

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

**Дослідження енергоефективності тепловологісної обробки повітря
плодоовочесховищ при різних методах зволоження повітря
волонтерського штабу**

Здобувача (ки) Тимошевського В.В.

2 курсу ХМ161МН групи

Керівник .доц., к.т.н Когут В.О

Консультанти: доц., к.т.н. Жихарєва Н.В.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ протокол № 12

Завідувач кафедри ХУКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	<u>Низькотемпературної техніки та інженерної механіки</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступінь вищої освіти	<u>Магістр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітньої програма	<u>Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря</u>

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

« 01 » березня 2024 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Тимошевського Віктора Вікторовича

1. Тема роботи «Дослідження енергоефективності тепловологісної обробки повітря плодовоовочесховищ при різних методах зволоження повітря волонтерського штабу»

Затверджена наказом ОНТУ від 31.10.2022 р. наказ № 784-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 31.05.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи

Параметри повітря в приміщенні влітку $t = 23 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 62\%$,

Параметри повітря взимку $t = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi = 50\%$,

Параметри зовнішнього повітря $t = 28.6 \text{ }^\circ\text{C}$., $h = 62 \text{ кДж/кг}$

4. Перелік питань, які потрібно розробити

техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів кондиціонування повітря,

вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря, розрахунок

теплопритоків, обґрунтування вибору обладнання СКП, підбір обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

актуальність теми, мета роботи та задачі дослідження, методи дослідження, повітророзподілення, методи, принцип роботи системи. кондиціонування

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охоорна праці	Жихарєва Н.В.		
Економічний розділ	Жихарєва Н.В.		

7. Дата видачі завдання 01.09.2023 р.

Керівник _____ Когут В.О.

Завдання прийняв до виконання _____ Тимошевський В.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Аналіз літературних джерел.	27.03-03.04	Виконано
2.	Техніко-економічне обґрунтування.	04.04-10.04	Виконано
3.	Розрахунок процесів кондиціонування повітря. Дослідження ізоляційних конструкцій	11.04-18.04	Виконано
4.	Обґрунтування вибору і підбір обладнання.	18.04-27.04	Виконано
5.	Аналіз впливу економічно-доцільної товщини ізоляції на теплопрививи	29.04-07.05	Виконано
6.	Вибір і розрахунок системи повітророзподілення.	08.05-16.05	Виконано
7.	Економічні розрахунки	17.05-23.05	Виконано

Здобувач-дипломник _____ Тимошевський В.В

Керівник роботи _____ Когут В.О.

Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.

Здобувач-дипломник Тимошевський Віктор Вікторович

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістрв Тимашевського В.В «Дослідження енергоефективності тепловологісної обробки повітря плодоовочесховищ при різних методах зволоження повітря волонтерського штабу» складається з: 87-сторінок тексту, 13-рисуноків, 9-таблиць, 34 посилання на літературні джерела. У даній науковій роботі йде мова про

У даній науковій роботі йде мова про дослідження та розробку тепловологісної обробки повітря плодоовочесховищ при різних методах зволоження повітря волонтерського штабу. Це основна задача, яка полягла в основу написання цієї роботи.

Були розглянуті системи кондиціонування повітря волонтерського штабу. Їх типи, можливі схеми, основне обладнання та світових виробників, існуючих сьогодні на ринку та вплив економічної товщини ізоляції.

Дана науково-дослідницька робота спрямована більше на фахівців у холодильній сфері. Її головною метою було дослідити системи кондиціонування повітря центрів незламності «Шафран» та вплив економічної товщини ізоляції. Основний акцент був зроблений на розробку комплексної мультизональної VRF систем кондиціонування повітря які використовуються в центрах з визначенням цільової функції та доцільно-економічну товщину ізоляції з врахування впливу вологи

Ключові слова: системи кондиціонування, теплопритоки, фільтрація, ізоляція, холодоагенти.

ANNOTATION

The master's thesis of V.V. Timashevsky "Investigation of the energy efficiency of heat-moisture treatment of air in fruit and vegetable warehouses with different methods of air humidification of the volunteer headquarters" consists of: 87 pages of text, 13 figures, 9 tables, 34 references to literary sources.

This scientific work is about

This scientific paper is about the research and development of heat-moisture treatment of air in fruit and vegetable warehouses with various methods of humidifying the air of the volunteer headquarters. This is the main task that formed the basis of writing this work.

The air conditioning systems of the volunteer headquarters were reviewed. Their types, possible schemes, main equipment and world manufacturers existing on the market today and the influence of economic insulation thickness.

This research work is aimed more at specialists in the field of refrigeration. And its main goal was to investigate the air conditioning systems of the "Saffron" unbreakable centers and the influence of the economic thickness of the insulation. The main emphasis was placed on the development of complex multi-zone VRF air conditioning systems used in centers with the determination of the target function and the appropriate and economical thickness of insulation taking into account the influence of moisture

Keywords: air conditioning systems, heat flows, filtration, insulation, refrigerants.

ЗМІСТ

Стор.

1. ВСТУП	1
2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ	
3. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСІВ ЗБЕРІГАННЯ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ	
3.1 Основні закономірності процесів тепло- і масообміну у штабелі продукції при активному вентиляванні	
3.2. Визначення оптимальних параметрів зберігання плодоовочевої продукції	
4. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОМПЛЕКСНОГО ТЕПЛОВОЛОГІСНОГО РОЗРАХУНКУ ПЛОДООВОЧЕСХОВИЩ	
4.1. Основні закономірності процесів тепло- і масообміну у штабелі продукції при активному вентиляванні	
4.2. Визначення економічно доцільної товщини шару теплоізоляції огорожень холодильного модуля	
4.3. Використання теплозахисної оболонки для підтримання оптимального мікроклімату	
4.4. Визначення теплоприпливів через огороження холодильного модуля	
4.4.1. Теоретичні положення теплостійкості огорожень для холодильного модуля	
4.4.2. Інженерний метод розрахунку теплостійкості	
4.5. Теплостійкість огорожуючих конструкцій холодильного модуля для зберігання плодоовочевої продукції	
5. ВИСНОВКИ	
6. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	

1. ВСТУП

Актуальність теми.

Технологічні системи кондиціонування повітря плодоовочесховищ при збереженні яблук різних сортів призначені для створення і автоматичної підтримки температури, відносної вологості, чистоти і швидкості руху повітря, що відповідають оптимальним санітарно-гігієнічним вимогам. Всі технологічні обладнання безліччю тепловиділяючого устаткування, мають щільні склопакети, що не пропускають свіже повітря в приміщення, а поверхні зовнішнього скління пропускають великі кількості сонячної енергії. Ці фактори можуть негативно відбитися на працездатності, самопочуття і навіть здоров'я людини при тривалому знаходженні в таких приміщеннях плодоовочесховищ при збереженні яблук різних сортів.

Мета роботи та задачі дослідження.

Дослідження плодоовочесховищ при збереженні яблук різних сортів тепловологісної обробки повітря з використанням моделювання процесів охолодження для систем кондиціонування повітря

Методи дослідження

Ескізна та графічна розробка принципової схеми плодоовочесховищ при збереженні яблук різних сортів та експерименти з визначенням показників економічної ефективності холодильної установки, чисельні методи та методи оптимізації.

Теоретична цінність

Полягає в дослідженні та розробці тепловологісної обробки повітря для плодоовочесховища при збереженні яблук різних сортів систем кондиціонування повітря .

Фактологічна база. Фактологічною базою дослідження є типи, види і різні схемні рішення апаратів систем тезнолгічного кондиціонування повітря. В якості джерел

ВСТУП.

Актуальність теми.

Комфортні системи кондиціонування повітря призначені для створення і автоматичної підтримки температури, відносної вологості, чистоти і швидкості руху повітря, що відповідають оптимальним санітарно-гігієнічним вимогам. В даний час всі торгові, розважальні та бізнес-центри насичені безліччю тепловиділяючого устаткування, мають щільні склопакети, що не пропускають свіже повітря в приміщення, а поверхні зовнішнього скління пропускають великі кількості сонячної енергії. Ці фактори можуть негативно відбитися на працездатності, самопочуття і навіть здоров'я людини при тривалому знаходженні в таких приміщеннях. Тому сучасні будівлі потребують системах штучного клімату, які створюють сприятливі умови для людини. У добу людина споживає близько 15 кг повітря. Якість цього повітря, його параметри, багато в чому залежать від систем комфортного кондиціонування повітря. На основі вище сказаного, дослідження та розробка систем комфортного кондиціонування повітря виставкових комплексів є актуальною задачею на сьогоднішній день.

Мета роботи та задачі дослідження.

Метою даної роботи є дослідження та розробка комплексної мультизональної VRF системи кондиціонування повітря центрів незламності «Шафран» з визначенням економічної товщини ізоляції.

Методи дослідження.

Ескізна та графічна розробка принципової схеми та експерименти з визначенням показників економічної ефективності холодильної установки, чисельні методи та методи оптимізації.

Теоретична цінність.

Полягає в дослідженні та розробці комплексної мультизональної VRF системи кондиціонування повітря центрів незламності «Хаджибей!».

Фактологічна база.

Фактологічною базою дослідження є типи, види і різні схемні рішення апаратів систем теплологічного кондиціонування повітря. В якості джерел інформації використані: підручники, методичні рекомендації, періодичні видання за спеціальністю холодильна техніка та веб-сайти фірм виробників.

Структура роботи.

Включає 6 розділів основної частини, висновків, списку використаних джерел інформації та додатків.

Задачі дослідження.

Полягає в дослідженні та розробці тепловологісної обробки повітря плодовоовочесховищ при збереженні яблук різних сортів для систем кондиціонування повітря, що включає розрахунок параметрів кондиціонування повітря методом сплайнів, розрахунок економічно-доцільної товщини ізоляції; розрахунок тепло-вологісного навантаження, підбір обладнання системи кондиціонування. Підібрати систему кондиціонування для плодовоовочесховищ при збереженні яблук різних сортів що дозволяє підтримувати параметри повітря.

2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ

В Україні, у всіх її регіонах діють плодоовочесховища, побудовані ще в Радянські часи по проектах інститутів Гіпрохолод, Гіпрондісільпром та ін. Більшість з них не відповідає сучасним критеріям технологічної ефективності, енергозбережень і екологічної безпеки, застаріли морально і фізично і не в змозі забезпечити збереження плодів при тривалому зберіганні в охолодженому стані. Загальна місткість існуючих сховищ складає 2260 тис. тонн, у тому числі охолоджуваних сховищ – 720 тонн. Зазначена місткість покриває всього 72% від мінімально необхідної (за рекомендаціями ФАО (ЮНЕСКО) [88,89,90,91]).

Тільки половина складських приміщень агропромислового комплексу придатна для тривалого зберігання вирощеного врожаю.

Особливо відстає від потреби база зберігання в місцях виробництва плодоовочевої продукції. Більшість спеціалізованих господарств не мають сховищ і холодильників.

При розробці проектів сховищ в сільській місцевості необхідно передбачати зберігання в них плодів і овочів у звичайній атмосфері при температурі $0 \div 2^{\circ}\text{C}$, в регульованому або модифікованому газовому середовищі при температурі $2 \div 4^{\circ}\text{C}$ і заморожених – в низькотемпературних камерах при температурі $-18 \div -20^{\circ}\text{C}$.

Технологічні і планувальні рішення холодильників-плодосховищ різноманітні. Такі холодильники традиційно будувались в місцях вирощування плодів, у споживаючих районах, а також при плодоконсервних заводах. Вони проектувались окремо розташованими чи в блоці з іншими виробничими будівлями, ступінь їхнього використання різний. Холодильники для фруктів будувались, як правило, одноповерховими, без підвалу. Велике обмежуються ємністю камери до 250 т. При цьому виходять з наступних міркувань:

1. У порівняно невеликих камерах легше регулювати тепловологісні режими і притім у більш вузькому діапазоні параметрів, оптимальних для кожного сорту фруктів.

2. При зберіганні продукції в малих камерах простіше регулювати продуктивність повітроохолоджувачів і вентиляторів відповідно до потреби, що змінюється.

Пікові теплові навантаження в кожній камері можна регулювати таким чином, що вони не будуть збігатися в часі, що дозволяє зменшити встановлену потужність холодильних машин.

Часткове вивантаження продукції з малої камери не погіршує циркуляцію повітря в ній. Разом з тим, у малих камерах утруднюється проведення вантажних робіт і спорудження малих камер збільшує капіталовкладення.

Спосіб і режим зберігання залежить від виду продукції і впливає на вибір об'ємно-планувального рішення, холодильного устаткування, будівельних і теплоізоляційних конструкцій.

З огляду на можливість сезонного зберігання фруктів і овочів за різних зовнішніх умов, холодильна установка повинна підтримувати заданий режим експлуатації камер. Охолоджуюча система повинна забезпечити підтримання оптимальної температури і вологості повітря (85–95%) для зберігання фруктів з відхиленнями температури (0,5°C) і відносної вологості повітря (2–4 %) і можливість їх регулювання в заданих межах.

Система охолодження включає: камерні охолоджуючі прилади, систему повітророзподілення, і в окремих випадках теплозахисну оболонку(сорочку). Оскільки ефективність охолоджуючої системи залежить також від зовнішніх теплоприпливів ми розглядатимо також теплоізоляцію огорожуючих конструкцій.

Нами розглянуті шляхи підвищення енергоефективності багатозональних систем кондиціонування повітря, деякі технології і елементи, вдосконалення яких безпосередньо підвищує енергоефективність і знижує споживання електроенергії в

Для камер зберігання плодоовочевої продукції в даний час застосовують наступні системи охолодження:

- батарейна система, що сприймає теплоприпливи пристінними або стельовими батареями;
- панельна система, що являє собою сполучену конструкцію батарей і теплозахисної сорочки;
- повітряна система, що сприймає теплоприпливи повітроохолоджувачами, розташованими в камері або поза нею;
- змішана (повітряна і батарейна) система .

Повітряне охолодження вважається найбільш прогресивним та економічним напрямком в проектуванні плодоовочесховищ. Для повітряної системи характерна наявність повітроохолоджувача і системи повітророзподілення. Повітроохолоджувачі застосовуються найрізноманітніших конструкцій як із холодоносієм, так і безпосереднього випарювання холодоагентів (аміак, фреон). Для камер зберігання плодоовочевої продукції раціональним виявився метод чисто повітряного охолодження з безпосереднім випарюванням холодильного агента в повітроохолоджувачах [95,102]. Цей метод не має недоліків, притаманних батарейному та змішаному охолодженню, і в найбільшій мірі відповідає природі фруктів як специфічного та швидкопсувного продукту. Для перевезення дихаючих вантажів при температурі, близькій до нуля, система повітряного охолодження та вентиляція штабелів із ящиків обов'язкова В.З.Жадан зазначає те, що, оскільки плоди та овочі зберігаються насипом з визначеним коефіцієнтом пористості, то природним й найбільш придатним холодоносієм для них являється повітря.

Ефективність повітряного охолодження визначається досконалістю прийнятої системи розподілення повітря. Вона справляє безпосередній вплив на умови зберігання плодоовочевої продукції. У технологічному кондиціонуванні повітря та у техніці холодильного зберігання харчових

продуктів використовуються різноманітні повітророзподільні системи, призначені для подачі повітря у приміщення, розподілення його у робочій зоні і відведення із приміщення. Розрізняють три групи систем вентиляції: природна конвекція, вимушене загальнообмінне та активне вентиляції .

Природну конвекцію застосовують виключно для малих плодоовочесховищ, оскільки, у випадку використання цієї системи при вентиляції приміщень, утворюється природний і невеликий напір, через що у вантажному об'ємі камер холодильників, особливо у штабелі, спостерігається нерівномірне температурне поле.

Система вимушеного загальнообмінного вентиляції. в залежності від обладнання та системи розподілення повітря, має такі різновидності: безканална, одноканальна, двоканальна та ежектуюча.

Загальнообмінна вентиляція в помешканнях зберігання примусова, часто її сполучають із штучним охолодженням повітря. Застосовують схеми з верхньою зосередженою і розосередженою роздачею, у цих випадках у верхню зону помешкання подають холодне повітря.

В безканалних системах відсутні повітророзподільні канали і для подачі повітря використовують сопла, диски, направляючі лопатки та інші пристрої, встановлені на кінці приточного повітроводу. Витяжка повітря здійснюється безпосередньо із приміщення

В каналних системах розподілення повітря по камері та його витяжку здійснюють за допомогою спеціальних повітроводів, для яких характерна різноманітність геометричних форм та схемних рішень. За схемою організації руху повітря по камері відносно штабеля виділемо три основні групи систем повітророзподілення: рух повітря у вертикальному напрямку – «зверху-вниз» та «знизу-вгору», рух повітря у горизонтальному напрямку.

С точки зору забезпечення рівномірності розподілення повітря ця система «зверху-вниз» більш досконала , але практичне використання вона знаходить переважно для камер зберігання заморожених та охолоджених

продуктів. Для дихаючих продуктів, що виділяють біологічне тепло та вологу, їх ефективність нижча, тому що у верхній частині штабелю виникають зони відпотівання, що пов'язано з утворенням конвективних повітряних потоків, скерованих знизу догори.

При схемах «знизу-вгору» більш доцільні розосереджені приток і витяжка, коли використовують повітроводи з щілинними отворами для подачі і витяжки повітря. Верхню роздачу використовують, як правило, при штучному охолодженні повітря, коли в камерах зберігання встановлюють підвісні або постаментні охолоджувачі повітря. Такі системи використовують переважно для камер зберігання плодоовочевої продукції, оскільки вони забезпечують однонаправленість примусового та гравітаційного руху повітря. Прикладом такого повітророзподілення є системи з активним вентиляванням.

В камерах зберігання з повітророзподільними системами, здійснюючих рух повітря у горизонтальному напрямку, продукт, розміщений у штабелі, утворює значний опір повітряним потокам та «екранує» їх, в наслідок чого основна кількість повітря переміщується вздовжки проходів та стін. Ця обставина є недоліком цих систем. Такі системи найшли своє застосування в сирохранилищах.

Аналіз літературних джерел показує, що для камер зберігання плодоовочевої продукції найбільш ефективним є система повітророзподілення з активним вентиляванням.

Активне вентилявання - один із широко застосовуваних у даний час способів зберігання плодоовочевої продукції. У цьому випадку створюються і підтримуються оптимальні умови зберігання. При активному вентиляванні охолоджене повітря не омиває штабелі продуктів, а проходить крізь них, в результаті чого у всій масі продукції створюються однакові температурно-вологісні умови і газовий склад повітря. Інакше кажучи, здійснюється вентилявання головним чином продукції, що зберігається, а не камери.

Вперше активне вентилявання, як спосіб зберігання, стали застосовувати при зберіганні картоплі в США, проте широке будівництво картоплесховищ із системою активного вентилявання за рубежом почалося після досліджень, виконаних у Нідерландах у 1947-1950 р.

У ближньому зарубіжжі перші дослідження по зберіганню картоплі в буртах з активним вентиляванням були проведені в 1940-1941 р. У наш час ця система знайшла широке застосування в практиці зберігання картоплі й овочів.

Принцип роботи системи активного вентилявання полягає в тому, що повітря, оброблене у повітроохолоджувачі (у випадку штучного охолодження), вентиляторами подається в систему повітроводів, виконаних у вигляді каналів у підлозі, що мають ґрати, на які укладається картопля чи інші овочі насипом або затареними в контейнери. Тепле повітря надходить до повітроохолоджувача для повторної циркуляції. При зберіганні фруктів система активного вентилявання не застосовувалась, хоча має безсумнівні переваги перед природною та одноканальною або двоканальною циркуляцією повітря. Вирішальними з них є, по-перше, можливість створення і підтримання оптимальних умов зберігання по всьому об'єму штабеля і скорочення втрат продукції від гниття до мінімуму; по-друге, зниження вартості будівництва фруктосховища (в розрахунку на 1 тону місткості) внаслідок збільшення висоти завантаження і кращого використання місткості камери.

Разом з тим активне вентилявання має ряд недоліків: влаштування системи повітророзподілення з теплозахисною оболонкою суттєво зменшує вантажний об'єм камери; розміщення вентиляційних каналів у підлозі камери ускладнюють обслуговування системи через необхідність постійного очищення каналів та перекривання і регулювання нагнітальних вікон (наприклад, при частковому завантаженні-розвантаженні камери).

Рухливість повітря відносно елементів продукції багато в чому визначається щільністю затарювання.

Флодоовочева продукція зберігається в сховищах в затареному вигляді (ящики, пакети ящиків або контейнери), а також в насипу.

Пакети складаються з ящиків стандартних розмірів, які вкладаються на піддон у декілька рядів по висоті. Розміри пакетів із піддоном пакет із ящиків №2 із піддоном 1268x800x1326 (4x7=28 ящиків); пакет із ящиків №3 із піддоном 1268x800x1294 (4x4=16 ящиків). Розміри контейнерів 1200x816x700 (вага нетто 250 кг).

Штабелі продукції складаються з пакетів або контейнерів у декілька ярусів по висоті. Штабелі з 3–4 пакетів мають висоту до 4 – 5,3 м. При контейнерному зберіганні висота штабеля може досягати 4,2 – 5,6 м. При цьому штабелі формують довжиною від 4 до 20 м, та шириною - від 1,2 до 12 м. Такий широкий діапазон розмірів штабеля пояснюється відсутністю рекомендацій на вибір оптимальних розмірів штабеля в залежності від охолоджуючої системи, системи поовітророзподілення й об'ємно-планувальних рішень холодильника, відсутністю яких-небудь теоретичних обґрунтувань і залежностей, що зв'язують розміри штабеля з внутрішніми і зовнішніми відносно штабеля умовами тепло- і вологообміну.

Вирішальний вплив на рухливість повітря в штабелі продукції справляє щільність укладки його елементів (ящиків, пакетів, контейнерів). Неминучі проміжки між елементами штабеля приводять до того, що активному вентиляванню піддаються головним чином вони й у меншій мірі - продукція.

Закономірності руху повітря в заповненій камері мало вивчені. За даними фірм, що випускають холодильні установки, і їхнім рекомендаціям при заповненні камер сховища для забезпечення кращої вентиляції потрібно дотримувати визначенні відстані від штабеля до стін і стелі камери. Проте Пінське Г. [133] повідомляє про результати дослідів, у яких оптимальне вентилявання досягалось, коли об'єм камер сховища заповнюється

приблизно на 90%. В.З.Жадан вважає, що це можливо у випадку застосування активного вентилявання при зберіганні зі зменшенням до мінімуму проміжків між штабелями і їхніми елементами з відповідною системою роздачі повітря в камері зберігання плодоовочевої продукції, за якою цілком виключаються традиційні проходи між штабелями для огляду.

При зберіганні продукції в тарі найбільш поширена так звана загальнообмінна вентиляція, при якій ящикові піддони або ящики омиваються потоками повітря. При загальнообмінній вентиляції для зберігання продукції в тарі ящикові піддони або ящики омиваються потоками повітря. Днища і стінки тари при загальнообмінній вентиляції виготовляють ґратчастими, що дозволяє повітрю потрапляти в поверхневі прошарки продукції й інтенсифікує процеси тепломасообміну. Надзвичайно важливо так організувати вентилявання помешкань для зберігання, щоб кожний ящик, пакет або контейнер омивались потоком повітря. Якщо ця вимога не витримується, продукція почне розігріватися й відпотівати. Для того, щоб повітря надходило із приміщень для зберігання всередину штабеля, необхідно тару встановлювати в ньому з зазорами і відповідним чином спрямовувати потоки повітря.

Розглянуті питання дозволяють зробити висновки щодо переваги повітряного охолодження для камер зберігання плодоовочесховищ; системи повітророзподілення з активним вентиляванням. Система повітророзподілення з активним вентиляванням повинна припускати для огороджуючих конструкцій наявність повітряної теплозахисної сорочки, а охолоджуюча система повинна забезпечувати стабільні тепловологісні умови в штабелі продукції.

З літературних джерел видно, що важливим питанням, що впливають істотно на схоронність плодів при зберіганні, є вибір типу тари, методів штабелювання вантажу і схеми розташування вантажних штабелів у камері. Наявні в літературі рекомендації загального характеру не зв'язують ці

особливості із системами повітророзподілення і гасіння зовнішніх теплоприпливів.

Процес зберігання плодоовочевої продукції супроводжується втратами маси за рахунок випарювання вологи, дихання, фізіологічного та мікробіологічного псування. Втрати, викликані псуванням і гниттям, при правильно організованому зберіганні плодів визначаються, в основному, якістю продукту, закладеного на зберігання, досконалістю охолоджуючої системи і технологічною дисципліною.

Втрата маси плодів за рахунок випарювання вологи відбувається в результаті різниці парціальних тисків водяної пари безпосередньо біля поверхні плоду і на достатній відстані від неї і на пряму не пов'язана з життєдіяльними процесами, на відміну від втрат сухих речовин при диханні. Водночас, вологообмін плодів із навколишнім середовищем не слід розглядати як простий фізичний процес, тому що він ускладнений фізіологічними процесами (такий вологообмін називається транспірацією). Механізм транспірації рослин і плодів достатньо висвітлений у спеціальній літературі.

Транспірація є фізіологічним процесом, що залежить не тільки від ступеня вологості навколишнього середовища, але і від внутрішнього стану клітини, від насичення водою клітинних стінок, їх проникливості і т.п. Тому закони транспірації більш складні і не можуть бути безпосередньо шляхом математичної дедукції виведені із законів, що описують випарювання із водної поверхні або з поверхні вологих тіл. Так, швидкість повітря значно менше впливає на транспірацію рослинами вологи, ніж на її випарювання, наприклад, із поверхні змоченого водою паперу (атмометра). При однаковому збільшенні швидкості повітря (вдвічі) випарювання води з атмометра зросло на 74 %, тоді як транспірація тільки на 50 %.

В.З. Жадан [104], відмічаючи, що вологообмін плодів і овочів із повітрям відрізняється відносною стабільністю в часі, малою інтенсивністю і

підпорядковується закономірностям, які можна приблизно виразити математично, запропонував для його описання скористатися рівнянням Дальтона з введеним у нього корегуючим коефіцієнтом ε_F , який враховує частину поверхні шкірки, що бере участь у вологообміні,

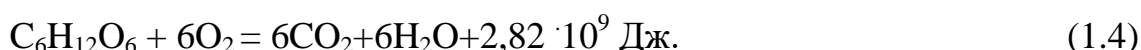
$$W = \beta F_{\Pi} \varepsilon_F (\omega_{\Pi}'' - \omega'' \varphi) \tau \quad (1.3)$$

При такому підході загальну площу поверхні шкірки розглядають як складену з двох частин: проникної - $F_{\Pi} \varepsilon_F$ і непроникної для водяної пари $F_{\Pi}(1-\varepsilon_F)$.

Орієнтовні значення масообмінних характеристик для найважливіших видів сировини, отримані на основі експериментальних досліджень, приведені в роботі [33]. Подані в цій же роботі теоретичні розрахунки процесів тепловологообміну з використанням отриманих значень масообмінних характеристик соковитої рослинної сировини підтверджені результатами експериментальних досліджень, що свідчить про правомірність прийнятих допущень.

