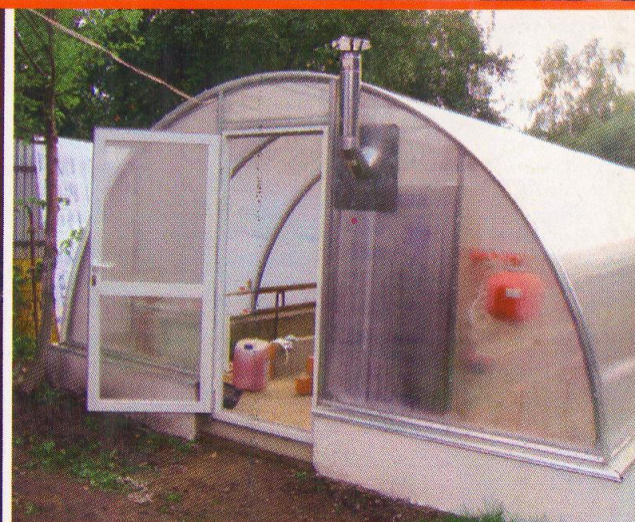
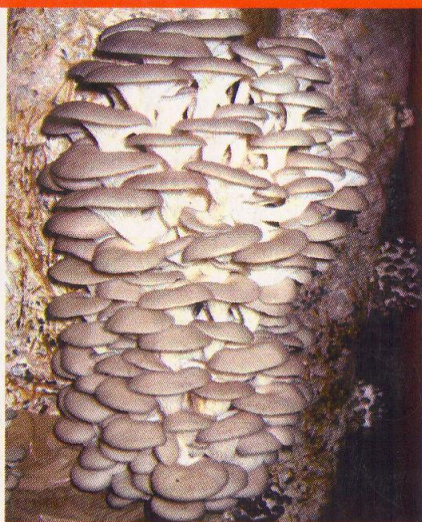
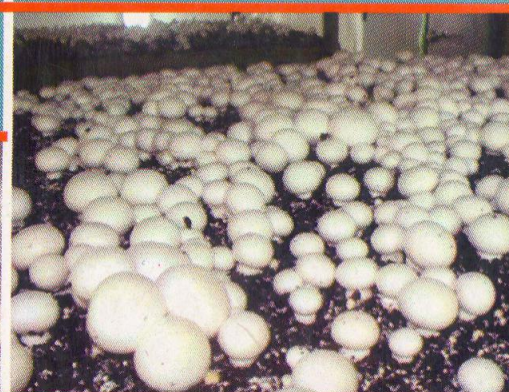
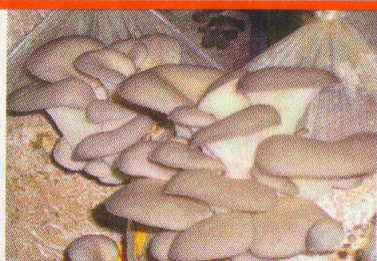


О. І. КЕПКО

ЗАМКНУТІ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ В ЗАКРИТОМУ ГРУНТІ

МОНОГРАФІЯ



О.І. КЕПКО

**ЗАМКНУТІ СИСТЕМИ
ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ В
ЗАКРИТОМУ ҐРУНТІ**

МОНОГРАФІЯ

Умань
Видавець «Сочінський»
2012

УДК 631.344.8
ББК 40.8
К 35

Рецензенти:

Фененко А.І. – доктор технічних наук, професор;
Федоров В.Г. – доктор технічних наук, професор;
Огородник С.С. – доктор технічних наук.

*Монографію розглянуто та схвалено до друку на засіданні вченої ради
Уманського Національного університету садівництва
(протокол №2 від 17 листопада 2011 року)*

Кепко О.І.

К35 Замкнуті системи опалення та вентиляції в закритому ґрунті:
монографія / О. І. Кепко – Умань : Видавець «Сочінський», 2012. – 168 с.
ISBN 978-966-2643-48-0

У монографії наведено основні принципи побудови замкнутих систем опалення та вентиляції теплиць. Проведено аналіз існуючих типів споруд закритого ґрунту та видів і способів їх опалення. Обґрунтовано співвідношення витрат енергії на технологічні процеси включно із відновлювальними, запропонована методика визначення економічно доцільного носія теплової енергії та його вартісних еквівалентів. Обґрунтовано енергозберігаючі режими роботи теплового насоса в замкнутій системі. Сформульовані математичні моделі та запропоновано методика розрахунку замкнутих систем в закритому ґрунті. У роботі використані результати власних досліджень.

Монографія призначена для наукових співробітників, аспірантів, студентів, проєктантів та фахівців сільського господарства.

УДК 371.134+6(07)
ББК 74.580.20+74.26

ISBN 978-966-2643-48-0

© Кепко О.І., 2012

ЗМІСТ

ВСТУП	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ОПАЛЮВАЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ ТА ОБЛАДНАННЯ, ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ В СПОРУДАХ ЗАКРИТОГО ГРУНТУ	10
1.1. Сучасний стан овочівництва закритого ґрунту	10
1.2. Існуючі системи та способи опалення і вентиляції теплиць	14
1.3. Енергозберігаючі способи та обладнання для опалення і вентиляції теплиць	28
1.4. Співвідношення витрат енергії на технологічні процеси при виросуванні сільськогосподарської продукції в теплицях	38
1.5. Резюме по розділу 1	40
РОЗДІЛ 2. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ ЗМЕНШЕННЯ ВИТРАТ ТЕПЛОВОЇ ТА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ В СПОРУДАХ ЗАКРИТОГО ГРУНТУ	41
2.1. Визначення економічно доцільного носія теплової енергії	41
2.2. Визначення вартісних еквівалентів носіїв теплової енергії	49
2.3. Обґрунтування доцільного співвідношення різних видів енергії в закритому ґрунті, включно із відновлювальною	53
2.4. Обґрунтування енергозберігаючих режимів роботи теплового насоса в замкнутій системі опалення та вентиляції теплиць	55
2.5. Резюме по розділу 2	63
РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНЕ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ ЗАМКНУТОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ ТЕПЛИЦЬ	64
3.1. Структурно-функціональна схема замкнутої системи опалення та вентиляції теплиць	64

3.2. Математична модель опалювально-вентиляційної системи замкнутого повітрообміну між окремими приміщеннями в спорудах закритого ґрунту.....	66
3.3. Динаміка зміни температури субстрату і повітря та концентрації CO ₂ в замкнутій системі опалення та вентиляції теплиць.....	83
3.4. Результати експериментальних досліджень	105
3.4.1. Програма і методика експериментальних досліджень.	105
3.4.2. Результати експериментальних досліджень	110
3.5. Структурно-логічна схема управління замкнутою системою опалення та вентиляції теплиць	116
3.6. Резюме по розділу 3.....	127
РОЗДІЛ 4. ТЕХНІКО–ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ	
ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ	
ОПАЛЮВАЛЬНО–ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ В	
СПОРУДАХ ЗАКРИТОГО ҐРУНТУ	129
4.1. Методика інженерного розрахунку замкнутої системи опалення та вентиляції теплиць	129
4.2. Виробнича перевірка теоретичних та експериментальних досліджень параметрів замкнутої системи опалення та вентиляції в спорудах закритого ґрунту.....	136
4.3. Економічна ефективність впровадження замкнутої системи опалення та вентиляції у спорудах закритого ґрунту	142
4.4. Економічна ефективність використання теплового насоса в закритому ґрунті	147
4.5. Резюме по розділу 4.....	153
ВИСНОВКИ Й РЕКОМЕНДАЦІЇ	154
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	157

ВСТУП

Однією з проблем в сільськогосподарському виробництві в Україні є зменшення енергоємності виробництва сільськогосподарської продукції. Особливо гостро ця проблема стоїть у овочівництві закритого ґрунту при вирощуванні білкової та вітамінної продукції. Застосування замкнутої системи опалення та вентиляції (ЗСОВ) теплиць для вирощування грибів і рослин дозволяє організувати подачу повітря насиченого CO_2 в теплицю, а збагаченого O_2 в грибницю, і за рахунок цього зменшити витрати енергії на опалення та вентиляцію.

Впровадження замкнутих систем потребує визначення тепло-енергетичного балансу та динамічних характеристик споруд закритого ґрунту. Газове середовище, в якому вирощуються овочеві рослини та гриби, повинно відповідати їх біологічним особливостям, та вимогам енергозбереження. Крім того, цикл відновлення кисню овочевою культурою повинен погоджуватись з потребами грибів в культивацийному приміщенні. Замкнуті системи опалення та вентиляції повинні бути економічно вигідними, а викиди в навколишнє середовище – мінімальними.

В нашій країні проведені значні роботи в області вентиляції та опалення приміщень закритого ґрунту. Вони підготували основу для постановки задачі про замкнуту систему опалення та вентиляції приміщень закритого ґрунту.

Однак питання утилізації теплової енергії та регенерації кисню в приміщеннях закритого ґрунту вивчені не достатньо.

Дослідження, що склали основу монографії, виконані в Уманському державному аграрному університеті в період з 1999 по 2005 рр. згідно з державною науково-технічною програмою „Енерго- та ресурсозберігаючі технології у сільськогосподарському виробництві”, а також у відповідності до тематичних планів НДР на 2001–2005 роки „Технологічні комплекси машин і

обладнання для механізації, електрифікації та автоматизації в рослинництві і в тваринництві” № 01014004497 та „Розробка сучасних конкурентноспроможних технологій виробництва харчових продуктів рослинного походження” № 01014004498. Тема монографії також пов'язана з загальноукраїнськими науковими програмами: постановою Кабінету Міністрів України від 22.06.1994 р. № 429 "Про реалізацію пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки"; науково-технічною програмою Міністерства агропромислового комплексу України від 30.02.1998 р. № 339 „Науково-дослідні і дослідницько-конструкторські розробки”.

Метою роботи було зменшення витрат теплової та електричної енергії в теплицях шляхом застосування запропонованої замкнутої системи опалення та вентиляції на основі теоретичних і експериментальних досліджень теплообмінних та газообмінних процесів в замкнутій системі вентиляції.

При виконанні роботи були поставлені наступні задачі досліджень: обґрунтувати напрямки зменшення витрат теплової та електричної енергії в теплицях; теоретично та експериментально вивчити тепло- та масообмінні характеристики процесів в теплицях під час вирощування овочевої та грибною продукції; обґрунтувати і розробити конструкцію замкнутої системи опалення і вентиляції теплиць та розробити технологічні передумови її автоматизації; розробити методику інженерного розрахунку замкнутої системи опалення і вентиляції теплиць з розробкою програмного забезпечення, провести виробничу перевірку та визначити економічну ефективність системи.

Об'єктом дослідження були процеси утилізації теплоти та регенерації повітря в замкнутій системі опалення і вентиляції теплиць, виконаних у вигляді комплексу споруд „рослинні теплиці – грибна теплиця”.

Предметом дослідження були режими роботи та параметри теплоносіїв у замкнутій системі опалення і вентиляції теплиць, виконаної у вигляді комплексу споруд „рослинні теплиці–грибна теплиця”.

Теоретичні і експериментальні дослідження виконувались за стандартними методиками. При розв'язанні поставлених задач застосовано методи математичного моделювання з використанням програмного забезпечення MathCad 2001 Professional, числові методи диференціювання та інтегрування аналітично заданих функцій при розв'язанні рівнянь динаміки зміни концентрації CO₂ та температури повітря і субстрату. Для дослідження статичних та динамічних характеристик використовувались методи пасивного та активного експерименту. Експериментальні дані оброблялись за методами математичної статистики. Використання цих методів забезпечило достатню достовірність і відповідність теоретичним передумовам.

Дослідження статичних характеристик об'єкту зводилось до вимірювання температур: води в опалювальній системі на вході в приміщення та на виході з нього; повітря в культивацийному приміщенні; зовнішнього повітря; води на вході та на виході із калорифера; повітря на вході та на виході із калорифера; субстрату. Отримані дані використовувались для складання рівнянь теплового балансу.

Дослідження по динаміці температури та концентрації CO₂ проводились з метою отримання динамічних (розгінних) характеристик та їх порівняння із динамічними характеристиками, отриманими з аналітичних залежностей.

Методика визначення економії енергії ЗСОВ наступна: при однакових внутрішніх і зовнішніх факторах система вентиляції досліджувалась по чергово в замкнутому і розімкнутому варіантах. Витрати енергії на обігрів приміщень визначались по різниці температур теплоносія в трубопроводі на вході та на виході з приміщення з подальшим розрахунком величини теплової потужності та її вартості.

Наукова новизна отриманих результатів: вперше аналітично досліджені та експериментально підтвержені характеристики тепломасообмінних процесів під час опалення та вентиляції рослинних теплиць і грибною теплиці – статичні у вигляді балансів теплоти та вмісту CO₂, а також динамічні у вигляді

розгінних кривих по температурі та вмісту CO₂; вперше для замкнутої системи опалення та вентиляції теплиць отримані регресійні рівняння нестационарних режимів по каналах температури та концентрації CO₂; вперше для замкнутої системи опалення та вентиляції теплиць обґрунтовано застосування теплового насосу та показана його гранична вартість; вперше для замкнутої системи опалення та вентиляції теплиць запропоновані технологічні основи автоматизації тепломасо- та газообмінних процесів.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що; задовільний збіг результатів аналітичного та експериментального дослідження тепло- та масообміну між повітрям та субстратом є підставою для продовження та узагальнення цих досліджень; розроблені технологічні основи автоматизації теплотехнічних та газообмінних процесів замкнутої системи опалення і вентиляції теплиць є підставою для створення відповідної АСУТП; дослідження роботи теплового насосу в замкнутій системі опалення і вентиляції та визначення його граничної вартості при використанні як альтернативи іншим джерелам теплоти є практичною рекомендацією по використанню його в системі АПК; розроблену методику визначення вартісних еквівалентів носіїв теплової енергії можна використовувати для аналізу і синтезу систем опалення та вентиляції різних об'єктів АПК; розроблена методика інженерного розрахунку замкнутої системи опалення та вентиляції теплиць дозволяє використовувати її при реконструкції існуючих та проектуванні нових тепличних комплексів в АПК.

Щиру подяку автор висловлює науковому консультанту та співавтору ряду досліджень з замкнутих систем опалення та вентиляції, завідувачу відділу проблем використання паливно-енергетичних ресурсів ННЦ „Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” УААН, доктору технічних наук Голубу Геннадію Анатолійовичу.

Автор висловлює подяку співробітникам: ННЦ „ІМЕСГ” УААН Гірченку М.Т., Голодному І.М.; Уманського державного аграрного

університету Балабаку А.Ф., Вихватнюку Р.В.; Вінницького державного аграрного університету Вдовенку С.А. та співробітникам інших організацій, з якими виконувались спільні дослідження. Автор також висловлює подяку співробітникам які, на різних етапах роботи, брали участь у редагуванні та рецензуванні роботи – Федорову В.Г., Баску Б.І., Драганову Б.Х., Міщенко А.В., Гончаренку П.В.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ОПАЛЮВАЛЬНО-ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ ТА ОБЛАДНАННЯ, ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ В СПОРУДАХ ЗАКРИТОГО ГРУНТУ

1.1. Сучасний стан овочівництва закритого ґрунту

В умовах переходу України до ринкових відносин господарювання галузь овочівництва закритого ґрунту опинилась в стані глибокої системної кризи, що характеризується насамперед погіршенням виробничо–економічних відносин. Так, нині цій галузі притаманні такі риси, як: низька віддача ресурсного потенціалу, надто низький технологічний рівень матеріально–технічного забезпечення товаровиробників, диспаритет цін між промисловою і сільськогосподарською продукцією.

Негативно впливають також відсутність державної підтримки й захисту виробників овочевої продукції, недостатній розвиток банківської системи, яка була б в змозі надавати кредити на вигідних умовах товаровиробникам, недоступність для багатьох товаровиробників сучасних енерго– та ресурсозберігаючих технологій [109].

Велика кількість тепличних господарств працюють на межі збитковості внаслідок постійного зростання цін на енергоносії, застаріла матеріальна база потребує модернізації та капітального ремонту[40].

Оптимальний рівень споживання людиною фруктів і ягід становить 70-90 кг, а овочів – 134 кг на рік. Проте населення України споживає цих продуктів значно менше. Зокрема, фруктів і ягід споживається в 4-5 разів менше, ніж у Німеччині, Австрії, Італії та інших розвинутих країнах [75, 121]. Має місце значний дисбаланс між споживанням овочів за місяцями року [121]. Це зумовлено малими об'ємами виробництва останніх у закритому ґрунті. Так доля продукції закритого ґрунту в загальному балансі плодоовочевої продукції України по категоріям господарств становить 4% (рис. 1.1) [18, 29, 121].

За останні роки відбулися суттєві зміни в структурі наповнення внутрішнього ринку продуктами овочівництва закритого ґрунту (рис.1.1) [107, 108, 121]. З даних таблиці 1.1. видно, що зросло виробництво в господарствах населення і зменшилось в сільськогосподарських підприємствах, що пов'язано з переміщення обсягів виробництва в приватні господарства. Якщо в 1990 році частка господарств населення в виробництві овочів закритого ґрунту становила лише 26 %, то в 2003 році – 54,4 %

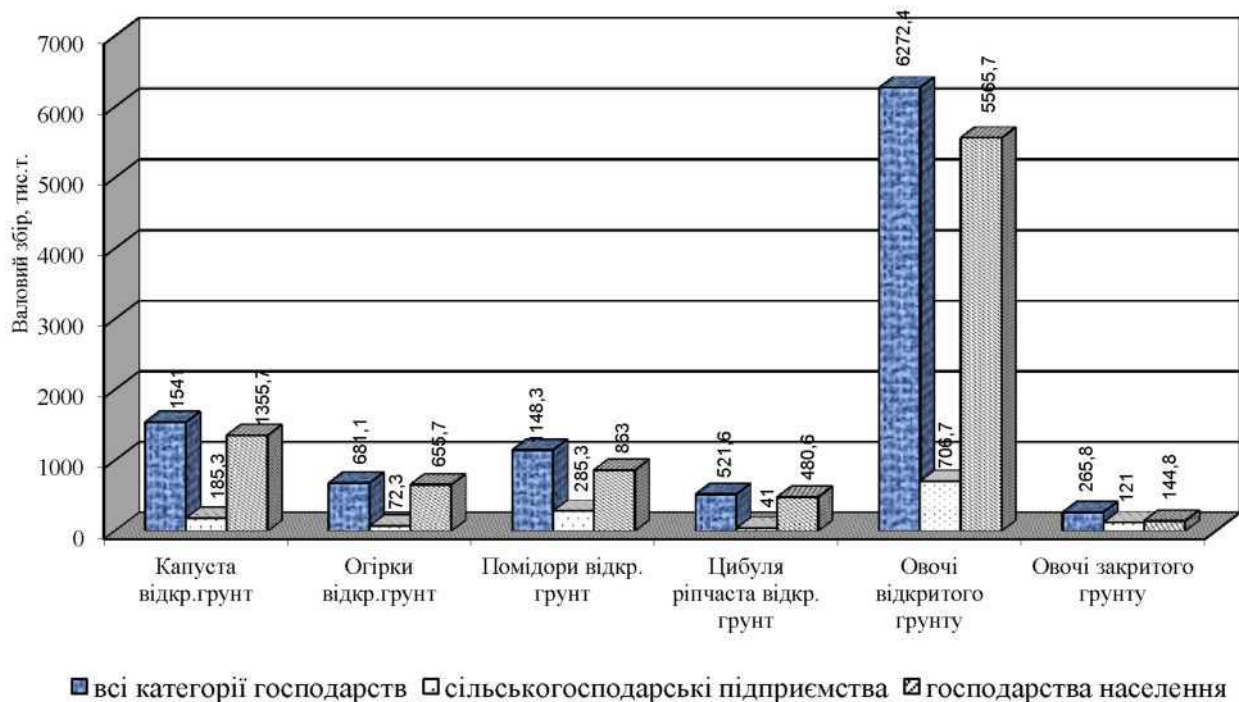


Рис. 1.1. Виробництво овочів в Україні, тис.т в 2003р.

Економічна ефективність виробництва овочів закритого ґрунту на підприємствах системи колишнього Міністерства АПК України показана в таблиці 1.2 [128]. Як видно з таблиці, при вирощуванні овочів у закритому ґрунті з використанням застарілих сортів, технологій і технологічного обладнання є нерентабельним.

Грибництво є невід'ємною часткою овочівництва, і на сучасному етапі являє собою одну з галузей, що найбільш динамічно розвивається в області виробництва продуктів харчування і медичних препаратів. Так, виробництво

їстівних грибів за період 1996 – 2000 р. збільшилось з 2 млн. тонн товарної продукції до 5 млн. тонн, тобто в 2,5 рази [42, 112]. Це в той час, коли в розвинених країнах спостерігається виражена тенденція до стабілізації обсягів виробництва традиційних продуктів харчування. В багатьох галузях сільського господарства темпи приросту не перевищують 1–3% в рік. Обумовлене це тим, що грибництво використовує як основну сировину дешеві відходи виробництва і, при цьому, продуктивність галузі інколи в десятки разів перевищує продуктивність традиційних галузей сільського господарства. Крім цього, ряд особливостей хімічного складу грибів (відсутність холестерину, повний набір і майже ідеальний баланс незамінних амінокислот, наявність специфічних біологічно активних речовин, що благотворно впливають на організм людини і ін.) дозволяє віднести їх до незамінного елемента раціонального харчування, а, як відомо, в світі цьому питанню з кожним роком приділяється все більше уваги.

Таблиця 1.1.

Виробництво овочів закритого ґрунту в Україні.

Роки	Сільськогосподарські підприємства			Господарства населення		
	Зібрана площа, тис. га	Урожайність, ц/га	Валовий збір, тис. т	Зібрана площа, тис. га	Урожайність, ц/га	Валовий збір, тис. т
1998	0,52	1230	83,2	2,03	730,0	142,7
1999	0,6	1402	83,3	2,1	684,1	140,0
2000	0,54	1748,8	94,8	1,99	713,7	141,9
2001	0,5	1800	96,0	2,0	689,1	135
2002	0,55	1205,4	105,1	1,78	727,2	129,6
2003	0,5	2310,6	121	2,0	749,7	144,8

В розвинених країнах світу, на частку яких випадає від 70 до 85% валового виробництва харчових грибів, попит на продукцію цієї галузі задоволено не більш ніж на 60–70%. Тому в світовому виробництві грибів поки що не спостерігається вираженої конкуренції, тобто галузь знаходиться на етапі

інтенсивного росту та розвитку (рис. 1.2.) [42].

Таблиця 1.2

Економічна ефективність виробництва овочів закритого ґрунту

Роки	Урожайність, кг/м ²	Собівартість 1 ц, грн		Ціна 1 ц, грн	Рівень рентабельності, %
		виробнича	повна		
1995	9,3	62,34	67,4	65,03	-3,5
1996	9,5	148,09	152,4	112,45	-26,2
1997	11,1	146,79	152,24	127,46	-16,3
1998	12,3	146,13	153,21	114,25	-25,4
1999	14,6	171,62	175,84	144,09	-18,1
2000	9,35	149,78	154,38	181,1	20

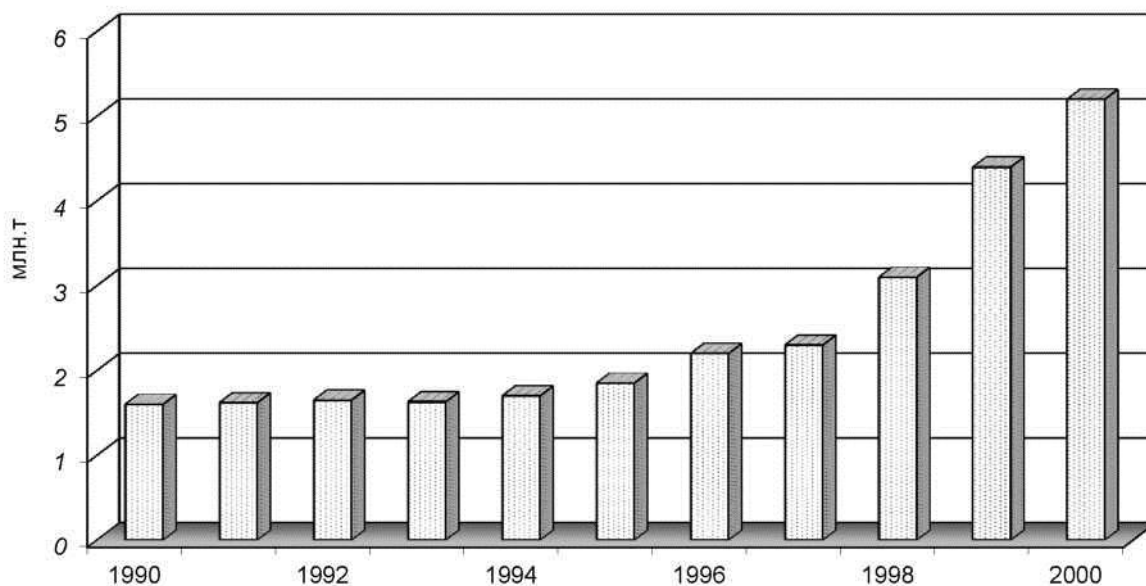


Рис. 1.2. Виробництво грибів, млн. тонн в рік

На відміну від лідерів товарного виробництва грибів Китаю, США, Японії, Франції, Канади тощо, стан галузі в Україні розвинений недостатньо. 95% виробників грибної продукції в Україні користуються примітивними технологіями з низьким рівнем механізації та автоматизації. В нашій країні практично відсутні фахівці-технологи з грибівництва, повністю відсутня і

ефективна інфраструктура виробництва стерильного посівного матеріалу, а виробники, в основному, представлені напівкустарними біолабораторіями. Незважаючи на такий стан речей, галузь грибівництва в Україні інтенсивно розвивається [34].

1.2. Існуючі системи та способи опалення і вентиляції теплиць

Споруди закритого ґрунту поділяються на кілька основних типів: засклені теплиці, парники та культивацийні приміщення для грибів [24, 25, 77, 100, 114]. В свою чергу теплиці бувають ґрунтові та гідропонні. Гідропонні теплиці, також, поділяються на теплиці, в яких замість ґрунту використовують щебінь, мінеральну вату тощо [12, 86, 97, 136].

Розповсюджено два основні види теплиць – ангарні та блокові. Класифікація основних типів СЗГ приведена на рис. 1.3.

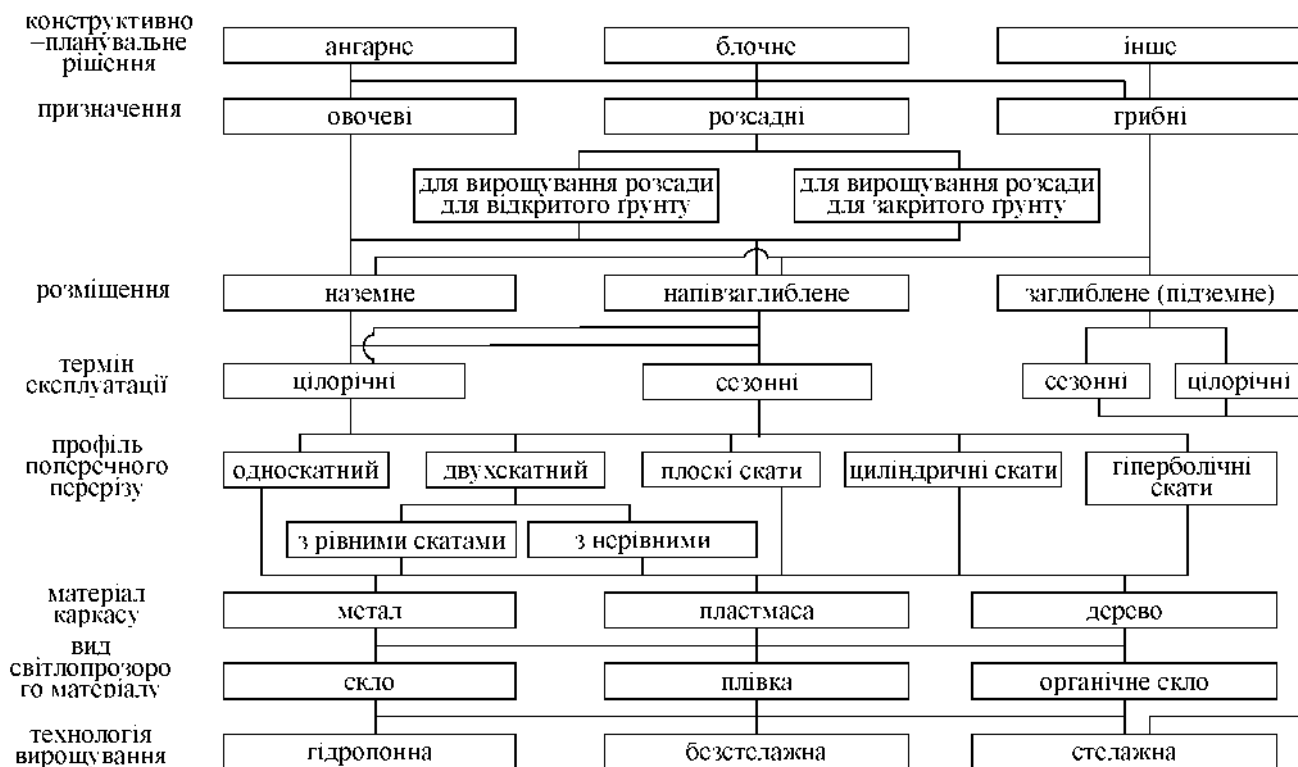


Рис.1.3. Класифікація споруд закритого ґрунту

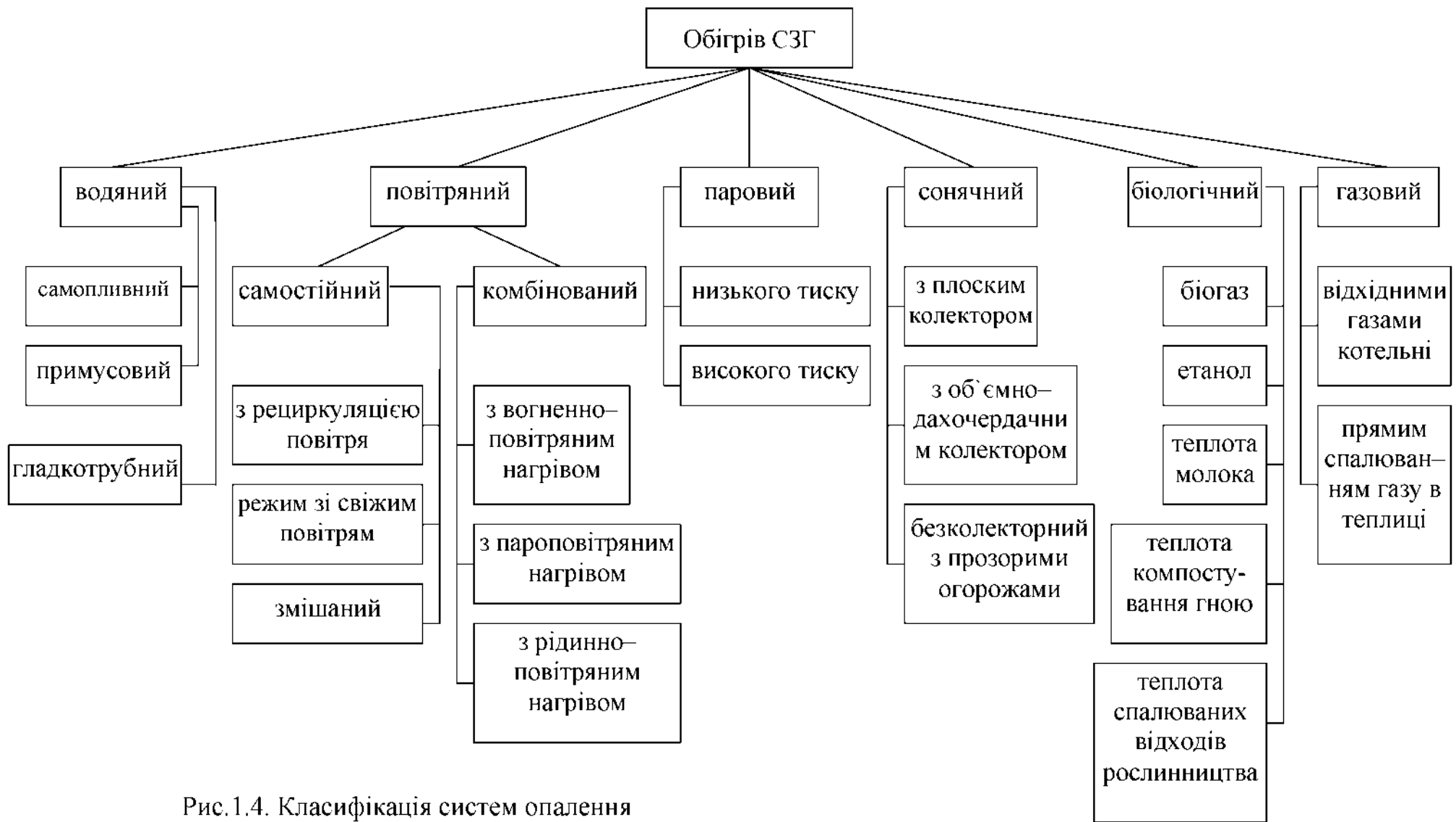


Рис.1.4. Класифікація систем опалення

Технологічне обладнання застеклених теплиць складається із системи опалення повітря та ґрунту, поливу та підживлення рослин, вентиляції, випромінювальних установок, установок автоматичного регулювання мікроклімату, дренажних пристроїв, механізмів і машин для обробітку ґрунту та боротьби із шкідниками і хворобами рослин.

