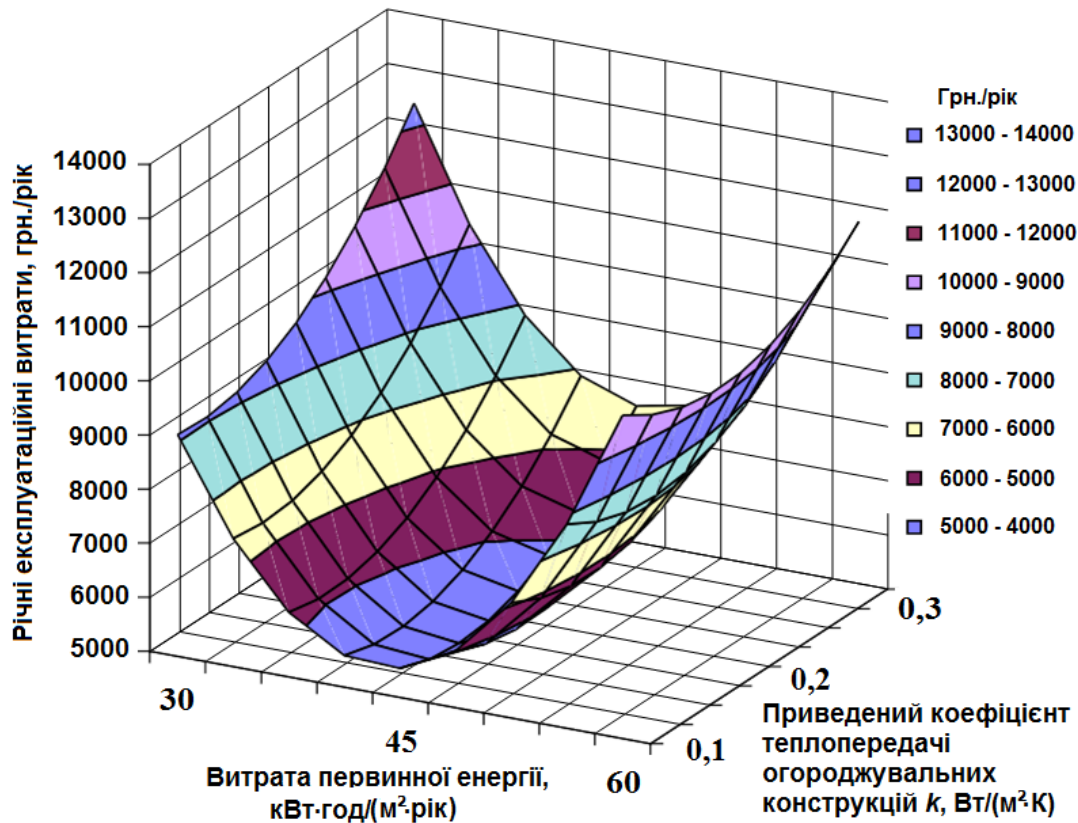


Рис. 8.7. Значення експлуатаційних витрат будинків з рекуперативною вентиляцією в залежності від теплотехнічних параметрів непрозорих ОК та витрати первинної енергії

При сучасному тренді державної цінової політики на енергоносії для населення в Україні важливе значення має оцінювання енергетичної ефективності окремих типів будинків. Використання різних ОК із відповідними характеристиками дозволяє досягнути річної економії грошових коштів на опалення будинку впродовж року за рахунок зменшення споживання енергії на опалення та зниження вартості 1 м³ н природного газу, що залежить від річного обсягу його споживання за квотою.

На основі аналізу терміну окупності капіталовкладень для термомодернізованого будинку за класом енергоефективності вищого за С при самоплинній системі вентиляції оптимальним за енергетичними (споживання первинної енергії до 75 кВт·год/(м²·рік)), екологічними (емісія CO₂ = 842 м³ н/рік) і економічними параметрами (капіталовкладення понад 866 тис. грн., термін окупності до 30 років) є варіант із використанням

фасадної теплоізоляції з приведеним коефіцієнтом теплопередачі, відповідно, зовнішніх ОК $0,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ і світлопрозорих конструкцій $1,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

При заміні системи вентиляції на механічну (із рекуперацією теплоти до 80%) досягається зменшення терміну окупності при незначному збільшенні розміру інвестицій в порівнянні із проектами з гравітаційною самоплинною системою вентиляції. Варіант енергоефективного індивідуального житлового будинку із застосуванням фасадної теплоізоляції з приведеним коефіцієнтом теплопередачі, відповідно, зовнішніх ОК $0,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ і світлопрозорих конструкцій $1,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, при заміні системи вентиляції на механічну з рекуперацією теплоти, характеризується низькими енергетичними (споживання первинної енергії до $19 \text{ кВт} \cdot \text{год}/(\text{м}^2 \cdot \text{рік})$), екологічними (емісія $\text{CO}_2 = 252 \text{ м}^3 \text{ н}/\text{рік}$) параметрами при терміні окупності близько 21 року (капіталовкладення понад 988 тис. грн.). Якщо тарифи на енергоносії зростатимуть надалі, термін окупності впровадження запропонованих інженерно-технічних рішень відповідно буде зменшуватись.

8.4. Висновки по розділу

Аналіз енергетичних, екологічних та економічних показників індивідуальних будинків дає можливість вибору раціональних варіантів, що стосуються зовнішніх ОК та вибору систем вентиляції [243]. Розроблення проектних рішень енергоефективного житла та системи керування параметрами енергоощадності на всіх етапах життєвого циклу будинку визначає концепцію інтегрованого проектування низькоенергетичних будинків. Наразі мінімальні значення експлуатаційних витрат досягаються для термомодернізованого будинку з механічною рекуперативною вентиляцією при величині первинної енергії на рівні понад $40 \text{ кВт} \cdot \text{год}/(\text{м}^2 \cdot \text{рік})$.

Проведення ексергетичного аналізу ефективності роботи різних систем створення теплового режиму будівлі надало змогу визначити найбільш

ефективну, якою виявилась низькотемпературна водяна підлогова. Це також підтверджується її розрахованими енергетичними показниками.

Виконаний техніко-економічний аналіз впровадження теплонасосної установки в порівнянні з іншими системами опалення. Найнижче значення річних експлуатаційних витрат виявляється для системи водяного підлогового опалення з тепловим насосом типу «грунт-рідина».

ВИСНОВКИ

1. В дисертаційній роботі розв'язана важлива науково-прикладна проблема підвищення енергетичної ефективності будівель на стадіях проектування нових та термомодернізації існуючих, що включає в себе поєднання архітектурних прийомів в рамках будівельної теплофізики із технологічними аспектами сучасних систем теплозабезпечення. Такий, концептуальний підхід, є актуальним та затребуваним в умовах існуючого енергодефіциту в країні, а також стрімкого розвитку технологій кліматизації приміщень.

2. Нарощування товщини теплоізоляції огороджувальних конструкцій має екстенсивні можливості, обмеження яких можуть бути обумовлені техніко-економічними факторами.

Урахування впливу інсоляції в створеній математичній моделі нестационарних процесів теплообміну внутрішнього повітря через багат шарову огороджувальну конструкцію будівлі з оточуючим середовищем є суттєвим уточнюючим внеском в кількісну оцінку величини тепловтрат приміщень.

В кліматичних умовах місцевості м. Києва розрахункові річні тепловтрати через огороджувальні конструкції із урахуванням теплової дії сонячної радіації будуть менше приблизно в 1,37 рази для південно орієнтованої вертикальної стіни будівлі та в 1,16 рази при її північній орієнтації.

3. В якості конкретної інтерпретації вичерпної вищенаведеної тези наводяться результати чисельних розрахунків, що показують економічно обґрунтовану можливість використання профіцитної теплоти від інсоляції в холодний період року для активного підвищення ефективного термічного опору огороджувальних конструкцій із застосуванням теплонасосних технологій.

Запропоноване використання активного теплового бар'єру з водяним контуром у складі огороджувальної конструкції та реверсивного теплового

насосу. Таке технічне рішення надає можливість вилучити профіцитну теплоту інсоляції в теплий період року, закумуляувати її в ґрунтовому масиві та використати в холодний період для часткової компенсації теплових втрат будівлі або спрямувати її до системи водяного підлогового опалення.

4. Оскільки основна частина тепловтрат приміщень припадає на світлопрозорі конструкції, величина їх приведенного термічного опору відіграє суттєве значення у енергоефективності будівлі в цілому.

При цьому, величина сумарного теплового потоку через однокамерний склопакет значно перевищує величину теплового потоку через двокамерний склопакет за аналогічних температурних умов. Хоча конвективна складова теплообміну в однокамерному склопакеті виявляється більшою, ніж в двокамерному, її частка в сумарному тепловому потоці становить лише 34% від загального теплового потоку. Радіаційний же тепловий потік складає понад 66% від сумарного теплового потоку. Термічний опір однокамерного склопакета зазначеної геометрії є майже в 1,7 рази нижчим, ніж у двокамерного склопакета.

5. Проведені комплексні теоретичні та експериментальні дослідження щодо визначення параметрів нестационарного і квазістационарного теплових режимів типового приміщення, що створювались за допомогою систем водяного підлогового і повітряного опалення. Обчислення, що виконані за розробленими математичними моделями теплообміну у програмному пакеті Ansys 14.0 задовільно корелюють (максимальне відхилення до 8%) із даними власних експериментів. Такі моделі рекомендуються для розрахунку параметрів теплового режиму приміщень із невисоким ступенем турбулізації руху повітря (насамперед адміністративні і побутові приміщення тощо).

Дослідження процесів складного теплообміну у системі водяного підлогового опалення дозволили розробити номограмну інженерну методику розрахунку теплотехнічних параметрів такої системи для різних режимів її експлуатації. Дана методика може бути рекомендована для проектування систем водяного підлогового опалення в широкому діапазоні теплової потужності при значенні густини теплового потоку на поверхні від 20 до

120 Вт/м², при витраті теплоносія від 0,001 до 0,012 м³/с, монтажному кроці між осями труб від 125 до 200 мм і внутрішньому діаметрі труби контуру від 0,008 до 0,015 м.

6. В ході роботи були розроблені основні положення щодо створення енергоефективного будинку, що пройшли апробацію в реалізованому проекті Інституту технічної теплофізики НАН України при спорудженні будинку «пасивного» типу із розрахунковим рівнем енергетичних витрат менше 15 кВт·год/(м²·рік).

Розроблена та введена комбінована (як за джерелами низькопотенційної теплоти, так і за опалювальними приладами) теплонасосна система теплопостачання енергоефективного будинку. У ході проведення експериментальних досліджень відокремленої та спільної роботи різних за конструктивним виконанням (в т.ч. вмонтованих в будівельні конструкції) низькотемпературних опалювальних систем експериментально доведена їх висока ефективність при створенні відповідних комфортних санітарно-гігієнічних умов в приміщенні.

Розрахункове значення сезонного коефіцієнту перетворення ТН (COP) теплового насосу типу «грунт–рідина» в режимі його постійного повного навантаження виходячи з балансу кількості переданої теплоти склало 3,62.