Плоди й овочі після збору продовжують свою життєдіяльність, що характеризується обміном речовин із навколишнім середовищем. У них протікають складні біохімічні і фізіологічні процеси. Життєдіяльність цих продуктів супроводжується диханням: продукція поглинає кисень і виділяє вуглекислий газ, водяну пару й інші продукти обміну речовин. Природно, що при диханні відбувається не тільки втрата вологи, від якої залежить соковитість продукції, але і збіднення рослинної тканини поживними речовинами.

Втрата сухих речовин рослинною сировиною за рахунок дихання є результатом окислювання вуглеводів, яке для переважної більшості плодів і овочів описується рівнянням



Із рівняння (1.4) видно, що окислювання є реакцією екзотермічною при якій виділяється «тепло дихання» – $2,82 \cdot 10^9$ Дж./моль

Інтенсивність дихання D вимірюється кількістю виділеного вуглекислого газу в м^3 , залежить від виду продукції. Різні сорти однієї і тієї ж продукції дещо відрізняються по інтенсивності дихання. Одним з основних чинників, що впливають на життєдіяльність рослинної продукції, є температура. Впливає на інтенсивність дихання також ступінь зрілості, фізіологічний стан продукції, наявність механічних ушкоджень. Залежність інтенсивності виділення вуглекислого газу при диханні від температури зберігання продукції може бути визначена із загальних закономірностей хімічних реакцій, що супроводжуються виділенням тепла. Прийmemo, що зміна інтенсивності дихання (швидкості дихання) пропорційна зміні температури, тобто

$$\frac{dD}{dt} = b_s t, \quad (1.5)$$

де D – інтенсивність дихання при температурі t , $\text{м}^3 / (\text{кг}\cdot\text{с})$;

b_s – температурний коефіцієнт швидкості дихання, $1/^\circ\text{C}$.

У результаті інтегрування рівняння (1.5) знаходимо

$$D = D_0 \exp (b_s t), \quad (1.6)$$

тут D_0 - інтенсивність дихання при температурі $t = 0$ $^\circ\text{C}$, $\text{м}^3 / (\text{кг}\cdot\text{с})$.

Кількість тепла, виділеного продукцією при диханні, пропорційна кількості виділеного вуглекислого газу

$$q = k D, \quad (1.7)$$

де q - питома теплота дихання, $\text{Вт} / \text{кг}$; k - коефіцієнт пропорційності, незалежний від температури, $\text{Дж} / (\text{м}^3\cdot\text{с})$. Питома а теплота дихання, відповідно визначається залежністю:

$$q = q_0 \exp (b_s t), \quad (1.8)$$

тут q_0 - питома теплота дихання при температурі $t = 0$ $^\circ\text{C}$, $\text{Вт} / \text{кг}$.

Значення величин q_0 і b_s для різних плодів і овочів приведені в роботі І.Г.Алямовского. При зміні температури від 0°C до 10°C питома теплота дихання яблук зростає у 6 раз.

Під час тривалого зберігання плодоовочевої продукції на її якість і природні втрати маси впливають умови, що утворюються в сховищі.

Чинники зберігання - це регульовані елементи середовища, за допомогою яких можна знизити втрати при зберіганні та подовжити можливий термін зберігання. До них відносяться: температура, вологість повітря, склад повітря в сховищі, рухливість повітря.

Успішність зберігання плодів і овочів у значній мірі залежить від температури повітря, яка визначає напрямок і інтенсивність усіх процесів, що відбуваються в елементах продукції при зберіганні.

Для більшості видів овочів і фруктів оптимальною температурою зберігання є температура, близька до криоскопічної. За даними Міжнародного інституту холоду рекомендована температура холодильного зберігання яблук коливається від $-1,0$ до $+4,0$ °C у залежності від сорту і району вирощування. Основною умовою успішного зберігання овочів і фруктів є сталість температури повітря в сховищі. Краще підтримувати підвищену, але постійну температуру, ніж знижену, але з різкими коливаннями. Різкі зміни температури повітря в камері знижують стійкість до захворювань, а також скорочують терміни зберігання [139,143].

Не менш важливим чинником успішного зберігання плодоовочевої продукції є вологісний режим у камері, який впливає вплив на випарювання вологи з міжклітинної тканини продукту і тим самим, на збереження якості плодів і овочів. Для кожного виду продукції визначені оптимальні значення вологості повітря при зберіганні. Зниження відносної вологості повітря призводить до росту природних втрат (усушки) продукції, а при підвищенні вологості збільшуються втрати від загнивання внаслідок посиленого розвитку цвілі і ураження мікроорганізмами.

На думку більшості дослідників, відносна вологість повітря для фруктів повинна підтримуватися в межах 90-95%

Межі змін оптимальних температурно-вологісних умов і термінів холодильного зберігання основних видів плодів за даними Міжнародного інституту холоду приведені в роботі М.М.Цинмана і В.Я.Янюка [93,94]. Наприклад, для яблук температура зберігання $-1 \dots +4$ °С, відносна вологість 90%, термін зберігання 2 - 8 місяців.

На характер і активність дихання плодів і овочів великий вплив має газовий склад атмосфери в камері. Підвищений вміст вуглекислого газу і знижений вміст кисню в повітрі сприяють уповільненню процесу дихання. На цій підставі розроблена технологія зберігання плодів і овочів в регульованому газовому середовищі (РГС), що знайшла широке застосування в ряді країн . На цій же підставі розвивається технологія зберігання в модифікованому газовому середовищі (МГС), коли зберігання фруктів проводиться в поліетиленових пакетах або контейнерах із силіконовими вставками. Дифузійні силіконові вставки дозволяють досить швидко створити рівноважний газовий склад із підвищеною концентрацією вуглекислого газу. Необхідну концентрацію вуглекислого газу при заданій температурі створюють шляхом підбору відповідної поверхні силіконової вставки.

На умови холодильного зберігання плодоовочевої продукції також впливають і численні зовнішні чинники: місце вирощування, метод вирощування, ґрунт, клімат, агротехніка та ін. Навіть для того самого сорту плодів, вирощених у різних районах або в різні роки, оптимальні умови зберігання можуть помітно відрізнятися.

Оптимальні швидкості руху повітря в камері повинні визначатися в кожному конкретному випадку, в залежності від виду, сорту, стану, упакування і періоду зберігання. Шрот Н. у ході досліджень розробив модель залежності втрат маси яблук від швидкості руху повітря, кратності повітрообміну, тривалості вентиляції і температури в сховищі.

Рухливість повітря в завантаженій камері повною мірою залежить від способів затарювання і штабелювання продукції, а також від системи повітророзподілення в камері.

Усушка продуктів при холодильному зберіганні залежить від багатьох чинників, але найбільш істотно від розміру теплоприпливів, як зовнішніх так і внутрішніх відносно камери, і температури зберігання. Вплив цих чинників на усушку продуктів достатньо повно розкрито в спеціальній літературі. Тут же констатуємо той факт, що усушка продуктів знаходиться в прямій залежності від розміру теплоприпливів у камеру, але їхній вплив на інтенсивність окислювальних процесів, зменшується зі зниженням температури зберігання.

Відповідно розглянутим чинникам у практиці холодильного зберігання продуктів одержали розвиток такі основні напрямки: зниження температури зберігання, локалізація поза вантажним відсіком теплоприпливів і зволоження повітря камери. Параметри повітря в камерах регламентуються технологічними вимогами. Так, при зберіганні охолоджених продуктів не допускається їх підморожування, підтримання температурно-вологісних параметрів та їх зміна в сховищах соковитої рослинної сировини не повинні призводити до утворення краплинної вологи на її поверхні. Разом з тим, низька відносна вологість сприяє усушці і втраті тургора, а розвиток мікробіологічних процесів, що є головною причиною великих втрат сировини, знаходиться в прямій залежності від ступеня втрати тургора живою рослинною поверхнею .

При повітряному охолодженні камер зберігання ще один чинник – витрата повітря сутєво впливає на тепло-масообмінні процеси в камері і, як наслідок, на усушку продукту. Проте аналіз робіт в області техніки і технології холодильного зберігання показує, що при визначенні оптимальної витрати повітря за основу приймалися енергетичні витрати. Це давало можливість зробити вибір робочих параметрів газового середовища і

режимних характеристик камери, але не розкривало особливостей фізики процесів. Витрата повітря, що циркулює через повітроохолоджувач і вантажний відсік камери, як правило, визначають за залежністю [20, 94,95, 105]:

$$G_{\text{п}}=Q/(h_{\text{вх}} -h_{\text{вих}}) \quad (1.9)$$

При цьому різницю ентальпій повітря визначають відповідно до техніко-економічного обґрунтування зміни його температури в повітроохолоджувачі на 2...4 °С. У такому випадку вибір значення витрати повітря цілком не пов'язується з його впливом на умови зберігання й особливостями повітророзподільних систем.

Приведені в літературі рекомендації щодо вибору витрати повітря різноманітні. Для сховищ з активним вентиляванням рекомендуються значення(в м³/(т.год)): у США й Англії 28...50, у Німеччині 80...150, у Голландії 100...150, у центральних зонах Росії 40...60. В.З.Жадан відзначав, що розмір сховища, кліматичні умови і система охолодження значною мірою впливають на вибір питомої витрати повітря, тому викликає сумнів сама постановка питання про єдині норми навіть у межах окремих країн, і як оптимальні пропонує умови зберігання соковитої рослинної сировини, коли співвідношення між явним і прихованим теплом відповідає такому значенню тепло-вологісної характеристики процесу зміни стану вентиляючого повітря, при якому відсутня зміна його відносної вологості в насипі сировини. В цій роботі приведені обґрунтування оптимальної відносної вологості вентиляючого повітря. Проте ці результати отримані без врахування впливу витрати повітря на процеси в штабелі (при визначенні оптимальної відносної вологості повітря для різних видів сировини прийнята швидкість повітря в насипі 0,05 м/с) і тому не розроблені рекомендації по визначенню оптимального значення витрати повітря.

Збільшення витрати повітря в камерах зберігання для всіх температурних рівнів викликає зменшення градієнту температури в напрямку руху повітря і різниці температур повітря та кипіння холодильного агента в приладах охолодження, що приводить до зниження рівноважної температури повітря в камерах. Більш низькій температурі зберігання відповідає менша усушка продукту. З іншого боку, збільшення витрати повітря приводить до більшої його рухливості відносно поверхні продукту. У камерах зберігання фруктосховищ з активним вентиляванням зміна витрати повітря істотно позначається на швидкості його руху відносно поверхні продукту всередині штабеля. Конкуруючий характер впливу зазначених чинників на усушку продуктів доказує існування оптимальної витрати повітря, тобто такої при якій усушка мінімальна .

З аналізу літературних джерел видно, що не розглядався зв'язок оптимальної витрати повітря з витратою повітря через штабель і технічними характеристиками запроектованих повітроохолоджувачів.

Для забезпечення однорідності температурно-вологісних умов по усьому об'ємові штабеля необхідно встановити зв'язок між параметрами оточуючого штабель середовища (особливо параметри вентиляючого повітря на вході в штабель) і тепловологісним станом продукції в самому штабелі, по всьому його об'ємові. Встановлення такого зв'язку дає можливість управляти процесами переносу тепла і вологи при зберіганні продукції.

У літературі приведені рішення задач теплопровідності для тіл простої геометричної форми (нескінчена пластина, циліндр, куля) з внутрішніми джерелами тепла .

Рішення для штабеля у вигляді прямокутного паралелепіпеда приведені в роботах та Ивахнова В.І. Мурашова В.С., де методом Грінберга отриманий розподіл температурного поля і поля концентрації водяної пари в штабелі. Правда, ці поля разраховуються незалежно одне від одного.

Існує ряд робіт, присвячених вивченню питань тепломасообміну в штабелі і насипі соковитої рослинної сировини

У роботах проведено аналітичне дослідження тепло- і вологообміну в насипі плодів і овочів при тривалому зберіганні. Математичне описання процесів, виникаючих при зберіганні подано системою рівнянь для температури вентиляючого повітря і сировини, а також для парціального тиску водяної пари. Рішення системи диференціальних рівнянь проводиться чисельним методом кінцевих різниць.

Робота [155] присвячена дослідженню процесів тепло- і масообміну при охолодженні і зберіганні сільськогосподарської продукції в циліндричних контейнерах при природній і вимушеній конвекції повітряного потоку.

Разрахунок температурних полів (продукту і повітря), а також поля концентрації водяної пари проводиться методом кінцевих різниць.

Разрахункові розміри порівнюються з експериментальними даними, проведеними для моделюючого матеріалу (без врахування вологовиділення) – картоплі. Отримане достатньо близьке узгодження розрахункових і дослідних даних, при цьому розбіжність спостерігається у верхній частині контейнера, де відсутня радіальна симетрія температурних полів.

Висновки

Як зберегти врожай яблук аж до весни: прості поради

Щоби взимку не купувати магазинних фруктів: заощадити й насолоджуватися добірними плодами, давайте розберемося, як зберегти яблука на зиму.

Пропонуємо вам кілька порад, які допоможуть зберегти врожай яблук аж до наступної весни! Ну, до Нового року – точно.

Найкращі сорти для зберігання – це зимові або пізні осінні.

1. Збираємо уважно

Для зберігання годяться не всі яблука, а тільки акуратно зібрані (можна навіть з-під дерева), без ознак псування, гнилі, червивості, побитості. Навіть подряпане випадкове яблуко може загнити, зіпсувавши інші плоди.

2. Яблука не потрібно обтирати

Неблискучий бочок яблука – це його захисна плівка, природний віск, що охороняє від псування. Тому обтирати його, а тим більше мити – у жодному разі не можна!

3. Ящики

Кращий спосіб зберігання – в «дірявих» ящиках, можна пластикових, у яких зберігаються фрукти в магазинах.

Намагайтеся не валити всі яблука в купу. Найкраще, щоб у ящиках було два шари, максимум три. Стежте, щоб ніжки-гілочки не прокололи бік сусіда.

Оптимальний варіант, щоб плодоніжки дивилися нагору або злегка вбік.

4. Обгортання

Найкраще обгорнути кожне яблуко тонким папером – так ви збережете їх від випадкових ударів, а папір забере зайву вологу.

5. Витримуйте температуру

Найскладніше – знайти місце для зберігання. Оптимальна температура для всіх сортів яблук +3, +5 градусів, не вище. Тоді фрукти довше збережуть соковитість. Сухе місце теж не підходить – потрібна середня вологість (у занадто вологому приміщенні яблука теж довго не пролежать – згниють).

6. Не змішуйте з овочами

Яблука не дуже люблять сусідства, тому ставити їх в одному льосі з картоплею та морквою не варто. По-перше, виділюваний ними особливий газ змушує все навколишнє швидше поспівати, тобто ваша картопля-морква може почати стрімко дозрівати, начебто навесні. А яблука можуть просочитися неприємним запахом від овочів.

7. Частіше перебирайте

Як би ретельно ви не відбирали яблука для зберігання, можна не помітити мікроскопічну тріщинку. А це значить, що фрукт однаково загниє. Тому не забувайте оглядати свої припаси хоча б раз на місяць, безжалісно викидаючи зіпсовані.

Збирання яблук перед зберіганням

взимку Яблука дуже чутливі до будь-яких механічних пошкоджень. Тому для того щоб плоди можна було зберігати довго, збирати їх з дерева потрібно вкрай обережно:

1. Зриваємо разом з плодоніжкою. Кожен фрукт збираємо з гілки разом з тонкою плодоніжкою, намагаючись при цьому не обломити гілочки. Якщо плодоніжку видалити, зберігати таке яблуко буде значно складніше, оскільки через ранку проникнуть бактерії і грибки. У першу чергу потрібно збирати яблука, які висять низько, а вже потім добиратися до верхівки. Зривати плоди з гілки потрібно разом з плодоніжкою
2. Бережімо шкірку. Слідкуйте за тим, щоб при зборі не подряпати плоди нігтями і не залишити на них вм'ятин.
3. Не обтираємо плоди. Протираючи яблука руками або тканиною, ми знімаємо з шкірки тонкий восковий наліт, який захищає плоди від хвороб.
4. Яблуню не трясемо. Якщо є можливість дістати до кожного яблука, не потрібно трясти дерево, в надії, що фрукти попадають, і їх буде простіше збирати. Кидати яблука не можна — побиті швидко почнуть псуватися
5. Не кидайте яблука в корзину або відро. Побиті місця відразу починають псуватися.
6. Складаючи яблука в контейнери або ящики — оберніть кожен плід папером.
7. Опалі з дерева плоди збирайте в окремий контейнер. Навіть якщо вони виглядають добре і ще не почали псуватися, мікроорганізми з ґрунту могли на них вже потрапити. Тому ці яблука потрібно переробити або з'їсти в першу чергу. Так само чинимо з плодами, що мають червоточини. Вибирайте для збирання врожаю суху і прохолодну погоду. Важливо не допустити перезрівання плодів. У кожного сорту свій період дозрівання. Перестиглі фрукти зберігати не варто. Якщо яблуко стало «ватним», тріснуло, пом'ялося або почало підгнивати — воно годиться тільки для переробки. У погріб такий плід

спускати не можна. Відео: Як зберігати яблука на зиму в ящиках Найкраще для тривалого зберігання підходять пізньостиглі сорти. При зборі такі яблука, як правило, жорсткі і кислі. Однак у процесі лежання взимку в погребі чи підвалі плоди дозрівають, стають солодкими і дуже смачними. Вся справа в тому, що у ранньостиглих літніх сортів тонка й м'яка шкірка, яка швидко пошкоджується і не захищає плід належним чином. Шкірка у пізніх сортів більш щільна. Тому лежать вони краще і від хвороб страждають набагато менше.

Особливості зберігання яблук взимку Льох є найкращим місцем для зберігання яблук. Для хорошої лежання плодам потрібно створити відповідні умови, а також підготувати ящики або контейнери. Взимку в погребі вони будуть дозрівати і доходити до кондиції. Особливість зберігання цих фруктів полягає в тому, що при лежанні плоди виділяють етилен. Це газоподібна речовина сприяє дозріванню як самих яблук, так і інших овочів, що зберігаються з ними в одному погребі. Так, наприклад, картопля починає передчасно проростати. Тому зберігати яблука найкраще в окремому приміщенні. Якщо такої можливості немає, бажано зробити в погребі кілька відсіків. З цього ж властивості випливає необхідність сортувати плоди за розміром. Чим крупніше яблуко, тим швидше в ньому відбуваються біологічні процеси, і тим більше етилену воно виділяє. Тому краще закладати на зберігання дрібні і середні плоди. Зберігання яблук в ящиках Другою особливістю яблук є те, що при тривалому зберіганні вони здатні вбирати сильні запахи, що також відбивається на їхньому смаку. Від вищезгаданого картоплі яблука набираються не надто приємною «крахмалістості», а от від часнику можуть набратися специфічного аромату. Це ще один аргумент на користь зберігання яблук в окремому приміщенні. Перш ніж закладати урожай в льох, потрібно підготувати саме приміщення і тару. Стіни можна побілити вапном, а ящики і стелажі обробити дезінфікуючими речовинами. Ідеальною температурою для зберігання яблук вважається -1 — +3 градуси.

При такій температурі виділення етилену буде мінімальним, і врожай пролежить максимально довго. Вологість в межах 85-95%. Високий показник вмісту вологи в повітрі вбереже яблука від сморщивання і висихання. Льох для зберігання яблук повинен мати хорошу вентиляцію приточування. Циркуляція повітря необхідна для зниження концентрації етилену. Приміщення має бути добре захищене від ґрунтових вод, також варто подбати про гідроізоляцію стін і перекриттів. Для підтримки стабільної температури взимку підвал потрібно добре утеплити.

Довгострокове зберігання яблук і груш в домашніх умовах поради. Достигають літні яблука і груші садівники не встигають переробляти: плодів часто дуже багато. Поласувати власним урожаєм хочеться і взимку, адже власні плоди найбільш корисні і смачні. Які хитрощі допоможуть в домашніх умовах надовго зберегти яблука і груші?

Як і коли збирати врожай

Для довгострокового зберігання підходять осінні і зимові сорти. Їх плоди мають найбільшу лежкість, добре переносять тривале транспортування, мають щільну структуру і шкірку. Літні сорти плодових культур не придатні для тривалого зберігання, швидко псуються.

Збір плодів необхідно проводити своєчасно і правильно, адже від цього буде повністю залежати подальша лежкість яблук і груш. Вони повинні досягти зрілості.

Хороші результати дає попереднє обприскування дерев фунгіцидними препаратами:

Хорус;

Мерпан;

Скор; фрукти в корзині

Триходермін;

Фітоспорін і ін.

Препаратами на біологічній основі обробляти сад можна за кілька днів до збору врожаю, потужними хімічними засобами - за 3-4 тижні.

Визначити підходяще для прибирання час можна по характерному забарвленню плодів, властивому конкретному сорту, або досвідченим шляхом. Якщо після натискання на плоді залишається вм'ятина, то настала пора збору врожаю.

Збирати груші і яблука потрібно за правилами:

Збір проводять в тканинних рукавичках, щоб не пошкодити шкірку плодів - їх головний природний захист. Будь-яка «ранка» на яблуках і грушах стане «воротами» для різних грибків. Такі плоди швидко зіпсуються.

Не слід зчищати з яблук і груш наліт, він виступає в ролі захисту, запобігає ураженню плодів грибками. Обов'язково залишають плодоніжку: з нею збереження врожаю вище.

Для закладки на зберігання підходять тільки зібрані з дерева плоди. Їх знімають поступово, від нижніх гілок до верхніх. Так знижується ймовірність випадкового падіння плодів з гілок.

Найкраще проводити збір до обіду, коли ще переважає ранкова прохолода. Нагріті яскравим сонцем плоди зберігаються гірше. Зібраний урожай відразу переносять в підвал або інше прохолодне, захищене від сонця місце. зелена рукавиця

До закладки на зберігання яблука і груші обов'язково перебирають, відбраковують пошкоджені, пом'яті, потріскані плоди. Необхідне також сортування: дрібні, середні і великі яблука і груші зберігають окремо.

Не підходять для зберігання груші і яблука:

падалиця;

літні сорти;

пошкоджені шкідниками або хворобами;

биті градом;

які мають пошкодження шкірки, вм'ятини.

Зібрані в сиру погоду плоди обов'язково підсушують. Якщо рік видався вологим, дощовим, то яблука і груші будуть зберігатися гірше.

Для збільшення терміну зберігання плоди можна обробити підручними засобами: гліцерином, бджолиним воском, саліциловою кислотою, прополісом. Такий захист запобіжить втрати плодом вологи, вбереже від грибків і бактерій.

Перебрані і відсортовані плоди можна закладати на зберігання відповідним способом.

Як зберігати яблука в домашніх умовах яблука в тирсі

Зберегти яблука на зиму вдома досить просто, є кілька надійних способів.

Температура зберігання повинна бути максимально близькою до 0 градусів.

В умовах міської квартири яблука зберігають в холодильнику або на застеленому балконі. Плоди укладають по 1-2 кг в поліетиленові пакети без отворів і прибирають на зберігання.

На балконі або лоджії яблука зберігають в пакетах або в ящиках. Дерев'яну тару попередньо дезінфікують, застеляють папером. Для підтримки вологості тару з яблуками можна засипати опилом листяних порід дерев, мохом-сфагнумом, гречаним лушпинням. Засипка також запобіжить поширення грибка.

Укладати плоди в ящики слід в одну сторону. Плідоніжки у яблук і груш повинні розташовуватися так, щоб не пошкодити сусідні плоди. Направляють плодоніжки вбік (при укладанні шаховим способом) або убік.

Якщо для зберігання є підвал або льох - плоди легко зберігаються до весни.

Без доступу світла, при постійній вологості і температурі яблука зберігаються практично без втрат. Зберігати плоди можна як в ящиках, так і в пакетах.

Зберегти яблука до весни можна навіть в саду. Для цього викопують яму

глибиною до півметра, укладають на дно лапник. Зверху укладають яблука в пакетах або ящиках з пересипанням опилом. З усіх боків їх обкладають ялиновим гіллям, щоб вберегти плоди від мишей. Потім яма засипається землею.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСІВ ЗБЕРІГАННЯ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ

Основні закономірності процесів тепло- і масообміну у штабелі продукції при активному вентиляванні

Одним із ефективних способів відводу тепла дихання в штабелі плодовоовочевої продукції є активне вентилявання штабеля холодним повітрям. Сутність його полягає в продуванні всієї маси продукції знизу догори повітрям, що обробляється в повітроохолоджувачах і нагнітається через ґратчасту основу штабеля.

При охолодженні елементів продукції частина тепла передається вентиляючому повітрю за рахунок випарювання вологи з поверхні елементів, інша частина – за рахунок різниці в температурах між продукцією і повітрям, тобто тепловіддачею дотиком (теплопровідністю і конвекцією). Кількістю тепла, яке відводиться випромінюванням, можна знехтувати.

Молекули вологи, що відірвалися від поверхні продукту, дуже повільно дифундують від цієї поверхні в товщу повітря. Швидкість їхньої дифузії мізерно мала в порівнянні з тією, з якою ці ж молекули покидають поверхню елементів сировини. У результаті відбувається дуже швидке накопичення молекул пари в прошарку повітря біля поверхні, тому для розрахунку процесів вологообміну з достатнім ступенем точності приймається (по Стефану), що в прошарку повітря, безпосередньо розташованого на поверхні випаровування, накопичується така кількість молекул пари, яка відповідає стану насичення при температурі поверхні сировини. Отже, парціальний тиск

пари у такому прошарку повітря на поверхні випаровування дорівнює тиску насичення пари P_{ts}'' при середній температурі t_s поверхні сировини [176, 177].

Основна маса вентиляційного повітряного потоку, що рухається в штабелі, не насичена водяною парою і можна прийняти, що парціальний тиск в основній масі повітряного потоку p_t з температурою t °С можна представити як $p_t = \varphi P_t''$, де φ - відносна вологість повітря. Різниця парціальних тисків є «рушійною силою» процесу масовіддачі, тобто випарювання або конденсації.