В СЗГ найбільш енергоємним є опалювально–вентиляційне обладнання. Розповсюджені кілька видів опалення, це: водяний; паровий; повітряний; газовий; біологічний та сонячний, які в свою чергу поділяються за способом обігріву на ґрунтові, повітряні та комбіновані [83, 136]. Класифікація систем опалення приведена на рис. 1.4.

Ґрунтовий спосіб обігрівання забезпечує швидке розігрівання парників і теплиць, тому відзначається найменшою енергомісткістю і великою теплоакумулюючою здатністю, завдяки чому допускаються перерви в енергопостачанні [136].

При повітряному обігріві витрати енергії в півтора рази більші порівняно з ґрунтовим [136], але перевагою повітряного обігріву є менші капітальні вкладення на будівництво. Повітряне обігрівання рекомендується при середніх та пізніх строках введення парників і теплиць в експлуатацію. і використовується, як правило, у весняних теплицях. Роздачу повітря проводять струменями або за допомогою поліетиленових повітроводів. Перепад температур по висоті при повітряному обігріві більше, ніж при інших видах обігріву. Температура повітря в верхній зоні на 4-6 °С вище, ніж у приземному шарі. Це викликає підвищену витрату теплоти на опалення. Крім того, при повітряному обігріві тяжко сформувати потрібний температурний режим у приземному шарі повітря в теплиці, особливо при низьких температурах зовнішнього повітря. Поверхня листя й ґрунту інтенсивніше охолоджується в результаті теплообміну випромінюваним холодною огорожею, чим нагрівається за рахунок теплого повітря [83]. Перераховані недоліки звужують

область використання повітряного опалення. У зимових теплицях його використовують для підігріву вентиляційного повітря.

Комбіноване (грунтово-повітряне) обігрівання складається з окремих елементів:

а) покрівельний, підлотковий, цокольний, підгрунтовий та контурний обігрів (водяне опалення);

б) повітряне опалення.

Комбінований вид обігрівання забезпечує найкращі умови для рослин, але капітальні витрати при цьому найбільші [136]. Використовується при ранніх строках введення в експлуатацію парників і теплиць.

Водяний обігрів отримав найбільше поширення в зимових теплицях. При цьому в ґрунтових теплицях передбачають обігрів шатра та ґрунту, в стелажних – обігрів шатра й підстелажний обігрів. Обігрів ґрунту і підстелажний обігрів представляють собою ряд труб закладених у ґрунт або під стелажми. По трубах циркулює вода [83]. Водяний обігрів добре формує температурний режим у приземному шарі. При цьому відносно просто регулювати подачу теплоти. Недоліком є більша металоємність й значні капітальні витрати на монтаж.

Паровий обігрів також використовують в зимових теплицях [83]. Устрій парового обігріву не відрізняється від водяного, однак при паровому обігріві менш довговічні трубопроводи, тому, що вони в більшій мірі схильні до корозії, також складніше регулювати подачу теплоти в приміщення. Ці недоліки стримують використання цього виду обігріву.

Газовий обігрів з установкою низькопалум'яних горілок й безпосереднім спаленням газу також використовують у теплицях [136]. З теплотехнічної точки зору цей вид обігріву дуже ефективний. ККД його майже одиниця. Газовий обігрів достатньо економічний, як по капітальних, так і по експлуатаційних витратах. Однак він не знайшов широкого поширення із-за того, що при спаленні газу продукти згоряння потрапляють у теплицю, погіршуючи,

повітряне середовище. Для його поліпшення необхідний повітрообмін. Крім того, газовий обігрів небезпечний і у пожежному відношенні.

Розроблено декілька способів електрообігріву в парниках та теплицях: елементне; електродне; електрокалориферне та променисте [28, 58, 136].

При елементному обігріванні використовують нагрівні проводи та дроти (ПОСХВ, ПОСХП, ПОСХВТ та інші), які прокладають у шару піску, азбоцементних трубах або безпосередньо в ґрунті при зниженій напрузі живлення (50 В).

Для обігрівання повітря в теплицях використовують електрокалориферні установки серії СФОЦ, СФОА та інші.

В ангарних теплицях використовують змішану систему опалення та електрокалориферну. В сучасних блокових теплицях використовують трубну систему. Основна система опалення зимових закслених теплиць – водяний обігрів повітря та ґрунту. У весняних теплицях передбачено повітряний, а в окремих випадках – водяний та електричний обігрів ґрунту.

При біологічному обігріві джерелом теплоти є біопаливо (гній, солом'яні тюки тощо) [54]. Біопаливо закладають у ґрунт, де воно окислюючись виділяє теплоту [136]. Через деякий проміжок часу після закладки біопалива потік теплоти досягає максимуму, а потім зменшується. Біологічний обігрів використовують у парниках та весняних теплицях, де поступове зниження температури ґрунту після закінчення процесу “горіння” біопалива компенсується збільшенням сонячної радіації.

Сонячний обігрів використовують у південних районах як самостійно, так і в комбінації з іншими видами обігріву. Підвищення температури повітря в теплиці пояснюють “тепличним ефектом” або ловушкою енергії. Сонячний обігрів достатньо ефективний. Наприклад, у Полтавській області в сонячні дні лютого при від’ємній температурі зовнішнього повітря систему водяного опалення відключають. Температура повітря підтримується за рахунок сонячного обігріву [83].

Зв'язок між об'єктом нагріву теплоносієм та джерелом теплоенергії показані на рисунку 1.5.

Теплиці і тепличні комплекси, що будуються поблизу або на території населених пунктів, обладнаних системами централізованого тепlopостачання, дозволяється приєднувати до цих систем при відсутності або недоцільності використання інших джерел тепlopостачання, і при відповідному техніко-економічному обґрунтуванні [136]. Введення теплової мережі і приєднання тепличного господарства до системи централізованого тепlopостачання здійснюється в тепловому (енергетичному) пункті, де враховується витрата теплоти.

Теплові пункти тепличних господарств розміщуються в спеціальних будівлях або в ізольованих приміщеннях. Наприклад, по т. п. 810-99 для блоку зимових ґрунтових теплиць площею 6 га передбачається енергетичний пункт, який влаштовується в окремому приміщенні площею 12х24 м, що опалюється і вентилується і в якому є два приміщення: щитова (12х6 м) і тепловий пункт із насосною (12х16 м). В тепловий пункт із зовнішньої тепломережі поступає вода з параметрами 130–70°C і насичена пара з тиском 0,15–0,17 МПа.

При будівництві теплиць і тепличних комбінатів у місцевості, що не має централізованого тепlopостачання, при відповідному техніко-економічному обґрунтуванні, тепlopостачання здійснюється від місцевих котельних, що розміщуються, як правило, на території, що обслуговується.

В наш час найбільш поширеними проектами місцевих котельних для тепличних комбінатів площею від 6 до 24 га є типові проекти зі стальними водогрійними і паровими котлоагрегатами типу ДЕ-16ГМ, ПТВМ-30М [136].

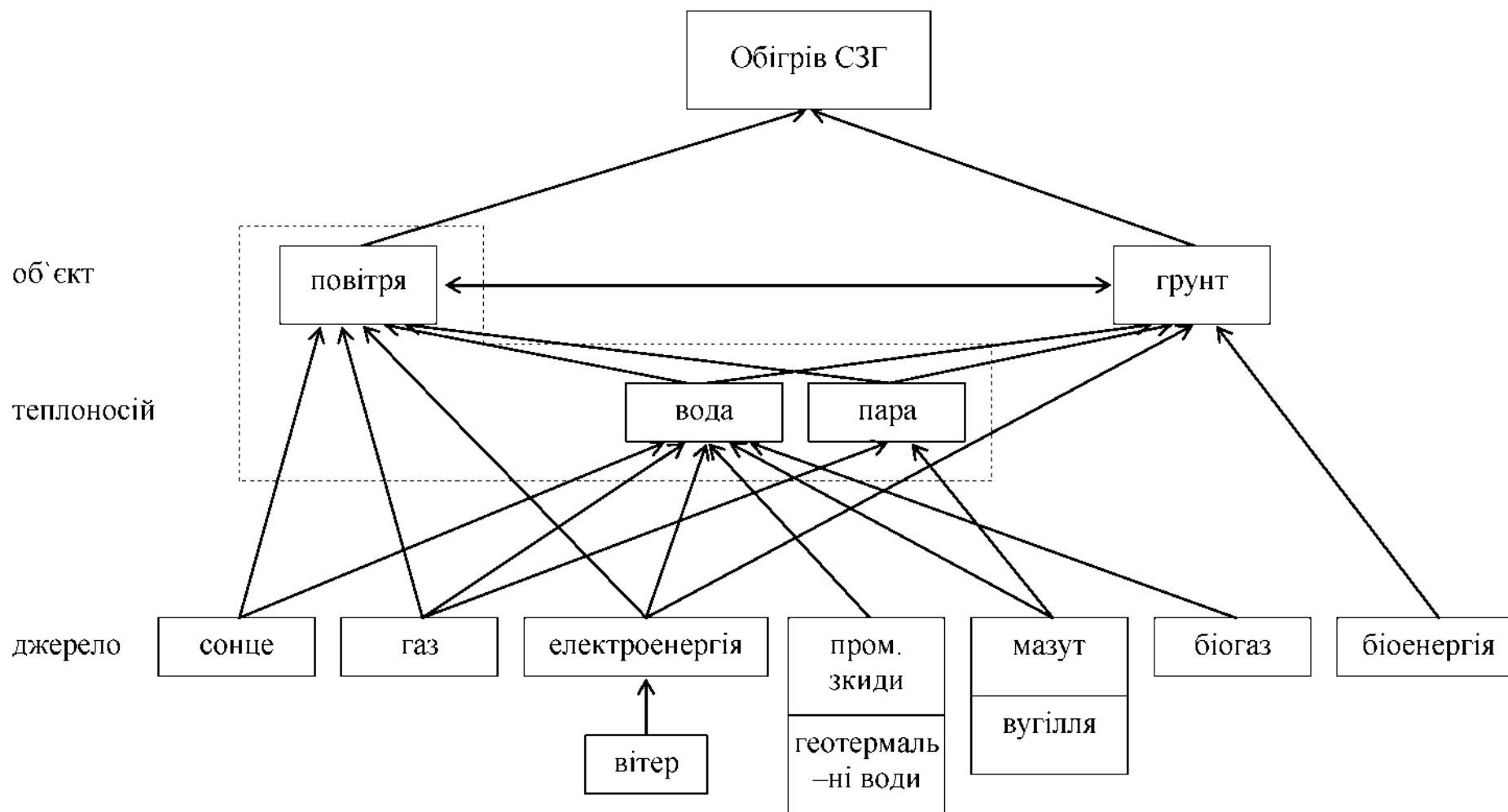


Рис.1.5. Взаємозв'язок між об'єктом нагріву, теплоносієм та джерелом теплоенергії

Для теплопостачання тепличних комбінатів площею 6 і 12 га застосовуються також котельні з автоматизованими жаротрубними водогрійними котлоагрегатами ВК ГМ-7,5 [136]. Індивідуальні джерела теплоти (ІДТ) використовуються як основний вид обігріву теплиць при відсутності джерел централізованого теплопостачання, а також при неможливості або техніко-економічній недоцільності будівництва місцевих котельних або використання інших джерел теплоти. Вони можуть застосовуватися і як додатковий (резервний) вид обігріву при використанні інших джерел теплопостачання.

Серед ІДТ відмітимо теплогенератори різних видів і газові опалювальні пристрої, а також електроопалювальні пристрої, обігрівачі, випромінювачі тощо.

ІДТ на газоподібному паливі, що використовуються для обігріву теплиць, бувають трьох видів [136]:

- установки безпосереднього обігріву продуктами згоряння газу;
- установки непрямого обігріву з видаленням продуктів згоряння в атмосферу;
- установки, що поєднують у різній мірі безпосередній і непрямий обігрів.

До установок безпосереднього обігріву продуктами згоряння відносяться теплогенератори різних конструкцій, мікрофакельні пальники, пальники інфрачервоного випромінювання (ПІВ), газові світильники [136]. У всіх цих установок високий к. к. д. (біля 100 %), мала інерційність, невелика вартість і металоємність у порівнянні з іншими системами обігріву, простота регулювання температури, можливість одночасно з обігрівом підгодівлі рослин вуглекислим газом.

Також в теплицях експлуатують теплогенератори на газоподібному паливі (ТГ-25, ТГ-100, ТГ-350 – конструкції Укргіпроінжпроекта, УТГО-200, УТГО-400, УТГО-1, УТГО-2, УТГО-4 – конструкції Мінської овочевої фабрики, УТГО-2М – конструкції Броварської СПМК і ін.) [98]. Усі вони

працюють за загальним принципом. Природний газ спалюється в керамічному тунелі інжекційного газового пальника. Потім продукти згоряння розбавляються до заданої температури ($\leq 60^{\circ}\text{C}$) зовнішнім або рециркуляційним повітрям, і вентилятором подаються в теплицю. Застосування теплогенераторів безпосереднього обігріву через їх низькі санітарно-гігієнічні показники обмежене і допускається при відповідному обґрунтуванні тільки в весняних теплицях, де можливе періодичне відключення теплогенераторів у денний час і провітрювання, а також при використанні їх як пікових (резервних) джерел теплоти.

Для додаткового або аварійного обігріву зимових і весняних теплиць, а також для підгодівлі рослин можуть використовуватися мікрофакельні тепличні пальники МОФ-2, ГТУ і ГТУА, що розміщуються по периметру теплиць.

При використанні для обігріву теплиць пристроїв, які працюють за принципом безполум'яного спалення газу на поверхні вогнетривкої насадки, опроміненість рослин не повинна перевищувати $1,68\text{--}2,1$ кДж/г·м². В середньому один випромінювач обігріває $7\text{--}15$ м² площі теплиці [110].

Для розсадних теплиць досліджується схема комплексного використання газу шляхом його спалення в газокаільних світильниках (замість електричних). При цьому теплота використовується для обігріву теплиці, а вуглекислий газ, що утворюється – для підживлення рослин [83].

У всіх випадках використання установок безпосереднього обігріву продуктами згоряння газу необхідно, дистанційно, за допомогою газоаналізатора з аварійною сигналізацією контролювати вміст в повітрі теплиць окису вуглецю, вуглекислого газу тощо. Не можна застосовувати для безпосереднього спалення газ, що містить з'єднання сірки. В цьому випадку, а також при неможливості забезпечити необхідні санітарними нормами параметри повітряного середовища теплиці, застосовуються установки непрямого обігріву, які забезпечують нагрів повітря в поверхневих теплообмінниках (калориферах) із подальшим видаленням продуктів згоряння в атмосферу. Такі установки не забруднюють

повітряне середовище теплиць, однак їх к. к. д. нижчий (80–85 %), металоємність більша, вони складніші в експлуатації [136].

У разі неможливості, або недоцільності централізованого (місцевого) теплопостачання, відсутності джерел газоподібного палива, для обігріву теплиць, як основне, а, частіше, як резервне, або аварійне джерело теплоти використовуються теплогенератори на рідкому паливі (гас, пічне побутове паливо, дизельне паливо, солярове масло тощо.). В таких установках рідке паливо розпилюється спеціальними форсунками і спалюється в камері згоряння. Продукти згоряння нагрівають повітря в поверхневому теплообміннику і видаляються в атмосферу, а нагріте повітря вентилятором подається в приміщення яке опалюється.

Теплогенератори на рідкому паливі не забруднюють повітряне середовище теплиць, однак, як і установки непрямого обігріву на газовому паливі, вони металоємні і складні в експлуатації. В теплицях експлуатуються теплогенератори типів ТГ-1, ТГ-2,5, ТГ-150А, ТГ-500 [136].

Вентиляційні системи призначені для видалення шкідливих домішок і підтримання заданих технологічних параметрів в повітрі СЗГ. Схему вентиляції вибирають в залежності від шкідливостей і характеру їх накопичення та розподілення по об'єму приміщення. Правильний вибір схеми значно підвищує економічність системи вентиляції і, відповідно, більш ефективно забезпечує мікроклімат в приміщенні.

Як правило, системи вентиляції в СЗГ (рис. 1.6) виконуються, загальнообмінними та змішаними [19, 70, 111].

Вентиляційні системи умовно можна розділити на два види – розімкнуті і замкнуті. В закритому ґрунті використовують розімкнуті системи вентиляції, які здійснюють вентилявання за рахунок викиду відпрацьованого повітря в зовнішнє середовище і заміну його новими порціями свіжого повітря.



Рис. 1.6. Класифікація систем вентиляції

В культивацийних спорудах передбачають природну вентиляцію за рахунок гравітаційних сил, у деяких випадках передбачають механічну вентиляцію та кондиціювання повітря.

Система вентиляції культивацийної споруди, крім видалення надлишкової теплоти дозволяє також зменшити вологість та концентрацію O_2 в теплиці та CO_2 в грибниці. Як відомо, зовнішнє повітря містить в собі 21% кисню, 78% азоту, 0,033% вуглекислого газу та 0,97% інших газів [84]. При вентиляції газовий склад намагаються довести, як мінімум, до рівня атмосферного. Сучасні технології вирощування овочів в СЗГ передбачають газове підживлення рослин.

Вентиляція приміщень для вирощування грибів в період плодоношення грає особливу роль тому, що інтенсивне утворення плодових тіл супроводжується виділенням великої кількості газоподібних продуктів метаболізму, таких як етилен, ацетон, вуглекислий газ, етиловий спирт та інші. Серед них домінуючим є вуглекислий газ. В зв'язку з великою інтенсивністю дихання грибів передбачають механічну або змішану систему вентиляції. Найбільш енергоємним процесом в підтриманні параметрів мікроклімату є нагрівання припливного повітря. Класифікація систем нагріву припливного

повітря СЗГ показана на рисунку 1.7.

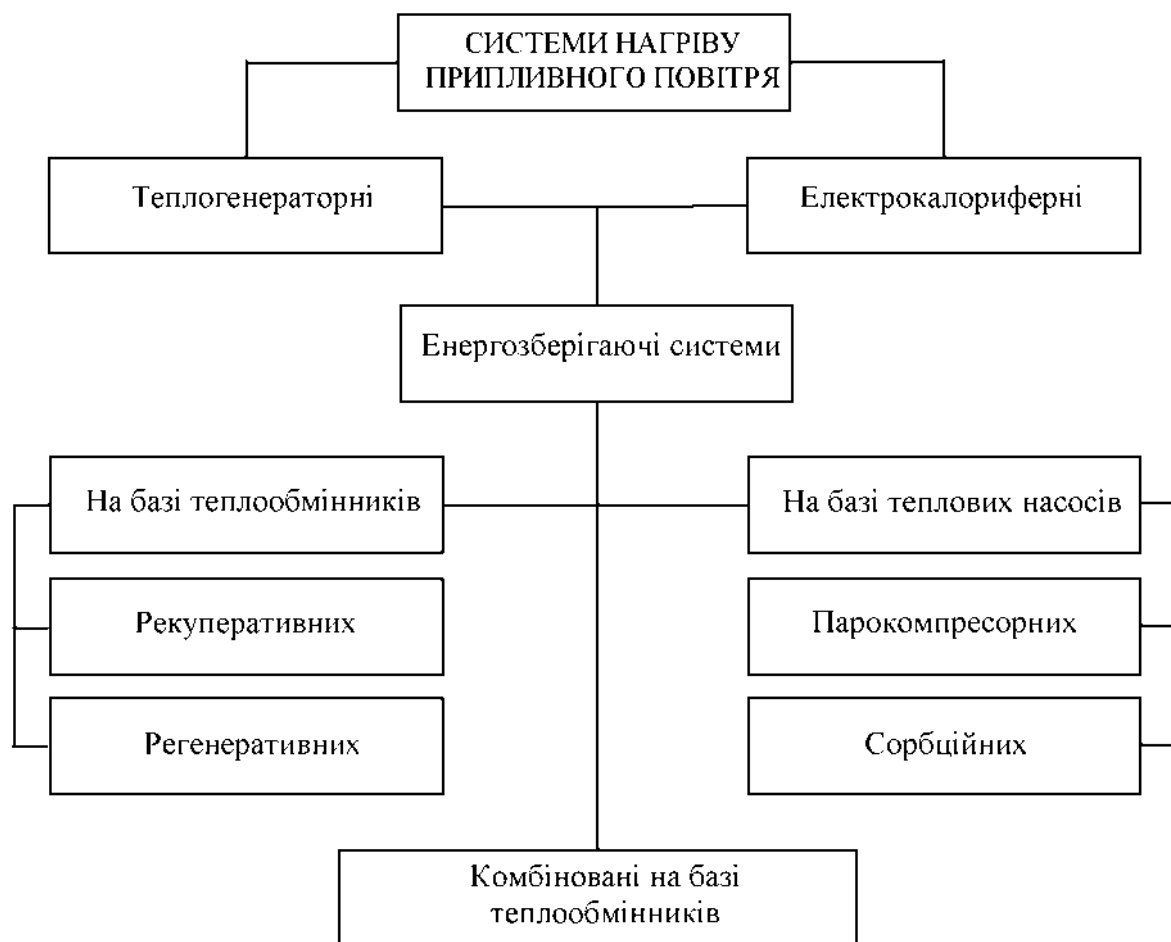


Рис. 1.7. Класифікація систем нагріву припливного повітря в спорудах закритого ґрунту

При вентиляванні приміщень в холодну пору року виникає проблема втрати теплоти з повітрям, що видаляється. Це питання частково вирішується за рахунок рекуперації і регенерації повітря [22, 53, 73]. Як показали дослідження [10, 37], використання теплоти вентиляційних викидів за допомогою теплоутилізаційних установок в системах вентиляції СЗГ дозволить економити до 40% енергоресурсів, які витрачаються на підтримання параметрів мікроклімату.

Питаннями економії енергії в опалювально-вентиляційних системах шляхом застосування рециркуляції повітря, рекуперативних і регенеративних теплообмінників, теплових насосів, переводом їх в режим автоматичного

управління, в різний час займались Прищеп Л.Г., Мартиненко І.І., Драганов Б.Х., Голуб Г.А., Гірченко М.Т., Славін Р.М., Пчюлкін Ю.Н., Герасимчук Ю.В. і ін.

Замкнуті системи вентиляції використовують в космічних апаратах, підводних човнах і будівлях цивільної оборони, вони дозволяють повністю або частково утилізувати теплову енергію та регенерувати повітря. Перші дослідження по замкнутих системах повітрообміну були проведені в кінці XVII століття дослідниками Д. Прістлі і Я. Інгельхаузенем [131]. В роботах Беяніна В.Н., Смирнова І.В., Мелешко Г.И., Сальникової М.Я., розглянуті процеси використання мікроводоростей в замкнутій системі «людина-рослина», а в роботах Адаменка О.І., Голодного І.М., – процеси використання мікроводоростей в замкнутій системі «тварина-рослина».

Для сільського господарства пропонувалась система кондиціонування повітря [3], яка забезпечує вирощування сільськогосподарських культур в теплиці, що знаходиться між повітрозабірником і викидною шахтою вентиляційної системи адміністративної будівлі. При цьому вуглекислота разом із повітрям із приміщення з людьми поступає вдень в теплицю, а із теплиці повітря, збагачене киснем, потрапляє через припливний повітровід в приміщення будівлі. Причому, вночі заслінки перекриті і циркуляція повітря через теплицю відсутня. Тобто, в темну пору доби, коли рослини не виділяють кисень, вся система роз'єднується і таким чином система кондиціонування повітря не працює.

В теплиці зі штучним мікрокліматом [1], як джерело вуглекислоти для підживлення рослин використовуються гриби, що мають, як і люди, кисневий тип дихання [15, 16, 139, 141, 144]. Однак і в цьому випадку, в темну пору доби систему вентиляції теплиці потрібно від'єднувати від грибниці, щоб забезпечити в теплицях відпочинок рослинам в темну пору доби, як цього потребує фізіологія рослин. В результаті цього втрачається теплова енергія і вуглекислота, які надходять із грибниці.

У „Пристрій для вирощування рослин” [62], який складається з двох герметичних камер, які з’єднані між собою трубками, вирощуються рослини і гриби. Камери мають теплоізоляцію і світломаскування, які дозволяють регулювати температуру і вологість. Камери також оснащена пристроєм для направлення сонячних променів. Разом із недоліками попередніх прикладів запропонований пристрій є герметичним, і, відповідно, непридатним для промислового використання, в ньому, наприклад, не передбачено поновлення повітря із зовнішнього середовища.

У авторському свідотстві [2] пропонується приміщення, в якому для зниження теплових втрат в теплиці використовують двошарове покриття, а в середині грибниці за рахунок додаткового світлопрозорого огородження виділяють контрольну зону, в якій порівнюють температуру в контрольній зоні з температурою в грибниці. При цьому, у випадку рівності температур, потік повітря з тваринницького приміщення пропускають через грибницю, після чого – між шарами двошарового огородження теплиці. А у випадку, коли температура в контрольній зоні більша за температуру в грибниці, потік повітря розділяють на два. Один з них пропускають через грибницю, другий – між шарами огородження. Після цього в обох випадках порівнюють концентрацію вуглекислого газу в відпрацьованому повітрі з концентрацією в атмосфері. При цьому, при умові, коли концентрація CO_2 в відпрацьованому повітрі більша за концентрацію CO_2 в атмосфері, відпрацьоване повітря розділяють на два потоки, один з яких повертають в тваринницьке приміщення, а другий виволять в атмосферу. Коли ж концентрація CO_2 в відпрацьованому повітрі менша, або рівна за концентрацію CO_2 в атмосфері, все відпрацьоване повітря повертають в тваринницьке приміщення. Одним з основних недоліків цього способу є необхідність багатофакторного (хімічного, біологічного) фільтрування повітря, що призводить до суттєвого подорожання запропонованої системи вентиляції.

В деяких системах вентиляції, в якості регенератора повітря використовують мікроводорості, наприклад, спіруліну. Такі ЗСОВ

передбачають будівництва регенератора повітря, що потребує значних капіталовкладень [7, 8, 33].

1.3. Енергозберігаючі способи та обладнання для опалення і вентиляції теплиць

В останнє десятиріччя проблемам енергозбереження в аграрному секторі економіки приділяється багато уваги [32, 49, 73, 78]. Пропонується широкий спектр способів та технічних засобів енергозбереження, у тому числі і у закритому ґрунті.

Для зменшення теплових втрат при виборі об'ємно-планувальних та конструктивних рішень (рис. 1.8) та орієнтації споруд на місцевості, в першу чергу приділяють увагу їх ізоляції від зовнішніх впливів, здатності сприймати та зберігати довгий час теплоту (або прохолоду). Практика показує, що вимоги технології, можливо, і потрібно співвідносити з енергозберігаючими рішеннями. Наприклад, у заглиблених приміщеннях взимку тепло, а влітку прохолодно, однак майже в продовж всього року недостатньо світла.

Велику роль відіграє вибір матеріалів та якість будівельно-монтажних робіт, достатня герметизація приміщень [63]. Втрати теплоти крізь щілини можуть досягати 20–25 % від загальної витрати.

Багатопролітна блочна теплиця в порівнянні з ангарною характеризується меншим коефіцієнтом огорожі, що забезпечує зменшення коштів та матеріалів на одиницю площі при будівництві, та економію теплоти за рахунок зменшення тепловитрат. В порівнянні з ангарною теплицею (проліт 12 м) коефіцієнт огорожі двопролітної теплиці на 10,5%, а трьохпролітної на 15,5% менше, ніж для двох ангарних теплиць з однаковою площею [77, 145].

Баштові теплиці відрізняються високим рівнем автоматизації технологічних процесів, а також більш ефективним використанням сонячної

енергії. Такі теплиці запропоновані австрійським інженером Отмаром Рутнером і впроваджені в виробництво [110].

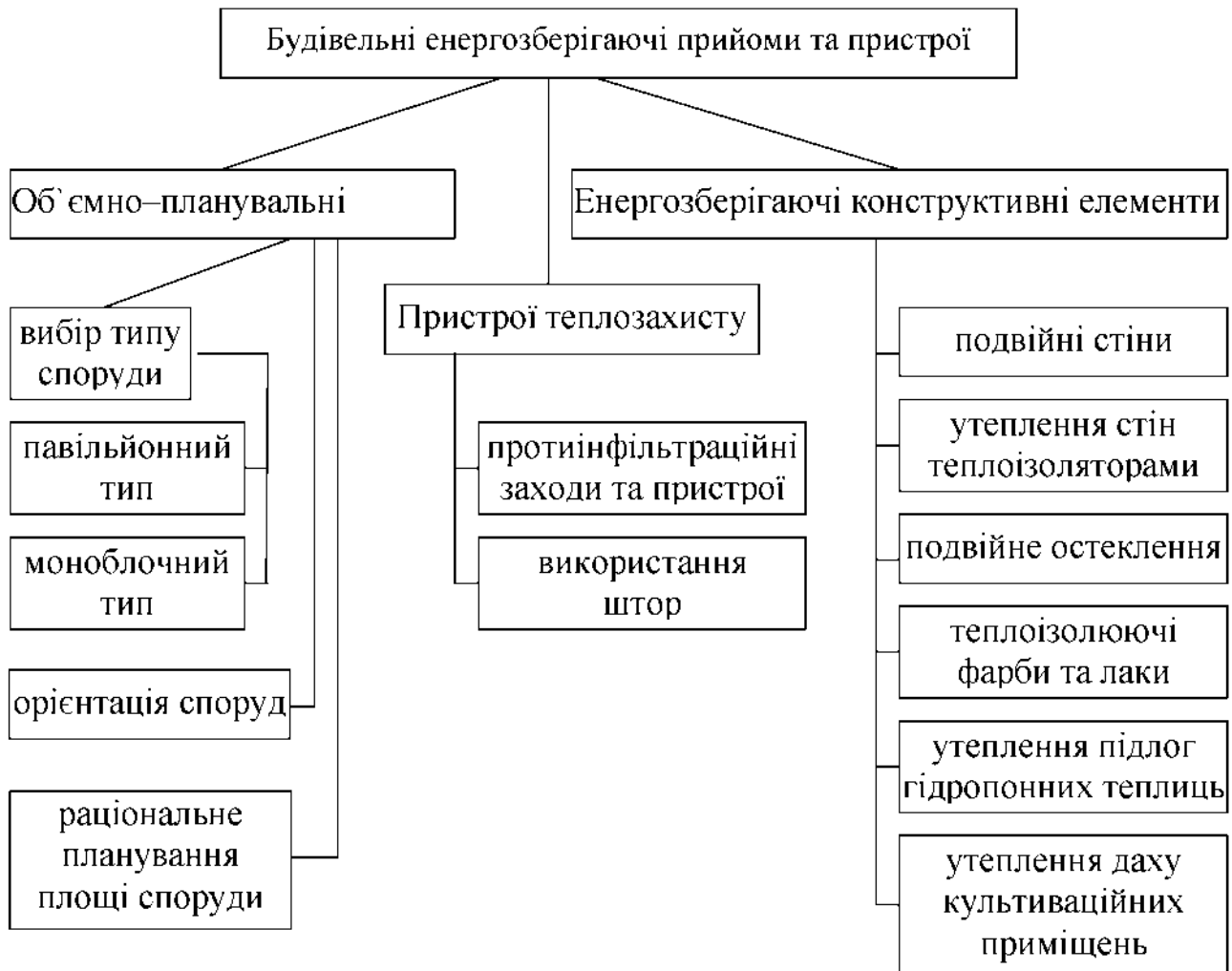


Рис.1.8. Класифікація будівельних енергозберігаючих прийомів та пристроїв.