7. Виконаний порівняльний ексергетичний аналіз ефективності роботи і експлуатаційних параметрів різних систем опалення дозволяє стверджувати, що, в загальному випадку, використання низькотемпературних систем опалення (особливо водяного підлогового, що має найбільше значення ексергетичного коефіцієнту корисної дії) значно зменшує ексергетичні втрати при транспортуванні та передаванні теплоти від теплоносія до опалювального приміщення. Але такі технічні рішення є доцільними лише у випадку зменшення внутрішніх ексергетичних втрат в джерелі корисної теплоти.

8. Виходячи з результатів порівняльного техніко-економічного аналізу, можна зробити висновок, що найбільш рентабельними проектами забезпечення комфортного теплового стану в приміщеннях у відношенні до

теплонасосних установок з водяним підлоговим опаленням (дисконтований термін окупності складає приблизно 5,7 року) є системи тепlopостачання на основі електрокотлів з підлоговим опаленням.

Наразі мінімальні значення експлуатаційних витрат досягаються для термомодернізованого будинку з механічною рекуперативною вентиляцією при величині первинної енергії на рівні понад 40 кВт·год/(м² рік).

9. Результати роботи впроваджені в робочих проектах: ТОВ "Завод енергообладнання "ДАН" (м. Київ), ТОВ "Центр водоочищення" (м. Київ), СВПП «Факел» (м. Сміла), ТОВ «Компанія ВДЕ» (м. Бровари), ТОВ «Досконалий будинок» (м. Чернігів).

Практичне значення результатів дисертаційної роботи підтверджується 5 патентами України на корисну модель, що одержані здобувачем у складі авторського колективу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Kleiboesem Bas A., Kleiboesem A., Diepstraten F.M. How we can make more efficient use of energy? *Elektrizitaswirtschaft*. 2011. Vol. 91, №18. P. 1231 – 1218.
2. Rid R., Bilos A., Wilkinson S., Shalti K. International comparison of sustainable construction. *Johrse*. 2009. №1. P. 1231 – 1218.
3. Hirst E., Clinton J., Celler H., Kroner W. *Energy Efficiency in Buildings: Progress and Promise*. American Council for an Energy. Efficient Economy. Washington. 1986. 305 p.
4. Houghton J. *Global Warming: The Complete Briefing*. Cambridge University Press. 1997. 251 p.
5. Konya A. *Design primer for hot climates*. London: The architectural Press. 1980. 132 p.
6. Heerwagen J., Diamond R. *Adaptations and Coping: Occupant Response to Discomfort in Energy Efficient Buildings*. Summer Study on Energy Efficiency in Buildings. 1992. P. 10.83 - 10.90.
7. Labhard E., Binz A., Zanoni T. *Erneuerbare Energien und Archirectur - Fragestellugen im Entwurfsprezess - ein Leitfaden*. Bundesamt fur Konjunkturfragen. Bern. EDMZ Best. 1995. Nr. 724.251 D. - 86 p.
8. *Renewable sources of energy. Plan for the implementation and promotion of technologies for the period up to 2020*. EREC, Renewable Energy House. Brussels. 2009.
9. Roaf S., Crichton D., Nicol F. *Adapting Buildings and Cities for Climate Change. A 21st Century Survival Guide*. Oxford. UK: Burlington. USA: Elsevier, 2009. 385 p.
10. Дубовик В.С. Стан комунальної теплоенергетики України. *Комунальна теплоенергетика України: стан, проблеми, шляхи модернізації*. К. 2007. С. 22 – 39.
11. Савицкий Н.В., Швец Н.А., Шляхов К.В., Юрченко Е.Л. Основные принципы методики рационального проектирования жилых зданий. *Міжнародний науково-технічний збірник. Науково-технічні проблеми*

сучасного залізобетону. Вип. 62. Книга 2. К.: Наукова думка. 2005. С. 292

– 295.

12. Hastings S.R., Morck O. Solar Air Systems. A Design Handbook. London: James and James. 2000. 286 p.

13. Norbet L. Heating, Cooling, Lighting: Design Methods for Architects. New Jersey. USA: John Wiley and Sons Inc. 2009. 696 p.

14. Brown G.Z., Dekay Mi Sun, Wind and Light: Architectural Design strategies. New York. Chichester. John Wiley. 2001. 382 p.

15. Goulding J.R., Lewis J.O. Passive solar building design. Energy Efficient buildings. London: James and James. 1993. P. 27 – 31.

16. Мазуренко А.С., Климчук А.А., Юрковский С.Ю., Омеко Р.В. Разработка схемы комбинированной системы теплоснабжения с использованием сезонного аккумулирования тепла от гелиосистем. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2015. №8(73). С. 17 – 20.

17. Vajen K., Krämer M., Orths R., Boronbaev E.K. Solar Absorber System for Preheating Feeding Water for District Heating Nets Proc. ISES Solar World Congress. Jerusalem. Vol III. P. 90 – 91.

18. Vajen K., Krämer M., Orths R., Boronbaev E.K., Paizuldaeva A., Vassilyeva E.A. Concept of a Solar Absorber System for Preheating Feeding Water for District Heating Nets Proc. EuroSun 98. Slovenia Portoroz. Vol. 2. P. 251 – 256.

19. Клер А.М., Мариненко А.Ю. Сопоставление эффективности использования низкотемпературной теплоты для комбинированной теплопроизводящей установки с тепловым насосом. Сб. Энергетика: управление, качество и эффективность использования энергоресурсов. 2003. Т. 2. С. 278 – 283.

20. Evans B.L., Klein S.A., Duffie J.A. A Design Method of Activ-Passive Hybrid Space Heating Systems. Solar Energy. 1985. Vol. 35. №2. P. 89 – 197.

21. Каплун В.В. Синтез сочетания источников и потребителей энергии комплексных автономных систем. Экотехнологии и ресурсосбережение. 2008. №2. С. 73–77.

22. Oussama Ibrahim, Farouk Fardoun, Rafic Younes, Hasna Louahlia-Gualous.

Review of water-heating systems: General selection approach based on energy and environmental aspects. *Building and Environment*. 2014. Vol. 72. P. 259 – 286.

23. Полунин Ю. Н. Оптимизация основных параметров низкотемпературных систем отопления зданий с усиленной тепловой защитой наружных ограждений. *Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури*. 2013. №50. С. 245 – 250.

24. Скребнев А.Ф., Полунин Н.Н. Эксплуатационные режимы традиционных и низкотемпературных систем отопления зданий с усиленной тепловой защитой при совместной работе. *Вісник Одеської державної академії будівництва та архітектури*. 2013. №51. С. 249 – 253.

25. Плаксина Е.В. и др. Характерные особенности систем напольного отопления. *Инженерные системы и сооружения*. 2013. №2. С. 11 – 20.

26. Ласунов М.С. Современные системы отопления. *Новая наука: Теоретический и практический взгляд*. 2016. №.6-2. С. 133 – 137.

27. Ратушняк Г.С., Очеретний А.М. Енергоефективність індивідуальних систем тепlopостачання квартир в багатоповерхових житлових будівлях. *Вісник ВПІ*. 2015. №5. С. 23 – 28.

28. Редько А.О., Безродний М.Н., Загорученко М.В., Редько О.Ф., Ратушняк Г.С., Хмельнюк М.І. Низькопотенціальна енергетика. *Навчальний посібник*. Харків, 2016. С. 412.

29. Мацевитый Ю.М., Чиркин Н.Б., Богданович Л.С., Клепанда А.С. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины. *Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит*. 2007. № 3. С. 23 – 29.

30. Еремкин А.И., Королева Т.И., Данилин Г.В., Быков В.В. и др. Экологическая эффективность энергосбережения в системах отопления; вентиляции; и кондиционирования воздуха: учеб. пособие. АГВ. 2008. 184 с.

31. Басок Б.И., Беляева Т.Г., Рутенко А.А., Лунина А.А. Анализ экономической эффективности при реализации теплонасосных систем для теплоснабжения. *Пром. теплотехника*. 2008. Т. 30. №4. С. 56 – 63.

32. Фиалко Н.М., Шеренковский Ю.В., Прокопов В.Г., Меранова Н.О., Гнедой Н.В., Иваненко Г.В., Юрчук В.Л., Гнедаш Г.А. Энергетическая эффективность комбинированных систем традиционного и электрического отопления зданий. Пром. теплотехника. 2011. №5. Т. 33. С. 66 – 73.
33. Енергозбереження житловому фонді: проблеми, практика, перспективи: Довідник "НДІпроектреконструкція". Deutsche Energie-Agentur GmbH, Instituts Wohnen und Umwelt GmbH (IWU). 2006. 144 с.
34. Стратегія енергозбереження в Україні. Аналітично-довідкові матеріали за ред. Жовтянського В.А., Кулика М.М., Стогнія Б.С. Академперіодика. 2006. Т. 1. 510 с.
35. Долінський А.А. Енергозбереження та екологічні проблеми енергетики Вісник НАН України. 2006. №2. С. 56 – 63.
36. Энергия окружающей среды и строительное проектирование. Пер. с англ. Ивановой Г.А. Под ред. Богословского В.Н., Махова Л.М. Стройиздат. 1983. 136 с.
37. Стрижак П.А., Морозов М.Н. Энергоэффективность системы теплоснабжения зданий при различных методах регулирования теплопотребления. Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2014. №3(202). С. 88 – 96.
38. Прохоров В.И. Энергетический баланс инженерных систем здания и окупаемость новых технологических решений. Современные системы теплогазоснабжения и вентиляции: сб. трудов. МГСУ. 2003. С. 8 – 18.
39. Лобов О.И., Ананьев А.И., Кувшинов Ю.Я. и др. Взгляд на энергосбережение сквозь стены. Строительный эксперт. 2004. №6. С. 4 - 8.
40. Береговой А.М. Энергоэкономичные и энергоэффективные здания. АСВ. Пенза: ПГАСА. 1999. 160 с.
41. Булкин С.Г. Плешка М.С., Страгаи Ф.Н. Возможности и перспективы использования солнечной энергии: для отопления и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий в Молдавии. - Кишинев: 1988, - 65 с.
42. Гагарин В.Г., Козлов В.В., Цыгановский Е.Ю. Расчет теплозащиты, фасадов с вентилируемым воздушным зазором. АВОК. Ч. 1. 2004. С. 2 - 8.