За законом Дальтона тиск вологого повітря, що відповідає барометричному тиску P_B , дорівнює сумі парціальних тисків сухого повітря p_n і водяної пари p_{np} [6,175]:

$$P_B = p_n + p_{np} \quad (3.1)$$

Але тиск водяної пари дуже малий в порівнянні з незначно мінливим барометричним тиском, тому надалі приймається, що

$$p_n = P_B - p_{np} (P_{np} \ll P_B) = P_B \quad (3.2)$$

З рівняння Менделєєва – Клапейрона

$$\frac{P_{np}}{\rho_{np}} = R_{np} \cdot T \quad (3.3)$$

де $R_n = 287,14$ Дж/(кг·К) - питома газова постійна сухого повітря;

$R_{np} = 461,6$ Дж/(кг·К) - питома газова постійна пара;

T – температура, К;

ρ_n - густина сухого повітря, кг/м³;

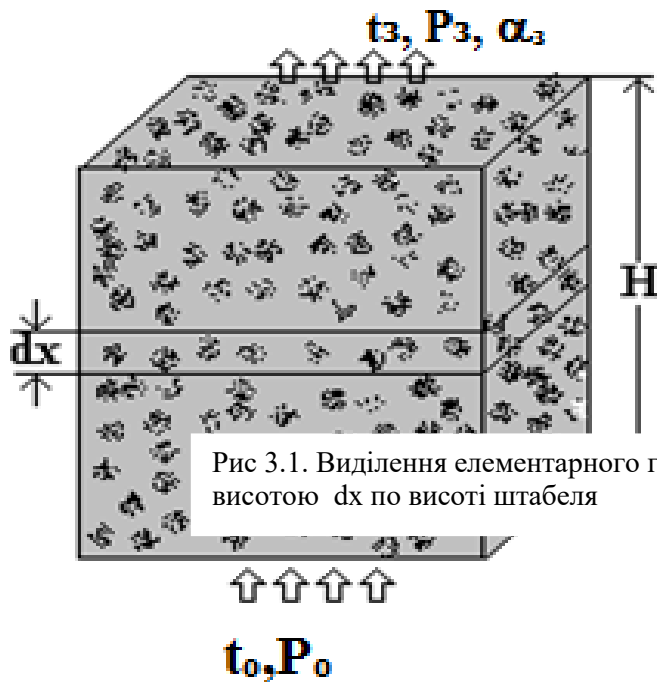
ρ_{np} – густина водяної пари, кг/м³.

Кількість водяної пари у повітрі характеризується відношенням маси водяної пари до маси сухого повітря в тому ж об'ємі, тобто

$$x = \frac{\rho_{np}}{\rho_n} = \frac{R_n}{R_{np}} \cdot \frac{p_{np}}{p_n} = 0,622 \cdot \frac{P_{np}}{P_B}, \quad (3.4)$$

Математичний опис процесів тепло- і масообміну при зберіганні плодовоовочевої продукції базується на рівняннях теплового і матеріального балансу для елементарного прошарку штабеля продукції.

Виділивши по висоті штабеля елементарний горизонтальний шар висотою dx



(рис.3.1), складемо для нього рівняння теплового балансу (нехтуючи теплоприпливами до бічної поверхні штабеля), що встановлює рівність між теплом, втраченим продукцією в цьому прошарку за одиницю часу і теплом набутим же час при безпосередньому підвищенню його температури і

Рис.3.1 Виділення елементарного горизонтального шару по висоті штабеля

вологовмісту за рахунок проникнення в нього пари в результаті випарювання води з поверхні продукції.

При складанні рівняння теплового балансу робляться наступні допущення, звичайно застосовувані при випарному охолодженні води.

1. Коефіцієнти тепло- і масовіддачі (α , Вт/(м²·К) і β_p , кг/(м²·Па·с)) є фізичними константами, а теплота пароутворення r , Дж/кг, питома теплоємність вологого повітря C_p , Дж/(кг·К) і ефективна теплопровідність насипу сировини λ_0 , Вт/(м·К) можуть бути визнані постійними.
2. Парціальний тиск водяної пари $p_{np} \ll P_B$ і величина парціального тиску сухого повітря дорівнює барометричному тиску вологого повітря

$$p_{np} = P_B$$

3. Температура на поверхні елементів сировини (при зберіганні) у даному перетині штабеля може бути прийнята рівною середній температурі елементів сировини в ньому.

Кількість тепла, втраченого сировиною в межах виділеного прошарку штабеля в одиницю часу складає

$$dQ = d\left(\lambda_0 \frac{dt_s}{dx}\right) + \rho_H q dx \quad (3.5)$$

де t_s - температура сировини, °С; λ_0 - ефективна теплопровідність вентильованого насипу сировини, Вт / (м·К); ρ_H – густина насипу сировини, кг/м³; $q = q_0 \exp(b_s t_s)$ - тепло дихання сировини, Вт/кг; b_s - коефіцієнт швидкості дихання, 1/°С.

Кількість тепла, що віднімається від сировини в одиницю часу і витраченого на збільшення температури повітря

$$dQ_\alpha = \varepsilon c_p \rho_\rho V \frac{dt_r}{dx} dx \quad (3.6)$$

де ε - пористість сировини; C_p – теплоємність повітря, Дж/(кг· К); ρ_r – густина повітря, кг/м³; t_r – температура повітря в даному перетині штабеля, °С.

Кількість тепла, що віднімається від продукту при його випарюванні в одиницю часу і витраченого на збільшення вологовмісту повітря x

$$dQ_\beta = \varepsilon \rho_r V \frac{d}{dx}(x) dx$$

або з огляду на рівняння (3.4)

$$dQ_\beta = 0,622 \frac{\varepsilon \rho_r V}{P_B} \cdot \frac{dp}{dx} dx , \quad (3.7)$$

З іншого боку, кількість тепла, що віднімається від продукту дотиком, відповідно до формули Ньютона можна написати

$$dQ_\alpha = \alpha F_H (t_s - t_r) dx , \quad (3.8)$$

де F_H – поверхня теплообміну плодів або овочів на одиницю об'єму, м² / м³ .

Кількість вологи, що віднімається від продукту при його випаровуванні, з використанням рівняння Дальтона, запишемо:

$$dQ_{\beta} = \varepsilon_f F_H \beta_p r (p'' - p) dx, \quad (3.9)$$

де ε_f - масообмінна характеристика, що представляє частку поверхні елемента сировини, яка бере участь у масообміні; r - теплота пароуворення, Дж / кг.

В результаті, рівняння балансу тепла для сировини має вигляд

$$\lambda_0 \frac{d^2 t_s}{dx^2} + \rho_H q_0 \exp(b_s t_s) = \alpha F_H (t_s - t_r) + \beta_p \varepsilon_f r F_H (p'' - p), \quad (3.10)$$

Рівняння балансу тепла для повітря

$$\varepsilon C_p \rho_r \frac{dt_r}{dx} = \alpha F (t_s - t_r), \quad (3.11)$$

а рівняння матеріального балансу

$$\frac{0,622}{P_0} \frac{dp}{dx} = \beta_p \frac{\varepsilon_f F_H}{\varepsilon V \rho_2} (p'' - p) \quad (3.12)$$

Таким чином, математичний опис процесів тепло і масообміну при активному вентиляванні насипу плодоовочевої продукції визначається наступною системою диференціальних рівнянь[33]:

$$\varepsilon \cdot C_p \cdot \rho_r \frac{dt_r}{dx} = \alpha \cdot F \cdot (t_s - t_r)$$

$$\lambda_0 \frac{d^2 t_s}{dx^2} + \rho_H \cdot q_0 \cdot \exp(b_s \cdot t_s) = \alpha \cdot F_H \cdot (t_s - t_r) + \beta_p \varepsilon_f \cdot r \cdot F_H (p'' - p) \quad (3.13)$$

$$\frac{0,622}{P_B} \frac{dp}{dx} = \beta_p \frac{\varepsilon_f F_H}{\varepsilon V \rho_r} (p'' - p)$$

відносно температури сировини $t_s = t_s(x)$, температури повітря $t_r = t_r(x)$ і парціального тиску пари $P = P(x)$, як функції висоти насипу продукції.

Граничні умови на вході ($x = 0$) і виході ($x = h$) штабеля визначаються такими співвідношеннями:

$$\text{при } x = 0 \quad t_r = t_o, \quad \lambda_0 \frac{dt_S}{dx} = \alpha \cdot (1 - \varepsilon) \cdot (t_S - t_o), \quad p = p_o \quad (3.14)$$

$$\text{при } x = h \quad \lambda_0 \frac{dt_S}{dx} = \alpha \cdot (1 - \varepsilon) \cdot (t - t_S),$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі на виході з щільно упакованого прошарку, визначений експериментально, а h - висота штабеля.

. Визначення оптимальних параметрів зберігання плодоовочевої продукції

Формування температурних полів та вологовмісту вентиляючого повітря при зберіганні плодоовочевої продукції визначаються із рішення крайової задачі (3.13 – 3.14).

Для визначеності даної задачі необхідно задати коефіцієнти тепло- і масовіддачі (α , α_h , β_p), коефіцієнта теплопровідності λ_0 , а також залежність парціального тиску насиченої пари $P'' = P''(t_S)$.

Коефіцієнт теплопровідності сировини λ_o для щільно упакованого прошарку визначається за формулою Зенера-Бауэра

$$\lambda_o = \sqrt{1 - \varepsilon} \cdot [\lambda_s \cdot \varphi + (1 - \varphi) \cdot \lambda_S^*], \quad (3.15)$$

де λ_s - теплопровідність сировини, Вт / (м · К);

$$\lambda_S^* = \frac{2\lambda_2}{p} \cdot \left[\frac{B}{p^2} \cdot \left(1 - \frac{\lambda_\Gamma}{\lambda_S} \right) \cdot \ln \frac{\lambda_S}{B \cdot \lambda_2} - \frac{B-1}{p} - \frac{B+1}{2} \right];$$

λ_Γ - теплопровідність повітря, Вт / (м · К);

$$\varphi = \frac{23\rho_k^2}{1 + 22\rho_k^{4/3}}, \quad \rho_k = \frac{d_k}{d};$$

d - діаметр елементів сировини, м; d_k - діаметр площі контакту, м;

$$p = 1 - B \frac{\lambda_\Gamma}{\lambda_s}, \quad B = 1.25 \cdot \left(\frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \right)^{\frac{10}{9}}$$

Коефіцієнт тепловіддачі α у щільноупакованому шарі визначається за формулою Гнелинского [91,117]:

$$Nu = f_\varepsilon Nu_0, \quad f_\varepsilon = 1 + 1.5 (1 - \varepsilon), \quad (3.16)$$

де $Nu_0 = 2 + \sqrt{Nu_1^2 + Nu_t^2}$,

$$Nu_1 = 0.664 \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr}, \quad Pr = \frac{\nu_r}{a_r} \quad (\text{для повітря } Pr = 0.707);$$

$$Nu_t = \frac{0.037 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr}{1 + 2.443 \cdot Re^{-0.1} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)};$$

$$Nu = \frac{\alpha d_s}{\lambda_2}; \quad Re = \frac{V d_s}{\nu_2}, \quad d_s - \text{діаметр елементів сировини (діаметр сфери);}$$

f_ε - коефіцієнт форми елементів сировини ($1 < f_\varepsilon < 2$).

У верхній частині насипу сировини тепло передається в навколишнє середовище, теплоперехід на виході зі штабеля здійснюється шляхом змішування теплого повітря, що піднімається догори через насип сировини, з більш холодним повітрям навколишнього середовища. [176]. Цей теплоперехід моделюється за допомогою коефіцієнта тепловіддачі α_h в граничній умові (3.14) при $x = h$.

За експериментальними даними [155]

$$\alpha = 11 \div 14 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Використовуючи співвідношення Льюїса, коефіцієнт масовіддачі β_p представляємо як :

$$\beta_p = \frac{\alpha}{z}, \quad \text{кг}/(\text{м}^2\text{Па}\cdot\text{с}) \quad (3.17)$$

де $z = 1.53 \cdot 10^8 \text{ ДжПа}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. [24,37]

При зберіганні сировини температура по висоті штабеля змінюється не значно, тому передбачається, що мають місце лінійні апроксимації [7,16,76]

$$P_n = m_p + n_p t_s, \quad \exp(b_s t_s) = 1 + b_s t_s. \quad (3.18)$$

Формування температурних полів і вологовмісту вентиляючого повітря при зберіганні плодоовочевої продукції визначаються з рішення крайової задачі (3.13) – (3.14).

Розв'язання задачі (3.13)-(3.14) про розподіл температурних полів і парціального тиску пари у вентиляючому повітрі має вигляд [178,179]:

$$t_T(x) = t^* + \sum_{i=1}^4 C_i \exp(\lambda_i x), \quad t_s(x) = t^* + \sum_{i=1}^4 C_i t_i \exp(\lambda_i x), \quad (3.19)$$

$$p(x) = p^* + \sum_{i=1}^4 C_i p_i \exp(\lambda_i x). \quad (3.20)$$

Тут постійні C_i , t_i , p_i визначаються з умов на вході в штабель, а t^* та p^* характеризують рівноважний стан системи.

Характер зміни температури продукції (яблука) по висоті насипу в залежності від початкової відносної вологості повітря представлений на рис.3.2. З рис.3.2 видно, що у верхній частині штабеля має місце зниження температури (суцільна лінія) і підвищення відносної вологості повітря. При несприятливих умовах це приводить до конденсації вологи на поверхні продукції. Ця зона відома як зона відпрівання.

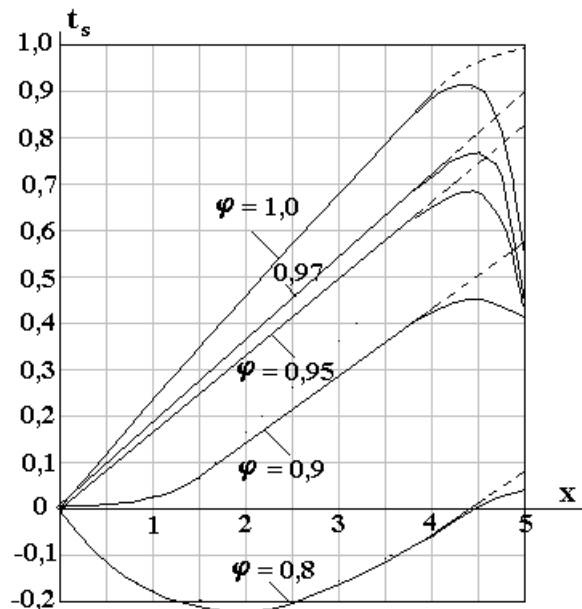


Рис.3. 2 Залежність температури продукції t_s по висоті насипу при різних значеннях відносної вологості:
 — розрахунок, проведений по рівняннях (3.13, 3.14);
 ---- розрахунок, проведений по (3.31).

При розрахунку оптимальних способів зберігання рослинної сировини й охолоджуючих систем плодоовочесховищ основним показником є природні втрати, що визначаються втратою вологи (усушкою) при холодильному зберіганні продукції.

Кількість вологи, що випаровується, (у кг) відповідно до рівнянь тепло-масообміну (3.13-3.14) визначається за формулою:

$$W = \int_0^h \varepsilon_f \cdot F_H \cdot \beta_p \cdot (P'' - P) \cdot S \cdot \tau \cdot dx, \quad (3.21)$$

де S - площа поперечного перерізу штабеля продукції, м²;

τ - час зберігання, ч.

Відносна усушка продукції (%) при цьому визначена відношенням кількості вологи, що випарувалася за час τ зберігання, до початкової кількості продукції при h - висоті штабеля.

$$n = \frac{100 \cdot W}{\rho_H \cdot h \cdot S}, \quad \%, \quad (3.22)$$

Використовуючи рішення рівняння (3.22) було визначено втрати у насипу за весь період зберігання τ :

$$n = 62,2 \cdot \frac{\varepsilon \cdot V \cdot \rho_{\Gamma} \cdot \tau}{P_{\text{вс}} \cdot \rho_H \cdot h} \cdot [C_1^* p_1 (\exp(\lambda_1 h) - 1) + C_2^* p_2 (\exp(\lambda_2 h) - 1) + C_3^* p_3 + C_4^* p_4 (\exp(\lambda_4 h) - 1)]. \quad (3.23)$$

Усушка продукції залежить від початкових значень тепловологісних характеристик і швидкості руху припливного повітря

$$n = n(t_0, \varphi_0, V), \quad (3.24)$$

де $\varphi_0 = \frac{P(0)}{P''(t_0)}$ - відносна вологість повітря на вході в штабель продукції.

Температура вентиляючого повітря в значній мірі визначає інтенсивність усіх процесів, що відбуваються в елементах сировини. Оптимальна температура зберігання є температурою, близькою до криоскопічної для данного виду продукції:

$$t_0 \cong t_{кр} . \quad (3.25)$$

При цій температурі інтенсивність дихання і біологічних процесів зводяться до мінімуму.

Інтенсивність виділення вологи при зберіганні плодоовочевої продукції залежить, значною мірою, також від відносної вологості припливного повітря, причому ця залежність є обернено пропорційною, тобто зі збільшенням початкової відносної вологості вентиляючого повітря, виділення вологи в насипі продукції зменшується.

При підтриманні оптимальних значень температури $t_{опт}$ і відносної вологості повітря $\phi_{опт}$ на вході в штабель продукції природний збиток буде залежати тільки від швидкості вентиляючого повітря

$$n = n (V) \quad (3.26)$$

Як показують чисельні розрахунки, ця залежність є монотонно спадаючою, тобто зі зменшенням швидкості V зменшується також і природна втрата, однак при цьому збільшується перепад температур Δt по висоті штабеля. При зберіганні плодоовочевої продукції перепад температур Δt не повинний перевищувати $0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\Delta t \leq 0,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.27)$$

З урахуванням цієї умови швидкість вентиляючого повітря має екстремальний характер. Умова (3.27) визначає оптимальне значення швидкості повітря, що залежить від висоти штабеля.

Розглянемо визначення оптимальних параметрів холодильного зберігання яблук.

. Передбачається, що оптимальні умови забезпечуються такими характеристиками тепло-вологісного стану кондиціюючого повітря:

- температура повітря на вході в штабель продукції

$$\bullet \quad t_0 = 0 \text{ } ^\circ\text{C} ; \quad (3.28)$$

- перепад температур по висоті штабеля

$$\bullet \quad \Delta t = 0,5 \text{ } ^\circ\text{C} ; \quad (3.29)$$

- відносна вологість повітря на виході зі штабеля

$$\varphi(h) = 96 \% . \quad (3.30)$$

Умова (3.30) забезпечує відсутність конденсації вологи в зоні відпрівання.

Розрахунок оптимальних параметрів повітря на вході в штабель $\varphi(0)$ і V (швидкість повітря) визначаємо на підставі рівнянь (3.13), припускаючи відсутність сингулярних збурювань, тобто відсутність крайової зони (зони відпрівання) у верхній частині насипу [33,186,187,188]. Вихідну систему рівнянь, яка описує процеси тепломасообміну в штабелі рослинної сировини при тривалому зберіганні, нехтуючи зоною відпрівання, можна записати :

$$\varepsilon \cdot C_p \cdot \rho_r \frac{dt_r}{dx} = \alpha \cdot F \cdot (t_s - t_r)$$

$$\rho_n \cdot q_o \cdot \exp(b_s \cdot t_s) = \alpha \cdot F_n \cdot (t_s - t_r) + \beta_p \varepsilon_f \cdot r \cdot F_n (p'' - p) \quad (3.31)$$

$$\frac{0,622}{P_B} \frac{dp}{dx} = \beta_p \frac{\varepsilon_f F_n}{\varepsilon V \rho_r} (p'' - p)$$

Для умов зберігання ($0 \leq t_s \leq 0,5^\circ\text{C}$) приймаємо наближення

$$\exp(b_s t_s) = 1 + b_s t_s \quad (b_s t_s \ll 1),$$

$$P_n = m_p + n_p t_s \quad (m_p = 605,38 \text{ Па}, \quad n_p = 52,18 \text{ Па} / ^\circ\text{C}). \quad (3.32)$$

Коефіцієнт тепловіддачі α , також як і для рівнянь (3.31,3.32), визначався формулами Гнелинського [180,181]

$$\alpha = \alpha(V), \quad (3.33)$$

а коефіцієнт масовіддачі β_p – співвідношенням

$$\beta_p = \alpha / z \quad (z = 1,53 \cdot 10^8 \text{ Дж} \cdot \text{Па} / (\text{кг} \cdot \text{К})). \quad (3.34)$$

На рис.3.2 зображена залежність температури продукції по висоті насипу (пунктирна лінія), розрахована по рівнянням (3.31). Як видно з цього рисунку дане рішення цілком збігається з рішенням по рівнянням (3.13), відмінність виявляється тільки в прикордонній області на виході зі штабеля, де виявляється сингулярні збурювання [33,182].

Для рішення рівнянь (3.31) вводиться безрозмірна координата:

$$x_1 = \frac{x}{l}, \quad \text{де } l = \frac{\varepsilon c_p \rho_2 V}{\alpha F_H}.$$

Тоді вихідна система (3.31) приводиться до виду

$$t'_r + t_r = t_s,$$

$$p' + b_1 p = b_1 m_p + b_1 n_p t_s, \quad (3.35)$$

$$(c_2 b_s - 1 - b_2 n_p) t_s = -t_r - b_2 p + b_2 m_p - c_2,$$

$$\text{де } b_1 = 1.608 \frac{\varepsilon_f F_H P_B}{z}, \quad b_2 = \frac{\varepsilon_f r}{z}, \quad c_2 = \frac{\rho_H q_0}{\alpha F_H}.$$

Аналітичне рішення рівнянь (3.35) з умовами на вході, коли

$x = 0 \quad t_r = 0, \quad p = p_0$, має такий вигляд

$$t_r(x_1) = C_1 \exp(\lambda_1 x_1) + C_2 \exp(\lambda_2 x_1) + t_*, \quad (3.36)$$

$$t_s(x_1) = C_1 t_1 \exp(\lambda_1 x_1) + C_2 t_2 \exp(\lambda_2 x_1) + t_* \quad (3.37)$$

$$p(x_1) = C_1 p_1 \exp(\lambda_1 x_1) + C_2 p_2 \exp(\lambda_2 x_1) + (m_p + n_p t_*), \quad (3.38)$$

$$\text{де } \lambda_{1,2} = -n \pm \sqrt{n^2 - k^2},$$

$$a = \frac{1}{1 + b_2 n_p - c_2 b_s}, \quad b = a b_2, \quad c = a (c_2 - b_2 m_p),$$

$$2n = 1 - a + b_1 (1 - n_p b), \quad k^2 = b_1 (1 - a - n_p b),$$

$$t_i = 1 + \lambda_i, \quad p_i = \frac{\lambda_i + 1 - a}{b}, \quad t_* = -\frac{1}{b_s},$$

$$C_1 = \frac{1}{\lambda_1 - \lambda_2} (b p_0 + c + \lambda_2 t_*), \quad (3.39)$$

$$C_2 = \frac{1}{\lambda_2 - \lambda_1} (b p_0 + c + \lambda_1 t_*). \quad (3.40)$$

Для оптимального режиму

$$\Delta t = t_r(\bar{h}) - t_r(0) = 0,5 \quad \left(\bar{h} = \frac{h}{1} \right),$$

$$\varphi(\bar{h}) = \frac{p(\bar{h})}{p''(\bar{h})} = \frac{p(\bar{h})}{m_p + n_p t_r(\bar{h})} = 0,96$$

$$\text{або } t_r(\bar{h}) = 0,5$$

$$p(\bar{h}) = 606,21. \quad (3.41)$$

З (3.36) і (3.38) маємо

$$t_r(\bar{h}) = C_1 \exp(\lambda_1 \bar{h}) + C_2 \exp(\lambda_2 \bar{h}) + t_* = 0,5 \quad (3.42)$$

$$p(\bar{h}) = C_1 p_1 \exp(\lambda_1 \bar{h}) + C_2 p_2 \exp(\lambda_2 \bar{h}) + (m_p + n_p t_*) = 606,21 \quad (3.43).$$

Дана система рівнянь служить для визначення відносної вологості $\varphi(0) = p(0) / m_p$ і швидкості повітря V .

З рівнянь (2.40) маємо:

$$\begin{cases} \xi_1 + \xi_2 = m \\ p_1 \xi_1 + p_2 \xi_2 = n \end{cases}$$

де $m = 0,5 - t_*$, $n = 606,21 - (m_p + n_p t_*)$, знаходимо:

$$\xi_1 = C_1 \exp(\lambda_1 \bar{h}) = b \frac{p_2 m - n}{\lambda_2 - \lambda_1}$$

$$\xi_2 = C_2 \exp(\lambda_2 \bar{h}) = b \frac{p_1 m - n}{\lambda_1 - \lambda_2}.$$

З огляду на співвідношення (3.39) і (3.40) остаточно одержимо:

$$\begin{cases} b \exp(-\lambda_1 \bar{h})(n - p_2 m) = b p_0 + c + \lambda_2 t_* \\ b \exp(-\lambda_2 \bar{h})(n - p_1 m) = b p_0 + c + \lambda_1 t_* \end{cases} \quad (3.44)$$

Розв'язав систему (3.43) маємо:

$$(n - p_2 m) \exp(-\lambda_1 \bar{h}) - (n - p_1 m) \exp(-\lambda_2 \bar{h}) = \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{b} t_*, \quad (3.45)$$

тут величини $p_1, p_2, \lambda_1, \lambda_2, b$ і \bar{h} є функціями швидкості. Дане рівняння вирішується методом ітерацій.

Оптимальне значення парціального тиску пари p_0 вологого повітря на вході в штабель визначається зі співвідношення

$$p_0 = \exp(-\lambda_1 \bar{h})(n - p_2 m) - \frac{c + \lambda_2 t_*}{b}, \quad (3.46)$$

де підставлене значення оптимальної швидкості $V_{\text{опт}}$.

На основі отриманих співвідношень була розроблена програма на Object Pascal та проведений розрахунок оптимальних режимів зберігання яблук у залежності від висоти штабеля.

Результати розрахунку оптимальних режимів зберігання яблук та моркви в залежності від висоти штабеля, з кроком кратній висоті ящика (0,7м), представлені в таблиці 2.1.

На рис. 3.3, рис.3.4 зображені оптимальні значення швидкості V_1 , V_2 вентиляючого повітря та втрати маси яблук n_1 та моркви n_2 за весь період зберігання в залежності від висоти штабеля. Розрахунок втрати маси моркви підтверджен експериментальними даними Ивахнова В.И. [128]. (n_{eks} на рис.3.4).

Таблиця 3.1. Оптимальні параметри зберігання

H, м	t_0 , °C	V, м/с	φ , %	n, %
2,0	0	0,026	97,43	2,8
		0,038*	97,61*	3,2*
2,7	0	0,030	96,66	3,3
		0,044*	97,07*	3,7*
3,4	0	0,034	95,72	3,8
		0,048*	96,45*	4,2*
4,1	0	0,039	94,63	4,1
		0,052*	95,75*	4,6*
4,8	0	0,043	93,37	4,4
		0,054*	94,97*	4,8*
5,5	0	0,047	91,95	4,7
		0,057*	92,14*	5,1*
Примітка *- значення в верхньому рядку таблиці відповідають при зберіганні яблук, а в нижчій – моркви				

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ КОМПЛЕКСНОГО ТЕПЛОВОЛОГІСНОГО РОЗРАХУНКУ ПЛОДООВОЧЕСХОВИЩ

Визначення економічно доцільної товщини шару теплоізоляції огорожень холодильного модуля

Для підтримання заданої температури в камері холодильника необхідно, щоб всі теплоприпливи відводилися камерним обладнанням. При підборі відповідного холодильного обладнання, перш за все, необхідно враховувати теплоприпливи через захисні конструкції камери зберігання. Ці теплоприпливи є змінними в часі, що зв'язане з добовими, сезонними або іншими коливаннями температури зовнішнього повітря.