Під час проектування необхідно правильно використовувати сонячну радіацію та переважний напрямок вітрів. Бажано СЗГ орієнтувати так, щоб взимку стіни й дах добре прогрівались, поглинаючи сонячну енергію, а літом, навпаки, були б по можливості захищені від сонячних променів [110].

На тепловий режим приміщень впливають також напрям та швидкість вітру. Щоб зменшити цей вплив, з боку зимових вітрів передбачаються захисні екрани. Це можуть бути пагорби, будь-які підвищення, зелені насадження, будівлі. Бажано, щоб напрям зимових вітрів збігався із повздовжньою віссю будівлі. Дверні та брамні пройоми краще розміщувати з південної або східної

сторони, щоб знизити втрати тепла взимку.

Зменшити втрати теплоти з теплиць можливо підвищенням теплозахисних можливостей огорож та використанням теплозахисних штор [9]. Теплозахисні штори в теплицях умовно поділяють на теплоізолюючі, які запобігають втратам теплоти крізь огорожуючі конструкції у нічний час та захисні, які запобігають перегріву приміщення вдень [110].

Економія теплової енергії в теплицях із скляною огорожею та шторами з поліефірної тканини, металізованої з обох сторін, сягає 50-59% (в залежності від швидкості вітру), із шторами з поліетиленової плівки –33-50%, із нетканих матеріалів з високою випромінювальною здатністю –30-46%. Теплоізолюючі штори мають бути рухомими, та мати автоматичний пристрій для підйому та опускання полотнищ.

Кращі результати вирощування овочів отримують у теплицях, якщо їх огорожі виконані з полівінілхлоридних плівок, гірші – з поліетиленових. Втрати теплоти на випромінювання з теплиці з огорожею із спеціального скла, з однієї сторони покритого тонкою плівкою окислу металу (наприклад, олова), на 40% менше, ніж з теплиці з огорожею із звичайного скла. Високий ефект дає подвійне остеклення або плівкова огорожа. хоча вона і підвищує вартість теплиці, але заощаджує теплоту на 50-60% [133].

Попередити перегрівання приміщень крізь вікна можуть також два ряди світлопрозорого покриття зі скла або пластика, між якими розміщують наповнювач у вигляді білих кульок із полістиролу чи іншого полімерного матеріалу. Заповнюють та вибирають простір між склом у потрібний час автоматично [120].

Близько 60% всіх втрат теплоти відбуваються крізь верхні огорожуючі конструкції споруд.

Система обігріву з розподілом теплого повітря в перфорованих плівкових рукавах дозволяє економити 15% палива в порівнянні з трубною, і на 12% – з калориферною системами [120]. Плівкові рукави розміщують під покрівлею

теплиці над опалювальними трубами шатрового обігріву. Їх прикріплюють до натягнутого дротяного каркаса. Один кінець такого рукава з'єднують із повітророзподільним каналом, розташованим в кінці теплиці. В ці рукави вночі подають повітря за допомогою вентилятора. Надуваючись, вони щільно прилягають один до одного, в результаті виникає суцільна повітряна подушка, яка знижує втрати теплоти на 35-40%.

Потік випромінювання сонця становить близько $1,394 \text{ Вт/м}^2$ за хвилину. Поверхні землі досягає 70% сонячної сталої: 9% ультрафіолетових, 41% видимих світлових та 50% інфрачервоних променів. При проходженні крізь атмосферу частка прямих променів (під впливом водяної пари та ін.) розсіюється [56].

Сонячну енергію, яка поступає на землю, можна перетворити в електричну або теплову в геліоустановках [53]. Вони складаються з колектора, теплообмінника, теплоакумулятора, насосів і трубопроводів. Сонячна енергія перетворюється в теплову у колекторі. Відрізняють колектори плоскі, із зігнутою поверхнею (фокусуючі) та об'ємні [9].

Плоскі колектори сприймають енергію прямих та розсіяних променів, тобто працюють і в похмуру погоду. Вони складаються з світлопрозорого захисного шару, теплоприймача, труб або коробів для теплоносія, шару теплоізоляції та захисного короба, який може бути елементом колектора або споруди. Ультрафіолетові сонячні промені проходять крізь світлопрозорий захисний шар та досягають теплоприймача – темної абсорбуючої панелі. Панель нагрівається і починає випромінювати довгохвильову (інфрачервону) радіацію. Для інфрачервоних променів захисний шар непрозорий, тому всередині колектора температура підвищується (парниковий ефект). Накопичену теплоту виводить із колектора повітряний або рідинний теплоносій [110].

Колектори із зігнутою поверхнею концентратора сонячної енергії дають можливість отримати дуже високу температуру (до 500°C і вище). Концентратор фокусує сонячну енергію на трубчастому або плоскому

теплоприймачі і, зазвичай, має селективне або дзеркальне покриття. Для збільшення тривалості інтенсивної роботи його обладнують поворотним механізмом стеження за сонцем [110].

Об'ємним сонячним колектором може бути будь-яка будівля або наземна споруда закритого типу, а також пристосована для цього її частина. Сонячні промені всередину приміщення повинні попадати тільки тоді, коли необхідне їх опалення. Досягнути цього можливо вірною орієнтацією, вибором форми споруди, затінюючих засобів тощо. Сонячний колектор повинен мати таке конструктивне рішення, при якому теплові втрати зимою та перегрів будівель влітку будуть мінімальними.

Теплоакумулюючі пристрої (теплоаккумулятори) [73] забезпечують рівномірність теплового потоку у споживача. В сільських умовах теплоакумулюючий пристрій може мати вигляд закритої зверху ями, наповненої гравієм. Циркуляцію повітря від колектора до теплоаккумулятора (такий теплоаккумулятор називають повітряним) і з нього в приміщення, яке обігривається, можна забезпечити не тільки за допомогою вентиляційної системи, а і шляхом природної конвекції. Відомо [55], що найбільша температура гравійного акумулятора, яка не впливає шкідливо на рослини, дорівнює $40,6^{\circ}\text{C}$, найменша $12,8^{\circ}\text{C}$. Також можна обладнати водяний теплоаккумулятор. Хоча він і дорожчий за повітряний, ефективність використання його об'єму у 2,5...3,3 рази вища. На 1 м^2 поверхні колектору в резервуарі передбачають 45-70 кг води. Акумулятором рідини може бути бак, виготовлений з оцинкованої сталі, скловолокна, монолітного бетону або пластику. В залежності від конструкції теплота в акумуляторах зберігається від 2...3 діб до 1...3 тижнів [99].

Система сонячного теплопостачання (ССТП) включає сонячні колектори (геліоприймачі), акумулятори теплової енергії, трубопроводи і насоси (або повітроводи), природні або примусові вентиляційні системи і резервне джерело

енергії. Для підвищення ефективності низькопотенційної теплоти у ССТП використовують теплові насоси [126].

Широке використання сонячної енергії на нагрів води для технологічних потреб дозволить скоротити потреби в електроенергії на ці цілі майже на 70%. Коефіцієнт корисної дії системи сонячного гарячого водопостачання (ССГВ) за рахунок використання на протязі всього року буде високим, а отже, і термін окупності буде значно меншим у порівнянні з терміном окупності ССТП. Крім того, ССГВ у порівнянні з ССТП вимагає менш жорстких вимог до експлуатації, потужність її установок менша [92].

Сонячну енергію можна перетворити в електричну напівпровідниковими фотоелектричними пристроями [9, 120].

Зацікавленість вітровими установками (ВЕУ) в сільському господарстві для автономних споживачів збільшилась у всьому світі [135]. В багатьох країнах споруджують ВЕУ невеликої (до 40 кВт) потужності. В США біля 5% загальної енергії, яка використовується на потреби сільського господарства, припадає на енергію вітру [71, 11].

На значній частині території України можуть працювати ВЕУ малої потужності на протязі 6...9 міс. на рік. Найбільший вітроенергетичний потенціал має Причорномор'я, акваторія Каспійського моря та кримські і карпатські гірські райони [11]. Вітроагрегати потужністю 4, 16 і 30 кВт, призначені для тепlopостачання, гарячого водопостачання, підігріву води, їх можна доукомплектувати тепловими установками, тепловентиляторами та теплогенераторами. Найбільш поширені резистивні нагрівачі. Вони представляють собою трубчасті нагрівні елементи, які встановлюють у бойлерах, або нагрівні проводи, що прокладають в товщі підлоги тваринницьких приміщень або в товщі ґрунту теплиць і т. п.

За літо в ґрунті накопичується значна кількість теплоти. Найвищу температуру він має восени. Цей час співпадає з початком опалювального періоду. Ґрунт охолоджується повільно, а на глибині 2...4 м температура його

залишається стабільною навіть у саму холодну зиму. Дослідження, проведені в Литві, показують, що на початку вересня температура повітря і ґрунту майже однакова і приблизно дорівнює 12...14°C (в Україні – 8...12°C) [110].

Наприкінці грудня при від'ємній температурі повітря ґрунт має температуру приблизно 3°C. На початку березня вона може трохи зменшитись. У квітні і травні температура ґрунту складає близько 5°C, в червні і липні підвищується до 10°C. Таким чином, в період коли приміщення потребують обігріву, в ґрунті достатньо теплової енергії. В літній час навпаки, в порівнянні з повітрям, температуру ґрунту можна використовувати для охолодження приміщень [106].

Економія енергії в системах опалення та вентиляції теплиць можлива за рахунок використання теплового потенціалу вентиляційного повітря яке викидається, та збільшення коефіцієнтів корисної дії теплогенеруючого обладнання.

В зв'язку з цим, теплогенеруючі пристрої для нагрівання припливного повітря, особливо електрокалорифери, дообладнуються теплоутилізаторами рекуперативного [13] та регенеративного типу [122]. Коефіцієнт використання теплоти викидного повітря за допомогою теплоутилізаторів досягає 0,4. Подальше його збільшення практично неможливе, оскільки теплоутилізатор не може охолодити внутрішнє повітря до параметрів зовнішнього, а зовнішнє повітря не може нагріти до параметрів внутрішнього [81, 94]. В той же час, це можна зробити за рахунок використання теплового насоса [125].

Особливе місце поміж технічних засобів, для утилізації теплоти, займають теплообмінники, виконані у вигляді теплових насосів. Можливість використання їх у сільському господарстві була визначена ще в 1920 році професором В.А.Міхельсоном [124]. Теплонасосна система утилізації теплоти викидного повітря має більш високий коефіцієнт використання теплоти, але потребує значних додаткових капіталовкладень.

Низькопотенційним джерелом теплоти (НПДТ) для теплонасосних

установок може служити вода (річкова, озерна, морська або ґрунтова) з температурою, не нижче 4°C. Теплонасосні установки, які використовують воду відкритих водойм, працюють, зазвичай, за принципом “вода-вода”. Їх можна використовувати як для теплопостачання цивільних сільських будинків, так і виробничих, в тому числі теплиць.

Теплові установки, які використовують для НПДТ ґрунтові води, широко використовуються у Франції для опалення теплиць. Ґрунтові води, з температурою 10...12°C, забирають з глибини 3 м і більше. Підвищують температуру ґрунтових вод у тепловому насосі.

Французькі спеціалісти провели техніко-економічне порівняння проекту опалення теплиці з ТНУ на воді з глибокої свердловини [110], з опаленням теплиці традиційними опалювальними приладами. Аналіз показників на 1 га теплиць показав, що капіталовкладення на обладнання системи опалення з ТНУ на воді вищі в 2,9 рази, а експлуатаційні витрати на утримання обладнання вищі в 1,67 рази. Разом з тим, витрати енергії при експлуатації системи із ТНУ на воді нижчі в 2,1 рази, що скорочує за 20-річний період експлуатаційні загальні витрати в 1,26 рази.

Повітря може бути джерелом теплоти для ТНУ, але коефіцієнт перетворення його теплоти невеликий. Крім того, добові й річні коливання температури повітря, наявність водяної пари, температурні обмеження (температура зовнішнього повітря повинна бути не нижче точки роси) ускладнюють роботу установок для перетворення енергії.

Число теплонасосних установок для систем опалення, гарячого водопостачання і кондиціонування повітря зростає значними темпами [96].

За кордоном є значна кількість розробок по використанню теплових насосів та деякі розробки в колишньому СРСР [21]. В Україні як теплоутилізатори так і теплові насоси для опалення та вентиляції СЗГ до цих пір практично не використовуються. Основні причини – відсутність серійного випуску таких агрегатів, їх висока вартість, відносно низька вартість

органічного палива.

У проведених раніше дослідженнях недостатньо уваги приділено вирішенню питань, пов'язаних з обґрунтуванням енергетичних параметрів енергозберігаючих засобів для систем опалення та вентиляції СЗГ. Не встановлені залежності енергетичних параметрів теплових насосів від параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря в реальних температурних межах роботи системи вентиляції. Відсутнє техніко-економічне обґрунтування використання теплових насосів для реконструкції систем СЗГ.

За кордоном проводять експерименти по вивченню роботи ТНУ на базі теплоти твердого гною [110].

Більшість виробничих приміщень сільськогосподарських споруд потребують інтенсивного обміну повітря. Використання примусової вентиляції приміщень призводить до великих витрат електроенергії як на вентиляційні установки, так і на обігрів повітря зимою, або охолодження літом. Тому, перш ніж винайти способи і напрямки використання низькопотенційної теплоти зкидного повітря, потрібно потурбуватись про більш економічне вентилявання приміщень. Існує кілька напрямків удосконалення вентиляційно-опалювальних систем. Основні з них – використання природної вентиляції та теплоти повітря, що виводиться з приміщень.

Зовнішнє повітря в холодну пору року в приміщення потрібно пропускати крізь теплообмінники або припливні камери. Природна вентиляція без спеціального підігріву (охолодження) припливного повітря виправдана лише тільки в зоні помірного клімату, де вірогідність перегріву приміщень літом й надмірного охолодження зимою мала.

Таким чином енергозберігаючі напрямки в спорудах закритого ґрунту можна розбити на три групи: будівельні засоби та прилади, первинні джерела енергії та вторинні джерела енергії (рис. 1.9).

Вибору енергозберігаючих заходів повинні передувати техніко–економічні розрахунки для вибору оптимальної схеми енергозбереження [51, 52].

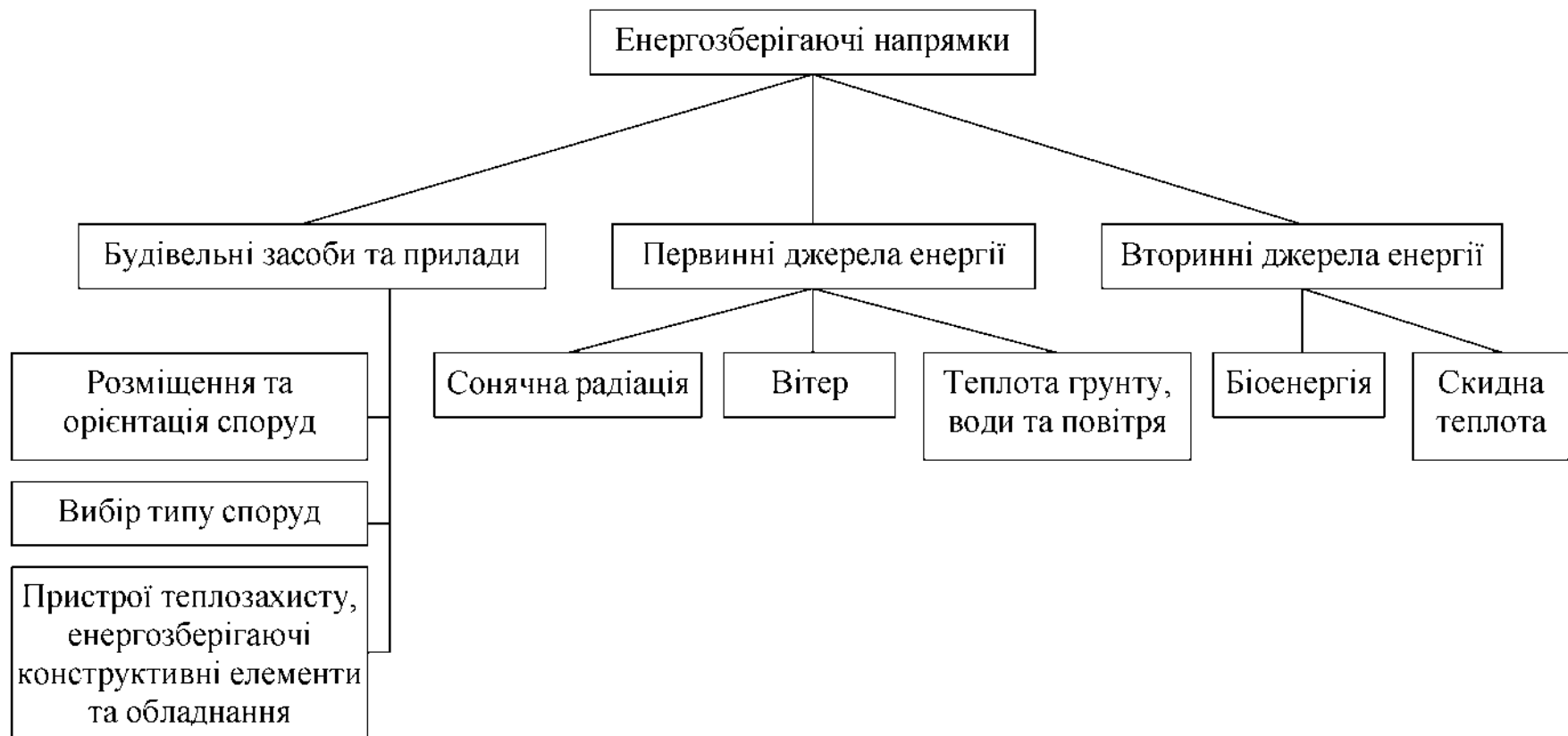


Рис. 1.9. Енергозберігаючі напрямки в СЗГ.

1.4. Співвідношення витрат енергії на технологічні процеси при вирощуванні сільськогосподарської продукції в теплицях

Дослідження структури споживання енергії необхідне для планування витрат енергоресурсів на виробництво сільськогосподарської продукції, зокрема, для прогнозування зменшення витрат більш дефіцитного енергоносія за рахунок застосування менш дефіцитного, для обґрунтування ліміту поставок палива та електроенергії.

Встановлено, що зимові блокові ґрунтові теплиці [115, 116] (табл. 1.3) споживають на рік в розрахунку на 1 га площі в середньому 3,6 тис.т вугілля (котельні на твердому паливі), із яких 2,9 тис.т витрачається на опалення культивацийних приміщень, 0,5 тис.т – на опалення побутових і допоміжних приміщень, 0,2 тис.т – на стерилізацію ґрунту, підігрівання поливної води та гаряче водопостачання (табл.1.3), 19,4 тис.м³ природного газу – для підживлення рослин, 100 тис. кВт·г електроенергії – на роботу силового обладнання, 180 тис.кВт·г – на досвічування розсади, 4 тис.кВт·г – на електроосвітлення, 10 т дизпалива на обробку ґрунту та 11 т бензину на транспортування вантажів. Доля вугілля, природного газу, електроенергії та нафтопродуктів в енергобалансі споруд закритого ґрунту становить відповідно 95,12%, 1,68%, 2,47% та 0,73%.

Таким чином, більша частина енергії витрачається на теплові процеси – 95,12%. Тому важливо визначити економічну доцільність застосування того чи іншого енергоносія. При розробці рекомендацій по вибору економічного палива необхідно враховувати і тенденцію руху цін на енергоносії.

Аналіз показує, що найшвидше зростає вартість теплоти, отриманого від спалення пічного палива та мазуту. Це пояснюється малою самозабезпеченістю країни нафтою.

Структура споживання енергії в спорудах закритого ґрунту.

Тип споруди	Процес	Витрати енергії кВт·г	Доля участі в енергобалансі, %	Енергоносії	Коефіцієнт використання енергоносія	Витрата енергоносія на га площі
Зимова блокова теплиця (типові проекти 810-1-4,83, 810-1-8,83) [115, 116]	Опалення та інфільтрація культивацийних приміщень	8815	76,32	Вугілля	0,5	2885 т
	Опалення та вентиляція побутових та допоміжних приміщень	1523	13,19	Вугілля	0,5	498 т
	Стерилізація ґрунту	498	4,31	Вугілля	0,5	163 т
	Генерування CO ₂	194	1,68	Природний газ	1,0	19380 м ³
	Підігрівання поливної води	123	1,06	Вугілля	0,5	40,1 т
	Гаряче водопостачання	28	0,24	Вугілля	0,5	9,0 т
	Електроосвітлення	3,8	0,03	Електроенергія	1,0	3840 кВт·г
	Досвічування розсади	180	1,56	Електроенергія	1,0	180000 кВт·г
	Силове електрообладнання	101	0,88	Електроенергія	1,0	101160 кВт·г
	Обробка ґрунту	40	0,34	Дизельне паливо	0,34	10 т
	Транспортування вантажів	46	0,39	Бензин	0,34	11 т
	Всього		11551,8	100		0,65

Досить швидко зростає вартість електротепла, та все ж у меншій мірі, ніж нафтового. Це можна пояснити тим, що лише 13,7% електроенергії виробляється на нафтопродуктах (мазуті) [87, 119]. Решту отримують від спалення вугілля 21,7%, газу 27,6%, урану 27%, від енергії рік 4% та ін. Вартість цих енергоносіїв зростає відносно повільно, а АЕС продають Міненерго електроенергію вдвічі дешевше, ніж коштує енергія ТЕЦ.

1.5. Резюме по розділу 1

В результаті аналізу опалювально-вентиляційних систем та обладнання, що застосовується в СЗГ, можна зробити наступні висновки:

Існуючі опалювально-вентиляційні системи можна поділити на дві групи – ті, які широко використовуються зараз, і отримали відображення в типових проектах, та альтернативні, в яких зроблено акцент на енергозбереження та відновлювальні джерела енергії.

СЗГ з використанням засобів енергозбереження менш поширені. За умов зміни ціни на енергоносії, при їх динаміці в сторону збільшення, питання економії енергії стає першочерговим. Найбільшу увагу заслуговують ті системи, які будуть мати менші капітальні витрати та строк окупності за рахунок більшої ефективності.

Зимові блокові ґрунтові теплиці споживають на рік в розрахунку на 1 га площі в середньому 3,6 тис.т вугілля (котельні на твердому паливі), 19,4 тис.м³ природного газу для підживлення рослин, 100 тис.кВт·г електроенергії на роботу силового електрообладнання, 180 тис.кВт·г для досвічування розсади, 4 тис.кВт·г на електроосвітлення, 10 т дизпалива на обробку ґрунту та 11 т бензину на транспортування вантажів. Частка вугілля, природного газу, електроенергії та нафтопродуктів в енергобалансі споруд закритого ґрунту становить відповідно 95,12%; 1,68%; 2.47% та 0,73%;

Досі не були розроблені замкнуті системи опалення та вентиляції для споруд закритого ґрунту, які б дозволяли вирішувати питання газового підживлення рослин та утилізації теплоти, також відсутні ефективні утилізуючі опалювально-вентиляційні системи з тепловими насосами, які дозволяють використати теплоту викидного повітря теплиць та ґрунту.

РОЗДІЛ 2. ОБҐРУНТУВАННЯ НАПРЯМКІВ ЗМЕНШЕННЯ ВИТРАТ ТЕПЛОВОЇ ТА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ В СПОРУДАХ ЗАКРИТОГО ҐРУНТУ

2.1. Визначення економічно доцільного носія теплової енергії

Доля витрат на паливо та електроенергію в загальній собівартості сільгосппродукції становить 20-50% [4, 121]. Багаторазове з об'єктивних причин та нерівномірне в останні роки зростання цін на енергоресурси робить питання вибору енергоносія актуальним.

На прикладі зимової теплиці площею 1 га розглянемо вплив заміни одного виду палива іншим та розрахуємо собівартість продукції при тепlopостачанні від різних котелень. Виходячи з найбільшої теплової потужності споживачів – 7796 кВт (табл. 2.1), до розгляду прийняті такі варіанти котелень:

1. Котельня з 6 котлоагрегатами “Братськ” для тепlopостачання сільськогосподарських виробничих комплексів і ферм, підприємств по переробці сільськогосподарської продукції, сільських населених пунктів, ремонтних заводів та майстерень. Потужність – 8250 кВт. Паливо – кам'яне та буре вугілля (табл. 2.2).

2. Котельня з 4 котлами Е-4-14 ГМ для тепlopостачання систем опалення, вентиляції, гарячого водопостачання, паропостачання споживачів різного призначення. Потужність – 10440 кВт. Паливо – газ або мазут (резервне).

3. Три котельні з 4 котлами Е-1-9 ЖМ у кожній для централізованого тепlopостачання систем опалення, вентиляції, гарячого водопостачання та технологічного паропостачання різних виробничих та сільськогосподарських підприємств. Потужність кожної – 2750 кВт. Паливо – пічне побутове.

4. Шість теплоаккумуляційних котелень з 2 електродкотлами КЕВ-1000/0,4

в кожній для централізованого теплопостачання підприємств сільсько-господарського профілю та в інших галузях народного господарства. Теплова потужність кожної – 1360 кВт.

При розрахунку собівартості овочів враховувались такі складові (табл. 2.3).

1. Амортизаційні відрахування на реновацію та капітальний ремонт обладнання, будівель теплиці і котельні. При розрахунку амортизаційних коефіцієнтів приймалось, що строк служби обладнання становить 7 років, будівлі теплиці – 10 років, котельні – 25 років, трансформаторних підстанцій – 16 років.

2. Відрахування на поточний ремонт тих же об'єктів. Приймався єдиний коефіцієнт відрахувань – 0,05, крім обладнання трансформаторних підстанцій – 0,03.

3. Сума зарплатні. Брала тарифні ставки за станом на 1 вересня 2006 р.

4. Загальногосподарські витрати. Приймались в обсязі 12% від суми витрат.

5. Витрати на добрива, отрутохімікати та дезрозчини. Ціни за станом на 1985р. множились на індекс росту цін – 6.

6. Витрати на паливо та електроенергію. Приймались діючі ціни за станом на 1 вересня 2006 р.

Слід відмітити, що підрахунки складових собівартості на базі прийнятих коефіцієнтів росту зарплатні та цін на отрутохімікати та добрива є дещо приблизним. Але, оскільки можлива похибка впливає на собівартість однаково у всіх варіантах, кінцевий результат не залежить від неї. Звичайно, що кінцева мета розрахунку – визначення економічно доцільного палива.

Таблиця 2.1

Техніко-економічні показники зимової блокової ґрунтової теплиці площею 1 га,
типовий проект 810-1-8.83 (ціни за станом на 1 вересня 2006 р.)

Показники	Одиниці виміру	Кількість	Вартість	
			загальна, тис. грн	на 1 м ² площі, грн
Об'єм будівельно-монтажних робіт	м ³	43796	2179,80	217,98
Обладнання	-	-	144,00	14,40
Витрати праці	люд.-год.	63600	313,92	31,39
Добрива				
- органічні	т	192	10,92	1,09
- мінеральні	т	8,66	2,52	0,25
Отрутохімікати та дезрозчини	т	1,279	32,52	3,25
Витрати на теплопроцеси				
а) теплоти	кВт·г.	10986,233	-	-
б) енергоносія - вугілля або	т	3595,6	1510,15	151,02
- мазут або	т	1382,9	2627,51	262,75
- п.п.п. або	т	1344,6	6386,85	638,69
- газ або	тис. м ³	1569,5	1249,32	124,93
- електроенергія	тис. кВт·г.	12206,925	7138,61	713,86
Бензин	т	11	18,70	1,87
Дизпаливо	т	10	47,50	4,75
Електроенергія	тис. кВт·г.	284,998	166,67	16,67
Газ для CO ₂	тис. м ³	19,38	15,43	1,54
Об'єм продукції	ц	355,1	-	-
Максимальна потужність теплоспоживачів	кВт	7796	-	-

Таблиця 2.2

Основні техніко-економічні показники котелень (ціни станом на 1 вересня 2006 р.)

№ типового проекту	Вид палива	Потужність, тис. кВт	Тип котла	Питомі витрати палива, кг/ГДж	Вартість, тис.грн	
					будівельно-монтажних робіт	обладнання
903-1-288.91	Вугілля	10,45	Е-1,4Р	42	3819,2	1777,0
903-1-281.90	Вугілля	26,07	Е-10-1,4Р	42	4978,9	2504,1
903-1-276.89	Вугілля	8,25	Братськ-М		1765,6	512,9
903-1-269.89	Газ Мазут	6	Факел-1		878,8	206,8
903-1-263.88	Газ Мазут	17,05	ДЕ-6,5-14ГМ		2055,5	1118,0
903-1-262.88	Газ Мазут	10,44	ДЕ-4-14ГМ		1666,4	1094,5
903-1-238.87	Пічне побутове	2,75	Е-1-9ЖМ	23,9	574,4	341,8
903-1-254.87	Ел. енергія	1,36	КЕВ-1000/04		303,0	173,5 180,0 (+ КТП2х630)

Таблиця 2.3

Розрахунок складових собівартості продукції закритого ґрунту
в грн на 1 м² площі (ціни за станом на 1 вересня 2006 р.)

Складові собівартості	Енергоносії									
	газ		мазут		вугілля		ел. енергія		пічне побутове	
	грн	%	грн	%	грн	%	грн	%	грн	%
Відрахування:										
- амортизація	46,2	19,9	46,2	12,0	38,2	15,4	52,0	5,8	45,4	5,7
- поточний ремонт	6,2	2,7	6,2	1,6	3,3	1,3	2,1	0,2	2,4	0,3
Сума зарплатні	0,03	0,01	0,03	0,01	0,03	0,01	0,03	0,004	0,03	0,004
Загальногосподарські витрати	24,8	10,7	41,3	10,7	26,6	10,7	95,7	10,7	85,9	10,7
Вартість:										
- добрив	1,3	0,6	1,3	0,3	1,3	0,5	1,3	0,2	1,3	0,2
- отрутохімікати	3,3	1,4	3,3	0,8	3,3	1,3	3,3	0,4	3,3	0,4
- енергоносіїв	149,8	64,7	287,6	74,5	175,8	70,7	738,7	82,7	663,5	82,7
Всього	231,5	100	385,9	100	248,6	100	893,1	100	801,9	100

Розрахунки показали, що найменші щорічні витрати на виробництво продукції має варіант з котельнею на газі – 231,5 грн в розрахунку на 1 м² площі теплиці. Причому, в загальній структурі витрат частка витрат на енергоносії становить 64,7% (табл. 2.3). Далі йде варіант використання вугілля, питомі витрати його – 248,6 грн/м². Дольова участь енергоносіїв в цьому випадку зростає до 70,7%. Після вугілля гірші показники має варіант з мазутом, далі – пічне побутове паливо. Найбільші витрати пов'язані з використанням електроенергії через її високу вартість – 0,5484 грн/кВт·г (пік).

Згідно з типовою технологією виробництва продукції закритого ґрунту річний збір овочевих та зелених культур з 1 га площі становить 355,1 ц. Виходячи з цього та витрат сільськогосподарського підприємства (табл. 2.3), знайшли собівартість 1 кг продукції. Як видно з графіка (рис. 2.1.), собівартість виробництва овочів в закритому ґрунті змінюється в межах від 5,9 до 24,5 грн/кг в залежності від енергоносія на опаленні.

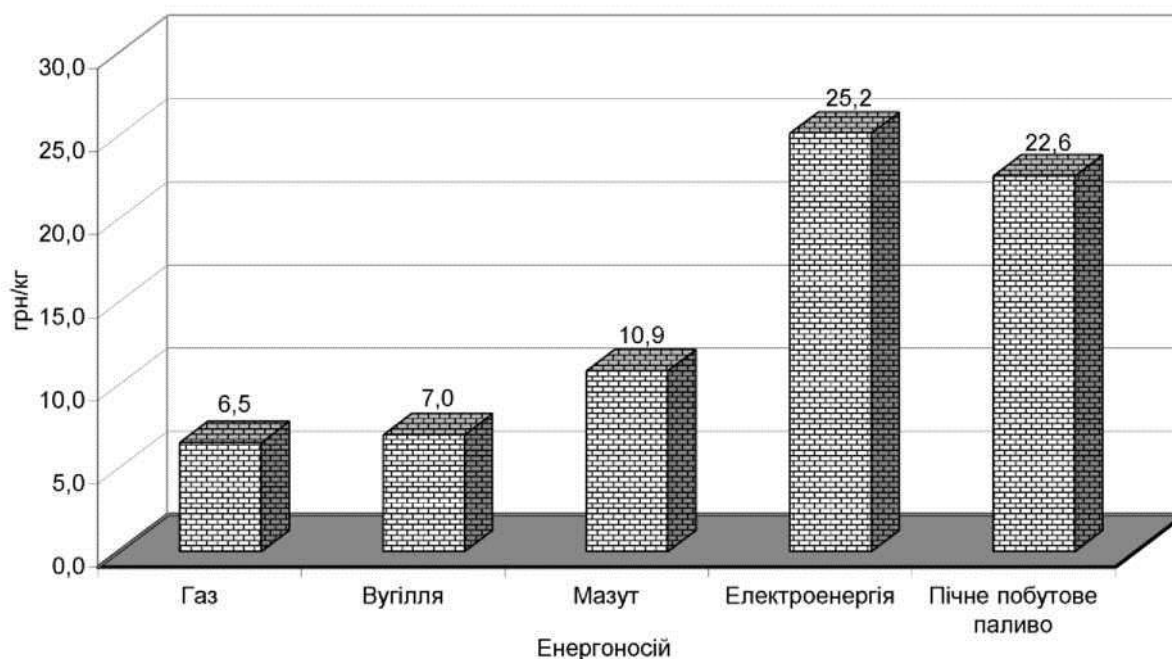


Рис. 2.1. Собівартість продукції закритого ґрунту в залежності від носія теплової енергії
(зимова блокова теплиця площею 1 га, ціни станом на 1 вересня 2006 р.)