43. Кувшинов Ю.Я. Оптимальные параметры теплозащиты жилых и общественных зданий. Оптимизация систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха и теплогазоснабжения. МИСИ. 1980. №176. С. 33 – 37.
44. Поляков Ю.В., Абдыкалыков А.А., Боронбаев Э.К., Абдылдаева А.М. и др. Опытное изучение теплового режима жилого дома с солнечным нагреванием через остекленную глинобитную стену. Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2010. № 4. С. 116 – 120.
45. Бердыбаева М.Т., Боронбаев Э.К., Обозов А.Д. Возможности практического применения солнечной энергии для теплообеспечения зданий. Энергосбережение и микроклимат в зданиях: Сб. науч. тр. Вып. 2. Кыр. гос. ун-та стр-ва, трансп. и архит. Бишкек: Технология. 2000. С. 45 – 50.
46. Боронбаев Э.К. Повышение энергоэффективности зданий: предпосылки, теория, практика. Кыр. гос. ун-та стр-ва, трансп. и архит. Бишкек: 2004. 258 с.
47. Боронбаев Э.К. Стратегия реконструкции здания относительно его идеальной энергоэффективности. Наука и новые технологии. Бишкек. 2001. №2. С. 57 – 61
48. Boronbaev E.K. Solar - Thermal Supply and Energy Saving Architecture of Buildings. Applied, Optics and Solar Energy. Czech Republic. Prague. 1989. P. 296 – 299.
49. Казаков Г.В. Принципы совершенствования гелиоархитектуры. Львов: Свит. 1990. 152 с.
50. Heerwagen J., Diamond R. Adaptations and Coping: Occupant Response to Discomfort in Energy Efficient Buildings. Summer Study on Energy Efficiency in Buildings. 1992. P. 10.83 – 10.90.
51. Разумов Н.Ф., Цветков П.В. Оценка теплового микроклимата в помещениях с греющим полом. Сб. науч. тр. Междунар. юбилейной науч.-техн. конф. СПбГАСУ. СПб. 1997. С. 18 – 23.
52. Горомосов М.С., Ципер Н.А. Гигиеническая оценка лучистого отопления. Водоснабжение и санитарная техника. 1957. №2. С. 28 – 31.
53. EN 832. Thermal Performance of Buildings - Calculation of Energy Use for

- Heating - Residential Buildings. Brussels: European Committee for Standardization. 1998. 46 p. (The corrigendum EN 832: 1998 / AC: 2000. 4 p.)
54. Labhard E., Binz A., Zanoni T. Erneuerbare Energien und Archirectur - Fragestellugen im Entwurfsprezess - ein Leitfaden. Bundesamt fur Konjunkturfragen. Bern. EDMZ Best. 1995. Nr. 724.251 D. 86 p.
55. Olgyay V. Design with climate. Princeton: Princeton University Press. 1963. 218 p.
56. Тарнижевский Б.В. Энергоэффективность применения установок солнечного теплоснабжения в Европейской части России. Гелиотехника. 1994. №5. С. 70 – 78.
57. Бердыбаева М.Т., Боронбаев Э.К., Обозов А.Д. Возможности практического применения солнечной энергии для теплообеспечения зданий // Энергосбережение и микроклимат в зданиях: Сб. науч. тр. Вып. 2 / Кыр. гос.ун-та стр-ва, трансп. и архит. Бишкек: Технология. 2000. С. 45 – 50.
58. Боронбаев Э.К., Бердыбаева М.Т., Обозов А.Д. Комбинированная солнечно-теплонасосная установка. Вестник института автоматики Нац. АН. Бишкек: Илим. 1996. С. 197 – 207.
59. Боронбаев Э.К., Тохлукова Э.О. Поступление солнечной радиации на поверхность зданий при средней облачности неба. Объединенный научный журнал. М.: Тезарус. 2002. №31(54). С. 72 – 76.
60. Шильклопер С.М. Вычисление теплоступлений от солнечной радиации, проходящий через произвольно ориентированный световой проем. Водоснабжение и санитарная техника. 1984. №8. С. 16 – 18.
61. Duffie J.A., Beckman W.A. Solar engineering of thermal processes. New York: John Wiley and Sons. 1991. 919 p.
62. Goulding J.R., Lewis J.O. Passive solar building design. Energy Efficient buildings. London: James and James. 1993. P. 27 – 31.
63. Hastings R., Hestnes A.G., Saxhof B. Solar Energy Houses: Strategies, Technologies, examples. London: James and James, 1997. 170 p.
64. Vajen K., Orths R., Boronbaev E.K. Solartechnick in Mittelasiien. Sonnen Energie, München. 1997. P. 40 – 41.

65. Weiss W. Thermal Use of Solar Energy. Vienna. 1999. 48 p.
66. Ретгер Э.И. Архитектурно - строительная аэродинамика. М.: Стройиздат, 1984. 294 с.
67. Дэвис А., Шуберт Р. Альтернативные: природные источники энергии в строительном проектировании. М: Стройиздат. 1981. 239 с.
68. Шойхет Б.М. Концепция энергоэффективного здания. Европейский опыт. М. АВОК- ПРЕСС. 2007. 39 с
69. Файст В. Основные положения по проектированию пассивных домов. М.: АСВ. 2011. 144 с.
70. Дмитриев А.Н. Управление энергосберегающими инновациями в строительстве зданий: Учебное пособие. М.: АСВ. 2000. 320 с.
71. Саницький М.А., Позняк О.Р., Марущак У.Д. Енергозберігаючі технології в будівництві: навч. посібник. Львівська політехніка. 2011. 248 с.
72. Васильев Т.П. Теплохладоспабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергией поверхностных слоев земли. М: «Граница». 2006. 276 с
73. Сканави А.Н., Махов Л.М. Отопление. М.: АСВ. 2002. 576 с.
74. Богословский В.Н., Сканави А.Н. Отопление: Учебник для вузов. М.: Стройиздат. 1991. 735 с.
75. Гагарин В.Г., Ченцов М.А. Требуемое сопротивление теплопередаче стен при нормировании удельного энергопотребления здания. Бетон на рубеже третьего тысячелетия. М.: НИИЖБ. 2001. С. 1355 – 1362.
76. Ильинский В.М. Строительная теплофизика. М.: Высшая школа. 1973. 319 с.
77. Маляренко В.А., Редько А.Ф., Чайка Ю.И., Поволочко В.Б. Строительная теплофизика ограждающих конструкций зданий и сооружений. Харьков: Рубикон. 2001. 280 с.
78. Боронбаев Э.К., Тохлукова Э.О. Энергосберегающее затенение ограждений здания с учетом облачности неба. Объединенный научный журнал. М.: Тезарус. 2002. №31(56). С. 76 – 79.
79. Мхитарян Н.М. Энергетика и комфорт. К: Наукова думка. 2011. 438 с.

80. Дешко В.И., Шовкалюк М.М. К вопросу о влиянии погодных условий на эффективность теплоснабжения. Промышленная теплотехника. Т. 29. №7. 2007. С. 88 – 91.
81. Дешко В.И., Шовкалюк М.М., Шевченко О.М. Вплив температурно-погодних факторів на показники проектів з енергозбереження. Енергетика та електрифікація. 2007. №3. С. 62 – 68.
82. Маляренко В.А., Голощапов В.Н., Орлова Н.А. Моделирование теплообмена на наружных поверхностях ограждающих конструкций зданий. Энергосбережение Энергетика Энергоаудит. 2006. №7. С. 8 – 17.
83. Боронбаев Э.К., Абдылдаева А.М., Тохлукова Э.О. Выбор формы и ориентации здания по тепловому эффекту внутренних источников, Солнца и окружающей среды. Объединенный научный журнал. М: Тезарус. 2003. №18. С. 52 – 57.
84. Богословский В.Н. Тепловой режим здания. М.: Стройиздат. 1979. 248 с.
85. Фаренюк Г.Г., Федевич О.М. Науково-методичні напрями вирішення проблеми енергоефективності будівель. Будівельні конструкції: зб. наук. праць. Вип. 77. К.: ДП НДІБК. 2013. С. 10 – 14.
86. Левчій Д.В., Заславський В.А., Ненахов Е.І. Моделювання процесів опалення житлового будинку. Теорія оптимальних рішень. Зб. наук. пр. 2012. №11. С. 136 – 143.
87. Бродач М.М., Табунщиков Ю.А. Научные основы проектирования энергоэффективных зданий. АВОК. 1998. №1. С. 11 – 18.
88. Разумов Н.Ф., Цветков П.В. Оценка теплового микроклимата в помещениях с греющим полом. Сб. науч. тр. Междунар. юбилейной науч.-техн. конф. СПбГАСУ. СПб. 1997. С. 18 – 23.
89. Идрисов А.З., Козодоев Л.В., Половодов А.Л. Особенности теплообмена при лучистом отоплении. Строит. вестн. Тюмен. обл. 2000. №1. С. 38 – 40.
90. Банхиди Л. Тепловой микроклимат помещений: Расчет комфортных параметров по теплоощущениям человека. Перевод с венг. Беляева В.М. М.: Стройиздат. 1981. 248 с.

91. Пономарева Н.К. Основные гигиенические параметры системы лучистого отопления. Автореф. дисс. на соиск. научн. степени канд. техн. наук. Ленинградского НИИ сан. гигиены. 1954. 21 с.
92. Худенко А.А. Развитие научных основ и совершенствование систем радиационного отопления зданий. Автореф. диссертации на соиск. научн. степени д-ра техн. наук. Л.: ЛИСИ. 1989. 32 с.
93. Шкловер А.М. Температурный режим отопления и определение теплопотерь. Водоснабжение и санитарная техника. 1965. № 5. С. 4 – 7.
94. ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування». Київ: Мінрегіонбуд України. 2013. 141 с.
95. ДСТУ Б В.2.6-100:2010 Конструкції будинків і споруд. Методи визначення теплостійкості огорожувальних конструкцій. Київ: Мінрегіонбуд України. 2010. 35 с.
96. ДСТУ Б В.2.6-101:2010 Метод визначення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій. Київ: Мінрегіонбуд України. 2010. 84 с.
97. Войтехович В.Н. Тепловизионный контроль качества как один из инструментов энергосбережения в строительстве. Новости теплоснабжения, №3. 2000. Режим доступа до ресурсу: <http://www.energsovet.ru/stat149.html>.
98. Короткий В., Якимович Д., Черванева Е. Приборный контроль теплотехнических характеристик светопрозрачной части стеклопакетов. Архитектура и строительство. №1-2(200). 2009. С. 90 – 91.
99. Декуша О., Воробьев Л., Декуша Л. Универсальный прибор ИТ-8М для измерения коэффициента теплопроводности строительных. Вимірювальна техніка. № 68. 2008. С. 101 – 107.
100. Лыков А.В. Теория теплопроводности. М.: Высшая школа. 1967. 600 с.
101. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника. М.: Стройиздат. 1973. 287 с
102. Корбут В.П., Давыденко Б.В. Аэродинамическое и тепловое взаимодействие главного корпуса ТЭС с ветровым потоком. Тепломассообмен. ММФ. 2004. Режим доступа до ресурсу: http://www.itmo.by/ru/conferences/mif_5/abstract/1-43.pdf.