Теплове навантаження на холодильну установку є найбільшою або в самий жаркий літній період року, або під час найбільшого експлуатаційного навантаження (наприклад, в період охолодження плодоовочевої продукції).

В інженерній практиці проектування холодильників, як правило, користуються методикою теплового розрахунку огорожень, за якою всі теплоприпливи вважаються постійними в часі і приходяться на літній період року [161,162, 193].

Процес передачі тепла через огороження, всі параметри якого залишаються незмінними в часі, називається стаціонарним і є найбільш простим випадком теплопередачі. До стаціонарної теплопередачі звичайно прагнуть привести важливі для проектування огорожень і систем розрахункові умови. В цьому випадку розрахунок теплопередачі зводиться до розгляду порівняно простих стаціонарних температурних полів і теплових режимів конструкцій.

Найпростішим є одновимірне стаціонарне температурне поле, яке для багат шарового огороження може бути визначене диференціальним рівнянням [189,196]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\lambda(x) \frac{\partial t}{\partial x} \right] = 0, \quad (4.1)$$

де $\lambda(x)$ – коефіцієнт теплопровідності матеріальних шарів огороження,
 Вт/(м·К).

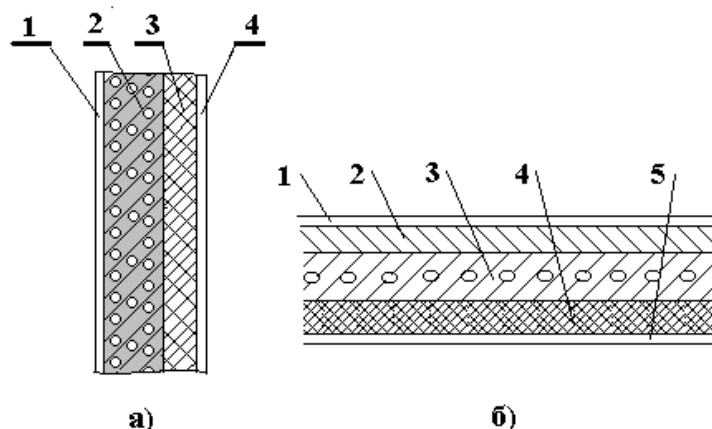


Рис. 4.1. Конструкція стін і покриття холодильного модуля
 а) стіна: 1 – штукатурка; 2 – панель залізобетонна; 3 – ізоляція;
 4 – лист сталевий оцинкований.
 б) покриття: 1 – 3 шару гідроізоля; 2 – бетонна стяжка; 3 – плита
 залізобетонна; 4 – ізоляція; 5 - лист сталевий оцинкований.

Конструкції сучасних багатошарових огорожень характеризуються розподіленням функцій між окремими матеріальними шарами (рис. 4.1). В загальному випадку захист складається з конструктивного (основного) шару, теплоізоляційного шару, а також паро- або гідроізоляційного шару, внутрішнього і зовнішнього фактурних шарів. У відношенні режиму теплопередачі основними є конструктивний і теплоізоляційний шари. Конструктивним звичайно є шар з матеріалу високої густини, а тому із значною теплопровідністю і погано проникний для водяної пари і повітря.

Одновимірне температурне поле огороження може бути розраховане достатньо просто [189,193,195,196]. Теплозахистні властивості багатошарового огороження визначаються опором R_0 , який дорівнює сумі опорів теплопровідності окремих матеріальних шарів R_i і опорів теплообміну на внутрішній R_B і зовнішній R_3 поверхнях:

$$R_0 = R_B + \Sigma R_i + R_3, \quad (4.2)$$

де $R_B = 1 / \alpha_B$, $R_3 = 1 / \alpha_3$, $R_i = \delta_i / \lambda_i$

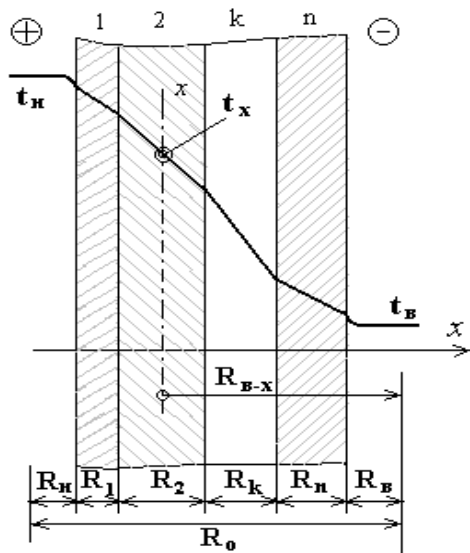


Рис. 4.2 Одновимірне температурне поле багат шарового огороження

Розподіл температури в огороженні (рис. 4.3) визначається за формулою [189]:

$$t_x = t_B - \frac{R_{B-x}}{R_o} (t_B - t_3) \quad (4.3)$$

де t_x – температура в довільному перетині x огороження;

R_{B-x} – опір теплопередачі від внутрішнього середовища до перетину x .

t_B і t_3 - температура внутрішнього і зовнішнього середовища.

З формули (4.3) витікає, що перепади температур у перетині огороження пропорційні відповідним термічним опорам.

Економічно-доцільний термічний опір теплоізоляційного шару $R_{із}^{ек}$, $(m^2 \cdot ^\circ C) / W$, багат шарової захисної конструкції слід заздалегідь визначати за формулою [195]

$$R_{із}^{ек} = \sqrt{\frac{n_{із} (t_3 - t_B) z_3 m C_T l_T}{\lambda_{із} C_{із} E_{н.п}}} \quad (4.4)$$

де $n_{із}$ — коефіцієнт, що враховує відношення термічного опору ізоляції багат шарової захисної конструкції (або однорідної конструкції) до опору теплопередачі, $n_{із} = 0.85$;

t_B — температура внутрішнього повітря, $^\circ C$;

t_3 — найвища середня температура зовнішнього повітря за літній період (липень), $^\circ C$;

z_3 — тривалість найвищої температури за розглядуваний літній період зберігання (охолодження) плодоовочевої продукції;

m — коефіцієнт, який враховує додаткові втрати тепла на інфільтрацію зовнішнього повітря і який приймається рівним 1,05;

C_T — вартість виробництва холоду, грн / Дж;

I_T — коефіцієнт, який враховує зміну вартості виробництва холоду на перспективу (для плодоовочесховищ з урахуванням умов експлуатації, термінів служби $I_T = 1.1$);

$\lambda_{із}$ - розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу термоізоляційного шару багат шарової захисної конструкції, Вт / (м·К);

$C_{із}$ — вартість матеріалу термоізоляційного шару багат шарової захисної конструкції, грн/м³;

$E_{н.п}$ — норматив для приведення різночасних витрат, 1/грн.

Економічно-доцільний опір теплопередачі $R_{0}^{ек}$, (м²·К) / Вт, багат шарової захисної заздалегідь визначається за формулою

$$R_{0}^{ек} = \frac{1}{\alpha_B} + \frac{1}{\alpha_3} + \sum R_{к.с} , \quad (4.5)$$

де $R_{із}^{ек} = \frac{\delta_{із}}{\lambda_{із}}$,

$R_{із}^{ек}$ — економічно-доцільний термічний опір термоізоляції (м²·К) / Вт ;

α_B, α_3 - коефіцієнти тепловіддачі відповідно для внутрішньої і зовнішньої поверхонь огороження , Вт / (м²·К);

$\sum R_{к.с}$ — сума термічних опорів конструктивних шарів, (м²·К) /Вт, багат шарової захисної конструкції.

Товщина теплоізоляційного шару багат шарової теплозахисної конструкції $\delta_{із}$, м, а також товщина однорідної (одно шарової) конструкції попередньо визначається за формулою

$$\delta_{\text{із}} = R_{\text{із}}^{\text{ек}} \lambda_{\text{із}} \quad (4.6)$$

Економічно-доцільний опір теплопередачі $R_{\text{о}}^{\text{ек}}$, $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$, захисної конструкції слід приймати, виходячи з умови забезпечення найменших зведених витрат Π , грн / м^2 , який визначається за формулою

$$\Pi = C_{\text{д}} + \frac{(t_3 - t_{\text{в}}) \cdot Z_3 \cdot m \cdot C_{\text{Т}} \cdot l_{\text{Т}}}{R_0^{\text{ек}} E_{\text{н.п}}}, \quad (4.7)$$

де $C_{\text{д}}$ – одноразові витрати (собівартість будівельно-монтажних робіт, грн/ м^2). При визначенні приведених витрат по формулі (4.7) допускається одноразові витрати $C_{\text{д}}$ визначати без врахування накладних витрат і планових накопичень. При розробці типових проектів $C_{\text{д}}$ слід визначати для умов, встановлених чинними інструкціями для визначення кошторисної вартості будівництва і типових проектів.

Розглянемо розрахунок економічно-доцільної товщини ізоляції багат шарової теплозахисної конструкції з точки зору найменших приведених витрат (4.7). Для цього визначимо явну залежність зведених витрат від товщини шару ізоляції $\Pi = \Pi(\delta_{\text{із}})$.

Передусім, одноразові витрати $C_{\text{д}}$ є лінійною функцією товщини термоізоляції

$$C_{\text{д}} = C_0 + C_{\text{із}} \delta_{\text{із}} \quad (4.8)$$

тут C_0 - постійні одноразові витрати, які не залежать від вартості термоізоляції, грн / м^2 ;

$C_{\text{із}}$ – вартість теплової ізоляції, грн / м^3 .

З іншого боку, опір теплопередачі багат шарового огороження з термоізоляцією визначається за формулою (4.5).

Позначимо

$$R_{\text{с}} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \frac{1}{\alpha_3} + \sum R_{\text{к.с}}, \quad (4.9)$$

тоді

$$R_o^{ек} = R_s + \frac{\delta_{із}}{\lambda_{із}} \quad (4.10)$$

В результаті, зведені витрати визначаються наступною залежністю

$$\Pi = \Pi(\delta_{із}) = C_D = C_o + C_{із} \delta_{із} + \frac{S \lambda_{із}}{R_s \cdot \lambda_{із} + \delta_{із}}, \quad (4.11)$$

де величина
$$S = \frac{(t_з - t_в) Z_H m C_T I_T}{E_{н.п}}$$

З умови мінімальності зведених витрат $\frac{\partial \Pi}{\partial \delta_{із}} = 0$ знаходимо

$$\delta_{із}^{ек} = \sqrt{\frac{S \cdot \lambda_{із}}{C_{із}}} - R_s \cdot \lambda_{із} \quad (4.12)$$

Основним джерелом збурення технологічних (оптимальних) режимів зберігання є теплоприпливи через огородження. Тому огорожуючі конструкції, із шарами теплоізоляції необхідно включити до складу охолоджувальної системи, щоб розрахувати економічно-доцільну товщину теплоізоляції з урахуванням системи повітророзподілення в камері зберігання.

Використання теплозахисної оболонки для підтримання оптимального мікроклімату

Одним із способів підтримання оптимального мікроклімату в сховищі є використання теплозахисної сорочки (рис. 4.4). Таке компенсаційне кондиціонування повітря, що базується на перехопленні частини зовнішніх теплоприпливів на шляху до штабеля, повинно забезпечувати відповідні оптимальні значення температури, вмісту вологи і швидкості повітря на вході в штабель продукції.

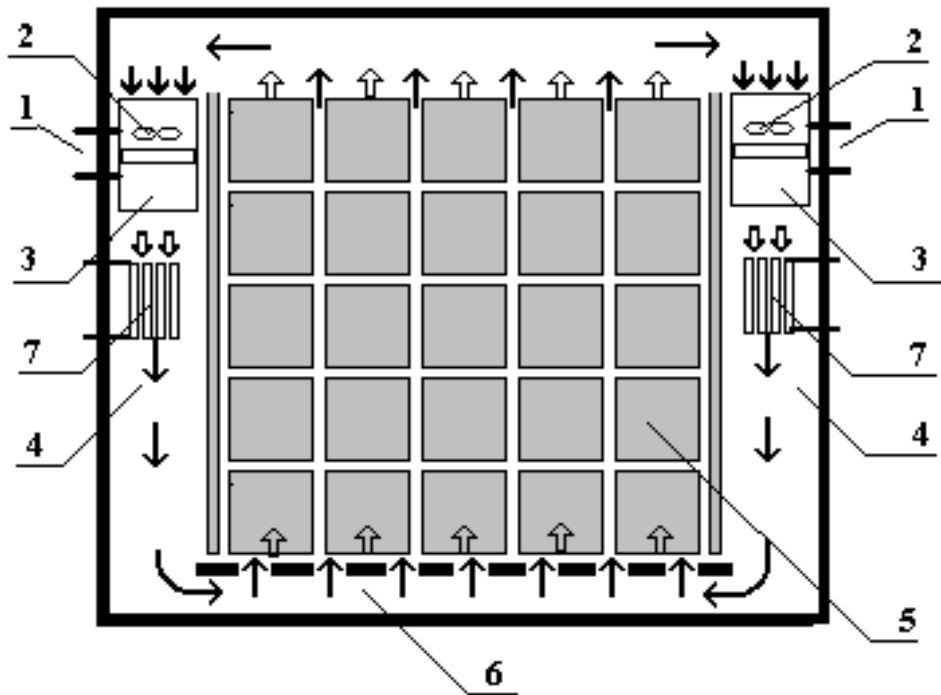


Рис. 4.3. Схема камери з теплозахисною повітряною оболонкою 1 - трубопроводи холодоагента; 2 – вентилятор; 3 – повітроохолоджувач; 4 – теплозахисна повітряна сорочка; 5 – штабель продукції; 6 – система повітропроводів у підлозі камери . 7 –плівкові зволожувачі

Розглянемо розрахунок теплозахисної повітряної оболонки(сорочки).

Розглянемо рух потоку повітря в оболонці АВ (рис. 4.3). Для цього виділемо елемент теплозахисної повітряної оболонки.

Для виділеного елемента повітряного потоку запишемо рівняння теплового балансу.

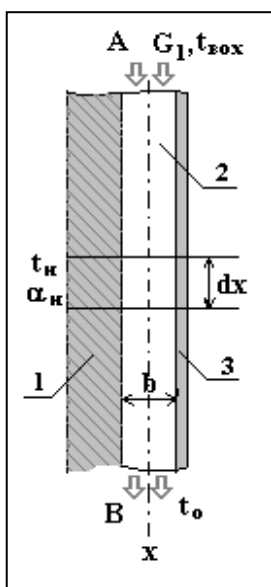


Рис.4.4. Схема теплозахисної повітряної сорочки 1 - огорожуюча конструкція камери зберігання ($t_з$ - температура зовнішнього навколишнього середовища, $\alpha_з$ - коефіцієнт тепловіддачі на зовнішній поверхні огороження);

2- теплозахисна оболонка; 3 - теплоізоляційний прошарок, що відокремлює повітряну сорочку від штабеля продукції

Кількість теплоти яка передається внаслідок теплообміну з внутрішньою поверхнею огороження дорівнює

$$dQ = G_{\Pi} \cdot C_p \cdot dt_{\Pi} , \quad (4.13)$$

Кількість тепла, що одержує виділений об'єм у результаті теплопередачі через огороження, визначається співвідношенням

$$dQ = k(t_3 - t_{\Pi})dx , \quad (4.14)$$

де коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_B} + \frac{1}{\alpha_3} + \frac{\delta_{\text{із}}}{\lambda_{\text{із}}} + \sum R_{\text{к.с}}} \quad (4.15)$$

а коефіцієнт тепловіддачі визначається за формулою Михеєва

$$\alpha = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{b} \quad (4.16)$$

де критерій Нуссельта

$$\text{Nu} = 0,021 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} , \quad (4.17)$$

число Рейнольдса

$$\text{Re} = b V_p / \nu . \quad (4.18)$$

У результаті, прирівнюючи вирази (4.13) і (4.14), рівняння теплового балансу буде мати вигляд

$$C_p G \frac{dt_{\Pi}}{dx} = k(t_3 - t_{\Pi}) \quad (4.19)$$

На вході в зону теплосахиної оболонки температура повітря дорівнює температурі на виході його з повітроохолоджувача, тобто

$$\text{при } x = 0 \quad t_{\Pi} = t_{\text{вих}} \quad (4.20)$$

Розв'язок рівняння (4.19) за умови (4.20)

$$t_r(x) = t_{\text{вих}} \exp(-ax) + t_3 (1 - \exp(-ax)), \quad (4.21)$$

де $a = \frac{1}{C_p G R_o^{\text{ек}}}$.

На виході із зони теплозахисної оболонки температура повітря повинна дорівнювати температурі, з якою повітря потрапляє в штабель сировини

$$\text{при } x = h \text{ (} h \text{ – висота сорочки)} \quad t_{\text{п}} = t_0 \quad (4.22)$$

Отже, температура повітря на виході з повітроохолоджувача $t_{\text{вих}}$ дорівнює

$$t_{\text{вих}} = t_3 (1 - \exp(ah)) + t_0 \exp(ah), \quad (4.23)$$

а середнє значення температури повітря в теплозахисній оболонці дорівнює

$$\bar{t}_B = \frac{1}{h} \int_0^h t_r(x) dx = t_3 + \frac{t_0 - t_3}{ah} (\exp(ah) - 1). \quad (4.24)$$

При наявності теплозахисної оболонки, повітряний потік, покидаючи цю область, потрапляє в основу штабеля і при цьому повинен мати оптимальну для зберігання температуру t_0 (для яблук $t_0 = 0^\circ\text{C}$). Тоді середня температура біля внутрішньої поверхні огороження визначається формулою (4.24).

Вибір теплозахисної сорочки впливає на значення економічно-доцільної товщини теплоізоляції. Враховуючи середнє значення температури повітря зведені витрати визначаються слідуючою залежністю:

$$\Pi(\delta_{\text{із}}) = C_o + C_{\text{із}} \delta_{\text{із}} + \frac{C_p G}{h} (\exp(\frac{h}{C_p G R_o^{\text{ек}}}) - 1) \frac{Z_H m C_T I_T (t_3 - t_0)}{E_{\text{нп}}} \quad (4.25)$$

З умови мінімальності зведених витрат $\frac{\partial \Pi}{\partial \delta_{\text{із}}} = 0$ знаходимо

$$C_{\text{із}} - \frac{Z_H m C_T I_T \Delta t}{\lambda_{\text{із}} E_{\text{нп}}} \cdot \frac{\exp(\frac{h}{C_p G R_o^{\text{ек}}})}{(R_o^{\text{ек}})^2} = 0. \quad (4.26)$$

Введемо позначення $U = \exp(\frac{h}{C_p G R_o^{\text{ек}}})$ тоді

$$(R_o^{ек})^2 = \frac{h^2}{C_p^2 G^2 U^2} \quad i \quad C_{i3} = \frac{Z_H m C_T l_T \Delta t}{E_{HP}} \cdot \frac{C_3 G^2}{h \lambda_{i3} t} \cdot U^2 \exp(U)$$

або

$$U = \sqrt{\frac{C_{i3} E_{HP} h^2 \lambda_{i3}}{Z_H m C_T l_T C_p^2 G^2 \Delta t} \exp(-U)} \quad (4.27)$$

Тоді шукана економічно-доцільна товщина теплоізоляції $\delta_{i3}^{ек}$ огорожуючої конструкції

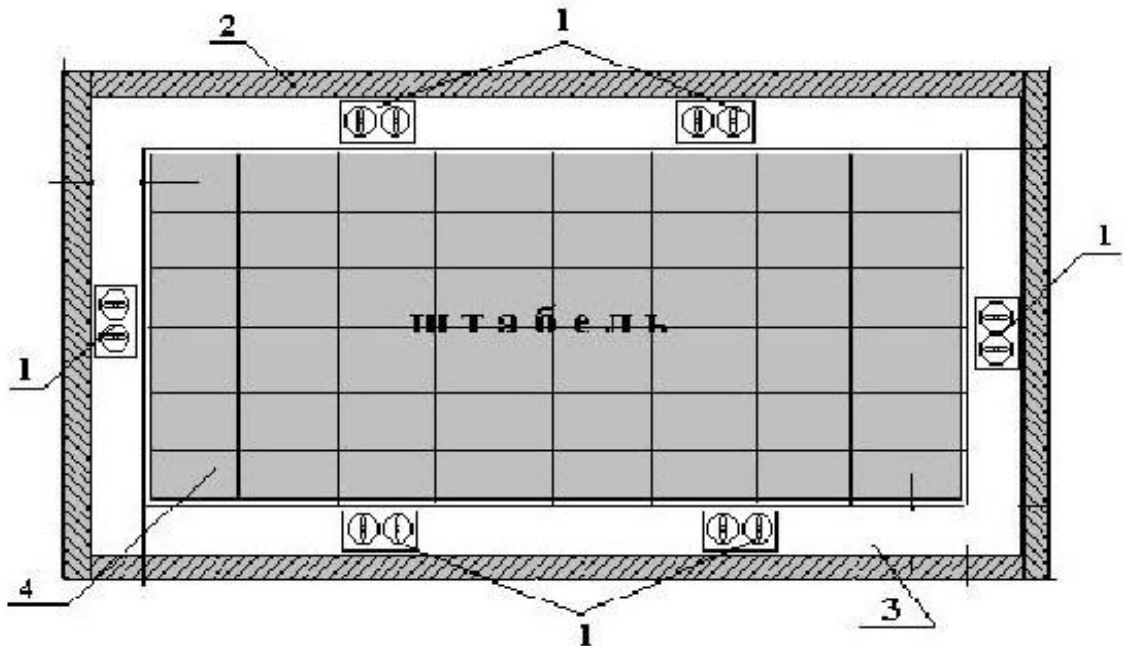


Рис. 4.5 Схема камери зберігання плодовоовочевої продукції в плані
1 - повітроохолоджувачі; 2 - огороження; 3 - теплозахисна повітряна оболонка; 4 - штабель продукції

$$\delta_{i3}^{ек} = \frac{\lambda_{i3} h}{C_p G U} - \lambda_{i3} R_s \quad (4.28)$$

Розрахунок теплозахисної оболонки (рис 4.3) та товщини термоізоляції $\delta_{i3}^{ек}$ багат шарової огорожуючої конструкції (рис. 4.4), що забезпечує найменше значення приведених витрат для зберігання плодовоовочевої продукції в холодильному модулі ємності 100 т (рис. 4.5, рис. 4.6) проведено для розроблених НДКТИХТТ «Агрохолод» проектів оптимальних холодильних модулів. Холодильна камера такого модуля ємності 100 т зображена на рис.4.7.

Для цього модуля за розробленою програмою визначені значення швидкості повітря в теплозахисній оболонки $V = 0,234$ м/с , витрати повітря через повітроохолоджувач $G_{по} = 3,24$ кг/с. а також витрати повітря через штабель $G_{шт} = 5,7$ кг/с.

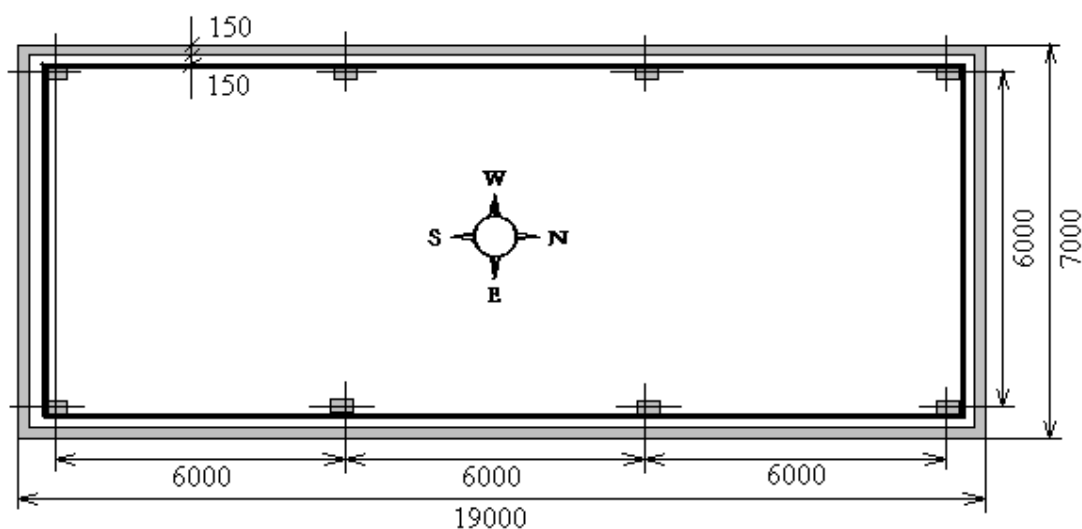


Рис. 4.6. Камера зберігання модуля

Визначена економічно доцільна товщина термоізоляції багат шарового огороження з теплозахисної оболонкою для холодильного модуля (рис 4.7) при вартості матеріалу теплоізоляції: пінополіуретан – $C_{із} = 270$ грн/м³; пінопласт полістирольний ПСБ-С $C_{із} = 150$ грн/м³ та вартості виробництва холоду – $C_T = 1,6736 \cdot 10^{-4}$ грн / Дж.:

- стіна (північ) : пінополіуретан $\delta_{із}^{ек} = 0,119$ м; ПСБ-С $\delta_{із}^{ек} = 0,153$ м;
- стіна (південь) : пінополіуретан $\delta_{із}^{ек} = 0,128$ м; ПСБ-С $\delta_{із}^{ек} = 0,164$ м;
- М;
- стіна (схід) : пінополіуретан $\delta_{із}^{ек} = 0,131$ м; ПСБ-С $\delta_{із}^{ек} = 0,168$ м
- стіна (захід) : пінополіуретан $\delta_{із}^{ек} = 0,134$ м; ПСБ-С $\delta_{із}^{ек} = 0,175$ м
- покриття : пінополіуретан $\delta_{із}^{ек} = 0,149$ м; ПСБ-С $\delta_{із}^{ек} = 0,190$ м

Визначення теплоприпливів через огороження холодильного модуля

Для підтримання в охолоджуваному приміщенні плодоовочесховища заданої температури (для яблук $t = 0^{\circ}\text{C}$) необхідно, щоб всі теплоприпливи видалялися холодильним устаткуванням – повітроохолоджувачем.

При визначенні цього теплового навантаження повинні бути враховані наступні теплоприпливи [156,170,193,196]:

- через захисні конструкції камери зберігання Q_1 ;
- при холодильній обробці продукту $Q_2 = Q_2'_{\text{пр}} + Q_2''_{\text{тари}}$;
- з зовнішнім повітрям при вентиляції приміщення камери Q_3 ;
- від різних джерел при експлуатації холодильних камер Q_4 ,
що виникають внаслідок освітлення камери, перебування у ній людей, роботи електродвигунів і відкривання дверей;
- від фруктів і овочів у процесі «дихання» Q_5 .