Таким чином, на сьогодні, оптимальним співвідношенням різних енергоносіїв в закритому ґрунті є таке, коли 96 – 97 % (п.1.2) енергетичних потреб підприємства забезпечуються за рахунок природного газу (енергія йде на теплові процеси та підживлення рослин). Доля електроенергії становить 2-3 %. Вона витрачається на роботу силового електрообладнання, досвічування розсади та електроосвітлення. Участь нафтопродуктів у забезпеченні енергобалансу підприємств закритого ґрунту не повинна перевищувати 1% – це процеси обробки ґрунту та транспортування вантажів.

За відсутністю газопостачання потреби закритого ґрунту в теплоенергії вигідно забезпечувати за рахунок вугілля, а при труднощах із ним переходити до використання мазуту.

Для прискорення розрахунків введемо поняття зміни собівартості продукції.

В загальному випадку зміну собівартості продукції можливо оцінити за формулою

$$\Delta S_j = S^{(6)} - S_j = \frac{r^{(6)}}{g} - \frac{\Delta r_j}{g} = \frac{r^{(6)} - \Delta r_j}{g}, \quad (0.1)$$

де S – собівартість 1 кг продукції, грн; $S^{(6)}$ – собівартість 1 кг продукції базового варіанта, грн; $r^{(6)}$ – витрати по базовому варіанту, грн/м²; Δr – зміна витрат відносно базового варіанту, грн/м², $\Delta r_j = r^{(6)} - r_j$; r_j – витрата j -го енергоносія, грн/м²; g – врожайність, кг/м².

Собівартість продукції знайдемо з відомого відношення [82]

$$S = (r_a + r_d + r_e + r_p + r_{zn} + r_{se})|M = r/M$$

де r_e – витрати на енергоносії для опаленні приміщень, грн; r_a – відрахування на амортизацію, грн; r_d – витрати на добрива, отрутохімікати та

дезрозчини, грн; r_p – витрати на поточний ремонт, грн; r_{zn} – заробітна плата, грн; $r_{зг}$ – загальногосподарські витрати, грн; r – загальні витрати, грн; M – вихід продукції, кг.

Традиційно витрати та вихід продукції в розрахунках використовують за підсумками року.

Для зручності інтерпретації підсумків дослідження введемо в розгляд абсолютну до базової величину зміни собівартості продукції і запишемо критерії оцінки системи обладнання:

$$\sigma S_j = \Delta S_j \cdot 100 / S^{(б)} = \frac{[r^{(б)} - \Delta r_j]}{S^{(б)} g} 100, \quad (2.2)$$

Для розрахунків введемо обмеження:

$$r_0, r_{zn}, r_{зг}, M = const$$

σS показує відносне відхилення величини (варіанту) від базового, а знак – напрям цього відхилення, показуючи тим самим доцільність використання енергоносія або доцільність вибраної системи опалення.

Багато років йде мова про можливість використання скидної теплоти в теплицях. Але, по-перше, в природних умовах України теплиці в зимовий період простоюють через недостатність в цей час сонячного освітлення, хоч тепла від ТЕС достатньо. По-друге, ця енергія низькотемпературна, і потребує великої площі поверхні радіаторів. Щоб усунути цю ваду, розроблено теплиці з водонаповненою покрівлею, які дозволяють використовувати теплові відходи ТЕС навіть із температурою 25-30°. Але через таку покрівлю різко зменшується освітлення рослин в теплицях. Тому гідротеплиці не поширені для вирощування основної овочевої продукції – огірків (які потребують освітлення не менш 12 клк) та помідорів (16 клк).

Однак цю проблему можна вирішити за рахунок розширення асортименту тепличних культур, наприклад, шляхом пророщування вигоночних культур та виробництва гідропонного зеленого корму [74], які можуть замінити традиційні

вітаміноноси – огірки та помідори. При цьому досягається виробництво більш ранньої вітамінної продукції (поки теплиці ще не працюють через недостатнє освітлення), з меншими витратами енергії, якщо вирощування проводиться в спеціальних культивуаційних спорудах. В зв'язку з цим академік ВАСГНІЛ Л.Г.Прищеп зазначав: “В усіх зонах в зимовий період... витрати енергії на вигонку зелені мінімальні, оскільки приміщення можуть бути надійно ізольованими, а це зменшує тепловитрати на їх обігрів в 8-10 разів” [4].

Можна запропонувати ще одне вирішення цієї проблеми. Це вирощування в теплицях, які обігріваються скидною теплотою електростанцій, білкової продукції – грибів. Наприклад, такий гриб як глива звичайна може нормально розвиватись при освітленні 0,5 клк, а печериця може культивуватись взагалі без освітлення.

2.2. Визначення вартісних еквівалентів носіїв теплової енергії

Деякі сільськогосподарські підприємства при вирішенні проблеми опалення своїх виробничих та соціальних об'єктів передбачали при будівництві котелень альтернативи при використанні енергоносіїв. Наприклад, будували котельні та встановлювали обладнання, яке дозволяє використовувати кілька видів палива (наприклад, котельня т.п. 903-1-262.88 (газ, мазут). Або в єдиній системі опалення працюють кілька котелень на різних видах палива. Тому, враховуючи, що ціни на енергоносії в наш час не стабільні, то постає питання вибору енергоносія для опалення, виходячи з кон'юнктури цін на час вирішення проблеми.

В зв'язку з цим, є необхідність у створенні методики оцінки ситуації, яка б давала найбільш точну уяву про ефективність застосування палива, і, що не менш важливо, була доступна в використанні на практиці. Для цього пропонується введення поняття вартісного еквівалента носія теплової енергії.

Вартісний еквівалент енергоносія – це такі розрахункові витрати на його придбання та транспортування, які однакові з базовим (вибирається за бажанням дослідника) енергоносієм. Нижче підраховано згаданий еквівалент деяких видів палива (табл. 2.4), прийнявши за базовий енергоносії спочатку мазут, потім газ. При цьому не враховано витрати на транспортування та зберігання енергоносіїв в зв'язку з тим, що в кожному конкретному господарстві вони будуть різними. Але це не має значного впливу на результати розрахунків, тим більше на пропоновану методику.

Розглянемо приклад із базовим енергоносієм мазутом. З даних таблиці 2.4 видно, що витрати на опалення мазутом і, наприклад, вугіллям рівні тоді, коли вартість вугілля, включаючи транспортні витрати, становить 1,9 грн/кг. Якби вугілля мало таку вартість, то на отримання однієї й тієї ж кількості теплоенергії від вугілля та мазуту власник витратив би однакову суму. За станом на 1 вересня 2006 р. маємо вартість вугілля близько 0,42 грн/кг, що нижче вартісного еквівалента, тому його використання в порівнянні з мазутом більш вигідне. Аналогічним чином дійдемо до висновку, що опалення газом також дешевше, а опалення пічним побутовим паливом та електроенергією (навіть при нічному тарифі) дорожче. Найкращий варіант маємо при використанні дров. Але в зв'язку з тим, що можливості з використанням цього виду палива обмежені, цей варіант доцільно розглядати власникам підприємств із невеликим об'ємом виробництва продукції.

Розрахунки, наведені в таблиці 2.4 отримано із запропонованого нами виразу [59]:

$$E_i = \frac{R^6}{n_i} = \frac{(T^6 + r_T^6) \cdot Q_i \cdot k_i}{Q^6 \cdot k^6}, \quad (2.3)$$

де E – вартісний еквівалент носія теплової енергії, грн/кВт·г, грн/м³, грн/кг; $n_i = 1/Q_{ip}$ – кількість енергоносія, необхідного для отримання одного

МДж теплоти, кг/МДж, кВт·г/МДж, м³/МДж; $R^{(6)}$ – вартість одного 1 МДж теплової енергії, грн; T^6 – вартість (тариф) одиниці базового енергоносія, грн/кВт·г, грн/м³, грн/кг; Q_i – енергомісткість, МДж/кВт·г, МДж/м³, МДж/кг (табл. 2.4); k_i – коефіцієнт використання; Q^6 – енергоємність палива по базовому варіанту МДж/кВт·г, МДж/м³, МДж/кг; k^6 – коефіцієнт використання по базовому варіанту; r_m – приведені витрати на транспортування та зберігання грн/кВт·г, грн/м³, грн/кг; $i = 1, 2, 3, \dots$ – варіант, що розглядається.

Для зручності інтерпретації результатів розрахунків доцільно використовувати відносну величину вартісних еквівалентів енергоносіїв [59]:

$$\sigma E = \frac{(T^6 + r_T^6) \cdot Q_i \cdot k_i}{Q^6 \cdot k^6 \cdot (T_i + r_{Ti})} - 1, \quad (2.4)$$

Для більшої наглядності результатів їх можна зобразити у вигляді прямої (рис. 2.2), де за нуль приймається базовий варіант, а всі інші розподіляються по обидві сторони по принципу в позитивну сторону позитивний результат, у негативну – негативний (на це вкаже знак σE).

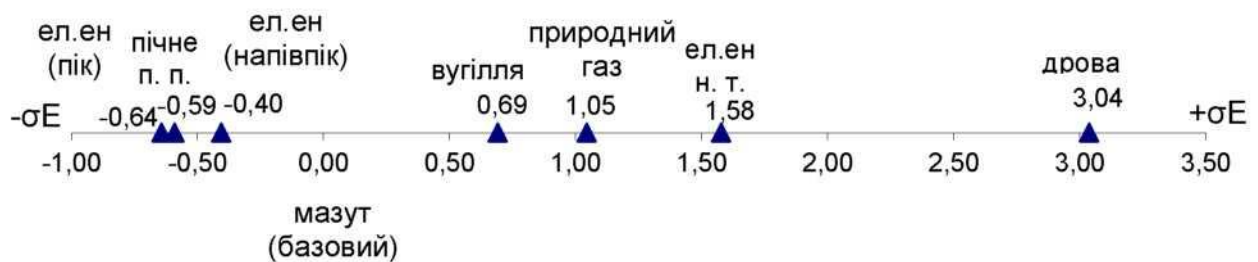


Рис. 2.2. Розподілення відносних вартісних еквівалентів енергоносіїв відносно базового енергоносія (мазута).

Використання даної методики оцінки дає можливість технічним працівникам та власникам сільськогосподарських підприємств самостійно вирішувати питання вибору енергоносія з врахуванням вартості палива та його транспортування.

Таблиця 2.4

Визначення вартісних еквівалентів енергоносіїв на опалення сільськогосподарських приміщень
(ціни станом на 1 вересня 2006 р.)

Енергоносії	Енергоємність, Q	Коефіцієнт викорис- тання, k	Приведена енергоємність, Q _{пр}	Кількість палива на 1 МДж, п	Вартість 1 МДж теплоти, грн, R	Вартість (тариф) енергоносія T	Вартісний еквівалент E	
							базовий мазут	базовий газ
Умовне паливо	29,3 МДж/кг	1	29,3 МДж/кг	0,034 кг/МДж				
Електроенергія (пік)	3,6 МДж/кВт·г	0,9	3,2 Дж/кВт·г	0,309 кВт·г/МДж	0,1805	0,5848 грн/кВт·г	0,21 грн/кВт·г	0,10 грн/кВт·г
Електроенергія (напівпік)	3,6 МДж/кВт·г	0,9	3,2 Дж/кВт·г	0,309 кВт·г/МДж	0,1085	0,3514 грн/кВт·г	0,21 грн/кВт·г	0,10 грн/кВт·г
Електроенергія (нічний тариф)	3,6 МДж/кВт·г	0,9	3,2 Дж/кВт·г	0,309 кВт·г/МДж	0,0251	0,0812 грн/кВт·г	0,21 грн/кВт·г	0,10 грн/кВт·г
Природний газ	36 МДж/м ³	0,7	25,2 МДж/м ³	0,040 м ³ /МДж	0,0316	0,796 грн/м ³	1,63 грн/м ³	Базовий
Пічне побутове паливо	43 МДж/кг	0,7	30,1 МДж/кг	0,033 кг/МДж	0,1578	4,75 грн/кг	1,95 грн/кг	0,95 грн/кг
Мазут	42 МДж/кг	0,7	29,4 МДж/кг	0,034 кг/МДж	0,0646	1,9 грн/кг	Базовий	0,93 грн/кг
Вугілля	22 МДж/кг	0,5	11,0 МДж/кг	0,091 кг/МДж	0,0382	0,42 грн/кг	0,71 грн/кг	0,35 грн/кг
Дрова	10 МДж/кг	0,5	5,0 МДж/кг	0,200 кг/МДж	0,0160	0,08 грн/кг	0,32 грн/кг	0,16 грн/кг

2.3. Обґрунтування доцільного співвідношення різних видів енергії в закритому ґрунті, включно із відновлювальною

Розглянемо доцільність заміни традиційних енергоносіїв, раціональне співвідношення яких запропоновано в п.1.4 – відновлювальною енергією. Оскільки ефективність цих пристроїв визначалась орієнтовно (за річними відрахуваннями на амортизацію), розглянемо це питання більш детально. Для цього підраховано собівартість кВт·г електро- та теплової енергії, отриманої від нетрадиційних джерел (табл.2.5.). Потім ця собівартість порівнювалась з собівартістю 1 кВт·г. теплоти, виробленої традиційним обладнанням (табл. 2.6).

Як бачимо, собівартість теплової енергії, генерованої АВЕУ-075 [123], вища від, одержаної за рахунок використання традиційного палива. Тому застосування цього агрегату економічно не вигідне. Геліотепло – навпаки, дешевше від теплоти, отриманої за рахунок спалення вугілля, мазуту, дизпалива, електроенергії, але не газу. Тому економічно доцільно замінювати геліосистемою перші чотири види палива, але не газ.

Таблиця 2.5

Розрахунок собівартості 1кВт·г. електро- та теплової енергії, яка генерується вітроелектричною станцією АВЕУ-6-4 та сонячним водо нагрівником (ціни станом на 1 вересня 2006 р.)

Показник	Од. виміру	Перетворювач відновлювальної енергії	
		АВЕУ-6-4	Геліосистема КиївЗНДІЕП
Вартість	грн.	10700	72727
Кап.витрати	грн.	535	87273
Відрахування			
– амортизаційні	грн.	562	8712
– на поточний ремонт	грн.	562	5489
Заробітна платня	грн.	417	189
Загальногосподарські витрати	грн.	185	4317
Всього витрат	грн.	1725	18707
Річний вихід енергії	кВт·г.	679	154667
Собівартість	грн./кВт·г	2,54	0,121

Таблиця 2.6

Собівартість 1 кВт·г теплоти, виробленого традиційним обладнанням
(ціни на 1 вересня 2006 р.)

Паливо	Газ	Вугілля	Ел.енергія ніч. тариф	Мазут	Пічне п.п.	Ел.енергія ден. тариф
Вартість 1 кВт·г теплоти, грн	0,144	0,137	0,090	0,233	0,568	0,650

Устаткуванням для використання відновленої енергії сонця є сонячні батареї та колектори. Використання електричної енергії, отриманої за рахунок перетворення сонячної енергії в напівпровідникових фотоелектричних перетворювачах не раціональне із-за високої вартості сонячних батарей та великої питомої площі (20 м²/кВт) [110].

Приймаючи термін використання енергії сонця з квітня по жовтень, визначимо технологічні процеси закритого ґрунту, які в цей період потребують тепла. Це процеси стерилізації ґрунту, підігрівання поливної води та гарячого водопостачання. Але стерилізація ґрунту виконується за допомогою високопотенційної пари, яку в колекторі не можна отримати. Тому для подальшого розгляду приймаються два останні процеси. Частка цих процесів в енергобалансі теплиці становить відповідно 1,06 та 0,24% (Табл. 1.3). Тому за умови безперервного приходу тепла, його участь в енергобалансі становить 1,3%. Але, зважаючи на показник імовірності (приблизно 0,45), можливо забезпечити сонцем 0,6% енергопотреб підприємства, що вивільнить 24,5 т вугілля на кожен гектар площі.

Таким чином, при відсутності газу оптимальним співвідношенням різних видів енергії в закритому ґрунті є таке, коли 94,52% енергопотреб підприємства забезпечується за рахунок вугілля, 1,68% – природного газу, 2,47 – електроенергії, 0,73% – нафтопродуктів та 0,6% енергії сонця.

2.4. Обґрунтування енергозберігаючих режимів роботи теплового насоса в замкнутій системі опалення та вентиляції теплиць

Згідно методики, розробленої професором Мартиновським В.С. [80], коефіцієнт перетворення парокомпресорного теплового насоса можна визначити за виразом

$$\mu_k = 0,74 \cdot T_O \cdot (T_K - T_O)^{-1} - (0,0032 \cdot T_O + 0,765 \cdot T_O \cdot T_K^{-1}) + 0,9, \quad (2.5)$$

де T_O, T_K – температура відповідно кипіння та конденсації холодоагента, К.

Розрахунок параметрів сорбційних теплових насосів в системі теплопостачання споруд закритого ґрунту для різних сорбентів показав [60], що величина дійсного коефіцієнта перетворення менша від ідеального на 15...25%. Таким чином, для коефіцієнта перетворення сорбційного теплового насоса можна записати:

$$\mu_c = \lambda \times \frac{T_K \times (T_3 - T_O)}{T_3 \times (T_K - T_O)}, \quad (2.6)$$

де $\lambda = 0,75...0,85$ – коефіцієнт впливу реальних умов; T_3 – температура десорбції холодоагента за рахунок підводу теплоти від зовнішнього джерела енергії, К.

Кипіння холодоагента у компресорному ТН проходить з відбором теплоти від циркулюючого через випарник теплоносія, який одночасно відбирає теплоту від джерела енергії (рис.2.3). Температура кипіння холодоагента T_O залишається постійною, а температура теплоносія змінюється від $T_{ВХ}$ на вході у випарник до $T_{ВИХ}$ на виході з нього.

Конденсація холодоагента проходить з відбором теплоти циркулюючим через конденсатор теплоносієм, який віддає теплоту опалюваному приміщенню. Температура конденсації холодоагенту T_K залишається постійною, а температура теплоносія змінюється від T_{BX} на вході в конденсатор до $T_{ВІХ}$ на виході із конденсатора. Відповідно, температура теплоносія в системі опалення зменшується від $T_{ВІХ}$ до T_{BX} .

Склавши диференційне рівняння зміни температури теплоносія під час руху через теплообмінник, враховуючи, що вона прямо пропорційна теплоті, яка підводиться від джерела енергії, і обернено пропорційна масі та теплоємності теплоносія, та провівши його інтегрування, одержимо залежність температур на вході та виході теплообмінника від температури джерела енергії.

Провівши аналогічні розрахунки для процесу відбору теплоти в випарнику, конденсаторі та системі опалення, після спрощень та перетворень одержимо залежність температури кипіння холодоагента в випарнику від температури джерела енергії [39]

$$T_O = T_{\Delta} - \frac{P_B}{m_B \cdot C_B} \cdot \left\{ \left[\exp\left(\frac{K_T \cdot S_T}{m_B \cdot C_B}\right) - 1 \right]^{-1} - \left[\exp\left(-\frac{K_B \cdot S_B}{m_B \cdot C_B}\right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (2.7)$$

та залежність температури конденсації холодоагента в конденсаторі від температури в опалюваному приміщенні

$$T_K = T_{\sigma} + \frac{P_K}{m_K \cdot C_K} \cdot \left\{ \left[\exp\left(\frac{K_K \cdot S_K}{m_K \cdot C_K}\right) - 1 \right]^{-1} - \left[\exp\left(-\frac{K_O \cdot S_O}{m_K \cdot C_K}\right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (2.8)$$

де T_{Δ} – температура джерела енергії, К; T_{σ} – температура в опалювальному приміщенні, К; P_B, P_K – теплова потужність випарника та конденсатора, Вт; m_B, m_K – масова витрата теплоносія у випарнику та конденсаторі, кг/с; C_B, C_K – теплоємність теплоносія у випарнику та

конденсаторі, Дж/кг·К; K_T, K_B, K_K, K_O – коефіцієнт теплопередачі відповідно: від джерела енергії до теплоносія, від теплоносія до холодоагента у випарнику, від холодоагента до теплоносія у конденсаторі та від теплоносія до опалюваного приміщення, Вт/м²·К; S_T, S_B, S_K, S_O , – площа поверхні теплообміну теплообмінника, випарника, конденсатора та системи опалення, м².

У випадку, коли теплоносій, при відсутності теплообмінника, поступає безпосередньо в випарник від джерела енергії, а теплота від конденсатора поступає в опалюване приміщення також без проміжного теплоносія, формули (2.7) та (2.8) набувають вигляду:

$$T_O = T_d - \frac{P_B}{m_B \cdot c_B} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{K_B \cdot S_B}{m_B \cdot c_B}\right) \right]^{-1}, \quad (2.9)$$

$$T_K = T_e + \frac{P_K}{m_K \cdot c_K} \cdot \left[1 - \exp\left(-\frac{K_K \cdot S_K}{m_K \cdot c_K}\right) \right]^{-1}. \quad (2.10)$$

Аналіз рівнянь (2.7) та (2.8) дозволяє зробити висновок, що температура кипіння холодоагента у випарнику менша температури джерела енергії на величину, яка при інших сталих параметрах обернено пропорційна площі поверхні теплообміну випарника та теплообмінника джерела енергії, а температура конденсації холодоагента у конденсаторі більша температури у опалюваному приміщенні на величину, яка при інших сталих параметрах обернено пропорційна площі поверхні теплообміну конденсатора та системи опалення.

Таким чином, в системі тепlopостачання споруд закритого ґрунту, коли задається теплова потужність конденсатора та температура в опалюваному приміщенні, енергетичні параметри теплового насоса однозначно визначаються температурою джерела енергії.

Гранична навколишня температура, починаючи з якої необхідно нагрівати припливне повітря, визначається з рівняння теплового балансу

$$Q_{суб} + Q_{с.р} = Q_{т.в.} + Q_{н.пов} + Q_{інф} + Q_{вип}, \quad (2.11)$$

де $Q_{т.в.}$ – втрати теплоти через огорожу приміщення, Вт; $Q_{н.пов}$ – витрати теплоти на нагрів вентиляційного повітря, Вт; $Q_{інф}$ – втрати теплоти з інфільтрованим повітрям, Вт; $Q_{вип.}$ – витрати теплоти на випаровування вологи, Вт; $Q_{суб.}$ – теплонадходження в приміщення від субстрату, Вт; $Q_{с.р.}$ – теплонадходження від сонячної радіації, Вт.

Підставляємо значення складових рівняння (2.11) [111, 142]

$$Q_{т.в.} = \sum a_{ол} A \cdot (t_u - t_{ж}), \quad (2.12)$$

$$Q_{інф.} = c_p \cdot G_{інф} \cdot (t_u - t_{ж}), \quad (2.13)$$

$$Q_{н.пов} = c_p \cdot G_m \cdot (t_u - t_{ж}), \quad (2.14)$$

$$Q_{вип.} = r \cdot W \cdot m_c, \quad (2.15)$$

$$Q_{суб} = g_c \cdot m_c, \quad (2.16)$$

$$Q_{інф.} = 0,6 \cdot (q_{ср} \cdot A_{с.н} \cdot \beta) + k_{ол} \cdot A_{ст} \cdot (t_{ж}^{MM} - t_u), \quad (2.17)$$

де $t_u, t_{ж}$ – температура в середині приміщення та навколишнього повітря, °С; $S_{ол}$ – площа поверхні опалювальних приладів, м²; $a_{ол}$ – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); $t_{ср} = 0,5 \cdot (t_{вх} - t_{вих}),$ °С; m_c – маса субстрату, кг; g_c – потік явної теплоти від 1 т субстрату, Вт/т; r – теплота пароутворення, кДж/г; W – витрата вологи, яка випаровується, г/(с · кг); $q_{ср}$ – середня густина потоків сонячної радіації через остеклення, Вт/м²; $A_{с.н.}$ – площа світлових проїомів, м²; β – коефіцієнт теплопропускання сонцезахисних пристроїв; $k_{нок}$ – коефіцієнт теплопередачі через покриття, Вт/(м²·К); $A_{нок}$ – площа покриття, м²; $k_{ол}$ – коефіцієнт теплопередачі через огороження, Вт/(м² · К); A – площа огорожень, м²; c_p – масова теплоємність повітря, Дж/(кг · К); $t_{ж}^{MM}$ – умовна середньодобова температура зовнішнього повітря, °С; G_m – повітрообмін із

зовнішнім середовищем, кг/с; $G_{\text{инф}}$ – повітрообмін інфільтрації, кг/с,

з (2.12)–(2.17) одержимо вираз для визначення асиміляційної різниці температур

$$\Delta t = t_g - t_{zg} = \frac{m_c(g_c - r_{II} \cdot W) + 0,6q \cdot A_{c.n} \cdot \beta + k_{OI} \cdot A_{cm}(t_{zg}^{ym} - t_g)}{\Sigma a_{OI} A + c_p(G_m + G_{\text{инф}})} \quad (2.18)$$

та граничної температури навколишнього повітря

$$t_{zg}^o = t_g - \Delta t = t_g - \frac{m_c(g_c - r_{II} \cdot W) + 0,6q_{cp} \cdot A_{c.n} \cdot \beta + k_{OI} \cdot A_{cm}(t_{zg}^{ym} - t_g)}{\Sigma a_{OI} A + c_p(G_m + G_{\text{инф}})} \quad (2.19)$$

На основі даних, отриманих в дослідних теплицях, за допомогою моделі (2.19) визначена гранична температура опалення для грибниці – 16,9°C та теплиці – 14,8°C

В холодний період року нагрів припливного повітря може відбуватися за допомогою теплового насоса з використанням теплоти викидного повітря. Рівняння теплового балансу (2.11) приміщення в цьому випадку буде мати вигляд

$$Q_{TH} = Q_{т.в.} + Q_{п.нов} + Q_{\text{инф}} + Q_{\text{вин}} - Q_{\text{суб}} - Q_{с.р}, \quad (2.20)$$

де Q_{TH} – кількість теплоти, що надходить від теплового насоса [38], Вт

$$Q_{TH} = Q_{КТН} = Q_{\text{ут}} + P = \mu P, \quad (2.21)$$

де $Q_{КТН}$ – теплова потужність конденсатора теплового насоса, Вт; $Q_{\text{ут}}$ – теплова потужність, утилізована випарником теплового насоса, Вт; P – встановлена потужність теплового насоса, Вт; μ – коефіцієнт перетворення теплового насоса.

Експериментальна перевірка математичної моделі та визначення техніко-економічних показників проводилось за допомогою розробленого парокомпресійного ТН з повітряним випарником та водяним конденсатором,

який був виготовлений на Мелітопольському заводі холодильного машинобудування.

Експериментальні дослідження проводились за допомогою термостатичної камери науково-дослідного інституту "Кондиціонер". Це дозволяло моделювати в реальних межах температурні режими роботи ТН. Аналіз результатів енергетичної оцінки (рис.2.4.) показав, що при температурі повітря на вході у випарник ТН від 0 до мінус 5 °С споживана потужність ТН складала 3...4 кВт, а теплова – 7... 11 кВт. Таким чином, коефіцієнт перетворення (економія енергії) ТН по результатах експериментальних випробувань становив 2,1...2,5 відносних одиниць.

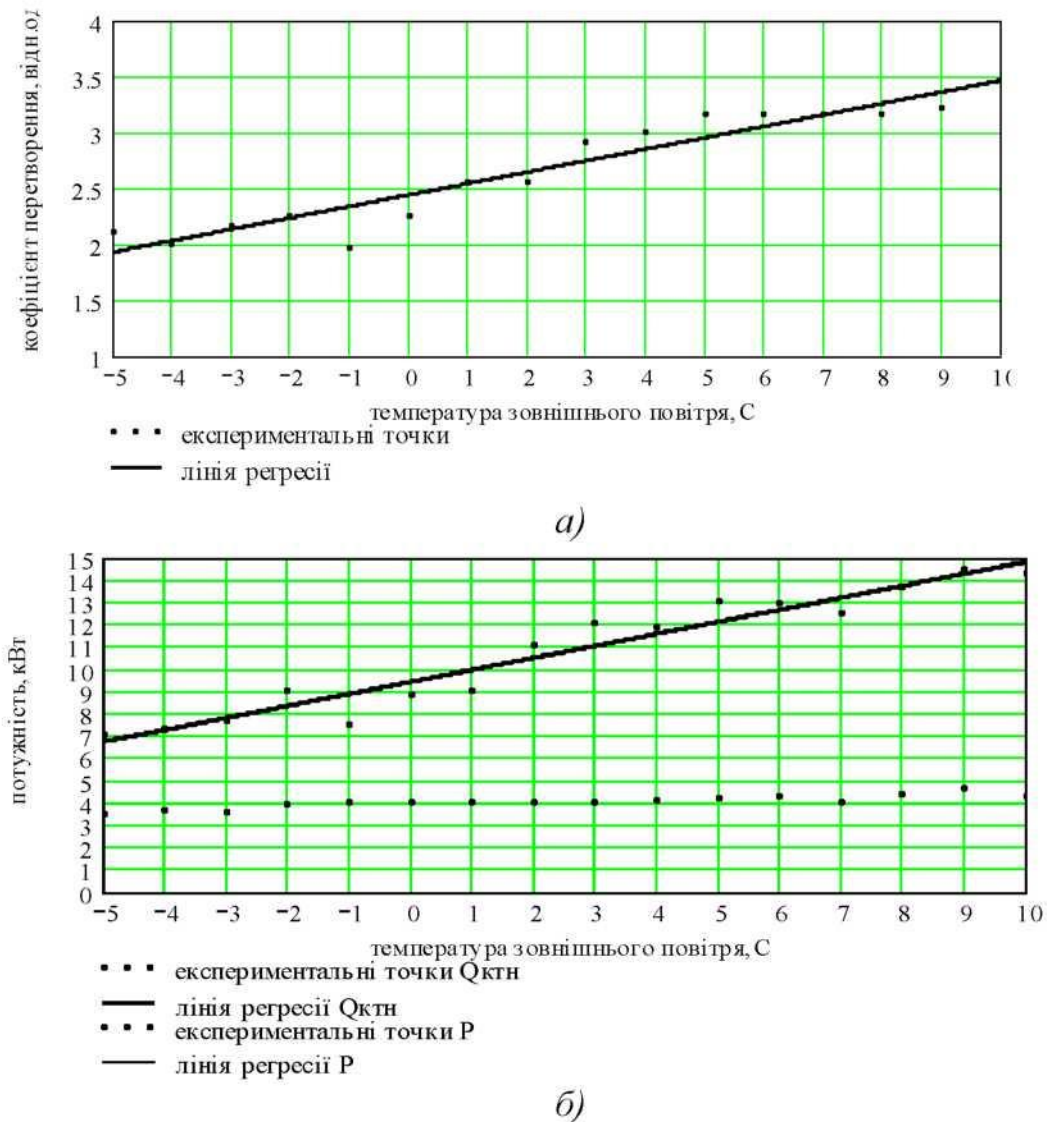


Рис.2.4. Залежність коефіцієнта перетворення *а)* та потужності електричної і теплової енергії ТН *б)* від температури зовнішнього повітря.

Результати виробничих випробувань (таблиця 2.7) [38] показали, що економічна ефективність теплонасосної системи тепlopостачання (ТСТ) установки порівняно з найбільш ефективною системою електроопалення на базі проточного електроводонагрівача за рахунок економії електроенергії складає 750 доларів за один опалювальний сезон при тарифі на електроенергію 0,04 долара.