103. Гувернюк С.В., Гагарин В.Г. Компьютерное моделирование аэродинамических воздействий на элементы ограждений высотных зданий. АВОК. 2006. С. 18 – 24.
104. Круковский П.Г., Пархоменко Г.А., Тадля О.Ю., Метель М.А. Идентификация параметров теплопотерь помещения по бесконтактным измерениям температур. Промышленная теплотехника. 2009. Т. 31. №3. С. 46 – 55.
105. Тадля О.Ю. Вдосконалення методів та моделей розрахункового аналізу теплових режимів та тепловтрат приміщень з різними системами опалення: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. Київ. 2004. 19 с.
106. Фиалко Н.М., Черных Л.Ф. Тепловое состояние трехслойных наружных стен помещения при напольном электротеплоаккумуляционном отоплении. Пром. теплотехника. 2004. Т. 26. № 5. С. 48 – 56.
107. Власов О.Е. Основы строительной теплотехники. М.: Изд. ВИА РККА. 1938. 94 с.
108. ДБН В.2.6-31:2006 Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель. Київ: Мінбуд України. 2013. 68 с.
109. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. М.: Высшая школа. 1982. 415 с.
110. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М.: Энергия. 1977. 344 с.
111. Гребер Г., Эрк С., Григуль У. Основы учения о теплообмене. М.: Изд-во иностр. лит. 1958. 556 с.
112. Недбайло А.Н. Особенности теплопередачи через многослойную ограждающую конструкцию в нестационарном режиме. Керамика: наука и жизнь. №1(22). 2014. С. 4 – 9.
113. Недбайло А.Н., Калинина М.Ф., Божко И.К., Новицкая М.П., Гончарук С.М., Кужель Л.Н., Лысенко О.Н. Математическая модель нестационарного процесса теплопереноса в многослойной ограждающей конструкции. Керамика: наука и жизнь. №2(23). 2014. С. 14 – 29.

114. Лыков А.В., Михайлов Ю.А. Теория переноса энергии и вещества. Минск: Изд. АН БССР. 1959. 330 с.
115. Справочник по климату СССР. Вып. 10. ч. I. Солнечная радиация, радиационный баланс и солнечное сияние. Л.: Гидрометеиздат. 1966. 124 с.
116. Справочник по климату СССР. Вып. 10. ч. II. Температура воздуха и почвы. Л.: Гидрометеиздат. 1967. 608 с.
117. Справочник по климату СССР. Вып. 10. ч. III. Ветер. – Л.: Гидрометеиздат. 1967. 682 с.
118. Шкловер А.М. Теплопередача при периодических тепловых воздействиях. М.: Стройиздат, 1961. 161 с.
119. Кондратьев К.Я., Пивоварова З.И., Федорова М.П. Радиационный режим наклонных поверхностей. Л.: Гидрометеиздат. 1978. 216 с.
120. Идрисов А.З., Козодоев Л.В., Половодов А.Л. Особенности теплообмена при лучистом отоплении. Строит. вестн. Тюмен. обл. 2000. №1. С. 38 – 40.
121. Бартенев О.В. Фортран для профессионалов. Математическая библиотека IMSL. М.: Диалог МИФИ. 2001. 368 с.
122. Хоменко В.П., Фаренюк Г.Г. Справочник по теплозащите зданий. К.: Будівельник, 1986. – 216 с.
123. Накорчевский А.И. Действие климатических условий на теплопередачу через ограждения зданий и использование избыточной теплоты для теплоснабжения. Инженерно-физический журнал. 2013. Т. 86. №3. С. 481 – 488.
124. Басок Б.И., Накорчевский А.И. Моделирование теплопередачи через наружное ограждение зданий с учетом непрерывного действия климатических факторов. Будівельні конструкції: Міжвідомчий науково-технічний збірник. Київ: ДП НДІБК. 2014. Вип. 80. С. 113 – 120.
125. Зигель Р., Хауэлл Дж. Теплообмен излучением. М.: Мир. 1975. 934 с.
126. Джалурия Й. Естественная конвекция. Тепло- и массообмен. М.: Мир. 1983. 256 с.

127. Гухман А.А. Применение теории подобия к исследованию процессов тепло- и массообмена: Процессы переноса в движущейся среде. М.: Высшая школа. 1974. 328 с.
128. Хмельюк К.Д. Исследование теплового пограничного слоя вертикальных стеновых ограждений. Инженерно-физический журнал. 1961. Т. 4. № 2. С. 109 – 129.
129. Себиси С., Тунсер Т. Конвективный теплообмен: Физические основы и вычислительные методы. М.: Мир. 1987. 590 с.
130. Горшков А.С., Ракова К.М., Мусорина Т.А., Цейтин Д.Н., Агишев К.Н. Проект здания с низким потреблением тепловой энергии на отопление. Строительство уникальных зданий и сооружений. 2015. №4(31). С. 232 – 247.
131. Стефанюк В.В. Интеллектуальная система поддержки функционирования теплонасосного энергоснабжения. Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2010. №10(45). С. 33 - 35.
132. Чепурний М.М., Ткаченко С.Й., Остапенко О.П. Аналіз енергетичної ефективності застосування теплонасосних установок в системах централізованого теплопостачання. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2002. №4. С. 52 – 55.
133. Fong K.F., Chow T.T., Hanby V.I. Development of Optimal Design of Solar Water Heating System by Using Evolutionary Algorithm. Journal of Solar Energy Engineering. 2006. Vol. 129. №4. P. 499 – 501.
134. Накорчевский А.И., Басок Б.И. Оптимальная конструкция грунтовых теплообменников. Пром. теплотехника. 2005. Т. 27. №6. С. 27 – 31.
135. Gauthier C., Lacroix M., Bernier H. Numerical simulation of soil heat exchanger-storage systems for greenhouse. Solar Energy. 1997. V.60. №6. P. 333 – 346.
136. Florides G., Kalogirou S. Ground heat exchangers – a review of systems, models and applications. Renewable Energy. 2007. №32. P. 2461 – 2478.
137. Гершкович В.Ф. Энергетические сваи. СОК. 2009. №8. С. 46 – 50.

138. Васильев Г.П. Теплохладоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоев земли. М.: Красная звезда. 2006. 311 с.
139. Лобасов М.С., Финников К.А. и др. Тепломасообмен. Красноярск: ИПК СФУ. 2009. 295 с.
140. Соломаха Є.С., Новаківський Є.В., Недбайло О.М. Метод розрахунку теплового бар'єра для потреб тепло- та холодопостачання. Пром. теплотехника. 2014. Т. 36, №3. С. 89 – 93.
141. Соломаха Є.С., Новаківський Є.В., Недбайло О.М. Розподіл температури в стіні з тепловим бар'єром. Холодильна техніка та технологія. №5(151). 2014. С. 37 – 42.
142. Безродный М.К., Притула Н.А. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія. Київ: НТУУ «КПІ». 2016. 272 с.
143. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. М.: Энергоиздат. 1981. 320 с.
144. Фаренюк Г.Г. Тенденции и требования к энергосохранению в строительной сфере. Строительные материалы и изделия. 2006. №3. С. 6 – 9.
145. Накорчевский А.И., Недбайло А.Н. Теплопередача через многослойные оконные стеклопакеты с учетом действия солнечной радиации. Инженерно-физический журнал. 2013. Т. 86. №6. С. 1282 – 1287.
146. Басок Б.И., Давыденко Б.В., Новицкая М.П., Гончарук С.М., Недбайло А.Н. Влияние толщины газовой прослойки на термическое сопротивление однокамерного стеклопакета. Промышленная теплотехника. 2012. Т. 34. №1. С. 100 – 107.
147. Фаренюк Г.Г., Голубев А.А., Архаров И.А., Криппа А.В. Использование тяжелых инертных газов в стекло пакетах. Светопрозрачные конструкции. 2006. №2. С. 61 – 62.
148. Корепанов Е.В. Численное моделирование процесса теплопередачи через стеклопакеты с газовым наполнением. Вестник Ижевского государственного технического университета. 2004. №3. С. 29 – 32.

149. Накорчевский А.И., Недбайло А.Н. Влияние климатических факторов на теплопередачу через вентилируемые двухкамерные окна. Инженерно-физический журнал. 2015. Т. 88. № 3. С. 690 – 696.
150. Накорчевский А.И. К минимизации теплотерь через наружное ограждение здания с оконным проемом. Инженерно-физический журнал. 2015. Т. 88. №3. С. 681 – 689.
151. Грищенко В.В., Низовцев М.И., Терехов В.В., Терехов В.И. Математическое моделирование теплообмена в межстекольном промежутке окна. Известия Вузов. Строительство. 2002. № 7. С. 120 – 127.
152. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. М.: Энергоатомиздат. 1984. 152 с.
153. Пейре Р., Тейлор Т.Д. Вычислительные методы в задачах механики жидкости. Л.: Гидрометеиздат. 1986. 352 с.
154. Давыденко Б.В. Метод матричной прогонки для решения сеточных уравнений гидродинамики. Восточно-европейский журнал передових технологий. 2008. №5(35). С. 7 – 11.
155. Баштовой А.А., Багрийчук А.С., Недбайло О.М. Методика определения термического сопротивления строительных стеклопакетов. Пром. теплотехника. 2013. Т. 36, №2. С. 51 – 55.
156. Лунина А.А., Тесля А.И., Недбайло А.Н. и др. Экспериментальная теплонасосная установка с грунтовым коллектором для автономного теплоснабжения и кондиционирования. Пром. теплотехника. 2009. Т. 37. № 7. С. 25 – 31.
157. Ткаченко М.В., Лунина А.А., Недбайло А.Н. Экспериментальная низкотемпературная водяная система отопления типа «теплый пол». Пром. теплотехника. 2009. Т. 31, №7. С. 81 – 84.
158. Ткаченко М.В., Недбайло А.Н., Нежута В.П., Новицкая М.П. Исследование теплообменных процессов в низкотемпературной водяной системе отопления типа «теплый пол». Тезисы докладов 7-й международной конференции «Проблемы промышленной теплотехники». Киев. 2011. С. 81 – 82.

159. Ткаченко М.В. Дослідження квазістаціонарного теплообміну в системі водяного підлогового опалення. Пром. теплотехніка. 2011. Т. 33. №8. С. 170 –175.
160. Басок Б.І., Недбайло О.М., Новицька М.П., Ткаченко М.В. Моделювання теплового стану приміщення з системою водяного підлогового опалення. Пром. теплотехніка. 2012. Т. 34. №7. С. 65 – 73.
161. Воробйов Л.Й., Грищенко Т.Г., Декуша Л.В., Декуша О.Л., Довганюк В.М., Карташев В.І., Луценко М.Д. Опір теплопередаванню крізь огорожувальні конструкції будівель та споруд різного призначення. Типова методика виконання вимірювань комбінованим тепловізійно-теплометричним методом із застосуванням комп'ютеризованого вимірювального комплексу. МВУ/06:2011. Інститут технічної теплофізики НАН України. ДП «Укрметртестстандарт». ПП «Укртеплогідроізоляція». 2011. – 96 с.
162. Недбайло А.Н., Ткаченко М.В. Высокоэффективные низкотемпературные теплонасосные системы теплоснабжения. Сборник тезисов международной конференции «Украина – Россия – Сколково». 2013. С. 62 – 64.
163. Юрченко Д., Хитрых Д. Обеспечение температурного режима товарного склада в зимний и летний периоды с помощью AnsysCFD. Ansysadvantage. Русская редакция. №12. 2009. С. 35 – 38.
164. Электротеплоаккумуляционное отопление греющим полом (Сб. статей под ред. Д.И. Розинского). К.: ИТТФ НАН Украины. НПП «Элетер». 2001. 156 с.
165. Басок Б.И., Недбайло А.Н., Новицкая М.П., Ткаченко М.В., Гончарук С.М. Численное моделирование теплообмена между теплоносителем и воздухом в помещении при напольном отоплении. Инженерно-физический журнал. 2013. Т. 86. №2. С. 394 – 399.
166. Авраменко А.А., Басок Б.И., Кузнецов А.В. Групповые методы в теплофизике. К.: Наукова думка. 2003. 235 с.