Навантаження на камерне обладнання визначають як суму всіх теплоприпливів у холодильну камеру, тому що холодильне обладнання повинне забезпечити відведення теплоти за самих несприятливих умов.

$$Q_{06} = \Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 \quad (4.29)$$

4.3.1. Розглянемо, насамперед, теплоприпливи через захисні конструкції (стіни, покриття і підлога) [195,197,198]

Теплоприпливи визначаються за формулою

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' + Q_{\text{п}}, \text{ Вт} \quad (4.30)$$

де $Q_1' = k_g \cdot F \cdot (t_3 - t_b)$; $Q_1'' = k_g \cdot F_C \cdot \Delta t$; (4.31)

Q_1' - теплоприпливи через стіни і покриття, Вт;

Q_1'' - радіаційні теплоприпливи, які враховують вплив інфільтрації

Вт; [196,199]

k_g – дійсний коефіцієнт теплопередачі через огороження,
визначений за формулою $k_g = \frac{1}{R_{із}^{ек}}$, Вт/(м²·К);

Економічно доцільний коефіцієнт теплопередачі визначається з умови мінімальності зведених витрат.

F - площа поверхні огорожуючої конструкції (стіна, покриття), м²

F_c – площа поверхні, яка знаходиться під дією інтенсивного сонячного опромінення (покриття, західні стіни), м² ;

t_3 - температура зовнішнього повітря (липень), °С ;

t_b - температура повітря в камері зберігання, °С ;

Δt_p – надлишкова різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації в літню пору, °С .

Кількість теплоти від сонячної радіації залежить від розташування холодильника (географічної широти), характеру поверхні й орієнтації її відносно сторін світу.

$Q_{п}$ – теплоприпливи через підлогу. Якщо підлога розташована на ґрунті, не має нагрівальних приладів то теплоприплив через неї визначають як суму тепловтрат через умовні зони шириною 2 м за формулою

$$Q_{п} = \sum k_{умов} F_{п} (t_3 - t_b), \text{Вт} \quad (4.32)$$

де $k_{умов}$ – умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги, Вт / (м² К) ;

$F_{п}$ – площа відповідної зони підлоги, м².

4.3.2 Теплоприпливи при холодильній обробці продуктів і охолоджені тари визначаються сумою:

$$Q_2 = Q_2 \dot{ін} + Q_2 \ddot{тари} , \quad (4.33)$$

Теплоприплив від продуктів $Q_2 \dot{ін}$ (у Вт) при холодильній обробці в камерах зберігання періодичної дії визначають за формулою:

$$Q_{2 \text{ ін}} = 1,3 \cdot M_{\text{пр}} \cdot \Delta i \cdot \frac{1}{\tau_{\text{обр}} \cdot 3600} \quad (4.34)$$

де 1,3 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність теплового навантаження;

$M_{\text{пр}}$ – добове надходження продукту в камеру, т / добу.;

Δi – різниця питомих ентальпій продукту до і після обробки, кДж / кг;

$\tau_{\text{обр}}$ – тривалість холодильної обробки, год / добу.

Теплоприток від тари $Q_{2 \text{ тари}}$ (Вт)

$$Q_{2 \text{ тари}} = M_{\text{Т}} \cdot C_{\text{Т}} \cdot (t_1 - t_2) \cdot \frac{1}{24 \cdot 3600} \quad (4.35)$$

$M_{\text{Т}}$ – добове надходження тари, прийняте пропорційно надходженню продукту , год/ добу;

$C_{\text{Т}}$ - питома теплоємність тари, кДж / (кг · К);

t_1 і t_2 – початкова і кінцева температури тари (приймаються рівними початковій і кінцевій температурі продукту)., °С;

Маса тари складає від 10% до 20% маси вантажу.

4.3.3 Теплоприплив від зовнішнього повітря при вентиляції варто враховувати тільки при проектуванні холодильників і камер для зберігання охолоджених овочів і фруктів.

Теплоприплив від зовнішнього повітря Q_3 розраховують за формулою

$$Q_3 = M_{\text{вз}} \cdot (i_3 - i_{\text{в}}) \quad (4.36)$$

$M_{\text{вз}}$ – масова витрата вентиляційного повітря, кг / с;

i_3 , $i_{\text{в}}$ – питомі ентальпії зовнішнього повітря в камері кДж / кг.

4.3.4 Експлуатаційні теплоприпливи виникають у результаті освітлення, перебування людей, роботи електродвигунів і відкривання дверей

$$Q_4 = q_{\text{осв}} + q_{\text{роб}} + q_{\text{двиг}} + q_{\text{двер}} \quad (4.37)$$

відповідні теплоприпливи визначаються за формулами:

$$a) \quad q_{\text{осв}} = A \cdot F,$$

де A – теплота, виділена джерелами освітлення в одиницю часу на 1 м^2 площі підлоги;

F – площа камери, м^2 .

$$b) \quad q_{\text{роб}} = 0,35 \cdot n,$$

$0,35$ – тепловиділення однієї людини при важкій фізичній роботі, Вт;

n – кількість людей, що працюють у даному приміщенні.

$$c) \quad q_{\text{двиг}} = N_e,$$

де N_e – сумарна потужність електродвигунів, Вт.

$$d) \quad q_{\text{двер}} = k \cdot F,$$

де k – питомий приплив теплоти від відкривання дверей, $\text{Вт} / \text{м}^2$;

F – площа камери, м^2 .

4.3.5 Теплоприпливи від фруктів і овочів при «диханні» Q_5 (Вт) можна визначити за формулою

$$Q_5 = V_K \cdot (0,1 \cdot q_{\text{п}} + 0,9 \cdot q_{\text{зб}}), \quad (4.38)$$

де V_K – місткість камери, т ;

$q_{\text{п}}$, $q_{\text{зб}}$ – тепловиділення плодів при температурах надходження і зберігання $\text{Вт} / \text{т}$.

Таким чином, розрахункове теплове навантаження для підбора камерного обладнання визначається як сума всіх теплоприпливів у дану камеру (4.29):

$$Q_{\text{об}} = \Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5.$$

Теплове навантаження на компресор і конденсатор можна визначати за формулами:

$$Q_{\text{комп}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + 0,5Q_4 + Q_5, \quad (4.39)$$

$$Q_{\text{конд}} = 1,2 Q_0, \quad (4.40)$$

де $Q_0 = 1,05 \cdot \frac{Q_{\text{комп}}}{b}$;

b - коефіцієнт робочого часу .

Теплоприпливи через огороження Таблиця 4.1

Захисний засіб	k, Вт/м ² К	F _п , м ²	Δt, °С	Δt _р , °С	Q ₁ ', Q _п , Вт	Q ₁ '', Вт	Q ₁ , Вт
Північна Стіна	0,306 0,215*	7x6=42	32	-	411,78 326,74*	-	411,78 326,74*
Південна стіна	0,288 0,215*	7x6=42	32	-	387,15 307,2*	-	387,15 307,2*
Східна стіна	0,281 0,215*	19x6=114	32	-	1025,66 813,85*	-	1240,2 813,85*
Західна стіна	0,276 0,215*	19x6=114	32	7,2	1007,27 799,26*	232,93 184,83*	1240,2 984,09*
Покрівля	0,246 0,171*	8,7x6,7= 125,3	32	17,7	985,66 782,11*	545,19 432,61*	1530,85 1214,7*
Підлога Зона I	0,47	101,6	32	-	1528,06	-	1528,06
Підлога Зона II	0,23	39,7	32	-	292,19	-	292,19
Разом							6415,89 5466,9*

Примітка *- значення для теплових притоків в верхньому рядку таблиці відповідають теплоізоляції – пінополіурітан, а в нижчій – пінопласт полістирольний ПСБ-С.

Для розрахунку теплоприпливів, а також теплових навантажень на холодильне устаткування, компресор і конденсатор при режимах охолодження і зберігання плодоовочевої продукції розроблена програма розрахунку для модуля рис.4.5 .

Значення теплоприпливів через захисні конструкції модульного холодильника наведені в таблиці 4.1.

Розрахункові значення теплоприпливів, а також теплові навантаження на холодильне устаткування, компресор і конденсатор при зберіганні плодоовочевої продукції представлені в таблиці 4.2.

Значення в верхньому рядку таблиці 4.2 відповідають теплоізоляції – пінополіуритан, а в нижчій – пінопласт полістирольний ПСБ-С.

Значення теплоприпливів при режимі зберігання. Таблиця 4.2

Q ₁ , кВт	Q ₂ , кВт	Q ₃ , кВт	Q _{осв} , кВт	Q _{раб,к} , Вт	Q _{двиг} , кВт	Q _{двер} , кВт	Q ₄ , кВт	Q ₅ , кВт	Q _{об} , кВт	Q _{ком} , Вт	Q ₀ , кВт	Q _{кон} , кВт
6,42	0	1,40	0,5	0,47	1,05	1,6	3,8	1,8	12,7	11,4	17,2	20,6
5,47	0	1,40	0,5	0,47	1,05	1,6	3,8	1,8	11,8	10,5	16,2	19,4

. Теплостійкість огороджуючих конструкцій холодильного модуля для зберігання плодоовочевої продукції

. Теоретичні положення теплостійкості огорожень для холодильного модуля

В природних умовах режим теплопередачі через огороження завжди є нестационарним. Температура зовнішнього повітря, інтенсивність сонячної радіації, сила і напрямок вітру безупинно змінюються. Температура всередині камери зберігання також змінюється в наслідок зміни зовнішніх параметрів. Тому, для правильного розрахунку теплового режиму камери зберігання процес передачі тепла через огороження необхідно розглядати як нестационарний.

Найбільш холодні і жаркі періоди року відзначені особливо різкими змінами температури і сонячної радіації. Ці періоди найбільшого охолодження і найбільшого нагрівання при проектуванні огорожень і камерного холодильного устаткування є розрахунковими, тому основні теплотехнічні розрахунки повинні виконуватися з урахуванням нестационарних умов.

Теплостійкість огорожуючих конструкцій визначається властивістю огорожень зберігати відносну сталість температури всередині приміщення при періодичній зміні теплонадходжень.

Плодоовочева продукція, що знаходиться в камері на зберіганні, дуже чутлива до коливань температури в приміщенні. Відомо, що перепади температури суттєво впливають на лежкоздатність продукції. Встановлено, що коливання температури в сховищі на 1°C обумовлюють зміну відносної вологості повітря на $5 - 6\%$ [119,94]. При підвищенні температури відносна вологість зменшується, у результаті чого збільшуються втрати маси продукції.

Перепади температури, що виникають при зберіганні, приводять до випадання на поверхню продукції краплинно-рідкої вологи (інфекційних крапель). Тим самим створюються умови для розвитку мікрофлори. В інфекційній краплі води можуть розчинятися речовини, що знаходяться на поверхні плодів і овочів і складаються в основному із солей. Ці солі стимулюють дію проникнення мікроорганізмів у м'якоть плодів і овочів. При подальшому розвитку мікроорганізмів, при недостатній стійкості плодів і овочів втрати від загнивання зростають.

Крім того, при температурі 0°C и вологості 95% досить змінити температуру повітря на $0,5^{\circ}\text{C}$, щоб досягти насичення. Тому в камерах зберігання фруктів і овочів потрібна досить висока точність підтримки заданої температури і вологості повітря. Допустиме відхилення температури повітря при автоматичному регулюванні не повинно перевищувати $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$ и

відносної вологості $\pm(1\div 2)\%$. Але, враховуючи інертність системи автоматичного регулювання, при проектуванні холодильних камер необхідно забезпечити відповідну теплостійкість огорожуючих конструкцій, щоб уникнути значних змін температури при зберіганні плодоовочевої продукції.

В камері зберігання плодоовочевої продукції має місце істотний перепад температур між температурою всередині приміщення і зовнішнім повітрям, який досягає $20 - 25\text{ }^{\circ}\text{C}$. , при цьому різниця температур на зовнішній і внутрішній поверхнях огорожень при наявності сонячного опромінювання на зовнішній поверхні $\Delta t_{\text{ст}} \sim 25 - 30\text{ }^{\circ}\text{C}$. У зв'язку з цим, необхідно розглянути задачу про теплостійкість огорожень приміщень плодоовочесховищ для аналізу економічної доцільності використання термоізоляції визначеної товщини. [33,189].

Розглянемо аналітичне рішення задачі про передачу температурних коливань через багатошарове огороження.

Постановка задачі така:

температура зовнішнього середовища змінюється, змінюючи гармонійні коливання з періодом T і амплітудою A_n біля середньої температури t_0 . Температура внутрішнього середовища незмінна t_b . Задані коефіцієнти теплообміну на поверхнях α_b і α_n , теплофізичні характеристики λ , C_p і товщини δ матеріальних шарів огорожень (рис.4.7).

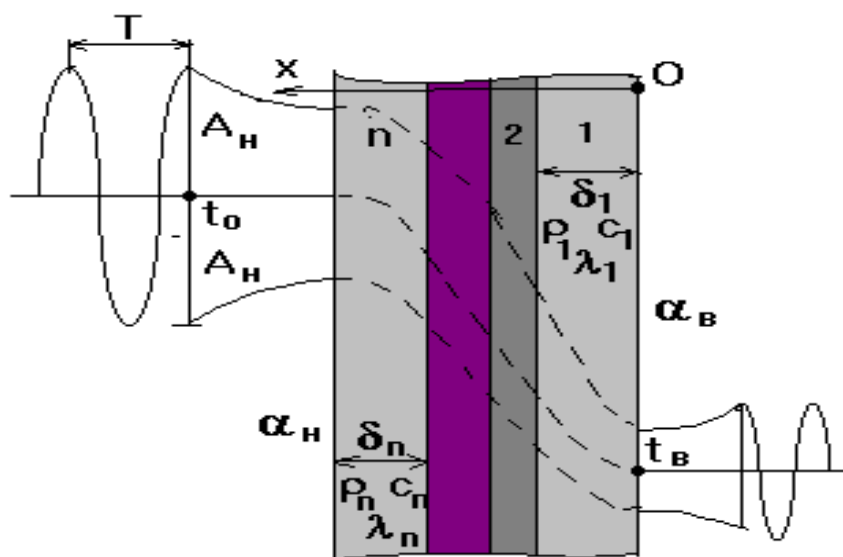


Рис.4.7 Теплопередача через багатошарове огороження

У межах кожного матеріального шару стіни справедливі рівняння Фур'є

$$c_i \rho_i \frac{\partial t_i}{\partial \tau} = \lambda_i \frac{\partial^2 t_i}{\partial x^2} \quad (4.41)$$

На внутрішній і зовнішній поверхнях огороження мають місце умови третього роду

$$\alpha_B (t_B - t_1) = -\lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} \quad (4.42)$$

$$\alpha_3 (t_3 - t_n) = -\lambda_n \frac{\partial t_n}{\partial x} \quad (4.43)$$

індекс 1 відповідає першому шару з боку приміщення; індекс n - зовнішньому (останньому шару). На стику між матеріальними шарами теплові потоки і температури рівні (умови IV роду).

$$t_i = t_{i+1} \quad (4.44)$$

$$\lambda_i \frac{\partial t_i}{\partial x} = \lambda_{i+1} \frac{\partial t_{i+1}}{\partial x}.$$

Завдання полягає у визначенні гасіння коливань температури в товщі і на поверхнях огороження. Диференціальні рівняння теплопровідності (4.44) вирішуються методом розділу змінних [33,178,179]

$$t_i (x, \tau) = X(x) T(\tau) \quad (4.45)$$

Підстановка (4.45) у (4.41) дає

$$\frac{1}{a_i} \frac{T'(\tau)}{T(\tau)} = \frac{X''(x)}{X(x)} \quad \left(a_i = \frac{\lambda_i}{c_i \rho_i} \right) \quad (4.46)$$

оскільки ліва частина (4.46) є функцією тільки змінної τ , а права - змінної x , то це можливо тільки якщо кожна з цих частин є постійною величиною, тобто

$$\frac{1}{a_i} \frac{T'(\tau)}{T(\tau)} = \frac{X''(x)}{X(x)} = -\psi^2 (\text{const}) \quad (4.47)$$

або
$$T'(\tau) + a_i \psi^2 T(\tau) = 0 \quad (4.48)$$

$$X''(x) + \psi^2 X(x) = 0 \quad (4.49)$$

Рішенням рівняння (4.48) є

$$T(\tau) = \exp(a_i \psi^2 \tau) \quad (4.50)$$

Постійна ψ^2 повинна бути обрана так, щоб шукана залежність $T(\tau)$ була б періодичною функцією часу, тому

$$\psi^2 = \frac{i\omega}{a_i}, \quad (4.51)$$

причому період коливань температурного поля всередині огороження повинен дорівнювати періоду T коливань зовнішнього середовища, тобто

$$\omega = \frac{2\pi}{T}, \quad i \quad \psi^2 = \frac{2\pi i}{a_i T}. \quad (4.52)$$

Рішення рівняння (4.47) мають вигляд :

$$X(x) = C_1 \operatorname{ch} \psi x + C_2 \operatorname{sh} \psi x. \quad (4.53)$$

Постійні C_1 і C_2 для кожного шару знайдемо з граничних умов. Таким чином, розподіл температури по товщині кожного шару-

$$t_i(x, \tau) = (C_1 \operatorname{ch} \psi x + C_2 \operatorname{sh} \psi x) \exp(a_i \psi^2 \tau), \quad (4.54)$$

а тепловий потік -

$$-q(x, \tau) = \lambda_i \frac{\partial t_i}{\partial x} = S \sqrt{i} \cdot (C_1 \operatorname{sh} \psi x + C_2 \operatorname{ch} \psi x) \exp(a_i \psi^2 \tau), \quad (4.55)$$

тут

$$S_i = \sqrt{\frac{2\pi c_i \rho_i \lambda_i}{T}}. \quad (4.56)$$

Величина S називається коефіцієнтом теплозасвоєння шару матеріала.

Прийнявши $x = 0$ на внутрішній поверхні огороження, одержимо

$$t_1(0, \tau) = C_1 \exp(a_1 \psi^2 \tau), \quad (4.57)$$

де C_1 є амплітуда коливань температури на внутрішній поверхні огороження тобто

$$t_1(0, \tau) = A_{t1} \exp\left(\frac{2\pi i}{T} \tau\right), \quad (4.58)$$

якщо за початковий момент прийняти час максимуму температури в перетині $x=0$. Тепловий потік на внутрішній поверхні $x = 0$ дорівнює

$$q_i(0, \tau) = S\sqrt{i}C_2 \exp\left(\frac{2\pi i}{T} \tau\right), \quad (4.59)$$

тут множник $A_{q1} = C_2 S\sqrt{i}$ - відповідає амплітуді коливання теплового потоку з урахуванням початкової фази. Не обмежуючи загальності міркувань можна прийняти для температури внутрішнього середовища $t_n = 0$, тоді умова (4.41) запишеться у вигляді

$$q_1(0, \tau) = \alpha_b t_1(0, \tau). \quad (4.60)$$

Звідси випливає, що

$$q_1(0, \tau) / t_1(0, \tau), \quad (4.61)$$

тобто відношення q_1 / t_1 при $x = 0$ є постійна величина, рівна дійсному числу α_b - коефіцієнту теплообміну, а тому коефіцієнт α_b дорівнює також і відношенню амплітуд

$$\alpha_b = A_{q1} / A_{t1}. \quad (4.62)$$

При теплообміні на внутрішній поверхні бувають задані не температури або теплові потоки, а відношення цих величин. У цих випадках вводиться показник-коефіцієнт теплосасвоєння поверхні Y . У загальному випадку його величина дорівнює

$$Y(x, \tau) = q(x, \tau) / t(x, \tau). \quad (4.63)$$

Величина $Y(x, \tau)$, так само як q і t є комплексною, а модуль $|Y|$ дорівнює

$$Y_M = |Y| = A_{qi} / A_{ti}, \quad (4.64)$$

і аргумент $\arg(Y) = \varepsilon$ - випередженню по фазі тепловим потоком ε_q температури ε_t у перетині x $\varepsilon(x) = \varepsilon_q(x) - \varepsilon_t(x)$

Для внутрішньої поверхні при $x = 0$

$$Y_M(0) = \alpha_b, \quad \varepsilon(0) = 0. \quad (4.65)$$

Користуючись виразами (4.64) і (4.65), можна записати для першого шару

$$Y(x) = S\sqrt{i} \frac{\operatorname{sh}\psi x + \frac{C_2}{C_1} \operatorname{ch}\psi x}{\operatorname{ch}\psi x + \frac{C_2}{C_1} \operatorname{sh}\psi x} = S_1\sqrt{i} \frac{\operatorname{th}S_1R\sqrt{i} + \frac{Y(0)}{S_1\sqrt{i}}}{1 + \frac{Y(0)}{S_1\sqrt{i}} \operatorname{th}S_1R\sqrt{i}}, \quad (4.66)$$

тут зроблена заміна $\psi x = S_1R\sqrt{i}$, де R -термічний опір $R_1 = \frac{x}{\lambda_1}$ матеріалу першого шару товщиною x .

У подальших розрахунках зручною характеристикою розглянутого процесу теплопередачі є так названий показник гасіння температурних коливань $v(x)$. Його величина показує, у скільки разів згасають температурні коливання, пройшовши шар матеріалу від перетину x до $x = 0$ (у першому шарі). Відношення $v(x)$ дорівнює (4.58)

$$v(x) = \frac{t(x, \tau)}{t(0, \tau)} = \operatorname{ch}\psi x + \frac{Y(0)}{S_1\sqrt{i}} \operatorname{sh}\psi x, \quad (4.67)$$

$$\text{або} \quad v(x) = \exp(S_1R_1\sqrt{i}) \cdot \frac{S_1\sqrt{i} + Y(0)}{S_1\sqrt{i} + Y(x)}. \quad (4.68)$$

Для визначення $Y(x)$ і $v(x)$ у довільному перетині x першого шару, як видно з (4.66) і (4.67), необхідно задати лише одну граничну умову у вигляді коефіцієнта теплозасвоєння $Y(0)$ на границі $x=0$. За допомогою рівняння (4.65), можна визначити коефіцієнт теплозасвоєння Y_1 на поверхні першого шару, що граничить із другим шаром. Приймавши Y_1 як граничну умову для другого шару, можна розрахувати коефіцієнт теплозасвоєння Y_2 по (4.66) і згасання коливань v_2 по (4.68) на границі із шаром 3.

Переходячи в такий спосіб від шару до шару, можна зробити розрахунок для останнього шару, що закінчується зовнішньою поверхнею огороження.

Величини Y_i і v_i для всіх шарів, у тому числі й останнього, як видно з приведених міркувань, залежать тільки від однієї граничної умови $Y(0)$ на внутрішній поверхні огороження і від їх теплофізичних властивостей.

Формули (4.66) і (4.68) можна записати в загальному вигляді для довільного шару k , якому передує шар $k-1$ (відлік шарів починається від внутрішньої поверхні багат шарового огороження)

$$Y_k = \frac{S_k \sqrt{i} \operatorname{th} S_k R_k \sqrt{i} + Y_{k-1}}{1 + \frac{Y_{k-1}}{S_k \sqrt{i}} \operatorname{th} S_k R_k \sqrt{i}}, \quad (4.69)$$

$$v_k = \exp(S_k R_k \sqrt{i}) \cdot \frac{S_k \sqrt{i} + Y_{k-1}}{S_k \sqrt{i} + Y_k}. \quad (4.70)$$

Для визначення показника гасіння температурних коливань v_n при переході від зовнішнього повітря до зовнішньої поверхні огороження можна скористатися граничною умовою (4.42) і коефіцієнтом теплосасвоєння Y_n на зовнішній поверхні. З умови $x=0$ на внутрішній поверхні

$$\alpha_3 \cdot (t_3 - t_n) = q_3, \quad (4.71)$$

$$Y_3 = \frac{q_3}{t_n} = \alpha_3 \left(\frac{t_3}{t_n} - 1 \right) = \alpha_3 (v_3 - 1) \quad (4.72)$$

$$v_3 = \frac{t_3}{t_n} = 1 + \frac{Y_3}{\alpha_3}. \quad (4.73)$$

Гасіння коливань у всій товщі багат шарового огороження v визначається як добуток згасань в окремих шарах і при переході від зовнішнього повітря до поверхні:

$$v = \prod_{k=1}^n v_n v_k. \quad (4.74)$$

Таким чином, маючи за умовами задачі дані про коливання температури зовнішнього середовища, коефіцієнти теплообміну α_3 і α_b і всі характеристики самого огороження, за допомогою коефіцієнтів гасіння можна розрахувати зміни температури в будь-якому шарі огороження.

Отримані аналітичні залежності не є громіздкими, але для їхнього застосування в інженерній практиці необхідно використовувати властивості аналітичних функцій комплексного перемінного.

На практиці при дослідженні теплостійкості багат шарових огорожувачих конструкцій користуються наближеними методами, що значно спрощують процедуру розрахунків. Наближені формули для визначення теплосвоєння Y_n базуються на наступних наближеннях для модуля й аргументу функції $\text{th}(RS\sqrt{i})$. На рис. 4.8 приведені значення модуля й аргументу функції $\text{th}(RS\sqrt{i})$.

З рис. 4.8 видно, що при $RS < 1$ модуль функції приблизно дорівнює RS :

$$\text{mod}(\text{th}(RS\sqrt{i})) \approx RS, \quad RS < 1. \quad (4.75)$$

При $RS > 1$ модуль функції близький до 1

$$\text{mod}(\text{th}(RS\sqrt{i})) \approx 1$$

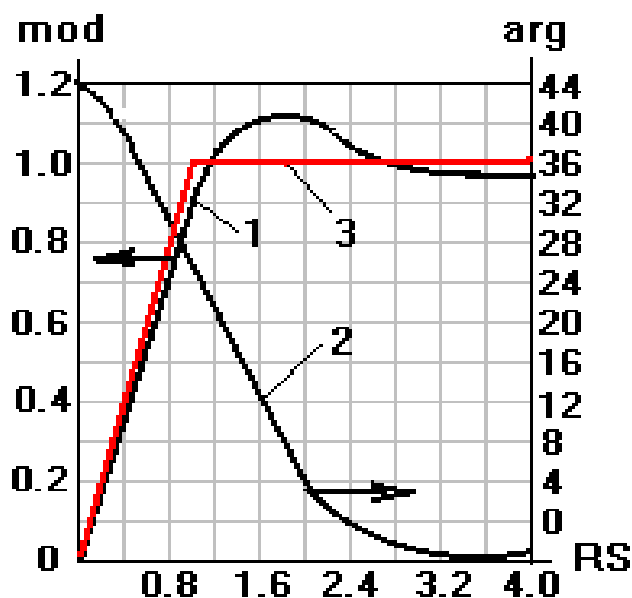


Рис. 4.8 Графік зміни модуля (1) і аргументу (2) функції $\text{th}(RS\sqrt{i})$ і наближена залежність (3), в інженерному методі.