Вартість обладнання ТСТ, як вітчизняного так і імпортного виробництва, знаходиться в межах 3...4 тисяч доларів. Таким чином, термін його окупності становитиме 4...6 років.

Параметри ТН типу "повітря-вода" зображено на рисунку 2.4. [38].

Апроксимація експериментальних даних проведена за допомогою лінійної регресії виду $f(t) = a_0 + a_1 t$. Коефіцієнти регресії дорівнюють

- коефіцієнт перетворення $\mu = a_0 = 2,429 \quad a_1 = 0,102$;
- теплова потужність $Q_{КТН} = a_0 = 9,375 \quad a_1 = 0,539$;
- встановлена потужність $N = a_0 = 3,866 \quad a_1 = 0,054$.

Таблиця 2.7

Результати виробничої перевірки

№ п/п	Показники	Електроводо-нагрівач	Теплонасосна установка
1.	Теплова потужність, кВт	9	7–11
2.	Споживана потужність, кВт	10	3–4
3.	Максимальна температура нагрітої води, °С	80	50
4.	Металомісткість, кг	18	300
5.	Витрати електроенергії, кВт-год	31320	12862
6.	Вартість електроенергії, дол.	1250	500
7.	Капіталовкладення, дол.	350	3000
8.	Термін окупності, років	—	4

2.5. Резюме по розділу 2

Структура енергоспоживання в СЗГ з точки зору вибору найбільш доцільного енергоносія повинна бути наступною, коли 96 – 97 % енергетичних потреб підприємства забезпечуються за рахунок природного газу (енергія йде на теплові процеси та підживлення рослин), 2 – 3 % електроенергії витрачається на роботу силового електрообладнання, досвічування розсади та електроосвітлення. Участь нафтопродуктів у забезпеченні енергобалансу підприємств закритого ґрунту не повинна перевищувати 1% – це процеси обробки ґрунту та транспортування вантажів.

Розроблено метод визначення вартісних еквівалентів носіїв теплової енергії, що дозволяє проводити раціональний вибір палива в залежності від його вартості та витрат на транспортування.

Встановлено, що при відсутності газу оптимальним співвідношенням різних видів енергії в закритому ґрунті є таке, коли 94,52% енергопотреб підприємства забезпечується за рахунок вугілля, 1,68% – природного газу, 2,47 – електроенергії, 0,73% – нафтопродуктів та 0,6% енергії сонця.

Встановлено, що в системі теплопостачання споруд закритого ґрунту, коли задається теплова потужність конденсатора та температура в опалюваному приміщенні, енергетичні параметри теплового насоса однозначно визначаються температурою джерела енергії.

РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНЕ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ ЗАМКНУТОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ ТЕПЛИЦЬ

3.1. Структурно-функціональна схема замкнутої системи опалення та вентиляції теплиць

Виробництво овочевої продукції в теплицях пов'язане із значними енергетичними витратами на нагрів вентиляційного повітря. Для цілей енергозбереження в теплицях застосовують системи вентиляції, які забезпечують використання теплого повітря насиченого вуглекислотою.

Задачею замкнутої системи опалення та вентиляції є забезпечення роботи цієї системи на протязі всієї доби з можливістю використання вуглекислоти, яка продукується грибами, для вирощування овочевої продукції та більш повного використання теплоти і економії енергії за рахунок створення додаткових контурів циркуляції повітря.

Відомо, [17, 85, 113, 127] що здатність рослин поглинати вуглекислоту пов'язана з процесом фотосинтезу, основним компонентом якого є світлове випромінювання. Тобто, вночі процес фотосинтезу припиняється, отже поглинання вуглекислоти також припиняються. Газообмін у грибів відбувається цілодобово. Зв'язку з цим постає задача використання повітря збагаченого CO₂ із грибниці – вночі.

Поставлена задача вирішується завдяки тому (рис. 3.1), що в світлий час доби повітрообмін здійснюють між теплицею, де вирощують рослини при природному освітленні (денна теплиця), та культивацийним приміщенням для вирощування грибів (грибниця), а в темний час доби повітрообмін здійснюється між приміщенням, де рослини вирощують при штучному освітленні (нічна теплиця), та грибницею, а повітрообмін між денною теплицею

і грибницею припиняють. Це забезпечує повну утилізацію вуглекислоти і вихід овочевої продукції як із нічної та і із денної теплиці.

В нічній теплиці, освітлення вмикається в провали графіків електричних навантажень енергосистем. Позитивний ефект при цьому досягається за рахунок покращення режимів роботи енергосистем, які живлять нічні об'єкти (вирівнювання графіків навантажень), а також за рахунок пільгових цін нічної електроенергії. Оскільки ЗСОВ в даному випадку працює цілодобово без роз'єднувань, і немає необхідності викидати назовні відпрацьоване повітря, досягається суттєва економія теплоти.

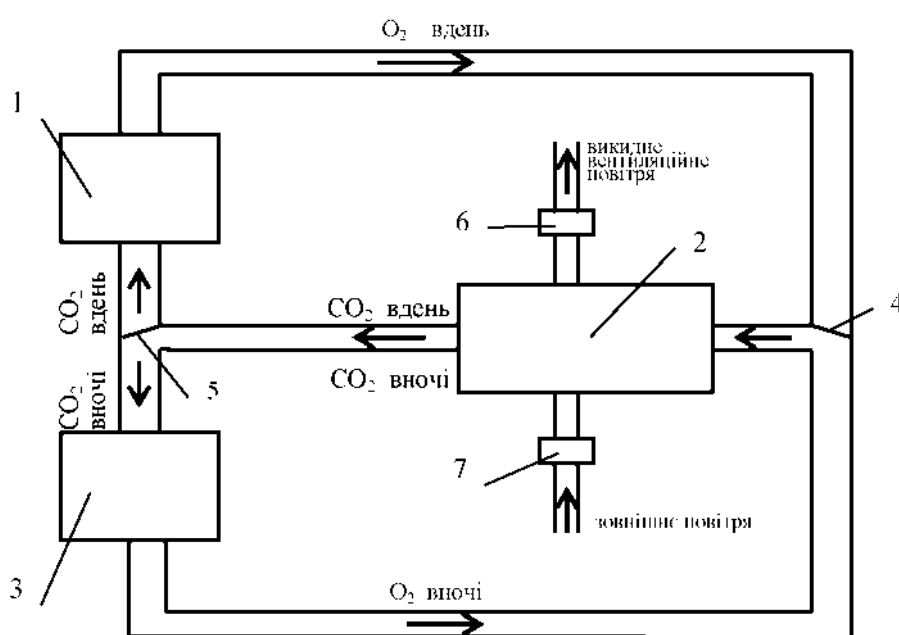


Рис. 3.1. Функціональна схема замкнутої системи вентиляції
 1 – денна теплиця; 2 – грибниця; 3 – нічна теплиця; 4,5 – заслінки. 6 – випарник ТН; 7 – конденсатор ТН.

Замкнена система опалення та вентиляції дозволяє економити енергоносії за рахунок зменшення нагріву припливного повітря, а також збільшити вихід овочевої продукції завдяки підвищеним концентраціям вуглекислоти у повітрі теплиць, яке поступає з культивацийного приміщення для грибів. Додаткове встановлення в системі ТН дозволяє збільшити економію теплової енергії.

За основу для проектування і подальшого впровадження у виробництво пропонується функціонально-технологічна схема ЗСОВ (рис. 3.2) Ця схема передбачає побудову приміщення, яке розбито на кілька частин. В одній

частині вирощують зелені рослини в другій рослини вирощують при штучному освітленні, в третьому – гриби. Грибне приміщення розбито на дві частини для виключення роз'єднання системи, яке виникає внаслідок різниці в строках вирощування грибів і рослин. В зв'язку із різними, по технологічним вимогам, повітрообмінами в приміщеннях і накопиченням шкідливостей частина повітря оновлюється за рахунок повітрообміну із зовнішнім середовищем. При цьому за допомогою теплового насоса утилізується додаткова кількість теплоти.

Як зазначалось вище, одночасно працює лише одна пара приміщень, тому можлива організація ЗСОВ в двох суміжних блоках блокової теплиці (рис.3.3).

Пропонується також схема ЗСОВ в одній теплиці, розділеної на дві частини (рис.3.4), в одній з яких вирощуються гриби в іншій зелені рослини.

Схеми ЗСОВ, які показані на рисунках 3.3 і 3.4, працюють лише в день, чим відрізняються в гіршу сторону від схеми (рис.3.2), але мають перевагу в капітальних витратах на реконструкцію приміщень.

3.2. Математична модель опалювально-вентиляційної системи замкнутого повітрообміну між окремими приміщеннями в спорудах закритого ґрунту

Вирішення питання енергозбереження дозволяє зменшити енерговитрати і тим самим зменшити їх частку у собівартості продукції сільсько-господарського виробництва.

Основною особливістю СЗГ є багатофакторне середовище, яке об'єднане поняттям мікроклімату, опалювально-вентиляційна система є невід'ємною складовою цього середовища при цьому моделювання режимів роботи цієї системи при умові складності останнього стає фактором не тільки бажаним, а під час і необхідним.

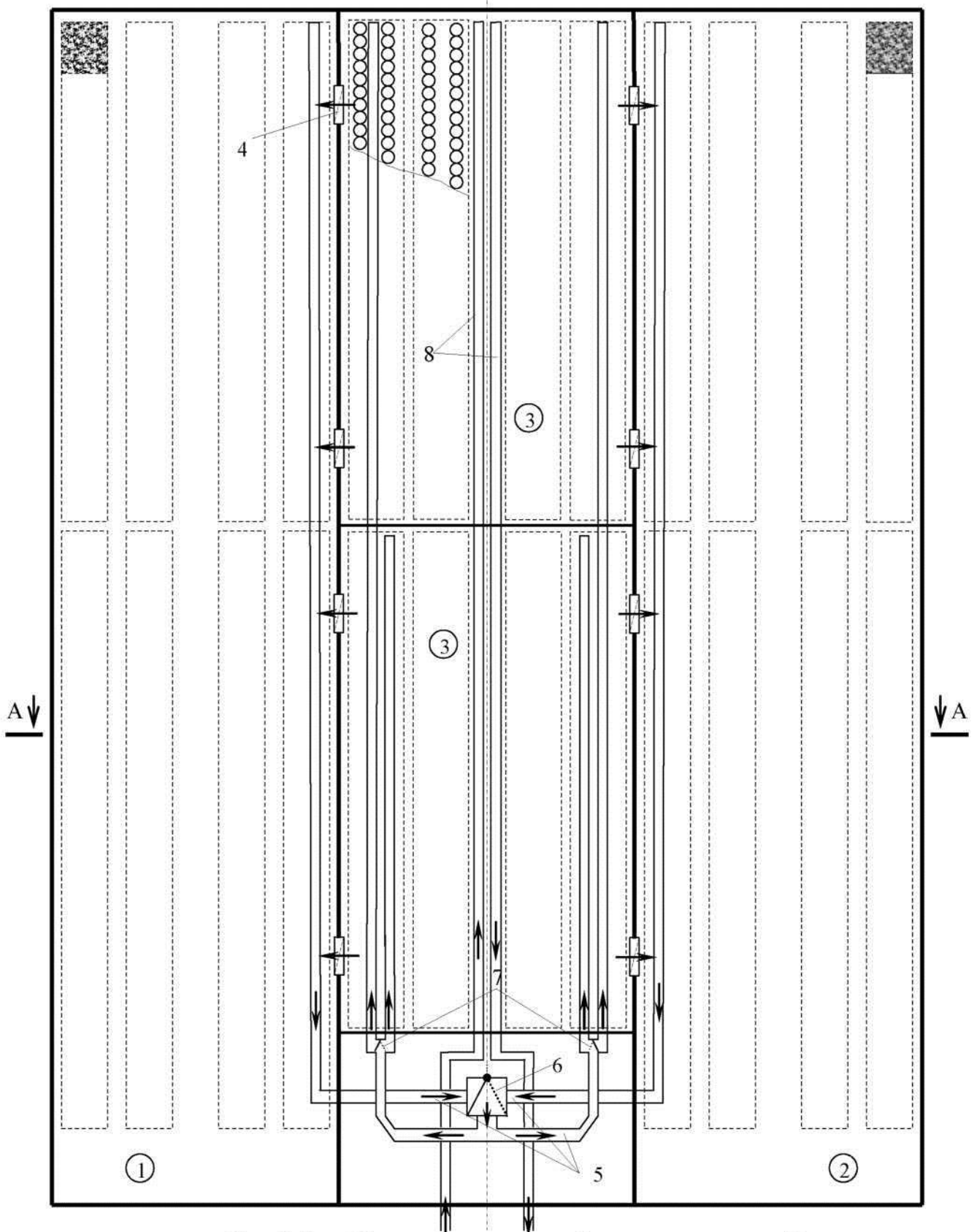


Рис. 3.2.а. План-схема замкнутої системи вентиляції

1 – денне приміщення; 2 – нічне приміщення; 3 – грибні приміщення; 4 – заслінки подачі повітря збагаченого CO_2 ; 5 – повітроводи забору та подачі повітря збагаченого O_2 ; 6 – заслінки зміни напрямку потоку повітря в залежності від часу доби; 7 – заслінки зміни напрямку потоку повітря між грибними приміщеннями; 8 – повітроводи повітрообміну з навколишнім середовищем.

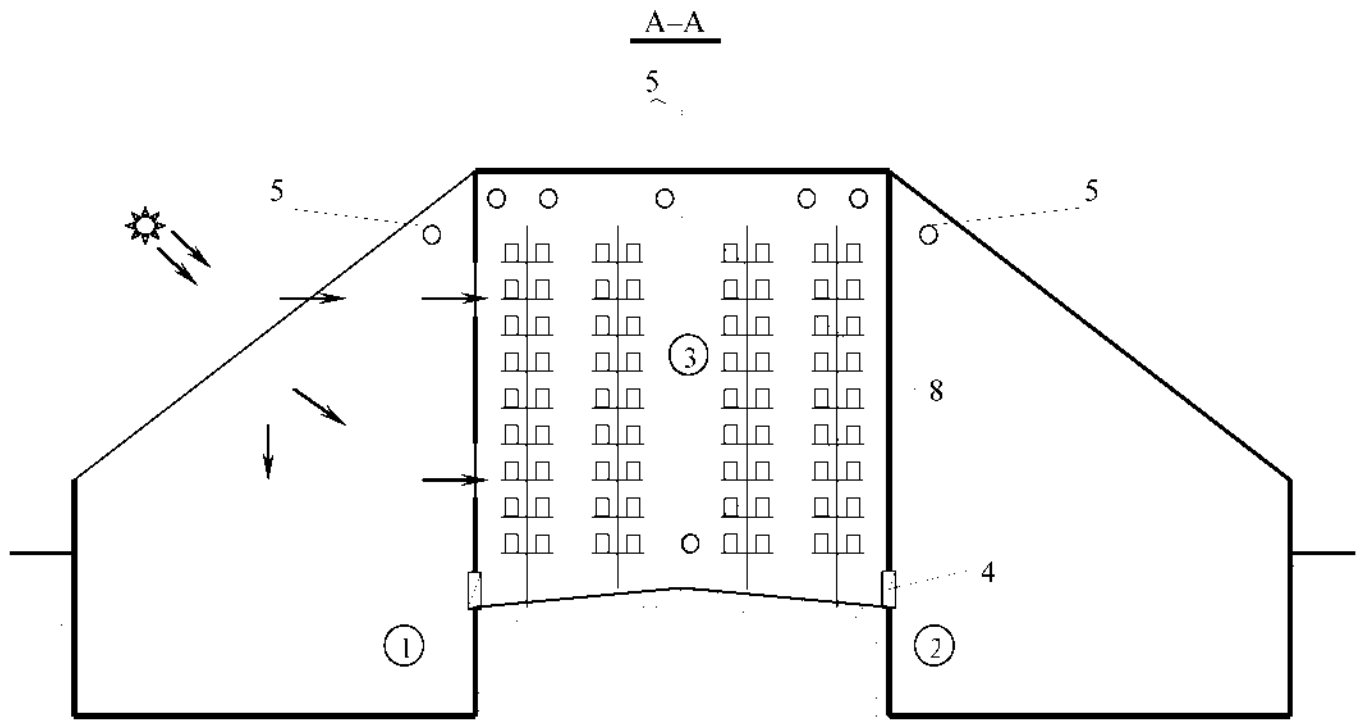


Рис. 3.2.б. План-схема замкнутої системи вентиляції

1 – денне приміщення; 2 – нічне приміщення; 3 – грибні приміщення; 4 – заслінки подачі повітря збагаченого CO_2 ; 5 – повітроводи забору та подачі повітря збагаченого O_2 ; 8 – повітроводи повітрообміну з навколишнім середовищем.

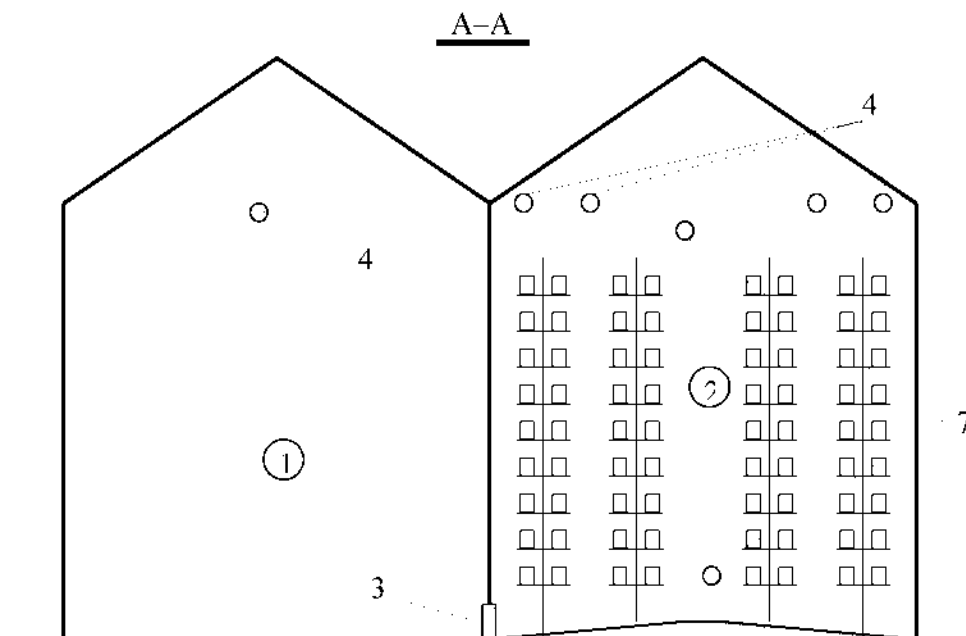


Рис. 3.3.а. План-схема замкнутої системи вентиляції

1 – теплиця; 2 – грибне приміщення; 3 – заслінки подачі повітря збагаченого CO_2 ; 4 – повітроводи забору та подачі повітря збагаченого O_2 ; 7 – повітроводи повітрообміну з навколишнім середовищем.

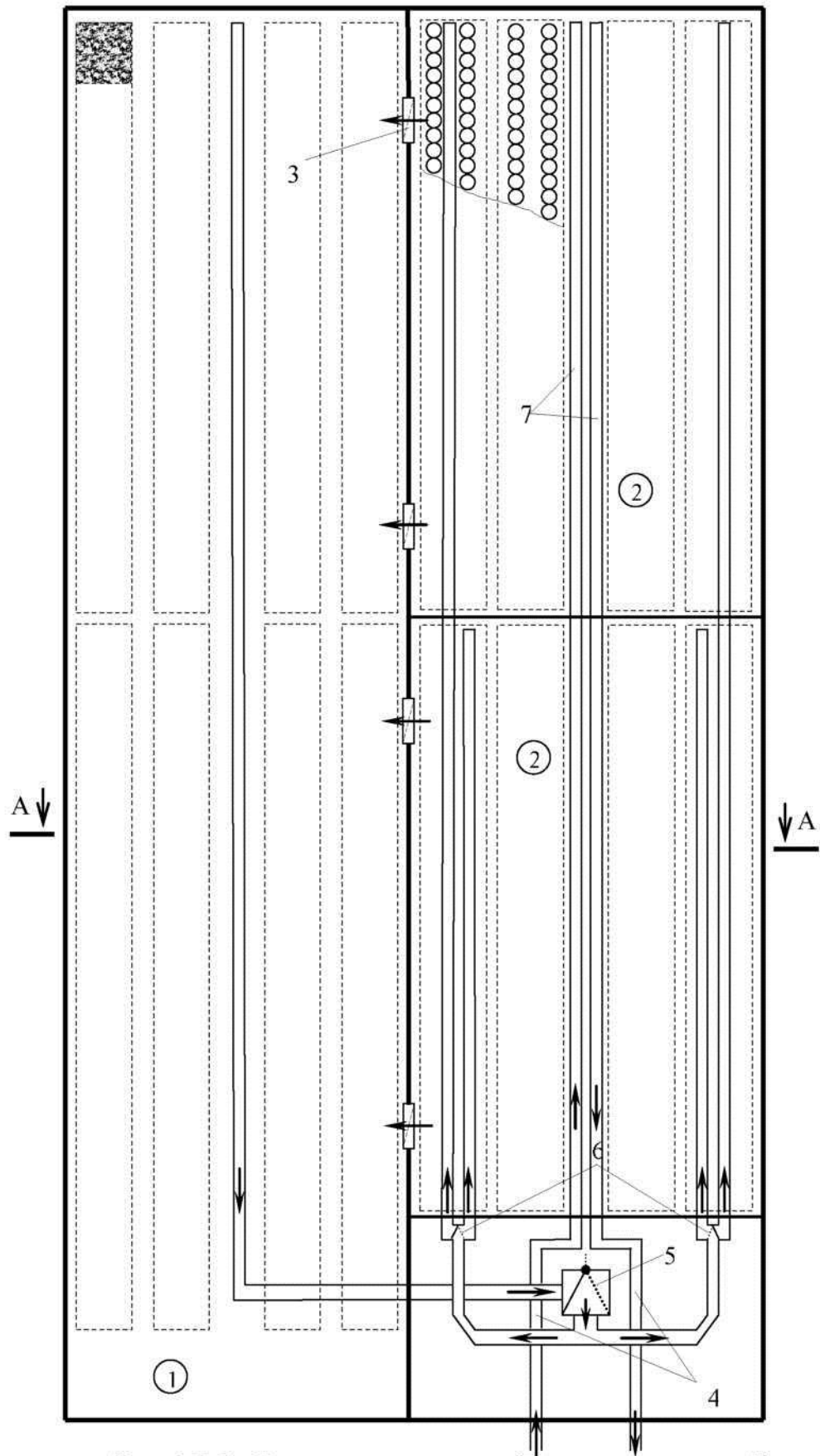


Рис. 3.3.б. План-схема замкнутої системи вентиляції

1 – теплиця; 2 – грибні приміщення; 3 – заслінки подачі повітря збагаченого CO_2 ; 4 – повітроводи забору та подачі повітря збагаченого O_2 ; 5 – заслінка; 6 – заслінки зміни напрямку потоку повітря між грибними приміщеннями; 7 – повітроводи повітрообміну з навколишнім середовищем.

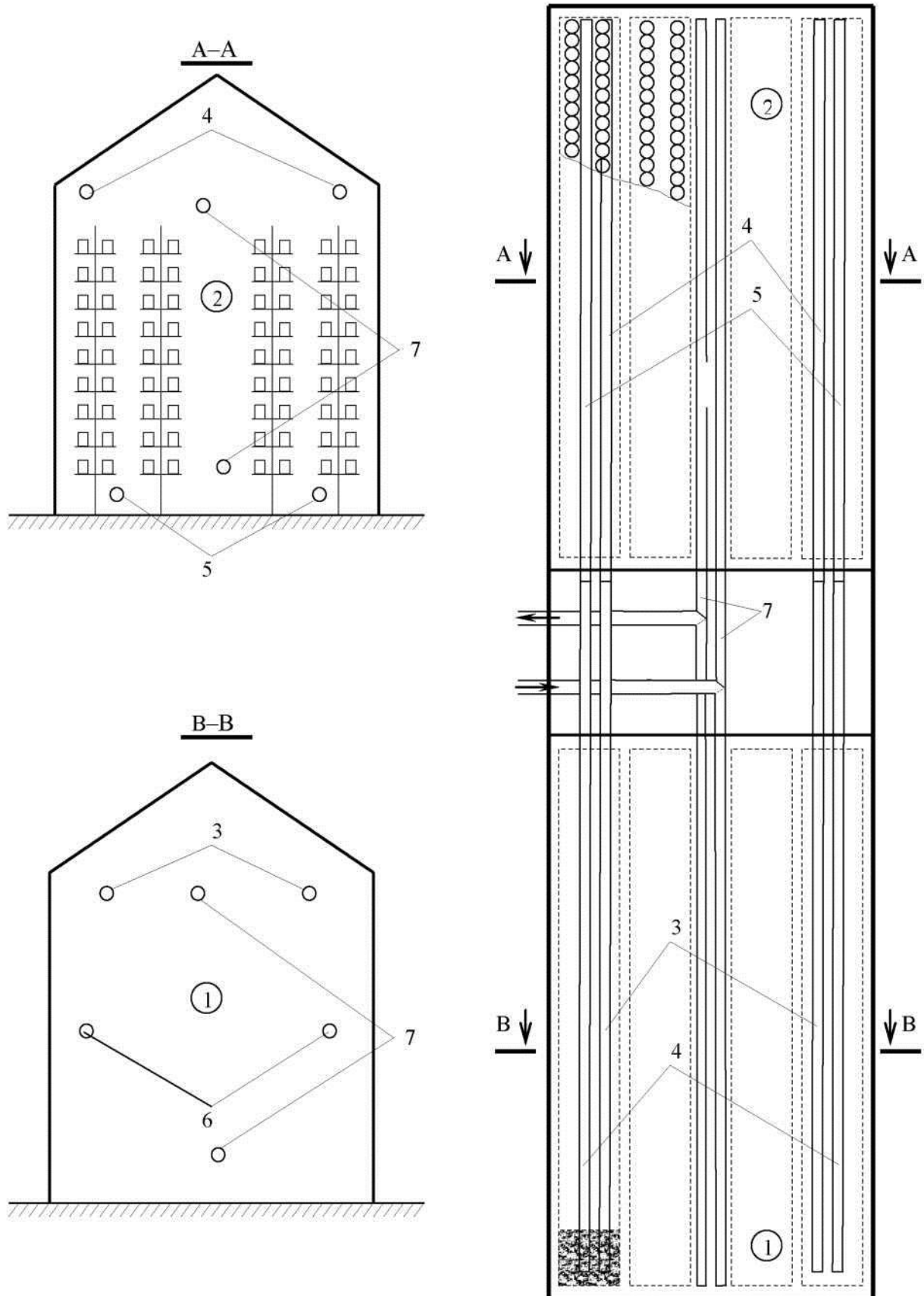


Рис. 3.4. План-схема замкнутої системи вентиляції

1 – теплиця; 2 – грибне приміщення; 3 – повітроводи забору повітря збагаченого O_2 ; 4 – повітроводи подачі повітря збагаченого O_2 ; 5 – повітроводи забору повітря збагаченого CO_2 ; 6 – повітроводи подачі повітря збагаченого CO_2 ; 7 – повітроводи повітрообміну з навколишнім середовищем.

Розглянемо це питання на прикладі грибниці в якій культивується культура гриба гливи звичайної.

Фактори мікроклімату, які підлягають регулюванню, складають систему, в яку входять температура, вологість, концентрація CO₂ і освітленість, які змінюються в функції часу. Основними факторами, які здійснюють вплив на систему, є фактори навколишнього середовища: температура, вологість повітря, швидкість вітру, довжина світлового дня та інтенсивність сонячного випромінювання.

В процесі вирощування культури виникають ситуації, які потребують оптимального вибору роботи опалювально-вентиляційної системи. Наприклад, в період плодоношення в весняно-літній період, коли температура в грибниці підвищується вище норми за рахунок природного світла (тепличний ефект), виникає потреба в вентиляції приміщення з метою видалення зайвої теплоти. В той же час для нормального розвитку гриба потрібна більша за атмосферну вологість повітря, в результаті із зайвою теплотою видаляється і необхідна волога. Аналогічна ситуація виникає і при видаленні зайвої вуглекислоти, яка виділяється при диханні грибів, коли з видаленням CO₂ витрачається волога і теплота з культиваційного приміщення.

Необхідно знайти такий варіант, який при заданих умовах забезпечив би досягнення екстремального (мінімального) значення втрат теплової енергії з культиваційного приміщення [76, 82].

Одним із способів вирішення цієї проблеми може бути застосування математичного моделювання [82, 132] режимів роботи опалювально-вентиляційного обладнання.

Оптимальна величина витрат енергії в грибниці, тобто набір значень перемінних x_{ik} , які мінімізують значення цільової функції [68]

$$f(x) = \sum_{k \in K} \sum_{i \in I} \sum_{j \in J} a_{kij} x_{kij} \rightarrow \min, \quad (0.2)$$

де i, I – номер дня та кількість днів вегетаційного періоду; k, K – порядковий номер періоду та кількість всіх періодів вегетації; j, J – параметр мікроклімату, що регулюється та кількість параметрів (керованих змінних), що регулюються; x_{ik} – витрати енергії в i -й день вегетаційного періоду k -го періоду вегетації для підтримання j -го параметру мікроклімату.

Введемо граничні умови. Враховуючи, що регулювання концентрації CO_2 і освітлення в першому періоді за технологічними умовами не проводиться ($k=1$), позначивши через: $j=1$ – параметр температури; $j=2$ – вологості; $j=3$ – CO_2 ; $j=4$ – освітленість, визначимо, що:

$$\sum_{k \in K} \sum_{i \in I} \sum_{j \in J} x_{ij} = 0, \quad (j=3, 4), \quad (0.3)$$

Початок, закінчення і тривалість періодів вегетації запишемо як:

$$\sum_{i \in I} i \cdot \lambda_{ki} > \sum_{i \in I} i \cdot \lambda_{(k+1)i} \quad \Delta i_k = \sum_{i \in I} i \cdot \lambda_{ki} - \sum_{i \in I} i \cdot \lambda_{(k+1)i}, \quad k=1 \dots 4,$$

де λ_{ki} – коефіцієнт-зв'язка (булева змінна).

Враховуючи почерговість проходження періодів

$$\sum_{i \in I} i \cdot \lambda_{1i} < \sum_{i \in I} i \cdot \lambda_{2i} \dots \sum_{i \in I} i \cdot \lambda_{Ki}$$

визначимо кінець циклу вирощування гриба при $K > 4$.

Очевидно, що чим нижча середньодобова температура повітря за межами грибниці, наприклад, взимку, тим більші витрати енергії. Дещо подібна ситуація виникає і влітку, коли температура навколишнього середовища значно перевищує технологічно необхідну температуру, що веде, в свою чергу, до витрат енергії на охолодження приміщення. Цільова функція буде мати вигляд

$$f(x) = \sum_{k \in K} \sum_{i \in I} a_{ki} \cdot t_{ki} \rightarrow \min, \quad (0.4)$$

де t – середня температура досліджуваного періоду.

Аналогічно формулюється цільова функція і для теплиці.

Для системи споруд „рослинна теплиця – грибниця” цільова функція набуває вигляду –

$$f(x) = \sum_{k \in K} \sum_{i \in I} \sum_{j \in J} a_{kij} x_{kij} + \sum_{y \in Y} \sum_{l \in L} \sum_{m \in M} a_{ylm} x_{ylm} \rightarrow \min \quad (0.5)$$

де, для теплиці, прийняті позначення:

l, L – номер дня та кількість днів вегетаційного періоду; y, Y – порядковий номер періоду та кількість всіх періодів вегетації; m, M – параметр мікроклімату, що регулюється та кількість параметрів (керованих змінних), що регулюються; x_{ylm} – витрати енергії в l -й день вегетаційного періоду k -го періоду вегетації для підтримання m -го параметру мікроклімату.

Отже задача полягає у виборі таких значень x , при яких функція $f(x)$ досягатиме свого найменшого значення.

Розглянемо наведену в п. 3.1 замкнуту систему опалення та вентиляції як об'єкта математичного моделювання [67]. Введемо обмеження: потік явної теплоти від субстрату постійний; інтенсивність випаровування вологи зі змоченої поверхні не залежить від температури. Також, прийняті допущення: CO_2 в зовнішньому повітрі та повітрі, яке надходить із суміжної теплиці на протязі перехідних процесів постійні; температура зовнішнього повітря на протязі перехідних процесів постійна; густина повітря не залежить від температури і тиску в середині приміщення; час переміщення повітря в приміщенні не враховується. Виділимо дві основні складові моделі – тепловий баланс та газовий баланс.