167. Ткаченко М.В., Новіцька М.П., Недбайло О.М., Божко І.К. Квazистаціонарний тепловий режим приміщення при низькотемпературному повітряному опаленні фанкойлом. Будівельні конструкції. Міжвідомчий науково-технічний збірник. 2013. Випуск 77. С. 338 – 343.
168. Гершуни Г.З., Жуховицкий Е.М. Конвективная устойчивость несжимаемой жидкости. М.: «Наука». 1972. 268 с.
169. Низовцев М.И., Сахаров И.А. Определение тепловых и конструктивных параметров водяного теплого пола. Сб. трудов Научно-практической конференции «Энерго- и ресурсоэффективность малоэтажных жилых зданий». Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН. 2013. С. 39 – 43.
170. Галан М.А. Тепловой насос – энергетически эффективная составляющая систем кондиционирования воздуха. Тепловые насосы. 2011. № 2. С. 25 –30.
171. Безродний М.К., Галан М.А. Термодинамічна ефективність теплонасосних систем повітряного опалення. Наукові вісті Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». 2011. № 1. С. 13 – 17.
172. William J. N. Turner, Iain S. Walker Using a ventilation controller to optimise residential passive ventilation for energy and indoor air quality. Building and Environment. 2013. Vol. 70. P. 20 – 30.
173. Rauno Holopainen, Kari Salmi, Erkki Kähkönen Primary energy performance and perceived indoor environment quality in Finnish low-energy and conventional houses. Building and Environment. 2015. Vol. 87. P. 92 – 101.
174. Ластовец Н.В. Применение вычислительных программ вычислительной гидродинамики для анализа процессов вентиляции и кондиционирования воздуха. Коммунальное хозяйство городов. Научно-технический сборник. №88. 2008. С. 208 – 213.
175. Новіцька М.П., Ткаченко М.В., Недбайло О.М., Божко І.К. Квazистаціонарний тепловий режим приміщення при низькотемпературному повітряному опаленні фанкойлом. Будівельні конструкції. Міжвідомчий науково-технічний збірник. 2013. Випуск 77. С. 338 – 343.

176. Andrew D. Chiasson, Jeffrey D. Spitler, Simon J. Rees, Marvin D. Smith. A Model for Simulating the Performance of a Pavement Heating System as a Supplemental Heat Rejecter With Closed-Loop Ground-Source Heat Pump Systems. *Journal of Solar Energy Engineering*. 2000. №4. Vol. 122.
177. Васильев Г.П. Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных системах. *АВОК*. 2003. №2. С. 52 – 60.
178. Хворов М.М., Лейбович Л.И., Корчевский Н.В., Дорундяк Н.М. Опыт применения тепловых насосов для теплоснабжения в южных районах Украины. *Відновлювана енергетика*. 2006. №1. С. 20 – 25.
179. Долинский А.А., Басок Б.И., Накорчевский А.И., Недбайло А.Н. и др. Научно-технический центр теплонасосных технологий ИТТФ НАН Украины. *Пром. теплотехника*. 2011. Т. 33. № 7. С. 89 – 91.
180. Басок Б.И., Беляева Т.Г., Коба А.Р., Ткаченко М.В., Недбайло О.М. та інш. Комплексна модернізація типової системи теплопостачання будівлі на основі використання теплової насосу типу «повітря-вода». *Пром. теплотехника*. 2009. Т. 31. №7. С. 19 – 21.
181. Недбайло О.М. Використання теплового насосу типу «повітря-рідина» в існуючій централізованій системі опалення. *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. 2010. №2(20). С. 32 – 36.
182. Басок Б.И., Недбайло О.М., Ткаченко М.В., Божко І.К., Лисенко О.М., Луніна А.О. Модернізація системи опалення будівлі з використанням теплового насоса типу «повітря-рідина». *Промислова теплотехніка*. 2015. Т. 37. №5. С. 68 – 74.
183. Зейдель А.Н. Погрешности измерений физических величин. Л.: Наука. 1985. 112 с.
184. Рабинович С.Г. Погрешности измерений. Л.: Энергия. 1978. 262 с.
185. Табунщиков Ю.А., Бродач М.М., Шилкин Н.В. Энергоэффективные здания. М.: АВОК-ПРЕСС. 2003. 118 с.
186. Масленников А.А. Энергоэффективные технологии в индивидуальном жилом строительстве. Наука ЮУрГУ: материалы 66-й научной конференции. 2014. С. 116 – 121.

187. Эрнст Т. Пассивный дом. Понятие и основные принципы проектирования пассивного дома. Builder Club. 2011.
188. Balcomb J.D., Burns P.J., Niles P.W.B., Jones G.F. etc. Passive solar buildings. Cambridge. London: The MIT Press. 1992. 534 p.
189. Селиванов Н.П., Мелуа А.И., Зоколей С.В. и др. Энергоактивные здания. Под ред. Сарнацкого Э.В. и Селиванова Н.П. М.: Стройиздат. 1988. 376 с.
190. Розумний будинок Білла Гейтса [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://dss-bi.com.ua/sitelab1>
191. Running on Renewable Energies - Princess Elisabeth Antarctica Research Station [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.antarcticstation.org/station/renewable_energies/
192. Energy and Climate – The University of Copenhagen [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://climate.ku.dk/green-campus/energy_and_climate/
Назва з титул. екрану.
193. Sustainability – Pearl River Tower [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://en.wikipedia.org/wiki/Pearl_River_Tower/ Назва з титул. екрану.
194. Басок Б.И., Хибина М.А., Беляева Т.Г. Энергоэффективные дома типа «ноль энергии». Принципы создания и пути развития. Пром. Теплотехника. 2013. Т. 35. №6. С. 36 -47.
195. Сеппанен О. Европа устанавливает новые требования к энергетическим характеристикам зданий. Энергосбережение. №4. 2010. С. 40 – 46.
196. Камеліна О.В., Щербініна С.А. Сучасні проблеми забезпечення енергоефективності житлового будівництва України. Проблеми економіки. №3. 2014. С. 108 – 114.
197. Сердюк Р.В., Франишина С.Ю. Енергозбереження в будівництві. Вимоги сьогодення. Вісник Вінницького політехнічного інституту. 2009. №4. С.17 – 21.
198. Долінський А.А., Басок Б.І., Недбайло О.М., Беляева Т.Г., Хибина М.А., Ткаченко М.В., Новіцька М.П. Концептуальні основи створення експериментального будинку типу «нуль енергії». Будівельні конструкції. Міжвідомчий науково-технічний збірник. 2013. Випуск 77. С. 222 – 228.

199. Басок Б.И., Недбайло А.Н., Хибина М.А., Беляева Т.Г. Концепция создания дома пассивного типа. Сборник тезисов международной конференции «Украина – Россия – Сколково». 2013. С. 68 – 70.
200. Basok B., Nedbailo A., Novitska M., Khibina M., Goncharuk S. Creating of experimental passive house in the Institute of engineering Thermophysics. Proceedings of 8-th International Green Energy Conference. Monograph. NAU, Kiev. 2013. P. 234 – 237.
201. Басок Б.И., Недбайло А.Н., Ткаченко М.В., Божко И.К., Ряснова Е.В. Концепция системы теплоснабжения энергоэффективного дома. Аква Терм. №8. 2013. С. 42 – 46.
202. Божко И.К., Калинина М.Ф., Гончарук С.М., Недбайло А.Н. Теплофизическая лаборатория для исследования особенностей энергоэффективности зданий. Керамика: наука и жизнь. №3(24). 2014. С. 74 – 83.
203. Басок Б.И., Недбайло А.Н., Божко И.К., Ткаченко М.В. Технические аспекты системы энергообеспечения пассивного дома. Енергоефективність в будівництві та архітектурі. 2016. Випуск 8. С. 3 – 9.
204. Laurent Georges, Monica Berner, Hans Martin Mathisen Air heating of passive houses in cold climates: Investigation using detailed dynamic simulations. Building and Environment. 2014. Vol. 74. P. 1 – 12.
205. Шевцова С.В. Анализ зарубежного опыта использования альтернативных видов энергии. Общегосударственный научно–производственный и информационный журнал. 2010. С. 49 – 53.
206. Танака С., Суда Р. Жилые дома с автономным солнечным теплоснабжением / пер. с япон. Успенской Е.Н. М.: Стройиздат. 1989. 184 с.
207. Бобров И.А., Захаров А.В. Применение тепловой энергии грунтового основания для отопления и кондиционирования зданий. Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Строительство и архитектура. 2011. №.1. С. 10 – 14.
208. Басок Б.И., Ряснова Е.В., Божко И.К. Анализ мирового рынка

- комбинированных гелиотеплонасосных систем. Пром. теплотехника. 2014. Т. 36. №1. С. 32 – 40.
209. Басок Б.И., Недбайло О.М., Ткаченко М.В., Божко І.К., Новіцька М.П. Схемні рішення оснащення енергоефективного будинку системою тепло забезпечення. Пром. теплотехника. 2013. Т. 35. №1. С. 42 – 48.
210. Божко І.К., Недбайло А.Н., Ткаченко М.В., Засецкий И.Г. Комбинированная система теплоснабжения высокоэнергоэффективного дома. Энергоефективність в будівництві та архітектурі. 2014. Випуск 6. С. 14 – 22.
211. Божко І.К., Недбайло А.Н., Ткаченко М.В. Поливалентная система теплообеспечения пассивного дома. Энергоефективність в будівництві та архітектурі. 2015. Випуск 7. С. 22 – 29.
212. Басок Б.И., Божко І.К., Недбайло А.Н., Лысенко О.Н. Поливалентная система теплообеспечения пассивного дома на основе возобновляемых источников энергии. Инженерно-строительный журнал. №6. 2015. С. 32 – 43.
213. Басок Б.И., Недбайло О.М., Божко І.К., Ткаченко М.В. Система энергозабезпечення пасивного будинку. Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції «Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті». С. 222 – 225.
214. Недбайло А.Н., Ляшенко Н.Е. Использование солнечного коллектора для отопления помещения. Пром. теплотехника. 2010. Т. 35. №4. С. 36 – 45.
215. Патент на корисну модель № 68592. Акумуляційна геліогрунтова теплонасосна система теплопостачання / Долінський А.А., Басок Б.И., Недбайло О.М., Ляшенко Н.Є, Ткаченко М.В. UA 68592 МПК (2006.01), F24J 2/42.
216. Гершкович В.Ф. Солнечные установки горячего водоснабжения. Відновлювана енергетика. 2008. №1. С. 11 – 24.
217. Пуховой И.И. Разработка и тепловые расчеты систем солнечного отопления. К.: Политехника. 1992. 24 с.
218. Авезов Р.Р., Орлов А.Ю. Солнечные системы отопления и горячего водоснабжения. Ташкент: Фан. 1988. 125 с.