В той же час значення самої функції стає близьким до одиниці (модуль - 1.0, аргумент- 0) тільки при значеннях $RS > 3$. У наближених формулах S і Y вважаються дійсними числами, рівними відношенню амплітуд відповідних теплових потоків і температур. Якщо прийняти ці допущення, то при $R_k S_k < 1$ формула (4.69) може бути перетворена в наступну

$$Y_k = \frac{S_k^2 R_k + Y_{k-1}}{1 + Y_{k-1} R_k} . \quad (4.76)$$

Шари матеріалу з тепловою інерцією огорожуючої конструкції D ,

$D_k = R_k S_k < 1$ називаються «тонкими».

Для «товстих» шарів $D_k = R_k S_k > 1$ подібне перетворення дає

$$Y_n = S_n \quad (4.77)$$

Найбільшу помилку наближена формула (4.76) дає при визначенні Y для внутрішнього шару огороження. Однак у більшості випадків наближені формули мають точність, достатню для інженерних розрахунків.

Інженерний метод розрахунку теплостійкості

Інженерний метод розрахунку теплостійкості огорожень базується на тих теоретичних положеннях, що викладені в попередньому підрозділі.

Приведемо тут основні формули розрахунку теплостійкості огорожень, що широко застосовуються в інженерній практиці будівельної теплофізики [33,193, 194,195].

Амплітуду коливань температури внутрішньої поверхні огорожуючихх конструкцій A_τ , °С, визначають за формулою

$$A_\tau = \frac{A_t^{poz}}{\nu} , \quad (4.78)$$

A_t^{poz} - розрахункова амплітуда коливань температури зовнішнього повітря, °С;

ν - величина показника гасіння розрахункової амплітуди коливань температури зовнішнього повітря A_t^{poz} в огороженні.

Розрахункову амплітуду коливань зовнішнього повітря A_t^{poz} визначають за формулою

$$A_t^{poz} = 0,5 A_t + \frac{P \cdot (I_{max} - I_{cp})}{\alpha_3}, \quad (4.79)$$

де A_t – максимальна амплітуда добових коливань температури зовнішнього повітря в найспекотніший місяць року, $^{\circ}\text{C}$;

P - коефіцієнт поглинання сонячної радіації матеріалом зовнішньої огорожджуючої поверхні ;

I_{max} , I_{cp} - відповідно максимальне і середнє значення сумарної сонячної радіації для зовнішніх поверхонь огородження, $\text{Вт} / \text{м}^2$

;

α_3 – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої огорожджуючої конструкції, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \text{ К})$.

Величину гасіння розрахункової амплітуди коливань температури зовнішнього повітря v огорожджуючої конструкції, визначають за формулою

$$v = 0,9 \exp\left(\frac{D}{\sqrt{2}}\right) \frac{(s_1 + \alpha_B)(s_2 + Y_1) \dots (s_n + Y_{n-1})(\alpha_3 + Y_n)}{(s_1 + Y_1)(s_2 + Y_2) \dots (s_n + Y_n)\alpha_3}, \quad (4.80)$$

D - теплова інерція огорожджуючої конструкції, визначена за

формулою $D = \sum R_k \cdot s_k$ ($R_k = \frac{\delta_k}{\lambda_k}$ - термічний опір k -го шару огородження)

;

$s_k = 0,51 \sqrt{c_k \rho_k \lambda_k}$ - коефіцієнти теплосвоєння матеріалу окремих шарів огорожджуючої конструкції, $\text{Вт} / (\text{м}^2 \text{ К})$;

Y_k - - коефіцієнти теплосвоєння зовнішньої поверхні окремих шарів огорожджуючої $\text{Вт} / (\text{м}^2 \text{ К})$.

Порядок нумерації шарів у формулі (4.80) прийнятий в напрямку від внутрішньої поверхні до зовнішньої.

Для визначення коефіцієнту теплосвоєння Y_k зовнішніх поверхонь окремих шарів заздалегідь обчислюють теплову інерцію $D_k = R_k \cdot s_k$ кожного шару. Коефіцієнт теплосвоєння зовнішньої поверхні шару Y_k з тепловою

інерцією $D_k \geq 1$ слід приймати рівним коефіцієнту теплосвоєння s_k матеріалу цього шару конструкції, тобто $Y_k = s_k$.

Коефіцієнт теплосвоєння зовнішньої поверхні шару Y_k з тепловою інерцією $D_k < 1$ визначають розрахунком, починаючи з першого шару рахуючи від внутрішньої поверхні багатошарової конструкції, за формулами:

а) для першого шару:

$$Y_1 = \frac{R_1 s_1^2 + \alpha_B}{1 + R_1 \alpha_B} . \quad (4.81)$$

б) для k -го шару:

$$Y_k = \frac{R_k s_k^2 + Y_{k-1}}{1 + R_k Y_{k-1}} . \quad (4.82)$$

Розрахунок теплостійкості огороження для модульного плодоовочесховища ємності 100 т (рис.4.7). Теплова інерція огороження для стіни $D = \sum D_i = 5,9739$, для покривлі $D = \sum D_i = 8,5979$.

Коефіцієнти теплосвоєння зовнішньої поверхні матеріальних шарів огороження визначаються за формулами (4.44) і (4.45).

Отримано : для стіни

$$Y_1 = 17,89 \text{ Вт} / (\text{м}^2\text{К}) , \quad Y_2 = 0,740 \text{ Вт} / (\text{м}^2\text{К}) , \\ Y_3 = 37,37 \text{ Вт} / (\text{м}^2\text{К}) , \quad Y_4 = 1,788 \text{ Вт} / (\text{м}^2\text{К}) .$$

В результаті коефіцієнт гасіння амплітуди і величина амплітуди коливань температури на внутрішній поверхні для розглянутого огороження відповідно рівні:

$$\nu = 999,27 , \quad A_\tau = 0,021 \text{ } ^\circ\text{C} ;$$

для покриття

$$Y_1 = 8,60 \text{ Вт} / (\text{м}^2\text{К}) , \quad Y_2 = 25,72 \text{ Вт} / (\text{м}^2\text{К}) , \quad Y_3 = 31,92 \text{ Вт} / (\text{м}^2\text{К}) , \\ Y_4 = 0,291 \text{ Вт} / (\text{м}^2\text{К}) , \quad Y_5 = 1,922 \text{ Вт} / (\text{м}^2\text{К}) .$$

У результаті коефіцієнт гасіння амплітуди і величина амплітуди коливань температури покриття для розглянутого огороження відповідно рівні:

$$v = 5916,8 \quad , \quad A_{\tau} = 0,0035 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Отримані величини амплітуд температурних коливань на внутрішній поверхні огорожуючих конструкцій холодильної камери, мають значення

$A_{\tau} = 0,021 \text{ }^{\circ}\text{C}$ и $A_{\tau} = 0,0035 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ніяким чином не позначаються на лежкоздатності плодоовочевої продукції, оскільки допустимими значеннями амплітуд зміни камерної температури при зберіганні є величина $A_{\tau} = \pm 0,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Висновки розділу 4

1. Розроблена комп'ютерна модель комплексного тепловологісного розрахунку плодоовочесховища з використанням підпрограм розрахунку динамічної оптимізації товщини термоізоляції огорожуючих конструкцій при наявності теплозахисної оболонки. За цією моделлю проведені тепловологісні розрахунки плодоовочесховищ. Результати розрахунків дозволяють оцінювати відповідний економічний ефект.

2. Показано, що при проектуванні холодильників-плодоовочесховищ, враховуючи, що теплоізоляція огорожуючих конструкцій за вартістю складає 40% капіталовкладень на будівництво холодильника, необхідно проводити розрахунок економічно-доцільної товщини термоізоляції, яка впливає на мінімум приведених витрат. Зміна товщини ізоляції приводить до зменшення витрати електроенергії на експлуатацію холодильних установок на 10,4%, та збільшенню на 25% річних приведених витрат через високу ціну на ізоляцію.

3. За розробленою комп'ютерною моделлю визначено, що огорожуючі конструкції холодильного модуля з економічно-доцільною товщиною термоізоляції модуля мають теплостійкість по відношенню до значних коливань температур зовнішнього середовища.

4. При наявності теплозахисної повітряної оболонки на внутрішніх поверхнях огорож уточнюється розрахунок економічно доцільною товщини теплоізоляції.

5. Визначено економічно-доцільну товщину шару теплоізоляції з урахуванням способу повітророзподілу за активного вентилявання штабеля плодоовочевої продукції в умовах динамічно змінюваної температури зовнішнього повітря, яка призвела до зменшення витрати електроенергії на експлуатацію холодильної установки на 10,4% (економічно-доцільна товщина захісною оболонкою шару теплоізоляції з теплохстановить: $\delta_{із}=0,134$ м (пінополіуретан) і $\delta_{із}=0,175$ м (ПСБ-С)).

5. ВИСНОВКИ

За даними досліджень розроблена модель розрахунку систем кондиціювання кінотеатру, що включає розрахунок параметрів кондиціювання повітря методом сплайнів, розрахунок економічно-доцільної товщини ізоляції; розрахунок тепло-вологісного навантаження, підбір обладнання системи кондиціювання.

Використовуючи данні дослідження дозволило підібрати систему кондиціювання для кінотеатру, що дозволяє підтримувати параметри повітря. У роботі показано дві принципіальні схеми подачі повітря зверху вниз та знизу вгору

За даною програмою розрахунку можливо визначити яке обладнання треба підібрати. Наприклад, визначити залежність величини тепло припливів та потужності повітрянагрівача (нагрів до 23 С) від температури повітря, яке подається.

Враховуючи шляхи підвищення ефективності систем кондиціювання повітря для залів кінотеатру отримано, що економію енерговитрат можна отримати, використовуючи в припливно-витяжної вентиляції агрегат з рекуперацією тепла та з застосуванням байпасу [Застосування такої системи дозволить при температурі зовнішнього повітря і умовах м.Одеси економити понад 4 кВт потужності калорифера. Необхідно відзначити, що при підвищенні зовнішньої температури кількість тепла, передане приточування в рекуператорі, буде падати, але при цьому зменшиться і потрібна потужність

нагрівача. При температурах зовнішнього повітря вище 23^о С з'явиться необхідність охолоджувати припливне повітря, проте рекуператор буде зменшувати необхідну холодопродуктивність кондиціонера осушувача. Зрозуміло, що при температурах зовнішнього повітря вище 23 °С теплова потужність, що відводиться від припливного повітря, буде істотно нижче, ніж теплова потужність, що передається йому в зимовий час через набагато більш високою різності температур між внутрішнім і зовнішнім повітрям. Однак зменшення необхідної холодопродуктивності кондиціонера в окремих випадках може дозволити використовувати кондиціонер меншого типомінала, ніж без рекуператора. Різниця в ціні таких кондиціонерів може скласти істотну частину вартості і таким чином знизити термін його окупності на 1-2 роки

Показано, що використання повітряних систем опалення для обігріву кінотеатра та суміжних приміщень термін окупності рекуператора зазвичай не перевищує 3-4х років

Встановлено також, що має ефект зниження добового споживання енергії та оцінка часу підготовки після функціонування в нічному режимі очікування систем забезпечення мікроклімату в приміщенні з кінотетром.

Проведений аналіз шляхів підвищення ефективності систем кондиціонування повітря дозволяє проводити зіставлення альтернативних варіантів систем кондиціонування повітря при їх оптимізації

Великих успіхів досягла індустрія забезпечення мікроклімату в технологіях фільтрації, бактерицидної обробки і корисною іонізації повітря в БСКП.

Сполучення зовнішніх бл кайданів при конфігуруванні модулів МЗС дозволяє отримати системи холодо татепопродуктивності від 10 до 180 кВт в одному модулі. Фірми пропонують варіанти найбільш компактних і найбільш енергоефективних модулів. Модульний принцип залишає можливість творчої оптимізації БСКП, починаючи з етапу проектування, з

урахуванням всіх особливостей конкретного об'єкта. Для цього використовуються програми-конфігуратори, які безперервно вдосконалюються.

Для більш зрозумілого і об'єктивного порівняння БСКП ми розглядали показники 4-х японських фірм - світових лідерів в секторі виробництва кліматичних ого обладнання: Daikin, Mitsubishi Electric, Fujitsu, Mitsubishi Heavy.

Необхідно відзначити, що енергозбереження найбільш ефективно, якщо воно проводиться на всіх стадіях життєвого циклу об'єкта. від вибору на етапі проектування кліматичного обладнання та величини теплового опору огорожень, опрацювання доцільності використання поновлюваних джерел енергії (ВДЕ), об'єктивного і висококваліфікованого енергоаудиту за результатами першого року експлуатації і енергоменеджменту до моменту капітальної модернізації об'єкта або його повної зупинки перед утилізацією обладнання.

РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Місце розташування об'єкта: овочесховище

Найменування об'єкта: центри волонтерський штаб

Географічна широта: 48°

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б:

Барометричний тиск - $P = 990$ мм.рт. стовпа.

Ентальпія зовнішнього повітря - $h_T = 62,1$ кДж/кг. (- $h_T = -18,3$ кДж/кг)

Температура зовнішнього повітря - $t_T = 28,6^{\circ}\text{C}$. (- $t_x = -18^{\circ}\text{C}$ кДж/кг)

Розрахункова швидкість вітру - $4,2$ м/с.

Розрахункові параметри повітря в приміщенні:

Температура повітря в приміщенні влітку - $t_B = 23^{\circ}\text{C}$.

Температура повітря в приміщенні взимку - $t_B = 20^{\circ}\text{C}$

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку – $\phi_v = 50 \%$.

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку – $\phi_v = 50 \%$.

Амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 10,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

Розглянутий об'єкт являє собою будинок сучасної будівлі, що складає з основних приміщень – залу виставкового комплексу і адміністративно-господарських приміщень. Потолок у виставковому комплексі підвісний, виконаний з азбоцементних плит, дозволяє зменшити теплопритоки через покрівлю.

Система кондиціонування даного об'єкта носить комфортний характер. Для приміщень значних розмірів у практиці одержали найбільше поширення комплексні мультизональні VRF системи кондиціонування повітря, що знайшло відбиття й у даній розробці.

У цей час КП (кондиціонування повітря) застосовується на промислових підприємствах, головним чином на ті, де без нього не можливе одержання продукції з необхідними стандартами якості, а також видовищних, спортивних, адміністративних і готельних будинків. У житлових будинках кондиціонування повітря по ряду економічних і технічних причин поки поширення не одержало. Найближчим часом КП знайде набагато більше застосування. Цьому сприяє наступні об'єктивні причини:

- розвиток нових виробництв машинобудівної, приладобудівної, електротехнічної, радіотехнічної, електронної, харчової, текстильної, хімічної й іншої галузей промисловості гостро має потребу в підтримці певних і постійних параметрів стану повітря;
- зростаючі вимоги до полегшення умов праці й підвищенню його продуктивності;

- оснащення підприємств промисловості й зв'язки, науково-дослідних і конструкторських організацій дорогими приладами, механізмами й лічильно-вирішальними машинами, точна й безвідмовна робота яких можлива тільки при певних постійних температурі й відносній вологості повітря;
- будівництво, що збільшується, закритих приміщень для тривалого перебування більших кількостей людей і прагнення забезпечити задовільну цілорічну експлуатацію цих приміщень;
- нові тенденції в архітектурі, що утрудняють боротьбу з надлишковим теплом і вологою звичайними вентиляційними коштами (наприклад, спостережуване останнім часом збільшення поверхонь скління зовнішніх стін);
- високі температури зовнішнього повітря в літню пору не рідко сполучаються з високою відносною вологістю, при яких звичайна притяжна вентиляція не в змозі забезпечити необхідні внутрішні метеорологічні умови;
- поступове збільшення житлової площі й зниження собівартості житлового будівництва, що висувають на перший план охолодження в літню пору житлових будинків.

Основні економічні вимоги до проекту укладаються в наступному: мінімальна вартість обладнання й будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, а звідси мінімального амортизаційного відрахування, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла й особливо дорогого холоду. Для забезпечення необхідних параметрів повітря в приміщенні застосовують комплексну мультizonaльну систему кондиціонування VRF. VRF мають наступні переваги:

- можливістю ефективного підтримка заданої температури й відносної вологості повітря в приміщенні;

- зосередженням обладнання, що вимагає систематичного обслуговування й ремонту в малій кількості місць або навіть в одному місці;
- можливостями організації ефективного шумо й віброглушення;
- не займають корисного обсягу приміщення, тому що розташовуються в основному в підвалі.

За допомогою VRF приналежній акустичній обробці повітрехідів, устрою глушителей шуму й гасителів вібрацій можна досягти найбільш низьких рівнів шуму в приміщеннях й обслуговувати так само, як радіо й телевізійних студій.

Центральні системи в місці системі деякі недоліки. Основним, з яких є необхідність проведення складних монтажних-будівельних робіт з установки кондиціонерів, прокладки повітрехідів і трубопроводів, внаслідок чого застосування VRF в існуючих будинках іноді стає неможливо. При центральних системах з розгалуженими повітрехідами ускладнюється акустична ізоляція одних приміщень від інших і стає також гнучким регулюванням температури й вологості в окремих приміщеннях.

VRF у цьому випадку працює з рециркуляцією. По цьому систему проектуємо з подачею змінних обсягів зовнішнього й рециркуляційного повітря. У цьому випадку для рециркуляції повітря приймають самостійний вентилятор. Розміщення в межах одного будинку VRF рекомендується для взаємозамінності поєднувати попарно по приточним і рециркуляційним повітрехідам.

Зрошувальні форсункові камери є досить економічними й ефективними тепломасообмінними апаратами. До переваг зрошувальних камер ставляться:

- більша техніко-економічна універсальність (у камер зрошення реалізуються всі 7 типових процесів);
- висока термодинамічна ефективність процесів обробки повітря водою;

- порівняльна простота конструкції, мала маса й незначна вартість;
- високий ступінь стандартизації вузлів і деталей;
- порівняно мале аеродинамічне опору.

На ряді із цим камери зрошення володіють рядом недоліків, такими як можливість засмічення форсунок; можливість розмноження бактерій у воді, а також віднесення солей тимчасової твердості, що втримується у воді в кондиціоноване приміщення. Зрошувальні камери мають більші габарити, є необхідність у допоміжних водяних баках, водяних насосах й іншому встаткуванні. Істотним недоліком є підвищена витрата енергії на подачу й розпил води.

Застосовуючи рулонний фільтр для очищення повітря, варто встановлювати його в тих частинах кондиціонерів, через які проходить все оброблюване повітря, захищаючи від пилу, як можна більше число секцій кондиціонерів. Крім задоволення санітарно-гігієнічних вимог фільтрації повітря, як правило, окупається зменшення браку продукції, економією коштів на збирання приміщень і зменшення зношування технологічного встаткування.

Прототип мультизональної системи кондиціонування був представлений покупцям кліматичної техніки на початку 70-х років минулого століття фірмою Daikin. З тих пір протягом більше 30 років на світовому ринку періодично з'являються нові вдосконалені моделі таких систем. Основними цільовими напрямками вдосконалення багатозональних систем кондиціонування останнім часом є такі:

- підвищення комфорту мікроклімату об'єкта, точності і надійності його забезпечення при цілорічній експлуатації;
- підвищення енергоефективності багатозональних систем за рахунок збільшення коефіцієнтів трансформації тепла більш досконалыми тепловими насосами в режимах опалення і охолодження об'єкта;

- підвищення показників енергозбереження за рахунок рекуперації та акумуляції теплової енергії і постійного автоматичного оптимального управління режимами роботи, в залежності від сезонних налаштувань і змінюються параметрів температури і вологості зовнішнього повітря, сонячної радіації і геотермальних джерел тепла, а також внутрішніх нестационарних джерел теплопритоків / тепловтрат і джерел зміни вологості внутрішнього повітря;
- зниження шкідливого впливу на екологію навколишнього середовища;
- вдосконалення основних агрегатів МЗС: компресора, вентилятора, рекуператора, теплообмінника, акумулятора теплоти з використанням тепла фазового переходу, системи управління;
- інтеграція багатозональних систем з ГВП, сонячними колекторами, системою припливно-витяжної вентиляції;
- легкість інтеграції з системою "розумного будинку" (BMS з протоколами BACnet або LONwork, порти SC-LGW або SC-BGW);
- підвищення точності і "дружелюбності" програмних комплексів для вибору обладнання МЗС на етапі укладення контракту, уточненої осмеченої комплектації на ранній стадії проектування, робочих повірочних розрахунків з розробкою монтажної схеми і повної специфікації;
- розробка віддаленого управління і комп'ютерної системи централізованого управління, узгодженого в необхідних випадках з пріоритетом індивідуального управління (наприклад готельний комплекс).

2.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря.

Системи кондиціонування повітря комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря, оптимальних для самопочуття людей. Параметри визначаються умовами тепло- і звогообміну, які у свою чергу залежать від конституції людини, стану його здоров'я,

характеру виконуваної роботи, нервової напруги, одягу, а також від температури, вологості й швидкості руху навколишнього повітря. Нормами регламентовані значення оптимальних параметрів повітря для різних виробничих, суспільних і житлових приміщень.

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення температури, відносній вологості й швидкості руху повітря в приміщенні [9]:

теплий період року – $t_{в} = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{в} = 50 \text{ } \%$; $\omega = 0,3 \text{ м/с}$

холодний період року - $t_{в} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{в} = 50 \text{ } \%$; $\omega = 0,2 \text{ м/с}$

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості й призначенням комплексної мультizonальної VRF системи.

У нашому випадку, параметри зовнішнього повітря, повинні відповідати класу [Б]. Керуючись [3], приймаємо наступні параметри зовнішнього повітря:

теплий період року – $t_{в} = 28,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_{в} = 62 \text{ кДж/кг}$;

холодний період року - $t_{в} = -18 \text{ }^{\circ}\text{C}$; $h_{в} = -15 \text{ кДж/кг}$;

Таблиця 3. Розрахункові параметри внутрішнього мікроклімату для розрахункового приміщення

Найменування приміщення	Період року	Оптимальні параметри			Допустимі параметри			Розрахункові Параметри		
		$t_{в}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\varphi_{в}, \text{ } \%$	$v_{в}, \text{ м/с}$	$t_{в}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\varphi_{в}, \text{ } \%$	$v_{в}, \text{ м/с}$	$t_{в}, \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\varphi_{в}, \text{ } \%$	$v_{в}, \text{ м/с}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
штаб	ХП	20-21	45-30	0,2	18-23	<60	0,3	23	<60	0,3
	ПП	20-21	45-30	0,2	18-23	<60	0,3	23	<60	0,3
	ТП	23-25	60-30	0,3	18-28	<65	0,5	28	<65	0,5

РОЗРАХУНОК ТЕПЛОПРИТОКІВ (ТЕПЛОВТРАТ) І ВОЛОГОВИДІЛЕННЯ В ПРИМІЩЕННІ

3.2.1 Теплий період року.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін і покрівлі:

Стіни виконані з пінобетону ($\delta_{\text{пн}} = 400$ мм), покритого із двох сторін цементною штукатуркою ($\delta_{\text{шт}} = 20$ мм);

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка $\lambda = 0,7$ Вт/(м · К);

пінобетон $\lambda = 0,15$ Вт/(м · К);

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі:

$$k_{\text{ст}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (3.1)$$

де $\alpha_{\text{вн}} = 8$ Вт/(м²К) - коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i и λ_i - товщина й теплопровідність і-ЦО шаруючи огороження;

$\alpha_{\text{н}} = 23$ Вт/(м²К) - коефіцієнт тепловіддачі із зовнішньої поверхні стіни.

$$k_{\text{ст}} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,4}{0,15} + 2 \cdot \frac{0,02}{0,7} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,346 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Покрівля плоска, виконана з наступних матеріалів:

гравій, утоплений у бітумну мастику

$\delta = 20$ мм; $\lambda = 0,18$ Вт/(м · К);

3 шаруючи руберойду на бітумній мастиці

$\delta = 10$ мм; $\lambda = 0,17$ Вт/(м · К);

цементно-піщана стяжка

$\delta = 20$ мм; $\lambda = 0,93$ Вт/(м · К);

пенополеуретан

$\delta = 120$ мм; $\lambda = 0,05$ Вт/(м · К);

залізобетонне збірне перекриття

$$\delta = 220 \text{ мм}; \lambda = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Тоді, для покрівлі коефіцієнт теплопередачі буде дорівнювати:

$$k_{кр} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}), \quad (3.2)$$

$$k_{кр} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,18} + 3 \cdot \frac{0,01}{0,17} + \frac{0,02}{0,93} + \frac{0,12}{0,05} + \frac{0,22}{2,04} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,335 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}).$$

Вибираємо коефіцієнт теплоусвоєння матеріалу S шаруючи на границі поділу з [1]. Потім розраховуємо опір R , теплову інерцію шаруючи огороження D , теплову інерцію огороження (D по формулах наведеним нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}, \quad (3.3)$$

де (δ - товщина шару огороження; λ - теплопровідність матеріалу

$$D = R \cdot S \quad (3.4)$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1

Конструкція й матеріал	Щільність, ρ , кг/м ³	Товщина, δ , м	Коефіцієнти			
			Питома теплопровідність, λ , Вт/(мК)	Теплоусвоєння, S , Вт/(м ² К)	Термічний опір, R , (м ² К/Вт)	Теплова інерція, D
Вікна подвійне скло в металевих роздільних плетіннях					0.61	
Зовнішня стіна						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277
пінобетон	400	0,4	0,15	2,42	2,66	6,43
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,277

Безгорищне покриття						
гравій	800	0,02	0,18	3,6	0,111	0,39 96
руберойд	600	0,01	0,17	3,53	0,058	0,20 5
цементно-піщана верства	1800	0,02	0,93	11,1	0,0215	0,23 9
пінополіуре-тан	80	0,12	0,05	0,7	2,4	1,68
залізобетонна плита	2500	0,22	2,04	18,7	0,107	2,00 1
Внутрішні перегородки						
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,27 7
залізобетон	2500	0,05	2,04	18,7	0,0245	0,45 8
штукатурка	1600	0,02	0,7	9,7	0,0285	0,27 7

3.2.1.1 Розрахунок теплопривлів

У приміщенні підтримується постійна температура повітря 23°C. Характеристика конструкцій, що обгороджують, приміщення, наведена в таблиці 3.1. Внутрішні перегородки складаються з: пінобетону товщиною $\delta_1=400$ мм. Із зовнішньої й внутрішньої сторони є штукатурка товщиною по $\delta_2=20$ мм.

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

- штукатурка $\lambda = 0,7$ Вт/(м · К);
- пінобетон $\lambda = 0,15$ Вт/(м · К).

Висота приміщення 3,6 м.

Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна площею 417,1 м² знаходимо по формулі, при максимальній щільності потоку прямої радіації 542 і непрямої 129 Вт/м²; при коефіцієнті теплопропусканні K₄= 0,61; K₃ = 1; K₁ = 1; K₂ = 1: відсутність захисних устроїв на вікнах

$$Q_{oc,i} = (q_n K_1 + q_p K_2) K_3 K_4 A_{oc} \text{ Вт}, \quad (3.5)$$

де q_n, q_p - поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м², через застелений світловий проріз у липні в дану годину доби, відповідно від прямій (q_n) і неухажної (q_p) сонячної радіації, прийнята для вертикального й горизонтального остекління по [3];

$$K_1 = K_{n,r} \cdot K_{n,b} \quad (3.6)$$

де K₁ - коефіцієнт опромінення прямою сонячною радіацією для обліку площі світлового прорізу, незатіненою горизонтальною й вертикальною площинами в будівельному виконанні;

$$K_{n,r} = 1 - \left(\frac{l_1 \cdot \operatorname{tg} h_s - r}{\cos A_{s,os} H} \right), \quad (3.7)$$

$$K_{n,b} = 1 - \left(\frac{l_2 \cdot |\operatorname{tg} A_{s,os} - s|}{B} \right). \quad (3.8)$$

де H, B - висота й ширина світлового прорізу, м;

l₁, l₂ - ширина горизонтальних і вертикальних будівельних сонцезахистних площин;

h_s - висота сонця - кут, град., між напрямком сонячного променя і його проекцією на горизонтальну площину;

$A_{s,oc}$ - сонячний азимут остекління світлового прорізу, визначається різницею кутів азимута сонця й азимута світлового прорізу;

$$K_2 = K_r \cdot K_b \quad (3.9)$$

де K_2 - коефіцієнт опромінення для обліку надходження неухважної сонячної радіації через світлові прорізи, незатінені горизонтальної й вертикальної зовнішніми сонцезахистними площинами в будівельному виконанні;

K_3 - коефіцієнт теплопропускання сонцезахистними устроїв;

K_4 - коефіцієнт теплопропускання остеклінням світлових прорізів, прийнятий по [3];

A_{oc} - площа світлового прорізу (остекління), m^2 .

$$Q_{oc,i} = (542 \cdot 1 + 129 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 417,1 = 454,6 \text{ Вт.}$$

Для визначення показника a_{Γ} поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти теплоусвоювання, $Вт/(m^2 \cdot K)$:

Для вікон:

$$y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{вн}}, \text{ Вт}/(m^2 \cdot K), \quad (3.10)$$

де R_{oc} - термічний опір теплопередачі остеклених світлових прорізів, прийняте по додатку 6 [3];

$\alpha_{вн}$ - коефіцієнт тепловіддачі [3, табл. 3].

$$y_{oc} = \frac{1}{0,34 - 1/8} = 4,65 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K).$$

Для зовнішньої стіни по шару пінобетону: $D=6,43 > 1$, то

$$y_{уст} = S_{пен}, \text{ Вт}/(m^2 \cdot K). \quad (3.11)$$

$$y_{уст} = 2,42 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K).$$

Для перегородок провадиться розрахунок для половини їхньої товщини по пінобетоні:

$$D/2 = 3,215 > 1, \text{ те}$$

$$Y_{\text{пер}} = R_{\text{м}} S_{\text{м}}^2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}), \quad (3.12)$$

де $S_{\text{м}}$ - коефіцієнт теплоусвоювання матеріалу шаруючи на границі поділу, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

$$Y_{\text{пер}} = 2,66 \cdot 2,42^2 = 15,57 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Для покриття по верстві залізобетонної плита: $D=1,1 > 1$, те

$$Y_{\text{пок}} = S_{\text{жел,г}} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (3.13)$$

$$Y_{\text{пок}} = 18,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Показник сумарного теплоусвоювання приміщення:

$$\sum Y = Y_{\text{ст}} A_{\text{ст}} + Y_{\text{ок}} A_{\text{ок}}, \text{ Вт}/\text{К} \quad (3.14)$$

де $A_{\text{ст}}$ - $A_{\text{ок}}$ - внутрішні поверхні огорожень приміщення й поверхні встаткування, м^2 .

$$\sum Y = 2,42 \cdot 167,86 + 4,65 \cdot 391,06 = 2227,95 \text{ Вт}/\text{К}.$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2,55(A_{\text{ст}} + A_{\text{ок}}), \text{ м}^2, \quad (3.15)$$

$$\Delta = 2,55(157,86 + 381,06) = 1484,25 \text{ м}^2.$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{\text{п}} = \varphi \left(\sum \frac{Y}{\Delta} \right), \quad (3.16)$$

$$a_{\text{п}} = \varphi \left(\frac{2227,95}{1484,25} \right) = \varphi(1,5).$$

По [4] знаходимо загальну тривалість радіації через вікна $\Delta Z=7\text{ч}$ і початок радіації в $Z=5\text{ч}$, при $a_{\text{п}}=1,5$ знаходимо величини показника $a_{\text{п}} = 0,06$ для

$Z = 5$ ч; $a_n = 0,15$ для $Z+1=6$ ч і так далі для всіх годин доби й записуємо їх у перший рядок табл. 1, додаток 1.

Помножимо $Q_{oc,i}$ на показники a_n ; отримані годинні надходження теплоти, поглинені приміщенням і передані його повітрю, вносимо в другий рядок табл. 1, додаток 1.

Визначаємо величину теплового потоку теплопередачею через вікна й значення заносимо в таблицю 1, додаток 1:

$$Q_{\Delta t} = \frac{(t_n + 0,5\theta_1 \cdot A_{m,c} - t_n)A_{oc}}{R_{oc}}, \text{ Вт} \quad (3.17)$$

де $t_{нар}$ - середня за добу температура зовнішнього повітря, °С, прийнята рівній температурі липня [5];

$A_{m,z} = 12,5$ °С - максимальна добова амплітуда температури зовнішнього повітря в липні [5];

θ_1 - коефіцієнт, що виражає гармонійну зміну температури зовнішнього повітря [5];

t_b - температура повітря в приміщенні, °С [6];

$A_{oc} = 136,8$ м², $R_{oc} = 0,34$ м²·К/Вт - площа та опір теплопередачі, застосування світового проїому [4, додаток 6].

Визначаємо величину теплового потоку, через зовнішню стіну й заносимо в табл. 1, додаток 1:

$$Q_M = \left[\frac{1}{R} \cdot \left(t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left(0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{m,c} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] A_m, \quad (3.18)$$

де R – опір теплопередачі масивної конструкції, що огорожує, м²·К/Вт [3];

$t_{нар}$, t_b – середня температура зовнішнього повітря в липні [5] і температура повітря в приміщенні;

$\rho = 0,3$ - коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею конструкції, що огорожує, [4, додаток 7];

$J_{\text{ср}}$, Вт/м² – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямій і неуважної), що надходить у липні варто приймати для горизонтальної й для вертикальної поверхні [5];

$\beta_{\text{до}}$ – коефіцієнт рівний 1, при відсутності вентилязованого повітряного прошарку в огороженні (покритті);

V - величина загасання амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в конструкції, що обгороджує, [4] або по формулі:

$$V = 2^{2D} \left(0,83 + 3 \cdot \frac{\sum R}{\sum D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (3.19)$$

де $\sum R$ – термічний опір огороження Вт/(м²·К); D - теплова інерція огороження.

$$V_c = 0,85 + 0,15 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (3.20)$$

$$V_c = 0,85 + 0,15 \frac{2,42}{9,7} = 0,88,$$

де S_1 й S_2 – коефіцієнти теплосвоєння матеріалів першої й другої шару огороження по ходу теплової хвилі, Вт/(м²·К), по [4].

$V_a = 1$, тому що немає повітряного прошарку.

$$V = 2^{6,984} \left(0,83 + 3 \cdot \frac{2,717}{6,984} \right) \cdot 0,88 \cdot 1 = 222.$$

θ_1, θ_2 - коефіцієнти, прийняті по таблицях для кожної години доби, відповідно при

$$\varepsilon_1 = \varepsilon + 15 \quad (3.21)$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon + z, \quad (3.22)$$

де ε - запізнювання температурних коливань в огороженні;

Z - час максимуму сумарної (прямій і розсіяної) сонячної радіації, прийняте по таблицях;

A_j – амплітуда добових коливань сумарної сонячної радіації (прямій і розсіяної);

A_m – площа масивної конструкції, що огорожує (зовнішньої стіни, покриття), m^2 ;

$\alpha_{\text{н}}$, $\alpha_{\text{вн}}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої й внутрішньої поверхні огороження, $Вт/(m^2 \cdot K)$.

$\delta = 0,3$ для штукатурки

$j_{\text{сп}} = 73$ $Вт/m^2$ для Пв стіни

для Пв стіни

$$A_j = 201 - 73 = 128 (Вт/m^2)$$

$$\varepsilon = 2,7 \Sigma D - 0,4, \text{ ч}, \quad (3.23)$$

$$\varepsilon = 2,7 \cdot 6,984 - 0,4 = 18 \text{ ч}.$$

для Зі стіни по формулах (3.19 й 3.20)

$$\varepsilon_1 = 18 + 15 = 33 \text{ ч},$$

$$\varepsilon_2 = 18 + 19 = 37 \text{ ч}.$$

3.2. Розрахунок теплопоступлення від різних джерел

Теплопоступлення від людей

$$Q_{\text{л}} = n \cdot q_{\text{л}}, \text{ Вт}, \quad (3.24)$$

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_{\text{л}}$ – тепловиділення від однієї людини, Вт.

$$Q_{\text{л1}} = 100 \cdot 150 = 15000 \text{ Вт}.$$

Визначаємо явні й сховані теплопритоки від людей

$$Q_{\text{л}}^{\text{скр}} = n \cdot q_{\text{л}}^{\text{скр}}, \text{ Вт}, \quad (3.25)$$

де n - число людей, що перебувають у приміщенні;

$q_{\text{л}}^{\text{скр}}$ – сховані тепловиділення від однієї людини, Вт [10]

$$Q_{\text{л1}}^{\text{скр}} = 100 \cdot 150 = 15000 \text{ Вт},$$

Теплопритоки від висвітлення, приймаємо 12 Вт/м^2 .

$$Q_{осв} = 0,5 \cdot 12 \cdot 1200 = 75001 \text{ Вт.}$$

Теплопритоки від обладнання

$$Q_{об} = K_{од} \cdot N \cdot \gamma \cdot K_{заг} \cdot 1000, \text{ Вт,}$$

(3.27)

$$Q_{об} = 0,8 \cdot 1,8 \cdot 5 \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot 1000 = 4032, \text{ Вт,}$$

Визначаємо повне тепlopостачання

$$Q_{пол} = Q_l + Q_{осв} + Q_{озр} + Q_{об}, \text{ Вт,} \quad (3.28)$$

$$Q_{пол} = 9775 + 46207,2 + 77214 + 4032 = 100705754, \text{ Вт}$$

3.2.1.3 Розрахунок вологовиділення від різних джерел

Виділення вологи від людей

$$W_l = n \cdot w_l, \text{ кг/с} \quad (3.29)$$

де n – число людей у приміщенні;

w_l – виділення вологи від однієї людини, г/с.

$$W_l = 150 \cdot 3,5 \cdot 10^{-5} = 1,4 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с.}$$

Визначаємо вологовиділення від вологого збирання

$$W_{вл.у.} = \sigma F_n (d''_n - d_n) \cdot 0,1, \text{ кг/с} \quad (3.30)$$

σ - коефіцієнт вологообмін, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^в} = \frac{\alpha}{c_p^{с.в.} + c_p^п \cdot d_{сп}}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (3.31)$$

$$\sigma = \frac{8}{2 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (9 + 18) / 2} = 0,007827 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

c_p – ізобарна теплоємність, $[\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}]$;

d_n, d''_n - вологовмісту повітря в приміщенні при заданій відносній вологості й на лінії насичення.

$$W_{вл.с.} = 0,007 \cdot 262,5 \cdot (18 - 9) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 1,64 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с,}$$

$$Q_{вл.у.}^{скр} = r \cdot W_{вл.у.}, \text{ (Вт)}, \quad (3.32)$$

де r - схована теплота паротворення

$$r = r_0 - 2,3 \cdot t_w^M, (\text{кДж/кг}). \quad (3.33)$$

де t_w^M - температура повітря в приміщенні по мокрому термометрі.

$$r = 2500 - 2,3 \cdot 16,5 = 2462,05 \text{ (кДж/кг)},$$

$$Q_{\text{вл.у.}}^{\text{скр}} = 2462,05 \cdot 10^3 \cdot 1,65 \cdot 10^{-3} = 4062,4 \text{ Вт.}$$

Визначаємо повне вологовиділення

$$W_{\text{пол}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вл.у.}}, \text{ кг/с}, \quad (3.34)$$

$$W_{\text{пол}} = 2,97 \cdot 10^{-3} + 1,65 \cdot 10^{-3} = 4,62 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с.}$$

Визначаємо тепловологістну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг}, \quad (3.35)$$

$$\varepsilon = \frac{152,2}{4,61 \cdot 10^{-3}} = 33162 \text{ кДж/кг.}$$

Визначаємо загальну сховану теплоту

$$Q_{\text{скр}} = Q_{\text{скр}}^{\text{л}} + Q_{\text{скр}}^{\text{вл.у.}}, \text{ Вт} \quad (3.36)$$

$$Q_{\text{скр}} = 29520 + 0 = 29520, \text{ Вт}$$

Визначаємо загальну явну теплоту

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{скр}}, \text{ Вт} \quad (3.37)$$

$$Q_{\text{явн}} = 100705,754 - 29520 = 71185,7542, \text{ Вт}$$

Приймаємо $\Delta t_p = 5^\circ\text{C}$.

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пол}}}{h_{\text{в}} - h_{\text{п}}}, \text{ кг/с}, \quad (3.38)$$

$$G_1 = \frac{100805,754}{43 - 36} = 14,8 \text{ кг/с,}$$

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.39)$$

$$G_2 = \frac{71185,7542}{1,0235 \cdot 5} = 14,152 \text{ кг/с}$$

$$c_p = 1,006 + 1,8d, \text{ кДж} \quad (3.40)$$

$$c_p = 1,006 + 1,8 \cdot 9,7 \cdot 10^{-3} = 1,0235 \text{ кДж}$$

$$G_3 = \frac{W_{\text{пол}}}{d_b - d_n}, \text{ кг/с.} \quad (3.41)$$

$$G_3 = \frac{1,28 \cdot 10^{-2}}{(8,5 - 7,5)10^{-3}} = 1,28 \text{ кг/с.}$$

Вибираємо $G = 14,3865 \text{ кг/с.}$

Результати розрахунку інших приміщень зведені в таблицю 3.3

Таблиця 3.3

Приміщення	$Q_{\text{пол}}$, КВт	$W_{\text{пол}}$, кг/с	ϵ , кДж/кг·К	G , кг/с
	100,7	0,00128	78500	14,38

3.2.2 Холодний період року.

Зовнішня температура повітря $t_n = -18^\circ\text{C}$ [3];

Ентальпія зовнішнього повітря $h_n = -18,3 \text{ кДж/кг}$ [3].

$$G_x = G_T, \text{ кг/с,} \quad (3.42)$$

$$G_x = 14,8 \text{ кг/с.}$$

3.2.2.1 Розрахунок тепловиділення від конструкцій, що обгороджують

$$Q_{\text{огр}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{ок}}, \text{ Вт,} \quad (3.43)$$

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{ст}} F (t_n - t_b), \text{ Вт,} \quad (3.44)$$

де $F_{\text{ст}}$ – площа стін, м^2 ;

$k_{\text{ст}}$ – коефіцієнт теплопередачі через стіни, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{ст}} = 0,346 \cdot 417,1 \cdot (-21 - 18) = -562835 \text{ Вт,}$$

$$Q_{\text{ок}} = F_{\text{ок}} \cdot k_{\text{ок}} (t_n - t_b), \text{ Вт,} \quad (3.45)$$

де $F_{\text{ок}}$ – площа вікон, м^2 ;

$k_{\text{ок}}$ – коефіцієнт теплопередачі через вікна, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^\circ\text{C}$.

$$Q_{ок} = 26,25 \cdot 1,2 \cdot (-21 - 18) = -1288,5 \text{ Вт},$$

$$Q_{кр} = k_{кр} F_{кр} (t_n - t_v), \text{ Вт} \quad (3.46)$$

де $F_{кр}$ – площа покрівлі, м^2 ;

$k_{кр}$ – коефіцієнт теплопередачі через покрівлю, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_n - t_v$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

$$Q_{кр} = 1,21 \cdot 1251,84 \cdot (-21 - 18) = -59074,7 \text{ Вт},$$

$$Q_{озр1} = -1228,5 - 59074,7 - 4428,39 - 5628,35 = -70359,9 \text{ Вт},$$

3.2.2.2 Розрахунок тепловиділення від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q^3 = Q^л, \text{ Вт}, \quad (3.47)$$

$$Q^3 = 55500 \text{ Вт}.$$

Тепловиділення від висвітлення

$$Q^3_{осв} = Q^л_{осв}, \text{ кВт} \quad (3.48)$$

$$Q^3_{осв} = 7511,088 \text{ кВт}$$

Повний теплоприток

$$Q_{пол} = Q^л + Q_{осв} + 0,4Q_{озр} + Q_{об}, \text{ Вт}, \quad (3.49)$$

$$Q_n = 55500 + 7511,088 - 0,4 \cdot (-70359,9) + 4032 = 38899,11 \text{ Вт}.$$

Повну вологвиділення

$$W^3_{пол} = W^л_{пол}, \text{ кг/с}, \quad (3.51)$$

$$W^3_{пол} = 0,00128 \text{ кг/с},$$

$$\Delta h_p = \frac{Q^3_{пол}}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.52)$$

$$\Delta h_p = \frac{100,7}{14,38} = 7,002 \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta t_p = \frac{Q_{\text{пол}}^3 - Q_{\text{скр}}^{\text{л}}}{G \cdot c_p}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.53)$$

$$\Delta t_p = \frac{38899,11 - 9379,11}{14,38 \cdot 1,018} = 20,35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Визначаємо тепловологістну характеристику

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}^3}{W_{\text{пол}}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.54)$$

$$\varepsilon = \frac{38,8}{0,001438} = 32,296 \text{ кДж/кг}$$

ЦІЛЬОВА ФУНКЦІЯ ОПТИМІЗАЦІЇ СУМАРНОЇ ВАРТОСТІ ТЕПЛООВОГО ЗАХИСТУ ПРИМІЩЕНЬ ТА КЛІМАТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Практичне рішення задачі підвищення ефективності систем кондиціонування повітря залежить від математичного моделювання кліматичного режиму об'єкта, що дозволяє за короткий відрізок часу при невеликих витратах отримати значення цільової функції для варіантів комплектів обладнання спільно з варіантами теплового опору огорожень за час нормативного терміну експлуатації. В результаті повинні бути отримані терміни окупності варіантів енергозберігаючого обладнання і величини економії, отриманої після досягнення моменту окупності до закінчення нормативного терміну [1].

Необхідно відзначити, що енергозбереження найбільш ефективно, якщо воно проводиться на всіх стадіях життєвого циклу об'єкта. від вибору на етапі проектування кліматичного обладнання та величини теплового опору огорожень, опрацювання доцільності використання поновлюваних джерел енергії, об'єктивного і висококваліфікованого енергоаудиту за результатами першого року експлуатації і енергоменеджменту до моменту капітальної

модернізації об'єкта або його повної зупинки перед утилізацією обладнання [1, 3.11].

У цьому ключі за результатами першого року експлуатації бажано порівняти витрати електроенергії за лічильником з результатами розрахунків, що зумовили вибір енергозберігаючого обладнання і співвідношення витрат на пасивні (огорожі) і активні (обладнання) засоби забезпечення мікроклімату об'єкта.

За результатами додаткового математичного моделювання, з урахуванням фактичних витрат енергії за перший рік роботи, можуть бути прийняті рекомендації, наприклад, по установці додаткового енергозберігаючого обладнання, посилення теплоізоляції огорожень, скорочення періоду між чистками фільтра і т.д.

З огляду на вищевикладене, нами запропонована і протестована наступна цільова функція спільної оптимізації теплового захисту об'єкта (теплового опору огорожень приміщення), в якому забезпечується заданий мікроклімат, і продуктивності енергозберігаючого кліматичного обладнання активної системи забезпечення цього мікроклімату. Цільова функція спільної оптимізації сумарної вартості теплової захисту приміщень та кліматичного обладнання, цілий рік забезпечують заданий мікроклімат.

Розроблена цільова функція є різницею початкових додаткових інвестицій в енергозберігаюче обладнання і додатковий тепловий захист і економії за 7 років експлуатації, отриманої від цього обладнання і посилення теплового захисту, яка забезпечує мінімум затрат [143,157]

$$Prf = \min \left[\Delta Pst + Pesob - \sum_{i=1}^T \frac{\Delta Qg}{(1+d-R)^i} \right] \quad (5.1)$$

Цільову функцію (P_{tf} - target function) для спільної оптимізації пропонуємо визначати з урахуванням можливої зміни вартості електроенергії та коефіцієнта дисконтування валюти.

ΔP_{st} - додаткова вартість утеплення зовнішніх огорожень з метою посилення теплового захисту приміщень із заданим мікрокліматом (це може бути одна зовнішня стіна або всі стіни зовнішні стіни для отдельностоящего об'єкта) [5];

P_{esob} - витрати на покупку і установку в систему енергозберігаючого обладнання (наприклад: рекуператора або всього комплексу енергозберігаючого обладнання об'єкта);

i - номер року після введення в експлуатацію енергозберігаючого обладнання;

ΔQ_g - річна економія вартості споживаної електроенергії в результаті використання енергозберігаючого обладнання і посилення теплозахисту об'єкта (розраховується за середньомісячним температур зовнішнього середовища), кВт;

d - річний коефіцієнт дисконтування національної валюти

R - коефіцієнт річного зростання вартості кВт * години.

$pe1$ - вартість кВт години електроенергії з ПДВ

Цільова функція (5.1) має універсальний характер і може бути виконана для визначення терміну окупності.

Термін розрахункової експлуатації $T=7$ років пропонується для подальшого обговорення. Прийнято вважати, що термін окупності енергозберігаючого обладнання, дорівнює терміну гарантії на це обладнання 2-4 роки, а термін отримання прибутку після терміну окупності, що дорівнює початковим інвестиціям в енергозберігаючі заходи, з урахуванням коефіцієнта дисконтування в межах 3-5 років. Використовувати термін служби на обладнання вентиляції та кондиціонування 15-20 років, наведений в ДБН В.2.5-67: 2013, в цільової функції (5.1) нераціональний.

Ця оціночна методика може бути використана для спільного вибору агрегату припливно-витяжної вентиляції з рекуперацією, інверторного кондиціонера і конструкції відповідних зовнішніх огорожень на ранній стадії проектування. При необхідності на стадії робочого проекту може бути виконаний перевірочний уточнений розрахунок, а за підсумками першого року експлуатації звірка уточнюючого розрахунку з витратою електроенергії за лічильником. В даному прикладі визначений термін окупності агрегатів з рекуперацією, обраний рекуператор, проведена спільна оптимізація капітальних і експлуатаційних витрат на розглянуті варіанти комплектів теплозахисту і енергозберігаючого обладнання за величиною цільової функції (5.1).

При цьому доцільна економічна товщина ізоляції розраховується за наведеними формулами.

Економічно-доцільний опір теплопередачі $R_0^{ек}$, (м²ЧК)/Вт, захисної конструкції слід приймати, виходячи з умови забезпечення найменших зведених витрат Π , грн/м², який визначається за формулою

$$\Pi = C_d + \frac{(t_3 - t_B) \cdot Z_3 \cdot m \cdot C_T \cdot l_T}{R_0^{ек} E_{н.п}}, \quad (5.2)$$

де C_d – одноразові витрати (собівартість будівельно-монтажних робіт, грн/м²). При визначенні приведених витрат по формулі (4.7) допускається одноразові витрати C_d визначати без врахування накладних витрат і планових накопичень. При розробці типових проектів C_d слід визначати для умов, встановлених чинними інструкціями для визначення кошторисної вартості будівництва і типових проектів.

Розглянемо розрахунок економічно-доцільної товщини ізоляції багат шарової теплозахисної конструкції з точки зору найменших приведених витрат [19]. Для цього визначимо явну залежність зведених витрат від товщини шару ізоляції $\Pi = \Pi (d_{i3})$.

Передусім, одноразові витрати C_D є лінійною функцією товщини термоізоляції

$$C_D = C_o + C_{i3}d_{i3} \quad (5.3)$$

тут C_o - постійні одноразові витрати, які не залежать від вартості шарів, грн/м²; C_{i3} – вартість теплової ізоляції, грн/м³.

З іншого боку, опір теплопередачі багат шарового огороження з термоізоляцією визначається за формулою (4.5).

Позначимо

$$R_S = \frac{1}{\alpha_B} + \frac{1}{\alpha_3} + \sum R_{k.c} \quad (5.4)$$

тоді

$$R_o^{ек} = R_S + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}} \quad (5.5)$$

В результаті, зведені витрати визначаються наступною залежністю

$$\Pi = \Pi (t_{i3}^{TM}) = C_D = C_o + C_{i3} t_{i3}^{TM} + \frac{S \lambda_{i3}}{R_S \cdot \lambda_{i3} + \delta_{i3}} \quad (5.6)$$

де величина

$$S = \frac{(t_3 - t_B) Z_H m C_T l_T}{E_{н.п}}$$

З умови мінімальності зведених витрат $\frac{\partial \Pi}{\partial \delta_{i3}} = 0$ знаходимо

$$\delta_{i3}^{ек} = \sqrt{\frac{S \cdot \lambda_{i3}}{C_{i3}} - R_S \cdot \lambda_{i3}} \quad (5.7)$$

Основним джерелом збурення технологічних (оптимальних) режимів зберігання є теплоприпливи через огороження. Тому огорожуючі конструкції, із шарами теплоізоляції необхідно включити до складу охолоджувальної системи, щоб розрахувати економічно-доцільну товщину теплоізоляції з урахуванням системи повітророзподілення в камері зберігання.

Визначення величин терміну окупності і цільової функції при використанні рекуператорів по середньомісячним температур визначається за кожний місяць.

Результати математичного моделювання дозволяють визначити енергоефективне обладнання багатозональних систем кондиціонування повітря при рахуванні чинників та параметрів оптимізації.

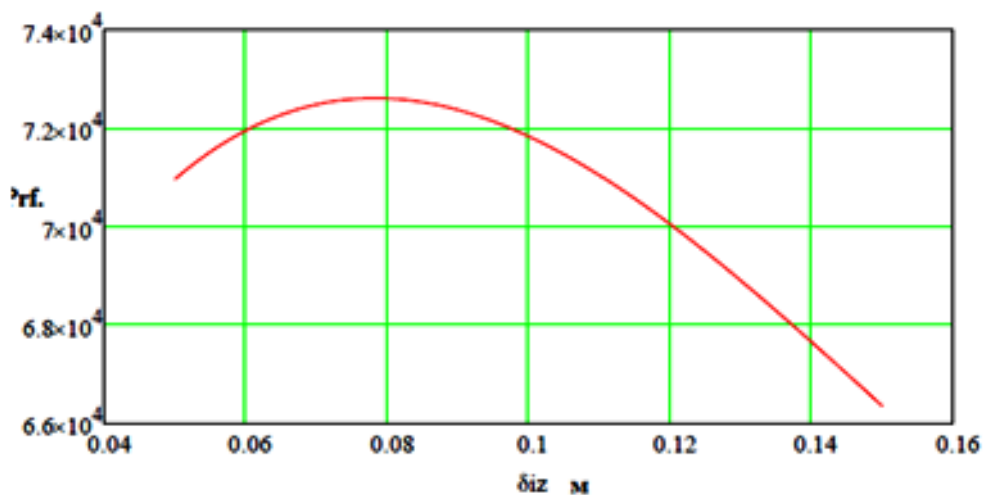


Рис. 5.1. Залежність величини економії за 7 років експлуатації товщини теплоізоляції стіни теплоізоляції стіни

Приведена оптимізація теплового захисту огороження приміщення, інверторного кондиціонера.