Математичне моделювання роботи такої системи повітрообміну дає можливість оцінити ефективність роботи опалювально-вентиляційного обладнання та оцінити значення технологічних параметрів мікроклімату.

Для розробки математичної моделі скористаємося рівнянням теплового балансу СЗГ [111]:

$$Q_{T.П.} - Q_{T.втр.} = Q_{надл.} \quad (0.6)$$

де $Q_{Т.Н.}$ – загальні теплонадходження в приміщення; $Q_{Т.втр.}$ – загальні втрати теплоти з приміщення; $Q_{надл.}$ – надлишок (“–” дефіцит) теплоти в приміщенні.

Додатне значення $Q_{надл.}$ визначає потужність системи опалення, від’ємне – потужність системи кондиціонування.

$Q_{Т.Н.}$ визначаємо як суму теплонадходжень від сонячної радіації $Q_{с.р.}$, субстрату $Q_{суб}$ та системи освітлення $Q_{осв.}$:

$$Q_{Т.Н.} = Q_{с.р.} + Q_{суб} + Q_{осв.} \quad (0.7)$$

$Q_{Т.втр.}$ визначаємо як суму тепловтрат через огорожуючі конструкції $Q_{тв}$, інфільтрацію $Q_{інф}$, випаровування $Q_{вип}$ та підігрів припливного повітря $Q_{п.пов.}$:

$$Q_{Т.втр.} = Q_{тв} + Q_{інф} + Q_{вип} + Q_{п.пов.} \quad (0.8)$$

Підставивши формули (3.6) і (3.7) в тепловий баланс (3.5) отримаємо:

$$Q_{надл.} = Q_{с.р.} + Q_{суб} + Q_{осв.} - Q_{тв} - Q_{інф} - Q_{вип} - Q_{п.пов.} \quad (0.9)$$

Теплоповітряний баланс буде мати вигляд [61, 111]:

по тепловому потоку –

$$Q_{Т.Н.} - Q_{Т.втр.} = Q_{от} \quad (0.10)$$

по повітрю –

$$G_{вип} - G_{надх} = 0, \quad (0.11)$$

де $Q_{отв}$ – потужність опалювально-вентиляційної системи; $Q_{от} = Q_{надл.}$; $Q_{п.пов.} = Q_{в} - Q_{пр}$; $Q_{пр}$ – потік теплоти з припливним повітрям; $Q_{в}$ – потік

теплоти з вкидним повітрям; $G_{вит}$ – витяжка (видалення) повітря з приміщення; $G_{надх}$ – приплив (надходження) повітря в приміщення.

Виділивши з $Q_{T,втр}$ (3.7) теплоту яка витрачається на підігрів припливного повітря $Q_{п.пов}$ і розділивши останню на дві складові Q_v і Q_{np} отримаємо тепловий баланс

$$-Q_{T,II} + Q_{T,втр} + Q_{п.пов} - Q_{np} + Q_v = 0. \quad (0.12)$$

В системі, що розглядається, є три приміщення, кожне з яких має свій тепловий та теплоповітряний баланс. Об'єднавши їх в систему замкнутого повітрообміну рівняння теплового балансу буде мати вигляд:

$$\begin{cases} Q_{T,II.1} - Q_{T,втр.1} - Q_{надх.1} = 0 \\ Q_{T,II.2} - Q_{T,втр.2} - Q_{надх.2} = 0 \\ Q_{T,II.3} - Q_{T,втр.3} - Q_{надх.3} = 0, \end{cases} \quad (0.13)$$

або

$$\begin{cases} -Q_{T,II.1} - Q_{он.1} + Q_{т.в.1} - Q_{np.1} + Q_{в.1} = 0 \\ -Q_{T,II.2} - Q_{он.2} + Q_{т.в.2} - Q_{np.2} + Q_{в.2} = 0 \\ -Q_{T,II.2} - Q_{он.2} + Q_{т.в.2} - Q_{np.2} + Q_{в.2} = 0, \end{cases} \quad (0.14)$$

де цифрами 1,2,3 позначені, відповідно, грибниця, денна та нічна теплиця.

З вищенаведеного опису видно, що в один і той же час працює лише два приміщення, а саме: вдень – грибниця та денна теплиця; вночі – грибниця та нічна теплиця, тому можливо розглядати систему із двох рівнянь – окремо для денної та нічної частин доби.

Для прикладу розглянемо темну частину доби, зробивши припущення, що повітрообмін в обох приміщеннях однаковий $G_{M,1} = G_{M,2} = G_M$:

$$\begin{cases} -Q_{T,II.1} - Q_{он.1} + Q_{т.в.1} - Q_{np.1} + Q_{в.1} = 0 \\ -Q_{T,II.2} - Q_{он.2} + Q_{т.в.2} - Q_{np.2} + Q_{в.2} = 0, \end{cases} \quad (0.15)$$

або

$$\begin{cases} -Q_{T.H.1} - Q_{on.1} + Q_{m.g.1} - c_p \cdot G_M \cdot t_{ze.1} + C_p \cdot G_M \cdot t_{e.1} = 0 \\ -Q_{T.H.2} - Q_{on.2} + Q_{m.g.2} - c_p \cdot G_M \cdot t_{ze.2} + C_p \cdot G_M \cdot t_{e.2} = 0, \end{cases} \quad (0.16)$$

де t_w, t_{ze} – температура, відповідно, внутрішнього та зовнішнього повітря.

Температура вхідного повітря для рослинної теплиці буде такою ж як внутрішня температура в грибниці і навпаки температура припливного повітря для грибниці буде дорівнювати температурі внутрішнього повітря в рослинній теплиці:

$$\begin{cases} -Q_{T.H.1} - Q_{on.1} + Q_{m.g.1} - c_p \cdot G_M \cdot t_{e.2} + c_p \cdot G_M \cdot t_{e.1} = 0 \\ -Q_{T.H.2} - Q_{on.2} + Q_{m.g.2} - c_p \cdot G_M \cdot t_{e.1} + c_p \cdot G_M \cdot t_{e.2} = 0 \end{cases} \quad (0.17)$$

В реальних умовах, при вирощуванні різних культур повітрообмін в приміщеннях фактично є різним. Також необхідно враховувати те, що в повітрі, при його циркуляції в замкнутій системі накопичуються шкідливості. Тому математична модель повинна враховувати повітрообмін із зовнішнім середовищем.

Припустимо, що за технологічними вимогами повітрообмін в приміщеннях $G_{M.1}$ і $G_{M.2}$ різний – в грибному приміщенні більший, в рослинному менший. Тоді, в першому приміщенні виникає надлишок $G_{M.b}$ на базі якого необхідно організувати повітрообмін із навколишнім середовищем. Організуємо його в першому приміщенні. В цьому випадку, після математичних перетворень отримаємо систему:

$$\begin{cases} -Q_{T.H.1} - Q_{on.1} + Q_{m.g.1} - c_p \cdot [G_{M.1.1}(t_{e.2} - t_{e.1}) + G_{M.1.2}(t_{ze} - t_{e.1})] = 0 \\ -Q_{T.H.2} - Q_{on.2} + Q_{m.g.2} - c_p \cdot G_{M.1.1} \cdot (t_{e.1} - t_{e.2}) = 0 \end{cases} \quad (0.18)$$

де $G_{M.I.1}$ – повітрообмін між приміщеннями; $G_{M.I.2}$ – повітрообмін із зовнішнім середовищем.

Аналогічно запишеться система і для світлої частини доби.

В такому вигляді модель дозволяє визначити значення повітрообмінів між приміщеннями та із зовнішнім середовищем при зміні $Q_{on,2}$, або значення температур в приміщеннях. При проведенні відповідних перетворень та внесенні доповнень можна визначити і інші параметри системи.

Приклад застосування імітаційної моделі системи (3.17) для визначення повітрообмінів, коли в дослідній грибниці вирощується глива, а в рослинній теплиці вигоночна культура – цибуля на перо, показаний на рис. 3.5, де пряма $G_{M.I.1}$ – це повітрообмін між приміщеннями, а пряма $G_{M.I.2}$ – повітрообмін із зовнішнім середовищем. Розрахунок приводиться для зимового періоду ($t_{ze} = -15^{\circ}\text{C}$, $t_{e1} = 16^{\circ}\text{C}$, $t_{e2} = 14^{\circ}\text{C}$).

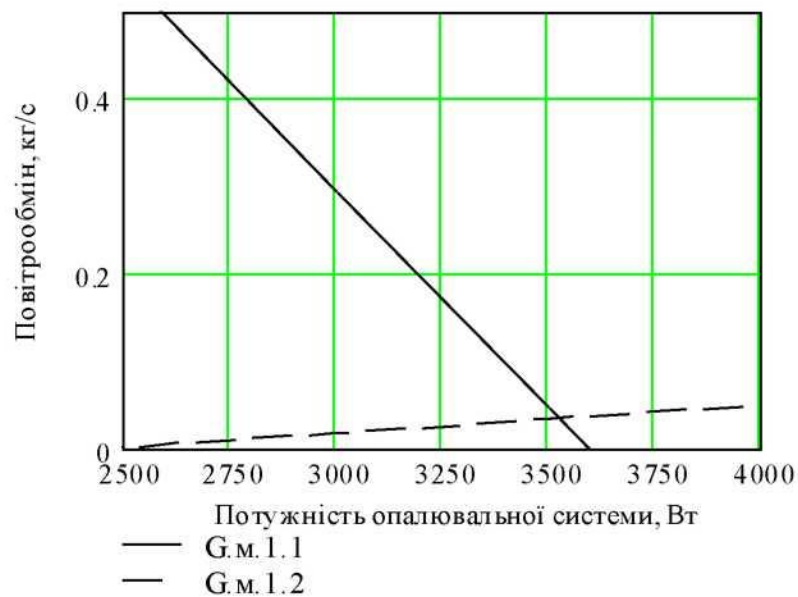


Рис. 3.5. Залежність повітрообмінів від потужності опалювальної системи.

Приклад застосування імітаційної моделі системи (3.17) для визначення температур, показаний на рис. 3.6. ($t_{ze} = -15^{\circ}\text{C}$, $G_{M.I.1} = 0,0346$ кг/с, $G_{M.I.2} = 0,0194$ кг/с).

З рис. 3.5 і 3.6 видно, що при зменшенні потужності $Q_{on.2}$ повітрообмін між приміщеннями $G_{M.I.1}$ збільшується, а з зовнішнім середовищем $G_{M.I.2}$ – зменшується, а температури в грибниці і теплиці зменшуються. Таким чином величину повітрообмінів та температуру в приміщеннях можна регулювати за допомогою зміни потужності опалювальної установки грибниці.

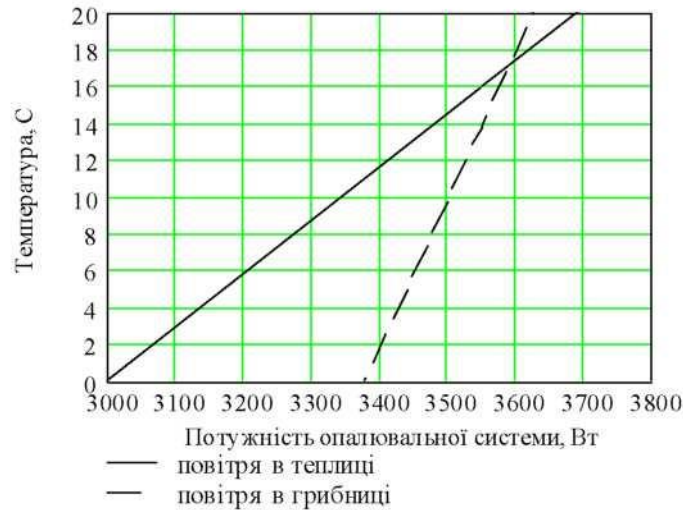


Рис. 3.6. Залежність температури повітря в грибниці і теплиці в залежності від потужності опалювальної системи.

Порівняльна залежність сумарної потужності розімкнутої та замкнутої системи від температури зовнішнього середовища, згідно наведеного прикладу, показана на рис. 3.7. Наприклад, при зовнішній температурі мінус 15°C теплова потужність замкнутої системи зменшується на 1160 Вт (13%) відносно розімкнутої системи.

В діапазоні зовнішніх температур від мінус 21°C до плюс 14°C теплова потужність в ЗСОВ зменшується на 12,7 – 20,5%.

Залежність потужності системи опалення від температури внутрішнього повітря в грибниці та температури внутрішнього повітря в теплиці показані на рисунках 3.8. і 3.9.

При зміні температури внутрішнього повітря в грибниці від 10 до 22°C (при сталих температурах зовнішнього повітря і температури в теплиці) теплова потужність зменшується на 12,5 – 13%.

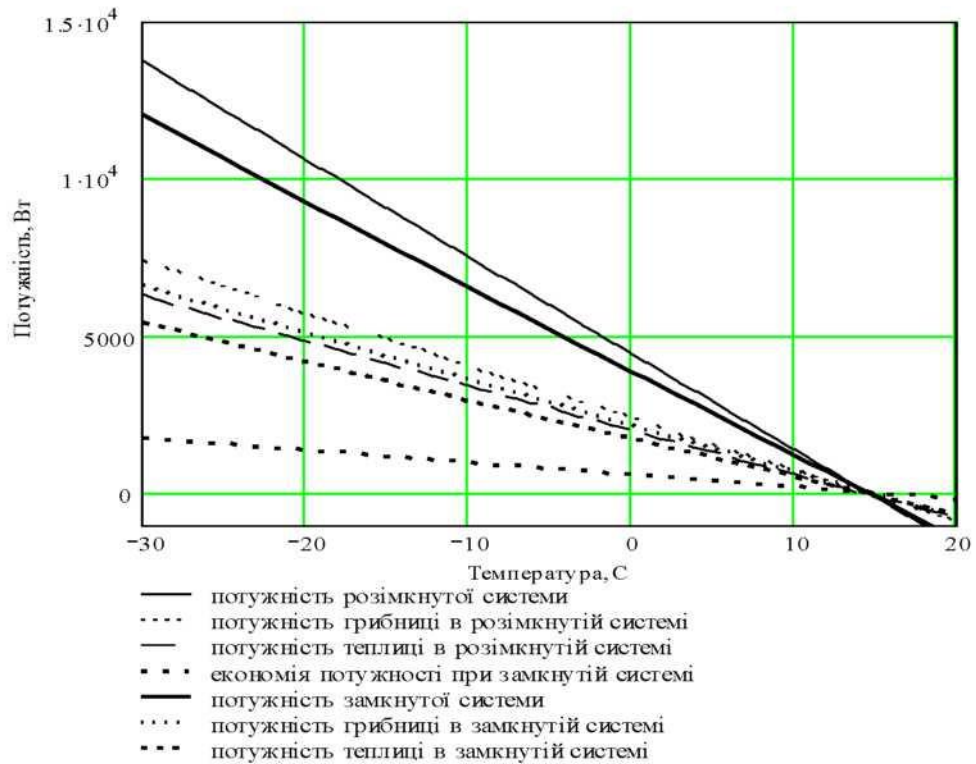


Рис. 3.7 Залежність потужності системи опалення від температури зовнішнього повітря.

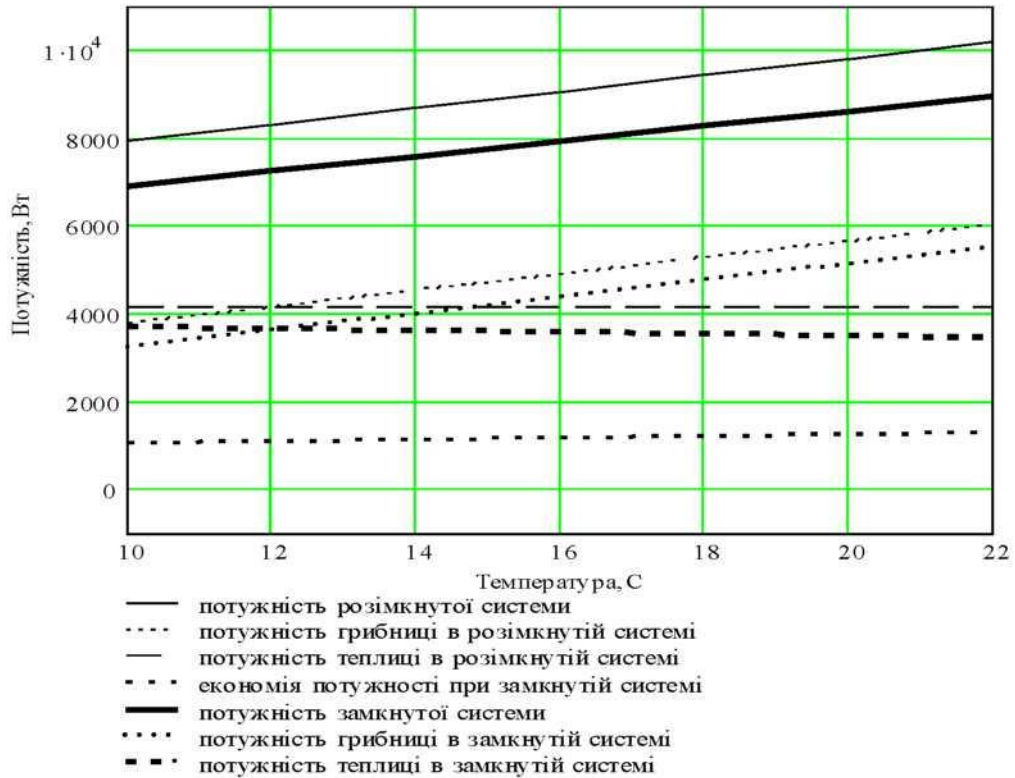


Рис. 3.8. Залежність потужності системи опалення від температури внутрішнього повітря в грибниці (ніч)

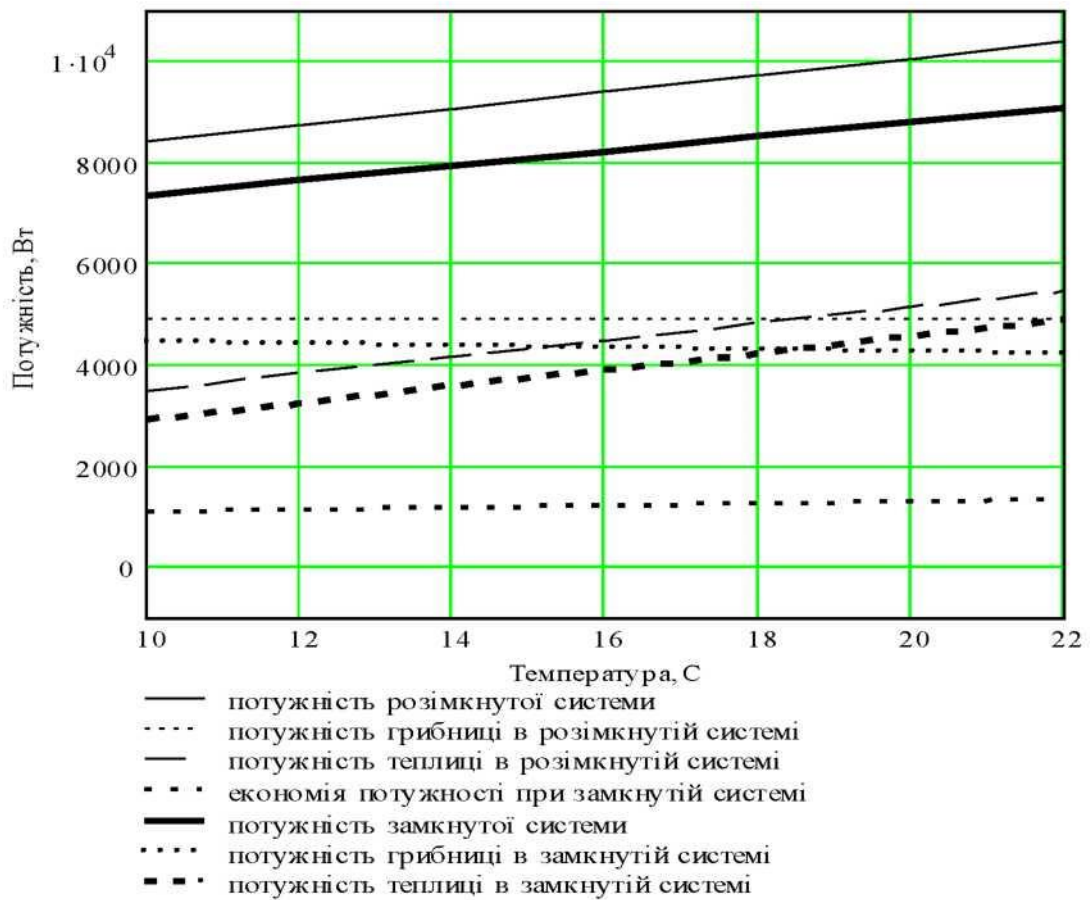


Рис. 3.9 Залежність потужності системи опалення від температури внутрішнього повітря в теплиці (ніч).

Дослідження, проведені за допомогою імітаційної математичної моделі системи повітрообміну, показують, що найбільша ефективність роботи системи спостерігається: при низьких температурах зовнішнього повітря; при максимально більшій різниці температур в приміщеннях (згідно з технологічними вимогами), а також при роботі з нічною теплицею в якій відсутні теплонадходження від сонячної радіації. Необхідно також відмітити, що для отримання максимального ефекту система повинна бути автоматизована.

Тепловий та теплоповітряний баланс грибниці наведений в таблиці 3.1, теплиці – в таблиці 3.2.

Таблиця 3.1

Тепловий баланс культивацийного приміщення для грибів

	зима	перехідний період	літо
Температура зовнішнього повітря	$t_{зв_9} = -21\text{C}$	$t_{зв_{35}} = 5\text{C}$	$t_{зв_{54}} = 24\text{C}$
Температура повітря в приміщенні	$t_{в_3} = 16\text{C}$	$t_{в_3} = 16\text{C}$	$t_{в_3} = 16\text{C}$
Теплонадходження: від сонячної радіації	$Q_{с.р.9,3} = 1.444\text{kW}$	$Q_{с.р.35,3} = 2.403\text{kW}$	$Q_{с.р.54,3} = 3.105\text{kW}$
інші	$Q_{i.т.н.9,3} = 0.599\text{kW}$	$Q_{i.т.н.35,3} = 0.599\text{kW}$	$Q_{i.т.н.54,3} = 0.598\text{kW}$
разом	$Q_{т.н.9,3} = 2.042\text{kW}$	$Q_{т.н.35,3} = 3.002\text{kW}$	$Q_{т.н.54,3} = 3.703\text{kW}$
Тепловтрати: через огорожуючі конструкції	$Q_{т.в.ог.9,3} = 3.857\text{kW}$	$Q_{т.в.ог.35,3} = 1.131\text{kW}$	$Q_{т.в.ог.54,3} = -0.86\text{kW}$
на інфільтрацію	$Q_{інф.9,3} = 0.249\text{kW}$	$Q_{інф.35,3} = 0.055\text{kW}$	$Q_{інф.54,3} = -0.03\text{kW}$
на випаровування	$Q_{вип} = 0.408\text{kW}$	$Q_{вип} = 0.408\text{kW}$	$Q_{вип} = 0.408\text{kW}$
на підігрів припливного повітря	$Q_{п.пов.9,3} = 1.995\text{kW}$	$Q_{п.пов.35,3} = 0.593\text{kW}$	$Q_{п.пов.54,3} = -0.431\text{kW}$
разом	$Q_{т.втр.9,3} = 6.508\text{kW}$	$Q_{т.втр.35,3} = 2.188\text{kW}$	$Q_{т.втр.54,3} = -0.914\text{kW}$
Надлишок ("-" дефіцит) теплового потоку	$Q_{надл.9,3} = -4.466\text{kW}$	$Q_{надл.35,3} = 0.814\text{kW}$	$Q_{надл.54,3} = 4.617\text{kW}$

Теплоповітряний баланс культивацийного приміщення для грибів

Величина	зима	перехідний період	
Надлишок ("-" дефіцит) теплового потоку	$Q_{надл.9,3} = -4.466\text{kW}$	$Q_{надл.35,3} = 0.814\text{kW}$	$Q_{надл.54,3} = 4.617\text{kW}$
Прилив (надходження) повітря в приміщенні	$G_{м.гр.} = 0.054 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$G_{м.гр.} = 0.054 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$G_{зайв.54,3} = -0.523 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Температура	$t_{зв_9} = -21\text{C}$	$t_{зв_{35}} = 5\text{C}$	$t_{зв_{54}} = 24\text{C}$
Потік теплоти з припливним повітрям	$Q_{пр.9} = -1.132\text{kW}$	$Q_{пр.35} = 0.27\text{kW}$	$Q_{пр.л.54,3} = -12.6\text{kW}$
Потік теплотина опалення приміщення	$Q_{опв.9,3} = 4.466\text{kW}$	$Q_{опв.35,3} = -0.814\text{kW}$	—
Потік теплотина підігрів припливного повітря	$Q_{п.пов.9,3} = 1.995\text{kW}$	$Q_{п.пов.35,3} = 0.593\text{kW}$	—
Витяжка (видалення) повітря з приміщення	$G_{м.гр.} = 0.054 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$G_{м.гр.} = 0.054 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$G_{зайв.54,3} = -0.523 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Температура	$t_{в_3} = 16\text{C}$	$t_{в_3} = 16\text{C}$	$t_{в_3} = 16\text{C}$
Потік теплоти з відхідним повітрям	$Q_{в.3} = 0.863\text{kW}$	$Q_{в.3} = 0.863\text{kW}$	$Q_{в.л.54,3} = -8.4\text{kW}$
Баланс:	по повітрю	$G_{м.} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$G_{м.} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
	по тепловому потоку	$Q_{з.баланс.9,3} = 0\text{kW}$	$Q_{л.баланс.54,3} = -2\text{kW}$

Тепловий баланс рослинної теплиці

	зима	перехідний період	літо
Температура зовнішнього повітря	$t_{зв_9} = -21\text{C}$	$t_{зв_{35}} = 5\text{C}$	$t_{зв_{54}} = 24\text{C}$
Температура повітря в приміщенні	$t_{в_2} = 14\text{C}$	$t_{в_2} = 14\text{C}$	$t_{в_2} = 14\text{C}$
Теплонадходження: від сонячної радіації	$Q_{с.р.}_{9,2} = 1.19\text{kW}$	$Q_{с.р.}_{35,2} = 2.462\text{kW}$	$Q_{с.р.}_{54,2} = 3.387\text{kW}$
інші	$Q_{і.т.н.}_{9,2} = 0\text{kW}$	$Q_{і.т.н.}_{35,2} = 0\text{kW}$	$Q_{і.т.н.}_{54,2} = 0\text{kW}$
разом	$Q_{г.н.}_{9,2} = 1.19\text{kW}$	$Q_{г.н.}_{35,2} = 2.462\text{kW}$	$Q_{г.н.}_{54,2} = 3.387\text{kW}$
Тепловтрати: через огорожуючі конструкції	$Q_{г.в.ог.}_{9,2} = 3.98\text{kW}$	$Q_{г.в.ог.}_{35,2} = 0.992\text{kW}$	$Q_{г.в.ог.}_{54,2} = -1.194\text{kW}$
на інфільтрацію	$Q_{інф}_{9,2} = 0.23\text{kW}$	$Q_{інф}_{35,2} = 0.044\text{kW}$	$Q_{інф}_{54,2} = -0.037\text{kW}$
на випаровування	$Q_{вип} = 0.116\text{kW}$	$Q_{вип} = 0.116\text{kW}$	$Q_{вип} = 0.116\text{kW}$
на підігрів припливного повітря	$Q_{п.пов.}_{9,2} = 0.68\text{kW}$	$Q_{п.пов.}_{35,2} = 0.175\text{kW}$	$Q_{п.пов.}_{54,2} = -0.194\text{kW}$
разом	$Q_{г.втр.}_{9,2} = 5.01\text{kW}$	$Q_{г.втр.}_{35,2} = 1.327\text{kW}$	$Q_{г.втр.}_{54,2} = -1.309\text{kW}$
Надлишок ("-"дефіцит) теплового потоку	$Q_{надл.}_{9,2} = -3.814\text{kW}$	$Q_{надл.}_{35,2} = 1.135\text{kW}$	$Q_{надл.}_{54,2} = 4.696\text{kW}$

Теплоповітряний баланс рослинної теплиці

Величина	зима	перехідний період	
Надлишок ("-"дефіцит) теплового потоку	$Q_{надл.}_{9,2} = -3.81\text{kW}$	$Q_{надл.}_{35,2} = 1.135\text{kW}$	$Q_{надл.}_{54,2} = 4.696\text{kW}$
Приплив (надходження) повітря в приміщення	$G_{м.тепл.} = 0.0194\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$G_{м.тепл.} = 0.0194\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$G_{зайв.}_{54,2} = -0.448\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Температура	$t_{зв_9} = -21\text{C}$	$t_{зв_{35}} = 5\text{C}$	$t_{зв_{54}} = 24\text{C}$
Потік теплоти з припливним повітрям	$Q_{пр_9} = -0.408\text{kW}$	$Q_{пр_{35}} = 0.097\text{kW}$	$Q_{пр.л.}_{54,2} = -10.8\text{kW}$
Потік теплоти від системи опалення:			
на опалення приміщення	$Q_{опв.}_{9,2} = 3.814\text{kW}$	$Q_{опв.}_{35,2} = -1.135\text{kW}$	--
на підігрів припливного повітря	$Q_{п.пов.}_{9,2} = 0.68\text{kW}$	$Q_{п.пов.}_{35,2} = 0.175\text{kW}$	--
Витяжка (видалення) повітря з приміщення	$G_{м.тепл.} = 0.019\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$G_{м.тепл.} = 0.019\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$G_{зайв.}_{54,2} = -0.448\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Температура	$t_{в_2} = 14\text{C}$	$t_{в_2} = 14\text{C}$	$t_{в_2} = 14\text{C}$
Потік теплоти з відхідним повітрям	$Q_{в_2} = 0.272\text{kW}$	$Q_{в_2} = 0.272\text{kW}$	$Q_{в.л.}_{54,2} = -6.3\text{kW}$
Баланс:			
по повітряю	$G_{м.} = 0\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$G_{м.} = 0\frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$G_{м.} = 0\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
по тепловому потоку	$Q_{з.баланс.}_{9,2} = 0\text{kW}$	$Q_{пр.баланс.}_{35,2} = 0\text{kW}$	$Q_{л.баланс.}_{54,2} = 0\text{kW}$

3.3. Динаміка зміни температури субстрату і повітря та концентрації CO₂ в замкнутій системі опалення та вентиляції теплиць

Температура субстрату та повітря є визначальними факторами, які впливають на процес вирощування грибів [15, 42, 61, 142, 144], одночасно, температура повітря є основним фактором при вирощуванні овочевих культур в теплиці [12, 16, 44, 77, 83].

Для визначення функціональної залежності між температурою повітря в культивацийному приміщенні і теплиці та температурою субстрату у часі складемо систему диференціальних рівнянь –

$$\begin{cases} m_{II}^m c_p \frac{dt_e^m}{d\tau} = -k_{OI}^m S_{OI}^m (t_e^m - t_{ze}) + \alpha_{OH}^m S_{OH}^m (t_{OH}^m - t_e^m) + V_{B1.1} \rho_{II} c_p (t_e^{zp} - t_e^m) + \\ \quad + V_{in\phi} \rho_{II} c_p (t_{ze} - t_e^m) \\ m_{II}^{zp} c_p \frac{dt_e^{zp}}{d\tau} = -k_{OI}^{zp} S_{OI}^{zp} (t_e^{zp} - t_{ze}) + \alpha_C S_C (t_C - t_e^{zp}) + \alpha_{OH}^{zp} S_{OH}^{zp} (t_{OH}^{zp} - t_e^{zp}) + \\ \quad + V_{B1.1} \rho_{II} c_p (t_e^m - t_e^{zp}) + V_{B1.2} \rho_{II} c_p (t_{ze} - t_e^{zp}) + V_{in\phi} \rho_{II} c_p (t_{ze} - t_e^{zp}) \\ m_C c_C \frac{dt_C}{d\tau} = m_C q - \alpha_C S_C (t_C - t_e^{zp}) - r m_{BH}, \end{cases} \quad (0.19)$$

де t_C – температура субстрату, °C; \tilde{m}_c – масова теплоємність субстрату, Дж/(кг·K); q – тепловиділення субстрату, Вт/кг; α_C – коефіцієнт тепловіддачі від субстрату до повітря, Вт/(м²·K); S_C – площа поверхні субстрату, яка обдувається повітрям, м²; $t_a^{\delta}, t_a^{\hat{\delta}}$ – температура внутрішнього повітря відповідно в теплиці та грибниці, °C; t_{ze} – температура зовнішнього повітря, °C; r – теплота пароутворення води, Дж/кг; m_{BH} – інтенсивність випаровування води, кг/с; τ – час, с; $m_I^{\delta}, m_I^{\hat{\delta}}$ – маса повітря відповідно в теплиці та

грибниці, кг; \tilde{h}_p – питома теплоємність повітря, Дж/(кг·К); V_{B1} – повітрообмін між приміщеннями, м³/с; $V_{B1,2}$ – повітрообмін між грибницею і зовнішнім середовищем, м³/с; $V_{инф}$ – повітрообмін інфільтрації, м³/с; ρ_{II} – густина повітря, кг/м³; $S_{i\bar{A}}^{\circ}, S_{i\bar{A}}^{\tilde{\alpha}\tilde{\alpha}}$ – площа поверхні огорожень відповідно теплиці та грибниці, м²; $k_{i\bar{A}}^{\circ}, k_{i\bar{A}}^{\tilde{\alpha}\tilde{\alpha}}$ – значення коефіцієнта теплопередачі через огороження відповідно теплиці та грибниці, Вт/(м²·К); $S_{ii}^{\circ}, S_{ii}^{\tilde{\alpha}\tilde{\alpha}}$ – площа поверхні опалювальних приладів відповідно теплиці та грибниці, м²; $\alpha_{ii}^{\circ}, \alpha_{ii}^{\tilde{\alpha}\tilde{\alpha}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від опалювальних приладів до повітря відповідно теплиці та грибниці, Вт/(м²·°К); $t_{ii}^{\circ}, t_{ii}^{\tilde{\alpha}\tilde{\alpha}}$ – температура води в опалювальних приладах, °С.