219. Сиворакша В.Ю., Марков В.Л., Петров Б.Є. Теплові розрахунки геліосистем. Дніпропетровськ: Вид. Дніпр. ун-ту. 2003. 124 с.
220. Накорчевский А.И., Басок Б.И., Беяева Т.Г. Проблемы грунтового аккумуляирования теплоты и методы их решения. Пром. теплотехника. 2003. Т. 25. №3. С. 42 – 50.
221. Накорчевский А.И. Басок Б.И., Беяева Т.Г. Эффективность схемных решений при грунтовом аккумуляировании теплоты. Нетрадиційні і поновлювані джерела енергії як альтернативні первинним. Збірник наук. Статей. Львів. 2005. С. 236 – 240.
222. Накорчевский А.И. Динамика грунтового аккумуляирования теплоты и выбор рациональных решений. Инженерно-физический журнал. 2004. Т. 77. №4. С. 10 – 19.
223. Накорчевский А.И., Басок Б.И., Беяева Т.Г. Некоторые аспекты использования теплоты солнечной радиации для коммунального теплоснабжения. Известия РАН. Энергетика. 2006. №4. С. 94 – 103.
224. Накорчевский А.И. Теоретические и прикладные аспекты грунтового аккумуляирования и извлечения теплоты. Киев: Наукова думка. 2008. 150 с.
225. Накорчевский А.И., Басок Б.И., Беяева Т.Г. Технологические показатели различных схем грунтового аккумуляирования теплоты. Теплоэнергетика. 2006. №3. С. 29 – 35.
226. Jérémie Léger, Daniel R. Rousse, Kilian Le Borgne, Stéphane Lassue Comparing electric heating systems at equal thermal comfort: An experimental investigation. Building and Environment. 2018. Vol. 128. P. 161 – 169.
227. Басок Б.И., Коба А.Р., Беяева Т.Г., Недбайло О.М. та інші. Створення грунтових водо-водяних теплообмінників для теплонасосних технологій теплопостачання приміщень. Наука та інновації. 2012. Т. 8. №1. С. 67 – 76.
228. Курицын Б.Н., Юшин А.Н. Грунтовые теплообменники в системах инженерного оборудования зданий. Научно-технический калейдоскоп. 2001. №10. С. 65 – 67.
229. Филатов С.О., Володин В.И. Работа теплообменников утилизации теплоты грунта. Труды БГТУ. 2011. №3. С. 179 – 184.

230. Недбайло О.М., Божко І.К. Аналіз енергетичних параметрів роботи системи теплопостачання енергоефективного будинку. Енергоефективність в будівництві та архітектурі. 2017. Випуск 13. С. 3 – 9.
231. Энергия и эксергия. Под ред. Бродянского В.М. М.: Мир. 1968. – 192 с.
232. Эксергетический метод и его приложения. Под ред. Бродянского В.М. М.: Мир. 1967. 248 с.
233. Безродний М.К., Куделя П.П., Дроздова О.І. Порівняльний ексергетичний аналіз теплонасосних та традиційних систем опалення. Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. Випуск 2. 2010. С. 22 – 35.
234. Редько А.О., Безродний М.Н., Загорученко М.В., Редько О.Ф., Ратушняк Г.С., Хмельнюк М.І. Низькопотенціальна енергетика. Навчальний посібник. Харків. 2016. С. 412.
235. Ряснова Е.В., Недбайло А.Н. Эксергетический метод оценки эффективности теплонасосных систем. Тези доповідей II Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених «Відновлювальна енергетика, новітні автоматизовані електротехнології в біотехнічних системах АПК». Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2014. С. 56.
236. Редько А.А., Tolulope Odunlami. Методика оценки термодинамической эффективности отопительно–вентиляционных систем зданий: Материалы IX Международной научно–практической конференции «Наука та освіта». Днепропетровск. 2006. Т. 10. С. 99 – 102.
237. Рекомендации по оценке экономической эффективности инвестиционного проекта теплоснабжения: общие положения. М.: Авок – Пресс. 2006. 24 с.
238. Ляшенко Н.Е., Недбайло А.Н., Рутенко А.А. Анализ экономической эффективности работы комбинированной гелиогеотермальной аккумуляционной системы теплоснабжения. Пром. теплотехника. 2011. Т. 37. №3. С. 62 – 68.
239. Ткаченко М.В. Економічний аналіз впровадження теплонасосної технології теплозабезпечення в порівнянні з системами, що використовують

- електроенергію та природний газ з різними системами опалення. Пром. теплотехника. 2013. Т. 35. №7. С. 227 – 232.
240. Басок Б.И., Недбайло О.М., Ряснова Е.В., Божко И.К. Анализ мирового рынка комбинированных гелиотеплонасосных систем. Пром. теплотехника. 2014. Т. 36. №1. С. 32 – 40.
241. Sekret R., Sanytsky M., Wojcikiewicz M. Relation between energy characteristics and cost for single family building Budownictwo o zoptymalizowanym potencjale energetycznym. Czestochowa. 2012. P. 240 – 248.
242. Kurnitski J., Saari A., Kalamees T. Cost optimal and nearly zero (nZEB) energy performance calculations for residential buildings with REHVA definition for nZEB national implantation. Energy and building. 2011. № 43. P. 3279 - 3288.
243. Саницький М.А., Марущак У.Д., Секрет Р., Вуйцікевич М. Енергетичні та економічні показники індивідуальних будинків. Будівельні конструкції. 2014. Вип. 80. С. 176 - 182.

Перелік опублікованих праць за темою дисертаційної роботи

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Недбайло А.Н. Особенности теплопередачи через многослойную ограждающую конструкцию в нестационарном режиме. *Керамика: наука и жизнь*. №1(22). 2014. С. 4 – 9.

(Наукове фахове видання України, CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalogue of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(Особистий внесок автора полягає у обґрунтуванні положень для задавання граничних умов в математичній моделі процесів нестационарної теплопровідності в огорожувальній конструкції)

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

(Наукове фахове видання України, CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalogue of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(Особистий внесок автора полягає у опрацюванні граничних умов, що характеризують вплив теплової дії інсоляції на зовнішню поверхню огорожувальної конструкції)

3. Опекунов В.В., Рева В.И., Ободович А.Н., Недбайло А.Н. Теплоизоляционные и стеновые материалы для энергоэффективного строительства. *Керамика: наука и жизнь*. 2011. № 4(14). С. 8 – 11.

(Наукове фахове видання України, CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalogue of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні заключних положень щодо сфери використання теплоізоляційних стінових матеріалів)

4. Соломаха Є.С., Новаківський Є.В., Недбайло О.М. Метод розрахунку теплового бар'єра для потреб тепло- та холодопостачання. *Пром. теплотехніка*. 2014. Т. 36. №3. С. 89 – 93.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у внесенні додаткових складових до балансових співвідношень, що описують енергетичну складову теплообміну в огорожувальній конструкції)

5. Соломаха Є.С., Новаківський Є.В., Недбайло О.М. Розподіл температури в стіні з тепловим бар'єром. Холодильна техніка та технологія. №5(151). 2014. С. 37 – 42. DOI: 10.15673/0453-8307.5/2014.28702

(Наукове фахове видання України, CrossRef, Research Bible, EBSCOhost, EBSCO, Google Scholar, Ulrich's, WorldCat, ROAD, Open Academic Journals Index, Bielefeld Academic Search Engine)

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні прикінцевих положень щодо можливості впровадження даних технічних рішень із використанням активного теплового бар'єру)

6. Накорчевский А.И., Недбайло А.Н. Теплопередача через многослойные оконные стеклопакеты с учетом действия солнечной радиации. Инженерно-физический журнал. 2013. Т. 86. №6. С. 1282 – 1287. DOI: 10.1007/s10891-013-0961-5

(SCOPUS, INSPEC, ADS, CAS, Google Scholar, EBSCO, CSA, Academic OneFile, Academic Search, CSA Environmental Sciences, Earthquake Engineering Abstracts, EI-Cjmpendex, Gale, INIS Atomindex, OCLC, SCImago, Summon by ProQuest)

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні заключних висновків щодо імплементації результатів роботи в прикладному використанні в складі світлопрозорих огорожувальних конструкцій)

7. Басок Б.И., Давыденко Б.В., Новицкая М.П., Гончарук С.М., Недбайло А.Н. Влияние толщины газовой прослойки на термическое сопротивление однокамерного стеклопакета. Пром. теплотехника. 2012. Т. 34. №1. С. 100 – 108.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні рекомендацій щодо практичного використання зазначених склопакетів у складі світлопрозорих віконних конструкцій)

8. Баштовой А.А., Багрийчук А.С., Недбайло О.М. Методика определения термического сопротивления строительных стеклопакетов. Пром. теплотехника. 2013. Т. 36. №2. С. 51 – 55.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у обґрунтуванні ідеології проведення експериментальних досліджень та обробці отриманих експериментальних даних)

9. Накорчевский А.И., Недбайло А.Н. Влияние климатических факторов на теплопередачу через вентилируемые двухкамерные окна. Инженерно-физический журнал. 2015. Т. 88. №3. С. 690 – 696. DOI: 10.1007/s10891-015-1241-3

(SCOPUS, INSPEC, ADS, CAS, Google Scholar, EBSCO, CSA, Academic OneFile, Academic Search, CSA Environmental Sciences, Earthquake Engineering Abstracts, EI-Cjmpendex, Gale, INIS Atomindex, OCLC, SCImago, Summon by ProQuest)

(Особистий внесок автора полягає у проведенні аналізу впливу швидкості руху повітря у вентильованому прошарку склопакету на інтенсивність конвективного теплообміну в конструкції)

10. Ткаченко М.В., Лунина А.А., Недбайло А.Н. Экспериментальная низкотемпературная водяная система отопления типа «теплый пол». Пром. теплотехника. 2009. Т. 31. №7. С. 81 – 84.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у аналізі, отриманих в ході роботи, експериментальних даних)

11. Басок Б.И., Недбайло О.М., Новицька М.П., Ткаченко М.В. Моделирование теплового stanu приміщення з системою водяного підлогового опалення. Пром. теплотехника. 2012. Т. 34. №7. С. 65 – 73.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у зіставленні експериментальних даних із результатами комп'ютерного моделювання та формулюванні загальних висновків щодо цього)

12. Басок Б.И., Недбайло А.Н., Новицкая М.П., Ткаченко М.В., Гончарук С.М. Численное моделирование теплообмена между теплоносителем и воздухом в помещении при напольном отоплении. Инженерно-физический журнал. 2013. Т. 86. №2. С. 394 – 399. DOI: 10.1007/s10891-013-0850-y

(SCOPUS, INSPEC, ADS, CAS, Google Scholar, EBSCO, CSA, Academic OneFile, Academic Search, CSA Environmental Sciences, Earthquake Engineering Abstracts, EI-Cjmpendex, Gale, INIS Atomindex, OCLC, SCImago, Summon by ProQuest)

(Особистий внесок автора полягає у зіставленні експериментальних даних із результатами комп'ютерного моделювання та формулюванні загальних висновків щодо доцільності використання певної моделі турбулентності для розрахунку основних теплових параметрів об'єкта)

13. Ткаченко М.В., Новіцька М.П., Недбайло О.М., Божко І.К. Квазістаціонарний тепловий режим приміщення при низькотемпературному повітряному опаленні фанкойлом. Будівельні конструкції. Міжвідомчий науково-технічний збірник. 2013. Випуск 77. С. 338 – 342.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні наукових положень щодо створення належного теплового режиму при повітряному опаленні об'єкта)

14. Долинский А.А., Басок Б.И., Накорчевский А.И., Недбайло А.Н. и др. Научно-технический центр теплонасосных технологий ИТТФ НАН Украины. Пром. теплотехника. 2011. Т. 33. № 7. С. 89 – 91.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у описанні параметрів експериментальної установки із ґрунтовим колектором і системою водяного підлогового опалення)

15. Басок Б.И., Беляева Т.Г., Коба А.Р., Ткаченко М.В., Недбайло О.М. та інш. Комплексна модернізація типової системи теплопостачання будівлі на основі використання теплового насосу типу «повітря-вода». Пром. теплотехника. 2009. Т. 31. №7. С. 19 – 21.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у аналізі енергетичної ефективності впровадженого технічного рішення)

16. Недбайло О.М. Використання теплового насосу типу «повітря-рідина» в існуючій централізованій системі опалення. Компрессорное и энергетическое машиностроение. 2010. №2(20). С. 32 – 36.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у розробці гідравлічної схеми та підбиранні енергетичного устаткування для її комплектації)

17. Басок Б.И., Недбайло О.М., Ткаченко М.В., Божко І.К., Лисенко О.М., Луніна А.О. Модернізація системи опалення будівлі з використанням теплового насоса типу «повітря-рідина». Пром. теплотехника. 2015. Т. 37.