Були проведені експериментальні дослідження з визначенням температурних полів на модульній системі VRF-системі при різних підтримках температур в приміщенні за допомогою тепловізору TESTO 881, які підтвердили запропоновані результати за моделлю. Абсолютна погрішність склала 0,4%.

вартість обладнання. При неповному завантаженні комплексу найкраще використовувати частотний регулятор швидкості і автоматику з функцією розкладу. Дослідним шляхом встановлюється завантаження комплексу протягом дня і задається потрібний витрата повітря протягом дня.

Висновки розділу

Проведений аналіз літературних джерел по питанням комплексної мультizonальної VRF системи кондиціонування повітря дає можливим зробити висновки:

1. В якості базової моделі СКП обираємо комплексну мультizonальну VRF систему кондиціонування повітря, окрему увагу треба приділити типу кондиціонерів, температурі та вибору фільтрів для нього.
2. Створення оптимізованої мультizonальної системи кондиціонування повітря повинно базуватися на розрахунку процесів кондиціонування повітря, вибіру розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря, розрахунку теплопритоків і вологопритоків.

Економія електроенергії і оптимальні умови роботи

Щоб досягти оптимальних показників роботи системи кондиціонування, слід дотримуватися певних правил.

- Вибирайте правильний напрямок повітряного потоку, уникаючи прямого впливу струменя повітря на знаходяться в приміщенні людей.
- При установці температури повітря в приміщенні намагайтеся забезпечити найбільш комфортні умови. Уникайте переохолодження або перегріву.
- При роботі системи в режимі охолодження не допускайте попадання в приміщення прямих сонячних променів, використовуйте фіранки або жалюзі.
- Періодично провітрюйте приміщення. При інтенсивному використанні кондиціонера вентиляції слід приділяти особливу увагу.
- Тримайте вікна і двері закритими. Якщо вони відкриті, циркуляція повітря знизить ефективність охолодження або нагрівання приміщення.
- Не слід переохолоджувати і перегрівати приміщення. З метою економії електроенергії підтримуйте температуру на середньому рівні.

Рекомендована температура

При охолодженні	26-28 °C
При нагріванні	20-24 °C

■ Ніщо не повинно перешкоджати входу повітря в блок і виходу повітря з нього. В іншому випадку ефективність кондиціонування знизиться або система взагалі перестане працювати.

■ Вимкніть харчування кондиціонера, якщо він довго не використовується. Навіть непрацюючий кондиціонерспоживає електроенергію. Перед запуском системи подайте на неї харчування за 6 годин до початку роботи – це створить найкращі умови для включення кондиціонера.

■ Якщо на дисплеї відображається символ (пора чистити фільтр), для проведення цієї операції зверніться до кваліфікованих фахівців.

.

■ Не ставте під внутрішнім блоком предмети, які можуть бути пошкоджені водою. При вологості повітря понад 80% і при засміченні зливного отвору можливе утворення конденсату.

8 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і коштів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я й працездатності людини в процесі праці.

8.1 Характеристика об'єкта

Штаб , у якому перебуває велика кількість людей.

До системи повинне підводити харчування трьохпровідний електромережі напругою 220 У (фаза, нуль, земля). Необхідно також наявність шини заземлення для роботи електроприладів.

11.2 Основні шкідливі впливи

На даному об'єкті існують такі небезпечного й шкідливі для здоров'я людини впливу як поразка електричним струмом .

Токсичність застосовуваних або одержуваних речовин

Як застосовувана речовина в холодильній установці використовується хладагент - Фреон 407. Температура кипіння при атмосферному тиску $t_0 = -40,8^{\circ}\text{C}$. R – 407 - безбарвний газ зі слабким специфічним запахом, що відчувається при зміні його в повітрі більше 20% від обсягу.

Холодильний агент R – 407 складається з декількох компонентів, тому при його витокі він розпадається на свої складові. Гранично припустима концентрація (П. Д. К.) пар R – 407 у повітрі виробничих приміщень дорівнює 3256 мг/м^3

При зіткненні з гарячими металевими поверхнями з температурами $400..550^{\circ}\text{C}$ або з відкритим полум'ям розкладається на токсичні фтористий і

хлористий водень і невелику кількість фосгену. Не горить у суміші з повітрям, не запалюється й не вибухонебезпечний.

Симптоми отруєння проявляються через 30..40 хвилин, виникає головний біль, подташнівание, прискорений пульс. При влученні рідкого фреону на шкіру й в очі можливе обмороження шкіри й ушкодження очей.

Класифікація виробництва по ступені вибуховий, взривопожарной й пожежної небезпеки згідно ОНТП 24-86

Виробництво по вибухонебезпечній і пожежній небезпеці, відповідно до норм технологічного проектування ОНТП 24-86 ставиться до категорії Д. Категорія Д - негорючі речовини й матеріали в холодному стані. Машинні й апаратні відділення фреонових установок ставляться до категорії Д.

Будівельно-монтажні й архітектурні вимоги містять у собі:

скорочення площ приміщень для встаткування систем кондиціонування повітря і їхніх елементів; естетическую вв'язування елементів систем кондиціонування повітря з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування й налагодження систем з можливістю посезонного уведення їх в експлуатацію; ув'язування робіт зі спорудження конструкції будинків з монтажем систем кондиціонування; звуко й віброізоляцію встаткування, що рухається, від елементів будівельних конструкцій.

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильних агрегатів

Ціль організаційних заходів щодо техніки безпеки на холодильних установках – створення безпечних умов праці шляхом постійного контролю за дотриманням правил монтажу, експлуатації й ремонту встаткування. Чисельність обслуговуючого персоналу повинна відповідати нормам, т.е не менш двох машиністів у зміну й один якщо робота не постійна в плинні доби.

На хладонових холодильних установках повітря з повітря видалають через воздуховыпускной вентиль конденсатора або в малих установках через ослаблену гайку, або штуцер трійника нагнітального вентиля компресора.

Обслуговуючий персонал повинен працювати в гумових рукавичках і захисних окулярах уникаючи надходження струменя повітря в очі.

11.3 Вимоги до приміщення.

Приміщення повинне мати природне й штучне висвітлення.

Приміщення не повинне граничити із приміщеннями, у яких рівень шуму й вібрації перевищує припустимі значення.

Супермаркет повинен бути обладнаний системою кондиціонування повітря, опалення й приточно-вытяжной вентиляцією.

11.4 Електробезпе́чність.

Відносно небезпеки поразки людей електричним струмом розрізняють приміщення без підвищеної небезпеки, з підвищеною небезпекою й особливо небезпечні. Відповідно до ПУЭ, 1-1-13 дане приміщення класифікується як без підвищеної небезпеки поразки струмом.

Согласно ПУЭ, 1-2-17 дане встаткування ставиться до електроприемникам III категорії по забезпеченню надійності електропостачання. А відносно вибухонебезпечності приміщення ставиться до класу В-ІІа (невибухонебезпечне), якщо воно граничить із невзрыво- і непожароопасными приміщеннями.

Устаткування є низьковольтним, харчування елементів плати +5У, що забезпечується включенням адаптера в мережу 220У

Проектування електромереж здійснюється згідно “Вказівки по проектуванню науково-дослідних інститутів і лабораторій”

§ 8.1.

Основною небезпекою на даному об'єкті є можливість поразки електричним струмом у мережі напругою 220У.

Влучення людини під напругу можливо, наприклад, при перегорянні ізоляції трансформатора адаптера 220/5У. Тому що плата виконана з ізольованого матеріалу, а елементи малопотужні, тобто їхнє перегорання не викличе

відключення захисного автомата в 10 А, та наявність відкритого заземлення, необхідного для роботи системи, при дотику до нього зіграє негативну роль. Тому після автомата від струмів перевантаження й короткого замикання повинен стояти диференціальний автомат зі струмом витоку 30 ма, що не є небезпечним для людини. У випадку проходження струму через людину, з фазного провідника на землю, при досягненні його значення 30 ма спрацює диференціальний автомат, обесточив лінію.

При влученні під напругу у випадку поломки в самому розподільному щитку приміщення необхідно передбачити захисне заземлення, суть якого полягає в тому, що його опір у багато разів менше опору людського організму й струм, впливаючи по шляху найменшого сопроотивлення, буде стікати в землю по системі заземлення, а не через людину. Тому всі металеві частини розподільного щитка повинні бути заземлені, і опір системи заземлення не повинне перевищувати 4 Ом, згідно ПУЕ 1-7-65. Всі металеві частини встаткування повинні бути заземлені від цього ж заземлення, але тільки паралельно, а не послідовно.

Для пропонованої системи заземлення.

Викопується траншея глибиною $t_0 = 0,5$ м. На дні траншеї забиваються вертикальні заземлители із труб діаметром $d = 0,033$ м (дюймовий прохід) і довжиною $l = 2$ м. Відстань по прямій між забивають трубами, що, $l' = l = 2$ м. Грунт у районі супермаркету – суглинок. Його фактичний питомий опір з діапазону табличних значень від 40 до 150 Ом*м, - приймаємо $c_\phi = 50$ Ом*м

Пожежна профілактика

Дане приміщення згідно ДБН , ставиться до 1-ої ступеня вогнестійкості (найнижча безпека). У цьому випадку найбільш доцільним є гасіння пожежі вуглекислотою.

Зробимо розрахунок вуглекислотної установки.

Визначаємо кількість огнегасительного газового складу G_2 :

$$G_z = G_6 \cdot V_{ном} \cdot K_{уп} \cdot 1,25 = 8448,3 \text{ кг}$$

де $K_{уп}$ – коефіцієнт участі, що враховує особливості газообміну й витоку вуглекислоти через нещільності. Звичайно $K_{уп} = 1 \div 2$. Прийmemo $K_{уп} = 1,0$.

$G_6 = 0,7$ - огнегасительная концентрація для вуглекислоти.

$V_{ном} = 9655,2 \text{ м}^3$ – обсяг приміщення.

Визначаємо необхідне число робочих балонів:

$$N_{бал} = \frac{G_z}{V_6 \cdot \rho \cdot \alpha_n} = 337,9$$

де $V_6 = 40$ літрів – ємність балона,

$\rho = 0,625$ кг/л - щільність вуглекислоти,

$\alpha_n = 1$ – коефіцієнт наповнення балона.

Приймаємо $N_6 = 338$ штук.

Згідно Сніп 2.04.09-84 у складі установки газового пожежогасіння крім розрахункового повинен бути стовідсотковий резервний запас огнетушительного речовини. Тому загальна кількість сорокалітрових балонів приймаємо 676 штук.

. Виробнича санітарія

Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря й заданих метеорологічних умов у виробничих приміщеннях. Вентиляція досягається видаленням забрудненого або нагрітого повітря із приміщення й подачею в нього свіжого повітря.

Зі сказаного ясно, що максимальна теплова потужність / холодопродуктивність БСКП повинна відповідати максимально тепло припливом (тепловтрат) кондиціонером об'єкта, а річна витрата

електроенергії буде залежати від досконалості обладнання, автоматично підтримує з необхідною точністю задані сезонні температури повітря в об'єкті, в залежності від зміни зовнішніх умов нестационарного режиму тепловиділень і вологовиділення всередині об'єкта. таке вдосконалення функціональних параметрів БСКП спільно з їх постійним вдосконаленням в частині надання більш повного комфорту користувачам, враховуючи шум і відносну вологість, і вдосконалення екологічної безпеки їх роботи, є сучасним трендом розвитку кліматичної техніки. Конкретний термін окупності БСКП із зовнішнім блоком (модулем) більшого типомінала в порівнянні з блоком (Модулем) меншого типоміналу за рахунок економії електроенергії можливо визначити по апробованій методиці розрахунку тепло припливів з урахуванням нестационарності [155,155] і тепловтрат об'єкта протягом річного циклу для середньомісячних зовнішніх температур. У зазначеному джерелі є діаграми для мінімальних, середніх і максимальних середньомісячних температур в м.Одесі, виконані за даними Метеопост-Клімат Одеса. З огляду на тенденцію збільшення середньорічних температур, в зв'язку зі зміною клімату землі, мабуть можна використовувати для зазначеної мети діаграму максимальних середньомісячних температур.

Оскільки на вибір типоміналу багатозональних систем кондиціонування повітря крім розглянутих енергетичних параметрів впливають багато інших факторів, в тому числі і суб'єктивні побажання замовника, раціонально на стадії проектування виконати помісячний розрахунок споживання

9 ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ НОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ, НОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ІНШИХ ІННОВАЦІЙ

В умовах відкритої ринкової економіки розширюється діапазон оцінки ефективності науково-технічних розробок, а отже, збільшується кількість основних видів ефективності НДДКР, які необхідно визначити з метою цієї оцінки. До них належать:

– *науково-технічний ефект*, який проявляється у підвищенні науково-технічного рівня, поліпшенні параметрів техніки і технологій, що впливає з відкриття нових законів та закономірностей у природі, а отже, і нових технологічних засобів виробництва речовин, матеріалів та видів продукції;

– *економічний ефект* полягає в отриманні економічних результатів від науково-технічних розробок як в цілому для народного господарства, так і для кожного виробничого суб'єкта. Економічна ефективність науково-технічних розробок за відповідною системою показників має відображати вплив їхньої результативності на розвиток економіки країни в цілому, а також регіонів, галузей, організацій і підприємств, що беруть участь у реалізації технологічних нововведень;

– *соціальний ефект*, що відображає зміни умов діяльності людини в суспільстві. Його прояв спостерігається в змінах характеру та умов праці, підвищенні життєвого рівня населення, поліпшенні побутових його умов, розширенні можливостей духовного розвитку особистості, у змінах стану довкілля;

– *маркетинговий ефект*, що відображає потреби ринку в наукових дослідженнях і розробках та можливість їх реалізації.

Науково-технічну ефективність (НТЕ) результатів прикладних робіт визначають на основі показників науково-технічного рівня. Оцінка науково-технічної ефективності НДДКР відбувається на основі показника $O_{НТЕ}$, який представляє собою ступінь досягнення максимально можливого рівня, значення якого дорівнює 1 (одиниці):

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad , \quad (9.1)$$

де $K_{НТЕ}^{\Phi}$ – показник (коефіцієнт) фактичного рівня науково-технічної ефективності;

$K_{НТЕ}^{\Pi}$ – показник (коефіцієнт) потенціально можливого рівня науково-технічної ефективності (дорівнює одиниці).

Значення показника $K_{НТЕ}^{\Phi}$ визначають на основі шкали експертних оцінок (табл. 9.2).

Таблиця 9.2

Шкала експертних оцінок для виміру рівня науково-технічної ефективності проектів

№	Групи показників	Характеристика показників	Інтервал рейтингового числа	Коефіцієнт значущості показників
1	Науково-технічний рівень	Перевищує кращі світові аналоги	10	0,35
		Відповідає світовому рівню	7 – 9	
		Нижче кращих світових аналогів	5 – 6	
		Перевищує кращі вітчизняні аналоги	3 – 4	
		Відповідає вітчизняному рівню	1 – 2	
		Нижче вітчизняного рівня	0	
2	Перспективність	Першочергова значущість	8 – 10	0,35
		Значущий	5 – 7	
		Корисний	1 – 4	
3	Потенційний масштаб практичного використання	Світовий ринок	10	0,20
		Галузі національної економіки	7 – 9	
		Галузь (регіон)	3 – 6	
		Окремі підприємства (об'єднання)	1 – 2	
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	Великий	10	0,10
		Середній	5 – 9	
		Малий	1 – 4	

Примітка: об'єкт оцінки і аналог(и), які порівнюють за однаковими показниками, наведеними у співставленому вигляді відхилення в значеннях кожного з показників, мають бути однаковими для варіантів, що порівнюються.

Проведення оцінки

Визначають $K_{НТЕ}^{\Phi}$ на основі експертної оцінки науково-технічного рівня розробки.

З цією метою:

- розробляють перелік специфічних показників, необхідних для виміру науково-технічного рівня розробки;
- формують групу аналогів, які реалізовані на світовому і вітчизняному ринках;

- здійснюють відповідні розрахунки для співставлення показників і визначення балів по табл. 10.1.

До числа специфічних показників відносять:

- для нової техніки: продуктивність, споживання інженерних ресурсів на виробітку одиниці продукції, потреба в робочих, які обслуговують обладнання, експлуатаційні витрати на одиницю продукції;

- для нових матеріалів і речовин: вміст корисних речовин для виробітки готової продукції, питома вага відходів у загальному обсязі переробленої сировини, вартість одиниці ... нового матеріалу;

- для нових технологій: якість виробленої продукції, енергоємність і трудомісткість продукції, собівартість одиниці продукції.

З метою спрощення визначення $K_{НТЕ}^{\Phi}$ у табл. 9.2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 9.3

Порівняльні показники для виконання оцінки НТЕ

ПОКАЗНИКИ	Варіанти технології	
	розробленої	співвідносної (аналога)
Рівень новізни	світовий	-
Якість продукції	найвища	вища
Споживання на 1 т продукції		
- тепла, Гкал	5,14	6,85
- електроенергії, кВт·годину	46,72	54,36
- води, м ³	4,13	3,12
Трудомісткість виробництва, людино-годин/ тонну	17,5	6,17

На основі співставлення даних таблиці встановлюють бали по характеристиках чотирьох груп і на цій основі розраховують значення інтегрального показника НТЕ:

$$НТЕ = \sum B_i \times K_i^3,$$

де $i = 1 \div 4$,

B_i – бали (рейтингове число),

K – коефіцієнт значущості показників.

Рівень науково-технічної ефективності НДДКР розраховано на основі наведених даних прикладу (табл. 10.3).

Таблиця 9.4

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

№	Групи показників	Рейтинг експертів			Середня за експертними оцінками	НТЕ
		1	2	3		
1	Науково-технічний рівень	9	8	9	8,66	3,03 (8,66 x 0,35)
2	Перспективність	7	7	6	6,66	2,33 (6,66 x 0,35)
3	Потенційний масштаб практичного використання	4	5	5	4,67	0,93 (4,67 x 0,20)
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	7	8	7	7,33	0,73 (7,33 x 0,10)
В С Ь О Г О						7,029

$$\text{НТЕ} = 8,66 \cdot 0,35 + 6,66 \cdot 0,35 + 4,67 \cdot 0,2 + 7,33 \cdot 0,1 = 2,91 + 2,21 + 0,93 + 0,73 = 7,029$$

Отриманий результат слід порівняти з максимально можливим значенням, яке дорівнює 10 балам ($10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,2 + 10 \cdot 0,1$).

Отже, оцінка рівня НТЕ може бути зроблена за допомогою інтегрального коефіцієнта оцінки НТЕ ($K_{\text{НТЕ}}$):

$$K_{\text{НТЕ}} = \frac{\text{НТЕ}}{10} \cdot 100 \% .$$

На основі даних табл. 10.3 можна дійти до висновку, що $K_{\text{НТЕ}}$ відповідає 70,29 %, тобто:

$$\frac{7,029}{10} \cdot 100\% = 70,29 \% .$$

В тому випадку, коли значення $K_{\text{НТЕ}}$ перевищує середнє значення, яке дорівнює 5,0, має бути зроблено висновок про достатній рівень НТЕ:

- цілком достатній 5,0 – 6,0;
- достатній 6,1 – 8,0;
- достатньо високий 8,1 – 9,0;
- високий 9,1 – 10.

Таким чином, рівень НТЕ технології можна визнати достатнім. Отже, розроблену технологію пропонується впроваджувати у виробництво.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди. Громадські будинки та споруди. Основні положення: ДБН В.2.2.-9-99. Вид. офіц. – К.: Держбуд України, 1999. – 94 с.
2. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди цивільної оборони: ДБН В.2.2.-5-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 161 с.
3. Державні будівельні норми України: Будинки та споруди дитячих дошкільних закладів: ДБН В.2.2.-4-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 49 с.
4. Жихарева Н.В. Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах. Монографія // Жихарева Н.В. /Одеса, ТЕС. 2022- 264 с.
5. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. [Tekst] // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
6. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter [Tekst] / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020); <https://doi.org/10.1063/5.0026819>
7. Жихарева Н.В.Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря. Навчальний посібник.-: О: ТЭС, 2016.- 170 с + додатки с.
8. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с. ISBN 978-966-641-830-5 chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcgclefindmkaj/http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2021/Dzhedzhula_2021_71.pdf

9. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
10. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. [Текст] / Н.В. Жихарєва. // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
11. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного Кондиціонування при зберіганні плодоовочевої продукції [Текст] / Н.В. Жихарєва., М.Г. Хмельнюк, В.І. // Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120. .
12. Когут В.Е. Применение теплообменника-эжектора в установках промышленного охлаждения воздуха [Текст] / В.Е Когут., Е.Ю Бутовский., Хмельнюк М.Г., Н.В Жихарєва. // Холодильна техніка і технологія. 2015. № 1. С. 21–25.
13. Креслинь А.Я. Оптимізація енергопотребления системами кондиционирования воздуха [Текст] / А.Я. Креслинь. // - Рига: РПИ - 1982. – 155 с.
14. Жихарєва, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарєва, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одесса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
15. Хімичева Г.І., Дзюба О.О. Оцінювання укриттів та бомбосховищ за показниками безпеки та комфортності. Наука. Інновації. Якість: [матеріали національного науково-практичного форуму, Харків 09-10 серпня 2022 року] за заг. ред. к.т.н., доц. Г. С. Грінченко. Українська інженерно-педагогічна академія. Харків: УПА, 2022. – С. 56-59. 2. Лещинський О. Л., Іщенко А. О. Використання нейромереж ЖУРНАЛ НАУКОВИЙ ОГЛЯД № 3(88), 2023 у процесі інтелектуального

- (кластерного) аналізу даних. Економіка і суспільство. 2017. № 11. С. 578-581. ISSN (Online): 2313-2165
3. Ліпінський І.С. Хижняк Т.А. Web-технології в електротехнічних системах регулювання параметрів мікроклімату/ Електроніка та зв'язок : науково-технічний журнал. 2016. Т. 21, № 5(94). С. 83–87. ISSN 1811-4512
16. Автоматизований моніторинг та керування мікрокліматом виробничого приміщення складання прецизійних приладів / Антонюк В.С., Мережаний Ю.Г., Пономаренко А.І. // Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. науч.-техн. сб. Харьков: НТУ "ХПИ", 2011. Вып. 80. с. 3-14.
17. ДСТУ ISO 14644-1:2009 Чисті приміщення та пов'язані з ними контрольовані середовища. Частина 1. Класифікація чистоти повітря (ISO 14644-1:1999, IDT)
- 18.. Купін А. І., Музика І. О., Кузнєцов Д. І. Структура експертної системи інтелектуального регулювання мікроклімату житлових приміщень. Науковий журнал «Радіоелектроніка, інформатика, управління». Запорізький національний технічний університет, №1(40) Н 2017 с. 170-177 ЖУРНАЛ НАУКОВИЙ ОГЛЯД № 3(88), 2023
19. Мокін Б. І. Математичні методи ідентифікації електромеханічних процесів / Б. І. Мокін, В. Б. Мокін. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 1999. – 99 с. 11. Шмельов Ю.М., Волканін Є.Є., Заливча І.В., Гаврилюк Ю.М. Автоматизація опалення житлових приміщень з метою зниження енерговитрат. Вісник Херсонського національного технічного університету. №1(68). Херсон. 2019 с. 58-64 12. ISO 7730:2005 (2005). Ergonomics of the thermal environment —Analytical
20. PN – 83/B – 03430. Wentylacja w budynkach mieszkalnych zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej. Wymagania. (Dz. Norm. i Miary nr 5/1983, poz. 8). Wydanie 2. Wydawnictwo Normalizacyjne „ALFA”, 1987. - 4 с.

21. PN – 87/B – 03433. Wentylacja. Instalacje wentylacji mechanicznej wywiewnej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych. Wymagania. (Dz. Norm. i Miar nr 2/1988, poz. 3). - Wydawnictwo Normalizacyjne „ALFA”, 1988. - 3 c.
22. Klippe J.: Zeitschrift für Sanitär-Heizung-Klima (IKZ) nr 3/80, s. 4.
23. Oetjen H.: Kälte und Klimatechnik (KKT) nr 4/80, s.146-149.
24. Wimböck G.: Technik am bau (TaB) nr 2/82, s. 133-134.
25. Kittler H.: KKT nr 9/84, s. 406.
26. Tauschenbuch für Heizung und Klimatechnik 92/93. R. Oldenbourg Verlag GmbH. – München.
27. VDI 3802 (8.12.79): RLT – Anlagen für Fertigungswerkstätten.
28. Keppler P.: Ges. – Ing. Nr 6/81, s.281-286, 327-329.
29. FTA – Fachbericht 3, 1980, Resch-Verlag, Gräfelfing/ München.
30. VDI – Bericht. 435. Tagung München 1982, VDI – Verlag, Düsseldorf.
31. Flaiq K.: VVII Int. Kongreß TGA. Berlin nr 10/88, s.44 u.a.
32. FTA – Bericht 3: Wärmerückgewinnung bei Be- und Entlüftung in Industriehallen 1980, Resch Verlag. München.
33. VDI – Bericht 435, Tagung München, 1982.
34. Schöfer E. TaB nr 9/78, s.751-755.
35. Ossadnik H. VDI Bericht nr 425 (1981), s.39-46.
36. Bach H., Dittes W.: HLN nr 8/86, s.411-418.
37. Lorenz W.: Ges.-Ing. nr 6/85, s.259-273.
38. Жуковський С.С. Кінаш О.В. Особливості енергоощадного вентилявання помешкань з щільними вікнами. Вісник НУ „Львівська політехніка” „Теорія і практика будівництва” № 496. – Львів: Видавництво НУ „ЛП”, 2005.
39. Лівчак І., Мелік-Аракемян Т. Особливості вентиляції висотних житлових будинків. /Ринок інсталяцій № 7-8/ 2004, с.11-14.

40. Жуковський С.С. Температурна ефективність загальнообмінної вентиляції /Ринок інсталяцій №7/ 2003, с. 6-8.

41. Жуковський С.С. Ефективність загальнообмінної вентиляції щодо переміщення шкідливих речовин поза межі приміщення. /Вісник НУ «Львівська політехніка» «Теорія і практика будівництва» №495. – Львів: Вид-во НУ „ЛП”, 2004. с.72-78.