Привівши (3.18) до стандартної форми (форми Коші) [45] отримаємо –

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dt_e^m}{d\tau} &= -\frac{k_{OI}^m S_{OI}^m}{m_{II}^m c_p} (t_e^m - t_{ze}) + \frac{\alpha_{OH}^m S_{OH}^m}{m_{II}^m c_p} (t_{OP}^m - t_e^m) + \frac{V_{B1,1} \rho_{II}}{m_{II}^m} (t_e^{cp} - t_e^m) + \\ &+ \frac{V_{инф} \rho_{II}}{m_{II}^m} (t_{ze} - t_e^m) \\ \frac{dt_e^{cp}}{d\tau} &= -\frac{k_{OI}^{cp} S_{OI}^{cp}}{m_{II}^{cp} c_p} (t_e^{cp} - t_{ze}) + \frac{\alpha_C S_C}{m_{II}^{cp} c_p} (t_C - t_e^{cp}) + \frac{\alpha_{OH}^{cp} S_{OH}^{cp}}{m_{II}^{cp} c_p} (t_{OP}^{cp} - t_e^{cp}) + \\ &+ \frac{V_{B1,1} \rho_{II}}{m_{II}^{cp}} (t_e^m - t_e^{cp}) + \frac{V_{B1,2} \rho_{II}}{m_{II}^{cp}} (t_{ze} - t_e^{cp}) + \frac{V_{инф} \rho_{II}}{m_{II}^{cp}} (t_{ze} - t_e^{cp}) \\ \frac{dt_C}{d\tau} &= \frac{m_C q - r m_{BII}}{m_C c_C} - \frac{\alpha_C S_C}{m_C c_C} (t_C - t_e^{cp}). \end{aligned} \right. \quad (0.20)$$

Увівши додаткові позначення:

$$\begin{aligned} m_{II}^m &= V^m \rho_{II}, & m_{II}^{cp} &= V^{cp} \rho_{II}, & k_{II1}^m &= \frac{V_{B1,1}}{V^m}, & k_{II1}^{cp} &= \frac{V_{B1,1}}{V^{cp}}, \\ k_{II2} &= \frac{V_{B1,2}}{V^{cp}}, & k_{n,инф}^m &= \frac{V_{инф}}{V^m}, & k_{n,инф}^{cp} &= \frac{V_{инф}}{V^{cp}}, \end{aligned} \quad (0.21)$$

значення співвідношення явного тепловиділення субстрату до його теплоємності:

$$Q_C = \frac{qm_C - rm_{BH}}{m_C c_C}, \quad (0.22)$$

а також значення коефіцієнтів:

$$\begin{aligned} C &= \frac{\alpha_C S_C}{m_C c_C}, & E &= \frac{\alpha_C S_C}{m_{II}^p c_p}, & D_1 &= \frac{k_{OI}^m S_{OI}^m}{m_{II}^m c_p}, & D_2 &= \frac{k_{OI}^{sp} S_{OI}^{sp}}{m_{II}^{sp} c_p}, \\ F_1 &= \frac{\alpha_{OH}^m S_{OH}^m}{m_{II}^m c_p}, & F_2 &= \frac{\alpha_{OH}^{sp} S_{OH}^{sp}}{m_{II}^{sp} c_p}, & D^{sp} &= D_1 + k_{II2} + k_{n.inf}^{sp}, & (0.23) \\ D^{m.sp} &= k_{II1}^{sp}, & D^{sp.m} &= k_{II1}^m, & D^m &= D_2 + k_{n.inf}^m, \\ \lambda &= D^{sp} + E + F_1 + D^{m.sp}, & \beta &= D^m + F_2 + D^{sp.m}. \end{aligned}$$

де $k_{I1}^{\circ}, k_{I1}^{\tilde{\omega}}$ – коефіцієнти повітрообміну між приміщеннями, c^{-1} ; k_{I2} – коефіцієнт повітрообміну між грибноцею і зовнішнім середовищем, c^{-1} ; $k_{I,\tilde{\omega}}^{\circ}, k_{I,\tilde{\omega}}^{\tilde{\omega}}$ – коефіцієнт повітрообміну інфільтрації відповідно теплиці та грибниці, c^{-1} ; $V^{\circ}, V^{\tilde{\omega}}$ – об'єм відповідно теплиці та культивацийного приміщення, m^3 ;

одержимо:

$$\begin{cases} \frac{dt_a^m}{d\tau} = D^m t_{se} + F_2 t_{OH}^m - \beta t_a^m + D^{sp.m} t_a^{sp} \\ \frac{dt_a^{sp}}{d\tau} = D^{sp} t_{se} + E t_C + F_1 t_{OH}^{sp} - \lambda t_a^{sp} + D^{m.sp} t_a^m \\ \frac{dt_C}{d\tau} = Q_C - C t_C + C t_a^{sp}. \end{cases} \quad (0.24)$$

Визначивши з третього рівняння системи диференціальних рівнянь значення температури повітря в грибниці

$$t_e^{cp} = \frac{1}{C} \frac{dt_C}{d\tau} + t_C - \frac{Q_C}{C} \quad (0.25)$$

та продиференціювавши його, одержимо:

$$\frac{dt_e^{cp}}{d\tau} = \frac{1}{C} \frac{d^2 t_C}{d\tau^2} + \frac{dt_C}{d\tau}. \quad (0.26)$$

Підставивши (3.24) та (3.25) в друге рівняння системи (3.23) отримаємо лінійне неоднорідне диференційне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами, що замінює друге та третє рівняння системи:

$$\begin{aligned} \frac{1}{C} \frac{d^2 t_C}{d\tau^2} + \frac{dt_C}{d\tau} = D^{cp} t_{36} + E t_C + F_1 t_{OP}^{cp} - \lambda t_e^{cp} + D^{m,cp} t_e^m - \\ - \frac{1}{\alpha} \frac{dt_C}{d\tau} - \lambda t_C + \frac{\alpha Q_C}{C} + D^{m,cp} t_e^m. \end{aligned} \quad (0.27)$$

Приведемо отримане рівняння до вигляду:

$$\begin{aligned} \frac{d^2 t_C}{d\tau^2} = -C \frac{dt_C}{d\tau} + C D^{cp} t_{36} + C E t_C + \\ + C F_1 t_{OP}^{cp} - \lambda \frac{dt_C}{d\tau} - C \lambda t_C + \lambda Q_C + C D^{m,cp} t_e^m. \end{aligned} \quad (0.28)$$

Підставивши (3.24) та (3.27) в (3.23), одержимо:

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dt_e^m}{d\tau} &= D^m t_{36} + F_2 t_{OP}^m - \beta t_e^m + \frac{D^{cp,m}}{C} \frac{dt_C}{d\tau} + D^{cp,m} t_C - \frac{Q_C D^{cp,m}}{C} \\ \frac{d^2 t_C}{d\tau^2} &= -C \frac{dt_C}{d\tau} + C D^{cp} t_{36} + C E t_C + C F_1 t_{OP}^{cp} - \\ &\quad - \lambda \frac{dt_C}{d\tau} - C \lambda t_C + \lambda Q_C + C D^{m,cp} t_e^m. \end{aligned} \right. \quad (0.29)$$

Визначивши з другого рівняння системи диференціальних рівнянь (3.28) значення температури повітря в теплиці

$$t_g^m = \frac{1}{CD^{m,sp}} \frac{d^2 t_c}{d\tau^2} + \frac{C + \lambda}{CD^{m,sp}} \frac{dt_c}{d\tau} + \frac{\alpha - E}{D^{m,sp}} t_c - \frac{D^{sp}}{D^{m,sp}} t_{zg} - \frac{F_1}{D^{m,sp}} t_{OH}^{sp} - \frac{\lambda Q_c}{CD^{m,sp}} \quad (0.30)$$

та продиференціювавши його, одержимо:

$$\frac{dt_g^m}{d\tau} = \frac{1}{CD^{m,sp}} \frac{d^3 t_c}{d\tau^3} + \frac{C + \lambda}{CD^{m,sp}} \frac{d^2 t_c}{d\tau^2} + \frac{\lambda - E}{D^{m,sp}} \frac{dt_c}{d\tau}. \quad (0.31)$$

Підставивши рівняння (3.29) та (3.30) в перше рівняння системи (3.28), одержимо:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{CD^{m,sp}} \frac{d^3 t_c}{d\tau^3} + \frac{C + \lambda}{CD^{m,sp}} \frac{d^2 t_c}{d\tau^2} + \frac{\lambda - E}{D^{m,sp}} \frac{dt_c}{d\tau} = \\ & = D^m t_{zg} + F_2 t_{OH}^m - \beta \frac{1}{CD^{m,sp}} \frac{d^2 t_c}{d\tau^2} + \frac{C + \lambda}{CD^{m,sp}} \frac{dt_c}{d\tau} + \frac{\lambda - E}{D^{m,sp}} t_c - \\ & - \frac{D^{sp}}{D^{m,sp}} t_{zg} - \frac{F_1}{D^{m,sp}} t_{OH}^{sp} - \frac{\lambda Q_c}{CD^{m,sp}} + \frac{D^{sp,m}}{C} \frac{dt_c}{d\tau} + D^{sp,m} t_c - \frac{Q_c D^{sp,m}}{C}. \end{aligned} \quad (0.32)$$

Приведемо отримане рівняння до вигляду:

$$\begin{aligned} & \frac{d^3 t_c}{d\tau^3} + (C + \lambda + \beta) \frac{d^2 t_c}{d\tau^2} + [\beta(C + \lambda) + C(\lambda - E) - D^{m,sp} D^{sp,m}] \frac{dt_c}{d\tau} + \\ & + [C\beta(\lambda - E) - CD^{m,sp} D^{sp,m}] t_c = (CD^{m,sp} D^m + C\beta D^{sp}) t_{zg} + \\ & + CD^{m,sp} F_2 t_{OH}^m + C\beta F_1 t_{OH}^{sp} + (\lambda\beta - D^{m,sp} D^{sp,m}) Q_c. \end{aligned} \quad (0.33)$$

З даного рівняння видно, що при постійних температурах води в опалювальних приладах, оскільки вони підтримується окремою системою регулювання, основним вхідним впливом, який може привести до зміни

температури субстрату, є зміна температури зовнішнього повітря, зміна температури повітря, яке надходить із теплиці або зміна тепловиділення субстрату. Оскільки швидкість зміни температури зовнішнього повітря, повітря із теплиці та тепловиділення субстрату незначна, будемо вважати, що на короткому відрізку часу вони також є постійними величинами. В цьому випадку диференціальне рівняння зміни температури субстрату буде мати вигляд:

$$\frac{d^3 t_c}{d\tau^3} + a \frac{d^2 t_c}{d\tau^2} + b \frac{dt_c}{d\tau} + ct_c = A, \quad (0.34)$$

$$\text{де } a = C + \lambda + \beta;$$

$$b = \beta(C + \lambda) + C(\lambda - E) - D^{m,sp} D^{sp,m};$$

$$c = C\beta(\lambda - E) - CD^{m,sp} D^{sp,m}$$

$$A = (CD^{m,sp} D^m + C\beta D^{sp}) t_{\text{вв}} + CD^{m,sp} F_2 t_{\text{OH}}^m + C\beta F_1 t_{\text{OH}}^{sp} + (\lambda\beta - D^{m,sp} D^{sp,m}) \zeta$$

Очевидно, що при цьому одне з часткових рішень неоднорідного диференціального рівняння третього порядку з постійними коефіцієнтами, яке одночасно є сталим значенням температури субстрату, буде мати вигляд:

$$t_c^{cm} = \frac{A}{c} = \frac{(CD^{m,sp} D^m + C\beta D^{sp}) t_{\text{вв}} + CD^{m,sp} F_2 t_{\text{OH}}^m + C\beta F_1 t_{\text{OH}}^{sp} + (\lambda\beta - D^{m,sp} D^{sp,m}) \zeta}{C\beta(\lambda - E) - CD^{m,sp} D^{sp,m}}. \quad (0.35)$$

Загальне рішення диференціального рівняння, як сума рішень відповідного однорідного диференціального рівняння та часткового рішення неоднорідного диференціального рівняння матиме вигляд:

$$t_c = C_1 \exp(k_1 \tau) + C_2 \exp(k_2 \tau) + C_3 \exp(k_3 \tau) + t_c^{cm} \quad (0.36)$$

де k_1, k_2, k_3 – корені характеристичного рівняння виду $k^3 - ak^2 - bk + c = 0$
 [46]; C_1, C_2, C_3 – сталі рішення диференційного рівняння.

З третього рівняння системи диференційних рівнянь (3.23) знаходимо:

$$t_e^{cp} = \left(\frac{k_1}{C} + 1\right)C_1 \exp(k_1\tau) + \left(\frac{k_2}{C} + 1\right)C_2 \exp(k_2\tau) + \left(\frac{k_3}{C} + 1\right)C_3 \exp(k_3\tau) + t_e^{cp.cm} \quad (0.37)$$

де $t_a^{\delta.\delta.\delta}$ – сталі значення температури повітря грибниці, °C

$$t_e^{cp.cm} = \frac{A}{c} - \frac{Q_c}{C}. \quad (0.38)$$

З другого рівняння системи диференційних рівнянь (3.28) знаходимо:

$$t_a^m = S_1 C_1 \exp(k_1\tau) + S_2 C_2 \exp(k_2\tau) + S_3 C_3 \exp(k_3\tau) + t_a^{m.cm} \quad (0.39)$$

де $t_a^{\delta.\delta.\delta}$ – сталі значення температури повітря теплиці, °C;

$$t_a^{m.cm} = -\frac{E - \lambda}{D^{m.cp}} \frac{A}{c} - \frac{D^{cp}}{D^{m.cp}} t_{ze}^{cp} - \frac{F_1}{D^{m.cp}} t_{оп}^{cp} - \frac{\lambda Q_c}{CD^{m.cp}}; \quad (0.40)$$

$$S_1 = \frac{k_1^2}{CD^{m.cp}} + \frac{C + \lambda}{CD^{m.cp}} k_1 - \frac{E - \lambda}{D^{m.cp}}; \quad S_2 = \frac{k_2^2}{CD^{m.cp}} + \frac{C + \lambda}{CD^{m.cp}} k_2 - \frac{E - \lambda}{D^{m.cp}};$$

$$S_3 = \frac{k_3^2}{CD^{m.cp}} + \frac{C + \lambda}{CD^{m.cp}} k_3 - \frac{E - \lambda}{D^{m.cp}}.$$

Постійні розв'язку диференціальних рівнянь визначаються з тієї умови, що в початковий момент часу температура субстрату та повітря дорівнюють своїм початковим сталим значенням. При наявності вхідних збурюючих впливів (зміна температури зовнішнього повітря або величини тепловиділень

субстрату) встановлюються нові сталі значення температури субстрату та повітря в грибниці та теплиці. Таким чином можна записати:

$$\begin{cases} S_1 C_1 + S_2 C_2 + S_3 C_3 + t_g^{m.cm.k} - t_g^{m.cm.n} = 0 \\ \left(\frac{k_1}{C} + 1\right) C_1 + \left(\frac{k_2}{C} + 1\right) C_2 + \left(\frac{k_3}{C} + 1\right) C_3 + t_g^{ep.cm.k} - t_g^{ep.cm.n} = 0 \\ C_1 + C_2 + C_3 + t_c^{cm.k} - t_c^{cm.n} = 0. \end{cases} \quad (0.41)$$

де $t_g^{m.cm.n}, t_g^{m.cm.k}$ – початкове та кінцеве сталі значення температури повітря в теплиці, °С; $t_g^{ep.cm.n}, t_g^{ep.cm.k}$ – початкове та кінцеве сталі значення температури повітря в грибниці, °С; $t_c^{cm.n}, t_c^{cm.k}$ – початкове та кінцеве сталі значення температури субстрату, °С.

Як окремий випадок можна розглядати систему в якій температура повітря в теплиці підтримується сталою – окремою (власною) АСУ. В цьому випадку температура повітря, яке надходить з теплиці в грибницю приймається сталим, що дає можливість спростити систему (3.18) до системи із двох рівнянь.

Складемо функціональну залежність між температурою субстрату та повітря в культивацийному приміщенні для вирощування грибів у часі, скориставшись теоретичними передумовами, викладеними в роботі [36, 72] та з використанням раніше прийнятих позначень:

$$\begin{cases} m_c \cdot c_c \frac{dt_c}{d\tau} = m_c \cdot q - \alpha_c \cdot S_c (t_c - t_a^{ep}) - rm_{BH} \\ m_{II}^{ep} c_p \frac{dt_a^{ep}}{d\tau} = -k_{OI}^{ep} S_{OI}^{ep} (t_a^{ep} - t_{zo}) + \alpha_c S_c (t_c - t_a^{ep}) + \alpha_{OH}^{ep} S_{OH}^{ep} (t_{OH}^{ep} - t_a^{ep}) \\ + V_{B1.1} \rho_{II} c_p (t_{III} - t_a^{ep}) + V_{B1.2} \rho_{II} c_p (t_{zo} - t_a^{ep}) + V_{inf} \rho_{II} c_p (t_{zo} - t_a^{ep}) \end{cases} \quad (0.42)$$

привівши (3.41) до стандартної форми (форми Коші) отримаємо –

$$\begin{cases} \frac{dt_c}{d\tau} = \frac{qm_c - rm_{\text{ВП}}}{m_c c_c} - \frac{\alpha_c S_c}{m_c c_c} (t_c - t_g^{sp}) \\ \frac{dt_g^{sp}}{d\tau} = -\frac{k_{OG}^{sp} S_{OG}^{sp}}{m_{II}^{sp} c_p} (t_g^{sp} - t_{zg}) + \frac{\alpha_c S_c}{m_{II}^{sp} c_p} (t_c - t_g^{sp}) + \frac{\alpha_{OP}^{sp} S_{OP}^{sp}}{m_{II}^{sp} c_p} (t_{OH}^{sp} - t_g^{sp}) \\ + \frac{V_{B1.1} \rho_{II}}{m_{II}^{sp}} (t_{III} - t_g^{sp}) + \frac{V_{B1.2} \rho_{II}}{m_{II}^{sp}} (t_{zg} - t_g^{sp}) + \frac{V_{инф} \rho_{II}}{m_{II}^{sp}} (t_{zg} - t_g^{sp}) \end{cases} \quad (0.43)$$

де t_{III} – температура припливного повітря із рослинної теплиці в грибницю, $^{\circ}\text{C}$;

Ввівши додаткові позначення:

$$m_{II}^{sp} = V^{sp} \rho_{II}, \quad k_{II1}^{sp} = \frac{V_{B1.1}}{V^{sp}}, \quad k_{II2}^{sp} = \frac{V_{B1.2}}{V^{sp}}, \quad k_{н.инф}^{sp} = \frac{V_{инф}}{V^{sp}}, \quad (0.44)$$

одержимо:

$$\begin{cases} \frac{dt_c}{d\tau} = \frac{qm_c - rm_{\text{ВП}}}{m_c c_c} - \frac{\alpha_c S_c}{m_c c_c} (t_c - t_g^{sp}) \\ \frac{dt_g^{sp}}{d\tau} = -\frac{k_{OG}^{sp} S_{OG}^{sp}}{m_{II}^{sp} c_p} (t_g^{sp} - t_{zg}) + \frac{\alpha_c S_c}{m_{II}^{sp} c_p} (t_c - t_g^{sp}) + \frac{\alpha_{OP}^{sp} S_{OP}^{sp}}{m_{II}^{sp} c_p} (t_{OH}^{sp} - t_g^{sp}) \\ + k_{II1}^{sp} (t_{III} - t_g^{sp}) + k_{II2}^{sp} (t_{zg} - t_g^{sp}) + k_{н.инф}^{sp} (t_{zg} - t_g^{sp}) \end{cases} \quad (0.45)$$

Ввівши значення співвідношення явного тепловиділення субстрату до його теплоємності (3.21), а також значення коефіцієнтів

$$\begin{aligned} C &= \frac{\alpha_c S_c}{m_c c_c}, \quad D = \frac{k_{OG}^{sp} S_{OG}^{sp}}{m_{II}^{sp} c_p}, \quad E = \frac{\alpha_c S_c}{m_{II}^{sp} c_p}, \\ F &= \frac{\alpha_{OP}^{sp} S_{OP}^{sp}}{m_{II}^{sp} c_p}, \quad J = k_{II1}^{sp}, \quad Y = k_{II2}^{sp}, \quad G = k_{н.инф}^{sp}, \end{aligned} \quad (0.46)$$

одержимо:

$$\begin{cases} \frac{dt_c}{d\tau} = Q_c - C(t_c - t_g^{sp}) \\ \frac{dt_g^{sp}}{d\tau} = -D(t_g^{sp} - t_{zg}) + E(t_c - t_g) + F(t_{OII}^{sp} - t_g^{sp}) \\ \quad + J(t_{III} - t_g^{sp}) + Y(t_{zg} - t_g^{sp}) + G(t_{zg} - t_g^{sp}), \end{cases} \quad (0.47)$$

або

$$\begin{cases} \frac{dt_c}{d\tau} = Q_c - Ct_c + Ct_g^{sp} \\ \frac{dt_g^{sp}}{d\tau} = Dt_{zg} + Jt_{III} + Yt_{zg} + Et_c + Ft_{OII}^{sp} + \\ \quad + Gt_{zg} - (D + E + F + J + Y + G)t_g^{sp}. \end{cases} \quad (0.48)$$

Визначивши з першого рівняння системи диференціальних рівнянь (3.47) значення температури повітря

$$t_g = \frac{1}{C} \frac{dt_c}{d\tau} + t_c - \frac{Q_c}{C}, \quad (0.49)$$

та підставивши в друге рівняння, одержимо:

$$\begin{aligned} \frac{dt_g^{sp}}{d\tau} &= Dt_{zg} + Jt_{III} + Yt_{zg} + Gt_{zg} + Et_c + Ft_{OII}^{sp} - \\ &- (D + E + F + J + Y + G) \left(\frac{1}{C} \frac{dt_c}{d\tau} + t_c - \frac{Q_c}{C} \right). \end{aligned} \quad (0.50)$$

Продиференціювавши перше рівняння системи, одержимо:

$$\frac{d^2 t_c}{d\tau^2} = -C \frac{dt_c}{d\tau} + C \frac{dt_g^{sp}}{d\tau}. \quad (0.51)$$

Об'єднавши останні два вирази, отримаємо лінійне неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами, що замінює систему диференціальних рівнянь:

$$\frac{d^2 t_c}{d\tau^2} = -C \frac{dt_c}{d\tau} + C \left(Dt_{\text{вв}} + Jt_{\text{пп}} + Yt_{\text{зв}} + Gt_{\text{сп}} + Et_c + Ft_{\text{оп}}^{\text{сп}} \right) - (D + E + F + J + Y + G) \left(\frac{dt_c}{d\tau} + Ct_c - Q_c \right) \quad (0.52)$$

Приведемо отримане рівняння до вигляду:

$$\frac{d^2 t_c}{d\tau^2} + (C + D + E + F + J + Y + G) \frac{dt_c}{d\tau} + C(D + F + J + Y + G) t_c = C(Dt_{\text{вв}} + Jt_{\text{пп}} + Yt_{\text{зв}} + Ft_{\text{оп}}^{\text{сп}} + Gt_{\text{сп}}) + (D + E + F + J + Y + G) Q_c \quad (0.53)$$

З даного рівняння видно, що при постійних температурах води в опалювальних приладах та припливного повітря, оскільки вони підтримується окремою системою регулювання, основним вхідним впливом, який може привести до зміни температури субстрату, є зміна температури зовнішнього повітря або зміна тепловиділення субстрату. Поскільки швидкість зміни температури зовнішнього повітря та тепловиділення субстрату незначна, будемо вважати, що на короткому відрізку часу вони також є постійними величинами. В цьому випадку, диференціальне рівняння зміни температури субстрату буде мати вигляд:

$$\frac{d^2 t_c}{d\tau^2} + c \frac{dt_c}{d\tau} + bt_c = A, \quad (0.54)$$

де $c = C + D + E + F + J + Y + G$; $b = C(D + F + J + Y + G)$;
 $A = C(Dt_{\text{вв}} + Jt_{\text{пп}} + Yt_{\text{зв}} + Ft_{\text{оп}}^{\text{сп}} + Gt_{\text{сп}}) + (D + E + F + J + Y + G) Q_c$.

Очевидно, що при цьому одне з часткових рішень неоднорідного диференціального рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами, яке одночасно є сталим значенням температури субстрату, буде мати вигляд:

$$t_c^* = t_c^{cm} = \frac{A}{b} = \frac{Dt_{ze} + Jt_{III} + Ft_{OII}^{*p} + Yt_{ze} + Gt_{ze}}{D + F + J} + \frac{EQ_c}{C(D + F + J + Y + G)} + \frac{Q_c}{C}. \quad (0.55)$$

Загальне рішення диференціального рівняння, як сума рішень відповідного однорідного диференціального рівняння та часткового рішення неоднорідного диференціального рівняння матиме вигляд:

$$t_c = C_1 \exp(k_1 \tau) + C_2 \exp(k_2 \tau) + \frac{(D + Y + G)t_{ze} + Ft_{OII}^{*p} + Yt_{ze} + Gt_{ze}}{D + F + J + Y + G} + \frac{EQ_c}{C(D + F + J + Y + G)} + \frac{Q_c}{C} = \quad (0.56)$$

$$= C_1 \exp(k_1 \tau) + C_2 \exp(k_2 \tau) + t_c^{cm},$$

де k_1, k_2 – корені характеристичного рівняння;

$$k_{1,2} = -\frac{c}{2} \pm \sqrt{\frac{c^2}{4} - b}, \quad (0.57)$$

C_1, C_2 – постійні рішення диференційного рівняння.

З першого рівняння системи диференційних рівнянь знаходимо:

$$t_e^{sp} = \left(\frac{k_1}{C} + 1\right) C_1 \exp(k_1 \tau) + \left(\frac{k_2}{C} + 1\right) C_2 \exp(k_2 \tau) + \frac{Dt_{36} + Jt_{III} + Ft_{OH}^{sp} + Yt_{36} + Gt_{36}}{D + F + J + Y + G} + \frac{EQ_C}{C(D + F + J + Y + G)}. \quad (0.58)$$

Позначивши сталі значення температури повітря

$$t_e^{sp.cm} = \frac{Dt_{36} + Jt_{III} + Ft_{OH}^{sp} + Yt_{36} + Gt_{36}}{D + F + J + Y + G} + \frac{EQ_C}{C(D + F + J + Y + G)}, \quad (0.59)$$

одержимо

$$t_e^{sp} = \left(\frac{k_1}{C} + 1\right) C_1 \exp(k_1 \tau) + \left(\frac{k_2}{C} + 1\right) C_2 \exp(k_2 \tau) + t_e^{sp.cm}. \quad (0.60)$$

Сталі рішення диференціальних рівнянь визначаються з тієї умови, що в початковий момент часу температура субстрату та повітря дорівнюють своїм початковим сталим значенням. При наявності вхідних збуджуючих впливів (зміна температури зовнішнього повітря або величини тепловиділень субстрату) встановлюються нові сталі значення температури субстрату та повітря. Таким чином можна записати:

$$\begin{cases} t_C^{cm.n} = C_1 + C_2 + t_C^{cm.k} \\ t_e^{sp.cm.n} = \left(\frac{k_1}{C} + 1\right) C_1 + \left(\frac{k_2}{C} + 1\right) C_2 + t_e^{sp.cm.k} \end{cases} \quad (0.61)$$

звідки

$$C_1 = -\frac{(k_2 + C)(t_C^{cm.n} - t_C^{cm.k}) - C(t_e^{sp.cm.n} - t_e^{sp.cm.k})}{k_1 - k_2}, \quad (0.62)$$

$$C_2 = \frac{(k_1 + C)(t_C^{cm.n} - t_C^{cm.k}) - C(t_e^{sp.cm.n} - t_e^{sp.cm.k})}{k_1 - k_2}.$$

Неоднорідне диференціальне рівняння другого порядку, яке описує динамічні властивості системи культиваційне приміщення – теплиця може бути представленим через перетворення Лапласа у формі передаточної функції, що має важливе значення для виконання функцій автоматичного управління температурою субстрату:

$$W(p) = \frac{k}{T_{01}^2 p^2 + T_{02} p + 1}, \quad (0.63)$$

$$\text{де } k = \frac{A}{d}; \quad T_{01}^2 = \frac{1}{d}; \quad T_{02} = \frac{c}{d}.$$

Із вигляду передаточної функції можна зробити висновок, що система культиваційне приміщення – теплиця з точки зору автоматичного управління температурою субстрату являє собою двохемнісний об'єкт [4]. Приведемо передаточну функцію до виду:

$$W(p) = \frac{k}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)}, \quad (0.64)$$

де $T_1 = -\frac{1}{k_1}$ – стала часу для субстрату, с; $T_2 = -\frac{1}{k_2}$ – стала часу для повітря, с.

Так, наприклад, зміна температури води в системі опалення дослідної теплиці від 50°C до 60°C при початковому сталому значенні температури субстрату 15,2 °C та повітря 12,9°C і при температурі припливного повітря із теплиці 14°C призводить до перехідного процесу, і нове стале значення встановлюється на рівні 18,8°C та 16,5°C (рис. 3.10).

Як видно на рисунку 3.10 криві отримані при моделюванні перехідного процесу по температурі субстрату за залежностями (3.55), (3.53), (3.41) та по температурі повітря в грибниці (3.59), (3.41) співпадають. Система диференціальних рівнянь (3.41) та диференційне рівняння другого порядку

(3.53) вирішені методом Рунге–Кутта з використанням програмного забезпечення MathCad 2001 Professional.