№5. С. 68 – 74. DOI:10.31472/ihe.5.2015.08

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у опрацюванні окремих експлуатаційних режимів роботи системи опалення)

18. Долінський А.А., Басок Б.І., Недбайло О.М., Беляєва Т.Г., Хибина М.А., Ткаченко М.В., Новіцька М.П. Концептуальні основи створення експериментального будинку типу «нуль енергії». Будівельні конструкції. Міжвідомчий науково-технічний збірник. 2013. Випуск 77. С. 222 – 227.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у описанні технічних способів мінімізації теплич втрат в холодний період року)

19. Опєкунов В.В., Ободович О.М., Недбайло О.М. Вирішення задач ресурсозбереження в будівництві шляхом використання якісних виробів із пористих бетонів. Керамика: наука и жизнь. 2010. № 2(8). С. 45 – 57.

(Наукове фахове видання України, CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalogue of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні висновків щодо ефективності впровадження запропонованих технологій)

20. Божко И.К., Калинина М.Ф., Гончарук С.М., Недбайло А.Н. Теплофизическая лаборатория для исследования особенностей энергоэффективности зданий. Керамика: наука и жизнь. №3(24). 2014. С. 74 – 83.

(Наукове фахове видання України, CrossRef, Research Bible, Scientific Indexing Services, Journal Factor, Eurasian Scientific Journal Index, General Impact Factor, World Catalogue of Scientific Journals, Google Scholar, Cosmos Impact Factor)

(Особистий внесок автора полягає у висвітленні механізмів теплової взаємодії оболонки будівлі із довкіллям)

21. Басок Б.И., Недбайло А.Н., Божко И.К., Ткаченко М.В. Технические аспекты системы энергообеспечения пассивного дома. Энергоэффективность в строительстве та архітектурі. 2016. Випуск 8. С. 3 – 9.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у обґрунтуванні пропозицій використання певного

енергетичного обладнання у складі системи теплозабезпечення об'єкта)

22. Басок Б.І., Недбайло О.М., Ткаченко М.В., Божко І.К., Новіцька М.П. Схемні рішення оснащення енергоефективного будинку системою теплозабезпечення. Пром. теплотехніка. 2013. Т. 35. №1. С. 50 – 56.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у обґрунтуванні доцільності використанні окремих схемотехнічних рішень)

23. Божко І.К., Недбайло А.Н., Ткаченко М.В., Засецкий І.Г. Комбинированная система теплоснабжения высокоэнергоэффективного дома. Энергоефективність в будівництві та архітектурі. 2014. Випуск 6. С. 14 – 22.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у визначенні внеску в підвищення загальної енергоефективності будинку системи водяного підлогового опалення окремих приміщень)

24. Божко І.К., Недбайло А.Н., Ткаченко М.В. Поливалентная система теплообеспечения пассивного дома. Энергоефективність в будівництві та архітектурі. 2015. Випуск 7. С. 22 – 29.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у визначенні окремих заходів задля переходу від стандарту енергоефективного будинку до пасивного)

25. Басок Б.И., Божко И.К., Недбайло А.Н., Лысенко О.Н. Поливалентная система теплообеспечения пассивного дома на основе возобновляемых источников энергии. Инженерно-строительный журнал. №6. 2015. С. 32 – 43. DOI: 10.5862/MCE.58.4

(SCOPUS, CrossRef, Compendex (Elsevier), EBSCO, Google Scholar, Index Copernicus, ProQuest, Russian Science Citation Index, Thomson Reuters, Ulrich's Serials Analysis System)

(Особистий внесок автора полягає у визначенні внеску в підвищення загальної енергоефективності будинку системи водяного підлогового опалення окремих приміщень, а також опрацюванні її експлуатаційних параметрів)

26. Недбайло А.Н., Ляшенко Н.Е. Использование солнечного коллектора для отопления помещения. Пром. теплотехніка. 2010. Т. 32. №5. С. 66 – 70.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у розробці гідравлічної схеми системи опалення)

типового приміщення із використанням сонячного колектора)

27. Басок Б.І., Коба А.Р., Беляєва Т.Г., Недбайло О.М. та інш. Створення ґрунтових водо-водяних теплообмінників для теплонасосних технологій теплопостачання приміщень. Наука та інновації. 2012. Т. 8. №1. С. 67 – 76. DOI: 10.15407/scin8.01.067

(Наукове фахове видання України, Ulrich's Serials, DOAJ, CrossRef)

(Особистий внесок автора полягає у опрацюванні теплотехнічних параметрів водоводяного теплообмінника у колодязі)

28. Б.І. Басок, І.К. Божко, Т.Г. Беляєва, С.М. Гончарук, О.М. Недбайло, М.П. Новіцька, М.В. Ткаченко, М.А. Хибина. Полівалентна система теплозабезпечення експериментального будинку пасивного типу (площею 300 м²) на основі використання відновлюваних та альтернативних джерел енергії. Наука та інновації. 2014. Т.10. №6. С. 34 - 52. DOI: 10.15407/scin10.06.034

(Наукове фахове видання України, Ulrich's Serials, DOAJ, CrossRef)

(Особистий внесок здобувача полягає у розробці схемних рішень полівалентної системи теплозабезпечення експериментального пасивного будинку)

29. Недбайло О.М., Божко І.К. Аналіз енергетичних параметрів роботи системи теплопостачання енергоефективного будинку. Енергоефективність в будівництві та архітектурі. 2017. Випуск 9. С. 179 – 182.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у розрахунку середньосезонного коефіцієнту перетворення теплового насосу на основі вихідних експериментальних даних)

30. Ляшенко Н.Е., Недбайло А.Н., Рутенко А.А. Анализ экономической эффективности работы комбинированной гелиогрунтовой аккумуляционной системы теплоснабжения. Пром. теплотехника. 2011. Т. 33. №4. С. 82 – 86.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у задаванні вихідних параметрів роботи системи, що характеризують витрати первинної енергії)

31. Басок Б.И., Недбайло О.М., Ряснова Е.В., Божко И.К. Анализ мирового рынка комбинированных гелиотеплонасосных систем. Пром. теплотехника. 2014. Т. 36. №1. С. 32 – 40.

(Наукове фахове видання України)

(Особистий внесок автора полягає у аналізі ринкових пропозицій теплових насосів типу «грунт-рідина»)

32. Басок Б.И., Бородуля В.А., Недбайло А.Н. Особенности использования теплонасосных технологий в системах теплоснабжения административных зданий. Энергоэффективность. №3. 2014. С. 18 – 23.

(Наукове видання, Республіка Беларусь)

(Особистий внесок автора полягає у описанні наявних схемотехнічних рішень опалення адміністративної будівлі на основі відновлювальних джерел енергії)

Наукові праці, що засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

33. Басок Б.И., Недбайло А.Н., Накорчевский А.И. и др. Научно-технический центр теплонасосных технологий ИТТФ НАН Украины. Тезисы докладов XVII Международной конференции «Проблемы промышленной теплотехники». Киев. 2011. С. 89 - 90. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у описанні параметрів експериментальної установки із ґрунтовим колектором і системою водяного підлогового опалення)

34. Недбайло А.Н., Ляшенко Н.Е. Использование солнечного коллектора для отопления помещения. Тезисы докладов XVII Международной конференции «Проблемы промышленной теплотехники». Київ. 2011. С. 84 - 85. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у описанні параметрів системи теплозабезпечення)

35. Басок Б.И., Недбайло О.М., Божко І.К., Ткаченко М.В. Система опалення на основі теплового насоса та горизонтального ґрунтового колектора. Збірник праць XVI Всеукраїнської конференції «Актуальні проблеми енергетики та екології». Київ. 2016. С. 4 – 6. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у описанні параметрів системи теплозабезпечення та її основних елементів)

36. Басок Б.И., Недбайло О.М., Божко І.К., Ткаченко М.В. Система энергозабезпечення пасивного будинку. Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції «Відновлювана енергетика та енергоефективність у XXI столітті». Киев. 2016. С. 222 – 225. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у описанні окремих параметрів системи теплозабезпечення, а саме системи водяного підлогового опалення)

37. Недбайло А.Н., Ткаченко М.В., Нежута В.П., Новицкая М.П.

Исследование теплообменных процессов в низкотемпературной водяной системе отопления типа «теплый пол». Тезисы докладов XVII международной конференции «Проблемы промышленной теплотехники». Киев. 2011. С. 94 – 95. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у описанні параметрів складного теплообміну у шарах системи водяного підлогового опалення в окремих теплових режимах)

38. Недбайло А.Н., Ткаченко М.В. Высокоэффективные низкотемпературные теплонасосные системы теплоснабжения. Сборник тезисов международной конференции «Украина – Россия – Сколково». Киев. 2013. С. 62 – 64. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у формулюванні положень, що характеризують енергетичну ефективність низькотемпературних систем опалення)

39. Басок Б.И., Недбайло А.Н., Хибина М.А., Беляева Т.Г. Дом «ноль энергии» на основе использования альтернативных и возобновляемых источников энергии. Сборник тезисов международной конференции «Украина – Россия – Сколково». Киев. 2013. С. 99 – 100. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у розробленні наукових положень мінімізації теплових втрат енергоефективної будівлі)

40. Basok B., Nedbailo A., Novitska M., Khibina M., Goncharuk S. Creating of experimental passive house in the Institute of engineering Thermophysics. Proceedings of 8-th International Green Energy Conference. Monograph. NAU. Kyiv. 2013. P. 234 – 237. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у описанні теплової взаємодії оболонки будинку із довкіллям)

41. Ряснова Е.В., Недбайло А.Н. Эксергетический метод оценки эффективности теплонасосных систем. Тези доповідей II Міжнародної науково-практичної конференції молодих вчених «Відновлювальна енергетика, новітні автоматизовані електротехнології в біотехнічних системах АПК». Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2014. С. 56. Усна доповідь.

(Особистий внесок автора полягає у заключному аналізі та зіставленні значень ексергетичного коефіцієнту корисної дії окремих систем теплопостачання)

Наукові праці, що додатково відображають наукові результати дисертації:

42. Патент на корисну модель № 55181. (UA) Україна, МПК (2006.01), F24J 2/42. Установка для автономного опалення, кондиціонування та гарячого водопостачання. Басок Б.І., Луніна А.О., Авраменко А.О., Беляєва Т.Г., Тесля А.І., Нежута В.П., Недбайло О.М., Ткаченко М.В., опубл. 10.12.2010, бюл. №23.

(Особистий внесок автора полягає у розробленні елементів гідравлічної схеми системи опалення)

43. Патент на корисну модель № 68592. (UA) Україна, МПК (2006.01), F24J 2/42. Акумуляційна геліогрунтова теплонасосна система тепlopостачання. Долінський А.А., Басок Б.І., Недбайло О.М., Ляшенко Н.Є., Ткаченко М.В., опубл. 26.03.2012, бюл. №6.

(Особистий внесок автора полягає у розробленні гідравлічної схеми технічного рішення)

44. Патент на корисну модель № 82399. (UA) Україна, МПК (2013.01), F24D 3/00, F24J 3/00. Система тепlopостачання будинку на основі геліоустановки та теплового насоса Басок Б.І., Недбайло О.М., Ткаченко М.В., Божко І.К., опубл. 25.07.2013, бюл. №14.

(Особистий внесок автора полягає у опрацюванні параметрів контуру теплового насосу гідравлічної схеми системи)

45. Патент на корисну модель № 88791. (UA) Україна, МПК (2014.01) F24F 1/00. Спосіб забезпечення повітряно-теплової завіси теплотою ґрунту. Басок Б.І., Кужель Л.М., Божко І.К., Недбайло О.М., Ткаченко М.В., Гончарук С.М., опубл. 25.03.2014, бюл. №6.

(Особистий внесок автора полягає у визначенні напірно-витратних характеристик ґрунтових теплообмінників)

46. Патент на корисну модель № 104468. (UA) Україна, МПК (2016.01), F24D 3/14, F28D 15/04. Теплообмінник типу капілярна тепла підлога. Долінський А.А., Басок Б.І., Недбайло О.М., Божко І.К., Ткаченко М.В., Засецький І.Г., опубл. 10.02.2016 р., бюл. №3.

(Особистий внесок автора полягає у визначення оптимального діаметра трубки системи)

Додаток Б

Акти впровадження результатів дисертаційної роботи

Юридична адреса: 08113, Україна, Київська обл., Києво-Святошинський р-н, с. Петрушки, вул. Миру, 25-в. ЄДРПОУ 40135774, ІПН 401357710135, р/р 26000595190800 в ПАТ «УкрСиббанк», МФО 351005



Адреса офісу: м. Київ, вул. Данила Щербаківського 4, тел.: +38 (050) 442-77-98
service1@teploenergo.com.ua
www.teploenergo.com.ua
 ТОВ «Завод Енергообладнання «ДАН»



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор

ТОВ «Завод енергообладнання «ДАН»

Солодка А.І.

«18» січня 2018 р.

А К Т

впровадження результатів дисертаційної роботи
 к.т.н. Недбайла Олександра Миколайовича
**«Теплофізичні аспекти підвищення ефективності будівлі при використанні
 низькотемпературних систем її теплозабезпечення та термомодернізації ого-
 роджувальних конструкцій»**

Ми, що нижче підписалися, керівник проектів ТОВ «Завод енергообладнання «ДАН» Чепурнов О.О. і старший науковий співробітник відділу теплофізичних основ енергоощадних технологій Інституту технічної теплофізики Національної академії наук України, к.т.н. Недбайло О.М., склали цей акт у тому, що розроблена автором *методика розрахунку параметрів теплового режиму системи теплохолододопостачання теплового бар'єру огорожувальних конструкцій будівлі була використана* проектувальниками ТОВ «Завод енергообладнання «ДАН» при розробці робочого проекту «Реконструкція системи теплопостачання житлового будинку за адресою: вул. Бакинська, 37-Г у Шевченківському районі м. Києва»

Керівник проектів ТОВ
 «Завод енергообладнання «ДАН»

Чепурнов О.О.

Старший науковий співробітник
 ІТТФ НАН України,
 к.т.н., с.н.с.

Недбайло О.М.

ТОВ «Центр Водочищення»

Адреса для листування: 03190, м. Київ, вул. Черняхівського, 16/30

Юридична адреса: 03190, м. Київ, вул. Черняхівського, 16/30

ЄДРПОУ 31111496, Св. 100332828, ІПН 311114926555

р/р 26009561484400 в АТ «УкрСиббанк», МФО 351005

ЦВ



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ТОВ «Центр Водочищення»

Даниленко А.Г.

Підпис/

2018 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
к.т.н. Недбайла Олександра Миколайовича

«Теплофізичні аспекти підвищення ефективності будівлі при використанні низькотемпературних систем її теплозабезпечення та термомодернізації огорожувальних конструкцій»

Ми, що нижче підписалися, керівник проектного відділу ТОВ «Центр Водочищення» Готра А.С. і старший науковий співробітник відділу теплофізичних основ енергоощадних технологій Інституту технічної теплофізики Національної академії наук України, к.т.н. Недбайло О.М., склали цей акт у тому, що розроблена автором інженерна номограма методика розрахунку теплотехнічних параметрів системи водяного підлогового опалення будівлі була використана фахівцями ТОВ «Центр Водочищення» при розробці робочого проекту низькотемпературної системи опалення **«Реконструкція системи опалення будівель ТОВ «Завод енергетичного обладнання «ДАН» за адресою вул. Миру, 25в в с. Петрушки Києво-Святошинського району, Київської області»**

Керівник проектного відділу

Готра А.С.

Старший науковий співробітник
ІТТФ НАН України,
к.т.н., с.н.с.

Недбайло О.М.

**СПЕЦІАЛІЗОВАНЕ ВИРОБНИЧЕ ПРИВАТНЕ ПІДПРИЄМСТВО
« Ф А К Е Л »**

20700, Черкаська обл., м. Сміла, пров. Бобринського, 2, тел/факс: 4-11-21; 4-33-97 р/рах. №
26004051503241

СВ ЧГРУ "Приватбанк" м. Сміла МФО 354347, код 02124864

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Директор СВПП «Факел»
к.т.н. М.В. Ткаченко
_____ 2017 р.



АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
к.т.н. Недбайла Олександра Миколайовича
«Теплофізичні аспекти підвищення ефективності будівлі при використанні
низькотемпературних систем її теплозабезпечення та термомодернізації
огороджувальних конструкцій»

Ми, що нижче підписалися, головний інженер Спеціалізованого виробничого приватного підприємства «Факел» Ткаченко Іван Володимирович і старший науковий співробітник відділу теплофізичних основ енергоощадних технологій Інституту технічної теплофізики Національної академії наук України, к.т.н. Недбайло Олександр Миколайович, склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи, а саме:

- оригінальне схемотехнічне рішення з розробки низькотемпературної системи теплозабезпечення адміністративної будівлі із використанням теплового насосу;
- проведений аналіз експлуатаційних режимів роботи системи теплопостачання адміністративної будівлі із метою підвищення її загальної енергетичної ефективності;

використані фахівцями СВПП «Факел» при розробленні робочих проектів із модернізації системи теплозабезпечення будівель різного призначення.

Головний інженер СВПП «Факел»  І.В. Ткаченко

Старший науковий співробітник
ІТТФ НАН України,
к.т.н., с.н.с.



О.М. Недбайло

п/р № 26002398650200
 ПАТ «УкрСиббанк»,
 м. Харків, МФО 351005



ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
 «Компанія ВДЕ»
 ВІДНОВЛЮВАНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ

07400, Київська обл., м. Бровари,
 вул. С. Разіна, 7
 тел.: +38(044) 22-111-88
 факс: +38(044) 22-173-60
 vde@vde.com.ua
 www.vde.com.ua



«ЗАТВЕРДЖУЮ»
 Директор ТОВ «Компанія ВДЕ»
 Пастушенко Е.П.
 «22» січня 2016 р.

АКТ

**впровадження результатів дисертаційної роботи
 к.т.н. Недбайла Олександра Миколайовича
 «Теплофізичні аспекти підвищення ефективності будівлі при
 використанні низькотемпературних систем її теплозабезпечення та
 термомодернізації огорожувальних конструкцій»**
 на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук зі спеціальності
 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика.

Ми, що нижче підписалися, технічний директор ТОВ «Компанія ВДЕ» Лазар Олександр Васильович і старший науковий співробітник відділу теплофізичних основ енергоощадних технологій Інституту технічної теплофізики Національної академії наук України, к.т.н. Недбайло Олександр Миколайович, склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи, а саме інженерна методика визначення параметрів системи теплохолодопостачання теплового бар'єру огорожувальної конструкції, що дозволила оцінити техніко-економічні показники його експлуатації з відповідним тепловим насосом в холодний та теплий періоди року, використана спеціалістами ТОВ «Компанія ВДЕ» при опрацюванні робочого проекту із модернізації системи тепlopостачання окремих об'єктів.

Технічний директор ТОВ «Компанія ВДЕ»

Лазар О.В.

Старший науковий співробітник
 ІТТФ НАН України,
 к.т.н., с.н.с.

Недбайло О.М.

ТОВ «Будівельна компанія «ДОСКОНАЛИЙ БУДИНОК»

м. Чернігів, вул. Горького 52, оф. 74
п/р 26002366742 в ОТП Банк, МФО 300528, ЄДРПОУ 35779681
Tel: +38 (097) 460-85-39



«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор ТОВ «Будівельна
компанія «Досконалий будинок»

Олефиренко В.В.

«07» жовтня 2017 р.

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи к.т.н. Недбайла Олександра Миколайовича «Теплофізичні аспекти підвищення ефективності будівлі при використанні низькотемпературних систем її теплозабезпечення та термомодернізації огорожувальних конструкцій»

на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук зі спеціальності
05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика.

Ми, що нижче підписалися, головний інженер ТОВ «Будівельна компанія «Досконалий будинок» Сахно Сергій Анатолійович і старший науковий співробітник відділу теплофізичних основ енергоощадних технологій Інституту технічної теплофізики Національної академії наук України, к.т.н. Недбайло Олександр Миколайович, склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи у вигляді даних експериментальних досліджень теплового режиму типового приміщення при квазістаціонарному теплообміні в низькотемпературних опалювальних системах із використанням теплонасосних технологій, використані проектувальниками ТОВ «Будівельна компанія «Досконалий будинок» при розробці робочого проекту системи тепlopостачання приватного будинку з метою підвищення його енергетичної ефективності.

Головний інженер

Сахно С.А.

Старший науковий співробітник
ІТТФ НАН України,
к.т.н., с.н.с.

Недбайло О.М.