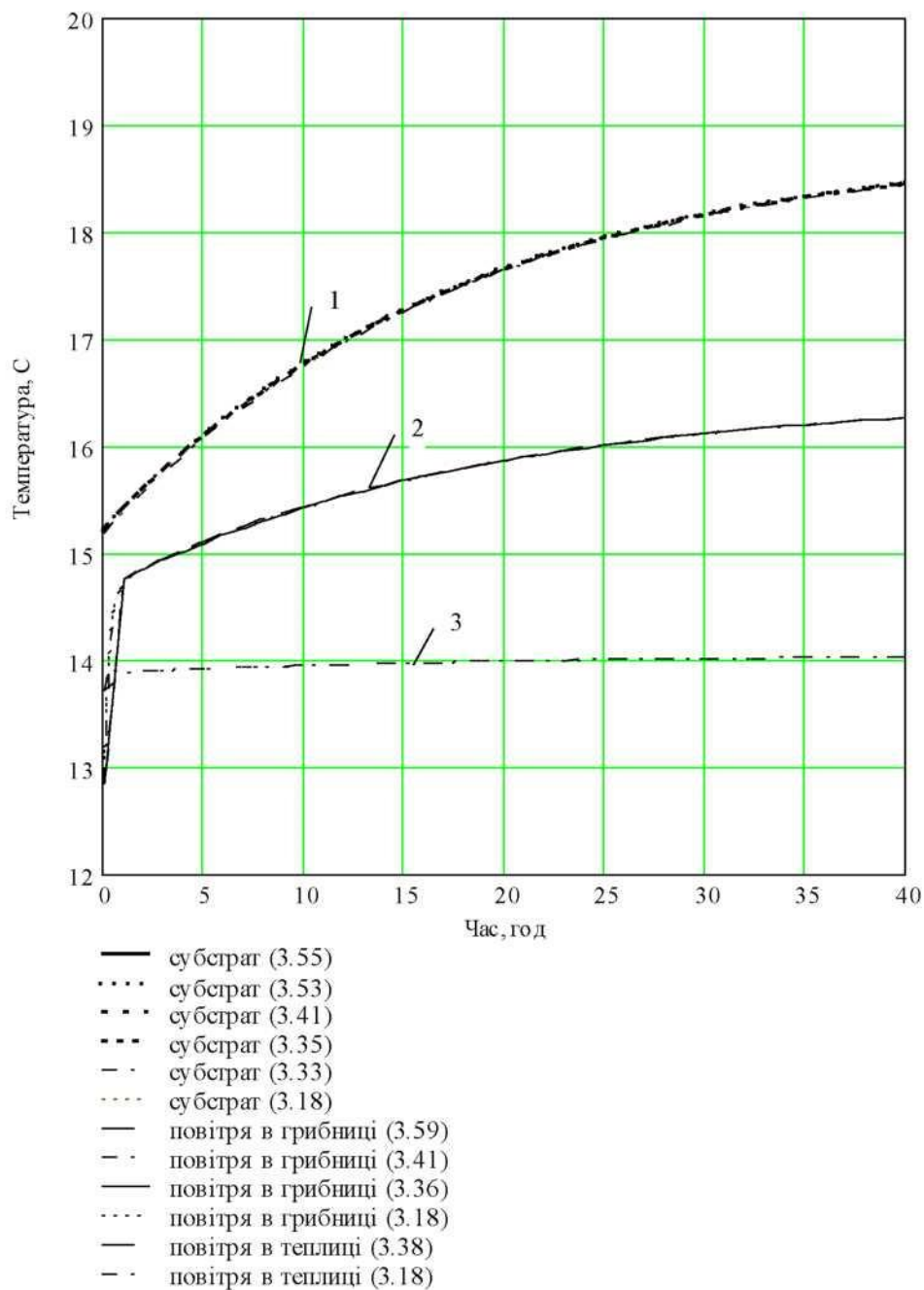


Рис.3.10. Динаміка зміни температури субстрату та внутрішнього повітря в грибниці при зміні температури води в опалювальній системі від 50 до 60 °C

1 – температура субстрату; 2 – температура повітря в грибниці; 3 – температура повітря в теплиці

Якщо в опалювальній установці теплиці встановити температуру води такою, щоб температура повітря в теплиці стабілізувалась на рівні 14°C то

використавши для моделювання перехідних процесів залежності: для температури субстрату (3.35), (3.33), (3.18); для температури повітря в грибниці (3.36), (3.18) отримаємо криві які співпадають з розгінними характеристиками (3.55), (3.53), (3.41) – для субстрату та (3.59), (3.41) – для повітря теплиці. Співпадають також криві побудовані за (3.38) та (3.18). Система диференціальних рівнянь (3.18) та диференціальне рівняння третього порядку (3.33) розв’язані методом Рунге–Кутта з використанням програмного забезпечення MathCad 2001 Professional. Збіг розгінних характеристик дозволяє зробити висновок про правильність аналітичного вирішення систем (3.18) та (3.41).

Функціональна залежність концентрації вуглекислого газу у часі в системі культиваційне приміщення – теплиця визначається диференціальним рівнянням, яке має вигляд [66]:

$$V_{II} \frac{dC}{d\tau} = L_C + L_{IIIi} - L_{VII} + L_{III1.1} - L_{VII1.1} + L_{III1.2} - L_{VII1.2}, \quad (0.65)$$

де V_{II} – об’єм приміщення, m^3 ; $L_C = L_{CO_2_{зр}} \cdot m_C$ – потік CO_2 від субстрату, $m^3 CO_2/год.$; $L_{III1.2} = C_{нов} \cdot L_{M.1.2} \cdot m_C$ – потік вуглекислого газу з припливним вентиляційним повітрям, $m^3 CO_2/год.$; $L_{VII1.2} = C \cdot L_{M.1.2} \cdot m_C$ – потік CO_2 з викидним вентиляційним повітрям, $m^3 CO_2/год.$; $L_{IIIi} = C_{нов} \cdot L_{инф}$ – потік CO_2 з припливним інфільтраційним повітрям, $m^3 CO_2/год.$; $L_{VIIi} = C \cdot L_{инф}$ – потік CO_2 з викидним інфільтраційним повітрям, $m^3 CO_2/год.$; $L_{III1.1} = C_m \cdot L_{M.1.1} \cdot m_C$ – потік CO_2 з припливним повітрям із теплиці, $m^3 CO_2/год.$; $L_{VII1.1} = C \cdot L_{M.1.1} \cdot m_C$ – потік CO_2 з викидним повітрям в теплицю, $m^3 CO_2/год.$; $L_{инф}$ – повітрообмін інфільтрації, $m^3/(год \cdot кг)$ маси субстрату; $L_{M.1.1}$ повітрообмін між приміщеннями, $m^3/(год \cdot кг)$; $L_{M.1.2}$ – повітрообмін із зовнішнім середовищем, $m^3/(год \cdot кг)$; $L_{CO_2_{зр}}$ – виділення CO_2 з 1 кг маси субстрату, $m^3 CO_2/(год \cdot кг)$; C_m концентрація CO_2 в припливному повітрі з теплиці, $m^3 CO_2/m^3$; $C_{нов}$ – концентрація CO_2 в припливному повітрі,

$\text{м}^3 \text{CO}_2/\text{м}^3$; m_C – маса субстрату, кг; τ – час, год.

Розділивши всі члени на V_{II} , отримаємо:

$$\frac{dC}{d\tau} = L_{\text{CO}_2, \text{cp}} m_C V_{II}^{-1} + C_{\text{нов}} k_{\text{инф}} + C_{\text{нов}} k_6 - C k_{\text{инф}} + C_m k_c - C k_c - C k_6, \quad (0.66)$$

де $k_6 = L_{M.1.2} \cdot m_C \cdot V_{II}^{-1}$ – кратність повітрообміну вентиляції, год^{-1} ;

$k_c = L_{M.1.1} \cdot m_C \cdot V_{II}^{-1}$ – кратність повітрообміну між теплицями, год^{-1} ;

$k_{\text{инф}} = L_{\text{инф}} \cdot V_{II}^{-1}$ – кратність повітрообміну інфільтрації, год^{-1} .

Введемо додаткові позначення: $a = L_{\text{CO}_2, \text{cp}} m_C V_{II}^{-1}$; $b = C_{\text{нов}} k_{\text{инф}}$;

$f = C_{\text{нов}} k_6$; $g = C_m k_c$; $d = k_{\text{инф}} + k_6 + k_c$.

Тоді (3.65) прийме вигляд

$$\frac{dC}{d\tau} = a + b + f + g - C d, \quad (0.67)$$

ведемо додаткові позначення: $A = a + b + f + g$; $B = d$.

Тоді –

$$\frac{dC}{d\tau} = A - CB; \quad \frac{dC}{d\tau} + CB = A. \quad (0.68)$$

Диференціальне рівняння розв'язуємо методом підстановки:

$$C = uv; \quad \frac{dC}{d\tau} = u \frac{dv}{d\tau} + v \frac{du}{d\tau}; \quad u \frac{dv}{d\tau} + v \frac{du}{d\tau} + Buv = A;$$

$$u \left(\frac{dv}{d\tau} + Bv \right) + v \frac{du}{d\tau} = A; \quad \frac{dv}{d\tau} + Bv = 0; \quad \frac{dv}{d\tau} = -Bv;$$

$$\frac{dv}{v} = -B d\tau; \quad \ln v = -B\tau; \quad v = e^{-B\tau} = \exp(-B\tau); \quad v \frac{du}{d\tau} = A;$$

$$e^{-B\tau} \frac{du}{d\tau} = A; \quad e^{-B\tau} du = Ad\tau; \quad du = Ae^{B\tau} d\tau; \quad u = \frac{A}{B} e^{B\tau} + c.$$

Загальне рішення диференціального рівняння –

$$C = vu = e^{-B\tau} \left(\frac{A}{B} e^{B\tau} + c \right). \quad (0.69)$$

Початкові умови: $\tau = 0$; $C = C_{II}$, тоді:

$$C_{II} = \frac{A}{B} + c; \quad c = C_{II} - \frac{A}{B}.$$

Рівняння динаміки концентрації вуглекислого газу має вигляд:

$$C = e^{-B\tau} \left(\frac{A}{B} e^{B\tau} + C_{II} - \frac{A}{B} \right),$$

$$C = \frac{A}{B} + \left(C_{II} - \frac{A}{B} \right) e^{-B\tau}. \quad (0.70)$$

Рівняння динаміки концентрації вуглекислого газу в приміщенні грибниці в явному вигляді має вид:

$$C = \frac{a+b+f+g}{d} + \left(\tilde{N}_I - \frac{a+b+f+g}{d} \right) e^{-d\tau} \quad (0.71)$$

$$C = \frac{C_{нов}(L_{инф} + L_{M1.2}m_c) + m_c(C_m L_{M1.1} + L_{CO_2,р})}{L_{инф} + L_{M1.1}m_c + L_{M1.2}m} +$$

$$+ \left(C_{II} - \frac{C_{нов}(L_{инф} + L_{M1.2}m_c) + m_c(C_m L_{M1.1} + L_{CO_2,р})}{L_{инф} + L_{M1.1}m_c + L_{M1.2}m_c} \right) \times$$

$$\times \exp(-(k_{инф} + k_a + k_c)\tau) \quad (0.72)$$

У випадку, коли параметри внутрішнього повітря в приміщенні грибниці в замкненій системі і при роботі вентиляції по концентрації вуглекислого газу відповідають свіжому повітрю ($C_{II} = C_{нов}$), рівняння набуває вигляду:

$$C = \frac{C_{нов}(L_{инф} + L_{M1.2}m_c) + m_c(C_m L_{M1.1} + L_{CO_2,р})}{L_{инф} + L_{M1.1}m_c + L_{M1.2}m_c} +$$

$$+ \frac{C_{нов}L_{M1.1} \cdot m_c - m_c(C_m L_{M1.1} + L_{CO_2,р})}{L_{инф} + L_{M1.1}m_c + L_{M1.2}m_c} \exp(-(k_{инф} + k_a + k_c)\tau). \quad (0.73)$$

Стале значення концентрації вуглекислого газу:

$$C = \left(\frac{C_{нов}(L_{инф} + L_{M1.2}m_c) + m_c(C_m L_{M1.1} + L_{CO_2,р})}{L_{инф} + L_{M1.1}m_c + L_{M1.2}m_c} + \right.$$

$$+ \left. \frac{C_{нов}L_{M1.1} \cdot m_c - m_c(C_m L_{M1.1} + L_{CO_2,р})}{L_{инф} + L_{M1.1}m_c + L_{M1.2}m_c} \exp(-(k_{инф} + k_a + k_c)\tau) \right) \times$$

$$\times (1 - \exp(-(k_{инф} + k_a + k_c)\tau)). \quad (0.74)$$

Концентрація вуглекислого газу в приміщенні грибниці при розімкненій системі і при роботі вентиляції має вигляд:

$$C = C_{нов} + \frac{L_{CO_2,р}m_c}{L_{инф} + L_{M1.2}m_c} (1 - \exp(-(k_{инф} + k_a)\tau)). \quad (0.75)$$

Стале значення концентрації:

$$C = C_{нов} + \frac{L_{CO_2, ep} m_C}{L_{инф} + L_{M1.2} m_C}. \quad (0.76)$$

У випадку, коли вентиляційна установка не працює, рівняння динаміки концентрації вуглекислого газу набуває вигляду:

– в замкнутій системі

$$C = \frac{L_{CO_2, ep} m_C + C_{нов} L_{инф} + C_m L_{M1.1} m_C}{L_{инф} + L_{M1.1} m_C} + \left(C_{II} - \frac{L_{CO_2, ep} m_C + C_{нов} L_{инф} + C_m L_{M1.1} m_C}{L_{инф} + L_{M1.1} m_C} \right) \exp(-(k_{инф} + k_c) \tau), \quad (0.77)$$

стале значення

$$C = \left(\frac{L_{CO_2, ep} m_C + C_{нов} L_{инф} + C_m L_{M1.1} m_C}{L_{инф} + L_{M1.1} m_C} + \frac{m_C (C_{нов} L_{M1.1} - L_{CO_2, ep} - C_m L_{M1.1})}{L_{инф} + L_{M1.1} m_C} \exp(-(k_{инф} + k) \tau) \right) \times \left(1 - \exp(-(k_{инф} + k_a + k_c) \tau) \right), \quad (0.78)$$

– в розімкнутій системі

$$C = C_{нов} + \frac{L_{CO_2, ep} m_C}{L_{инф}} (1 - \exp(-k_{инф} \tau)), \quad (0.79)$$

стале значення

$$C = C_{нов} + \frac{L_{CO_2, ep} m_C}{L_{инф}}. \quad (0.80)$$

Середнє значення концентрації вуглекислого газу при позиційному регулюванні визначається часом роботи вентиляційної системи та часом її „простою”, або, інакше кажучи, частотою включень вентиляційної системи, а при пропорційному регулюванні – продуктивністю (потужністю) системи вентиляції.

Динаміка зміни концентрації CO₂ в культивацийному приміщенні при розімкнутій та замкнутій системі опалення та вентиляції показана на рисунках 3.11 і 3.12. Динаміка зміни концентрації CO₂ від 0,04% до 0,06% показана на рисунку 3.13.

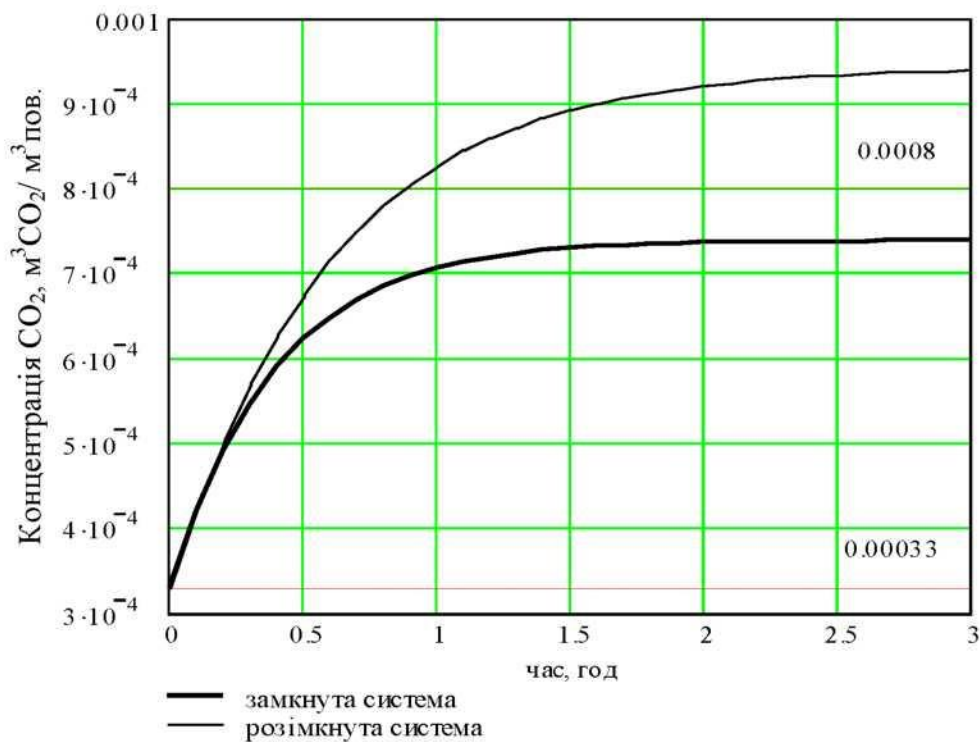


Рис. 3.11. Динаміка зміни концентрації вуглекислого газу в грибниці при включеній вентиляційній системі

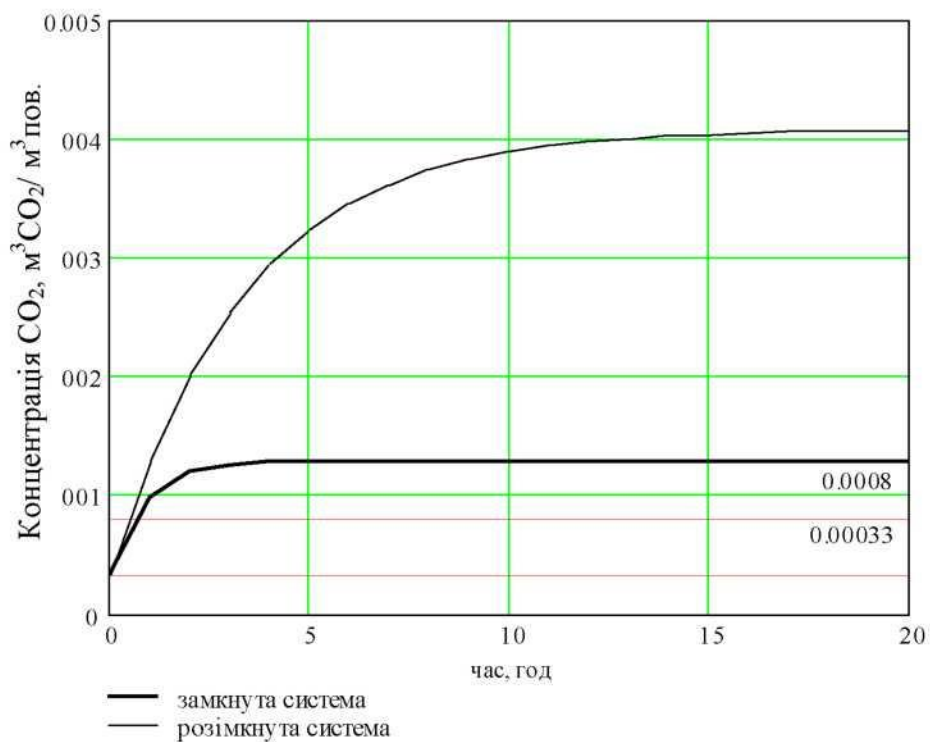


Рис. 3.12. Динаміка зміни концентрації вуглекислого газу в грибниці при виключеній вентиляційній системі

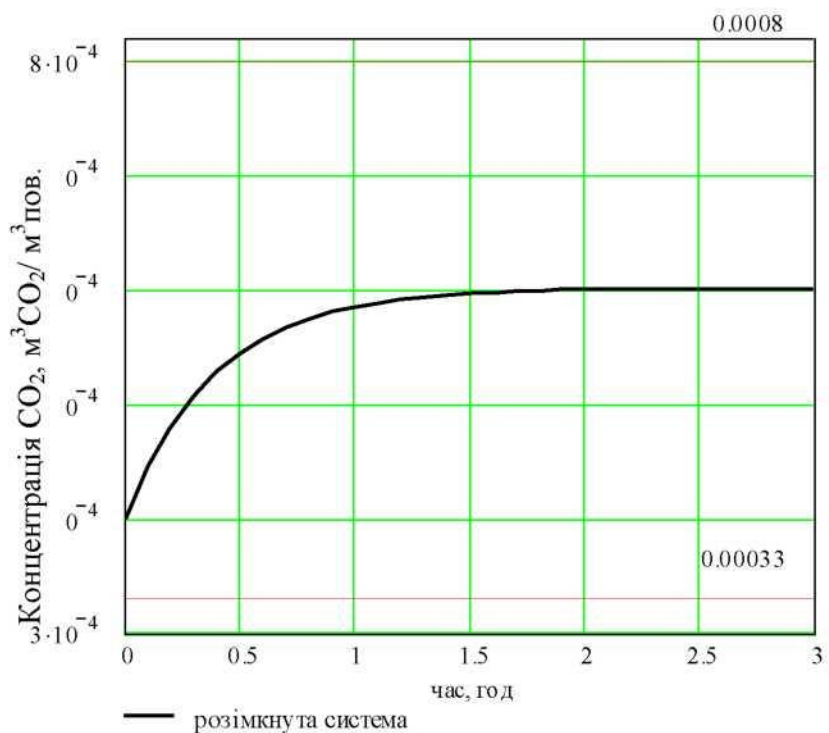


Рис. 3.13. Динаміка зміни концентрації вуглекислого газу в грибниці від 0,04% до 0,06%

3.4. Результати експериментальних досліджень

3.4.1. Програма і методика експериментальних досліджень.

Метою експериментальних досліджень є перевірка і уточнення отриманих для замкнутої системи опалення та вентиляції аналітичних залежностей між концентрацією CO₂, температурою повітря і субстрату та енергетичними і технологічними параметрами системи, а також визначення енергетичних показників системи для розробки методики розрахунку ЗСОВ СЗГ.

Програма експериментальних досліджень.

1. Визначення статичних характеристик об'єкта для розрахунку теплового балансу системи.
2. Дослідження динаміки зміни концентрації CO₂ в ЗСОВ.
3. Дослідження динаміки зміни температури повітря і субстрату в ЗСОВ.
4. Визначення витрат енергії в системі споруд закритого ґрунту при роботі вентиляції в замкнутому і розімкнутому режимах.
5. Перевірка роботи ЗСОВ у виробничих умовах.
6. Визначення енергетичних параметрів теплового насоса при роботі в СЗГ.

Методика експериментальних досліджень.

Аналітичними дослідженнями встановлено, що ЗСОВ забезпечує можливість отримати економію енерговитрат при створенні мікроклімату в СЗГ. Основою ЗСОВ є система приміщень СЗГ, з'єднаних між собою замкнутою системою вентиляції (рис.3.1).

Для перевірки та підтвердження аналітичних залежностей були проведені дослідження динаміки зміни температури повітря та концентрації CO₂ в системі „рослинна теплиця – грибниця”. Вибір методики досліджень та обробки експериментальних даних проводився на основі рекомендацій, викладених у [4,

5, 6, 20, 30, 41, 79, 90, 97, 98].

Для дослідження статичних характеристик використовувався метод пасивного експерименту, а для дослідження динамічних характеристик – метод активного експерименту [23, 79, 97].

Дослідження статичних характеристик об'єкта зводилось до вимірювання температур: води в опалювальній системі на вході в приміщення та на виході з нього; повітря в культивацийному приміщенні; зовнішнього повітря; води на вході та на виході з калорифера; повітря на вході та виході з калорифера; субстрату. Отримані значення використовувались для складання рівнянь теплового балансу.

Дослідження по динаміці температури та концентрації CO₂ проводились з метою отримання динамічних (розгінних) характеристик та порівняння їх із динамічними характеристиками, отриманими з аналітичних залежностей.

Для перевірки аналітичних залежностей по динаміці температури та концентрації CO₂ було реконструйовано дослідну теплицю кафедри садово-паркового господарства Уманського державного аграрного університету, в якій було змонтовано перегородку яка розділила приміщення на дві частини – рослинну теплицю та грибницю (рис. 3.14, 3.17). Приміщення були оснащені опалювально–вентиляційною системою та системою контролю і регулювання температури. Загальний вигляд об'єкта зображено на рисунку 3.15, щита керування на рис. 3.16.

Для перевірки аналітичних залежностей по динаміці CO₂ подача повітря, збагаченого киснем, із рослинної теплиці в грибницю моделювалась за рахунок подачі кисню з кисневого балона в контур вентиляції між приміщеннями.

Температура внутрішнього і зовнішнього повітря і температура води в трубах вимірювалась ртутними термометрами та термографами, регулювання температури проводилось терморегулятором Т–419 при використанні датчиків температури типу ТСМ. Концентрація CO₂ визначалась оптичними газоаналізаторами типу gazex Q01 (Голландія) (рис.3.18), ПГА–ДУ та хімічним

типу ГХП 100.

Енергетичні параметри теплового насоса досліджувались за допомогою кліматичної камери [38]. При цьому змінювалась температура повітря, яке надходить у випарник теплового насоса, та визначалась теплопродуктивність теплового насоса і його коефіцієнт перетворення. На основі отриманих даних визначалась залежність цих величин від температури повітря, що надходить у випаровувач. Отримані залежності апроксимувались та використовувались для визначення енергетичної та економічної ефективності використання теплонасосної системи опалення.

Методика визначення економії енергії ЗСОВ наступна: при однакових внутрішніх і зовнішніх факторах система опалення та вентиляції досліджувалась по чергово в замкнутому і розімкнутому варіантах. Витрата енергії на обігрів приміщень визначалась по різниці температур теплоносія в трубопроводі на вході та виході з приміщення з подальшим розрахунком величини теплової потужності $Q_{оп}$ та її вартості B :



Рис. 3.14. Дослідне приміщення (вид з грибниці)



Рис. 3.15. Загальний вигляд об'єкта досліджень

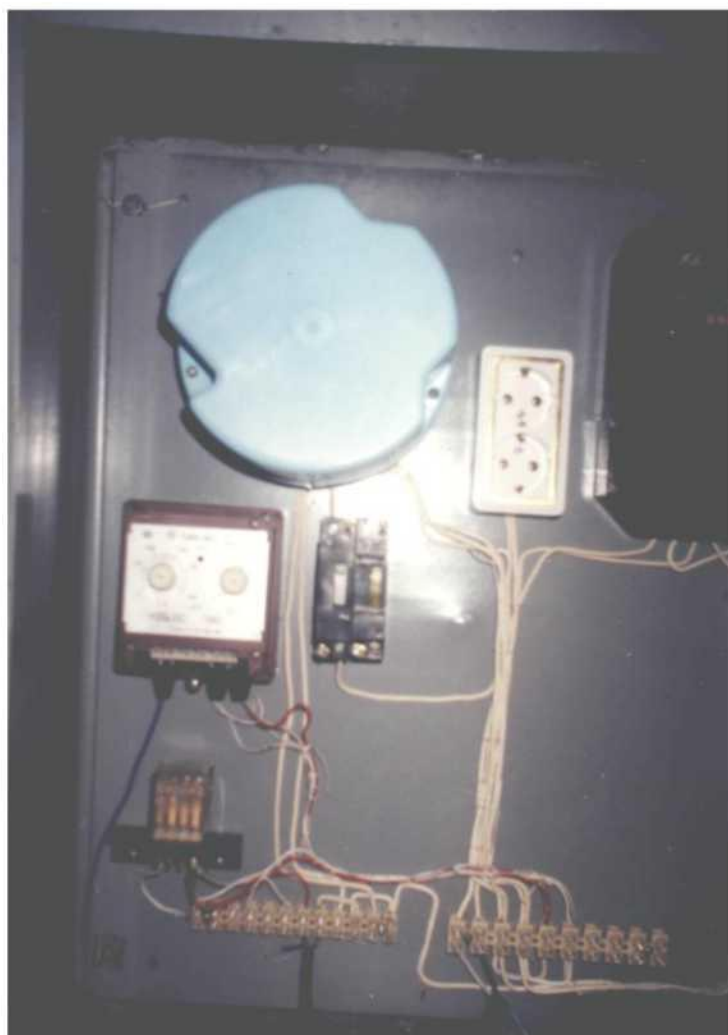


Рис. 3.16. Загальний вигляд щита управління дослідною вентиляційною установкою



Рис. 3.17. Дослідне приміщення



Рис. 3.18. Прилад для вимірювання концентрації CO₂ „gazex Q01

$$Q_{оп} = S_{оп} \alpha_{оп} (t_{ср} - t_{в}),$$

$$B = \frac{\tau Q_{оп} T}{Qk},$$

де $S_{оп}$ – площа опалювальних приладів, м²; $\alpha_{оп}$ – коефіцієнт тепловіддачі від опалювальних приладів до повітря, Вт/м² К; $t_{ср}$ – середня температура теплоносія $t_{ср} = (t_{вх} - t_{вих})/2$, °С; $t_{в}$ – температура внутрішнього повітря, °С; τ – час, год; T – тариф на енергоносії, грн/кг; Q – енергоемність палива, кВт·г/кг; k – коефіцієнт використання.

Оцінка похибок результатів дослідів і обробка експериментальних даних.
Для визначення впливу параметрів, що досліджуються, на процеси, які

проходять в ЗСОВ, проводилось попарне співставлення двох факторів, при постійних інших.

Оцінка точності і надійності результатів дослідів, які містять систематичні і випадкові похибки, проводиться з використанням методів теорії ймовірностей і математичної статистики [14, 26, 48].

Визначення коефіцієнтів емпіричних залежностей проводиться згідно із [69].

3.4.2. Результати експериментальних досліджень

Рівняння розгінних характеристик ЗСОВ.

На рисунках 3.19 – 3.21 показано дослідні розгінні характеристики при регулюванні концентрації CO_2 $C(\tau)$ та температури субстрату $t_{\text{суб}}(\tau)$ і внутрішнього повітря $t_o(\tau)$. Ці характеристики охоплюють весь діапазон можливих значень концентрації CO_2 та температури.

По характеру дослідних залежностей видно, що апроксимацію можна провести за допомогою регресії експонентою [4, 129]

$$f(x) = a \cdot e^{bx} + c, \quad (0.81)$$

Коефіцієнти експоненціальної регресії a, b, c визначено за допомогою математичного пакета MathCAD 2001 згідно рекомендацій [69].

Межі досліджуваної області: по концентрації CO_2 – $C_{\text{min}} = 0.00033 \text{ м}^3\text{CO}_2/\text{м}^3\text{пов.}$, $C_{\text{max}} = 0.004 \text{ м}^3\text{CO}_2/\text{м}^3\text{пов.}$; по температурі $t_{\text{min}} = 10^\circ\text{C}$, $t_{\text{max}} = 25^\circ\text{C}$.

В результаті обробки експериментальних даних за умов наявності повітрообміну із зовнішнім середовищем і замкнутій та розімкнутій ЗСОВ отримано апроксимуючі рівняння:

$$C = -0.000412 \cdot e^{-2.1t} + 0.000734, \quad (0.82)$$

$$C = -0.000623 \cdot e^{-1.36t} + 0.000947. \quad (0.83)$$

та побудовано залежності які наведені на рис. 3.19

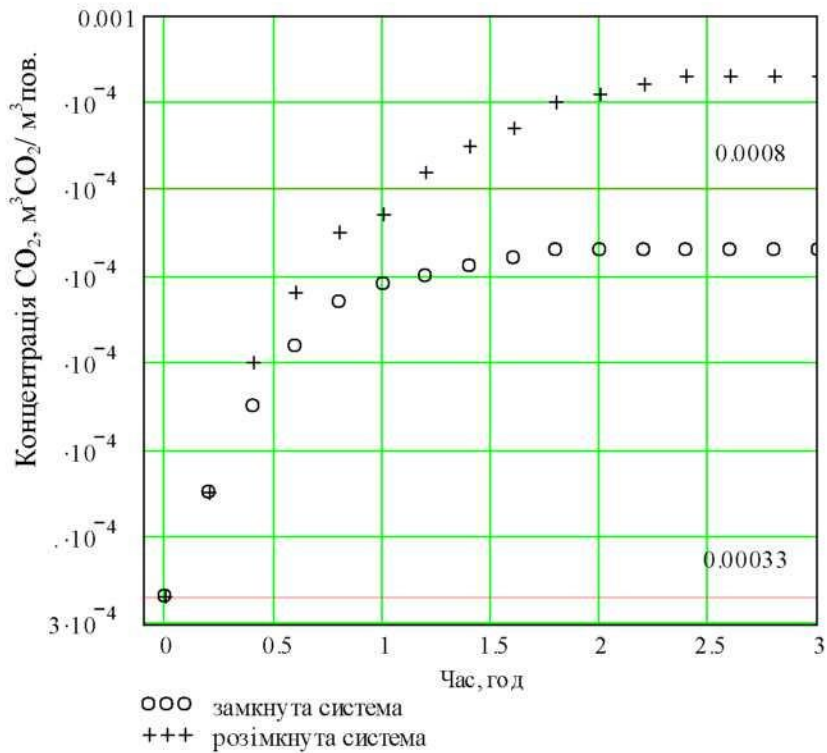


Рис. 3.19. Дослідні точки розгінної характеристики при включеній вентиляції

В результаті обробки експериментальних даних за умов відсутності повітрообміну із зовнішнім середовищем і замкнутій та розімкнутій ЗСОВ отримано апроксимуючі рівняння

$$C = -0.000889 \cdot e^{-0.462t} + 0.00121, \quad (0.84)$$

$$C = -0.00313 \cdot e^{-0.249t} + 0.00346. \quad (0.85)$$

та побудовано залежності які наведені на рис. 3.20.

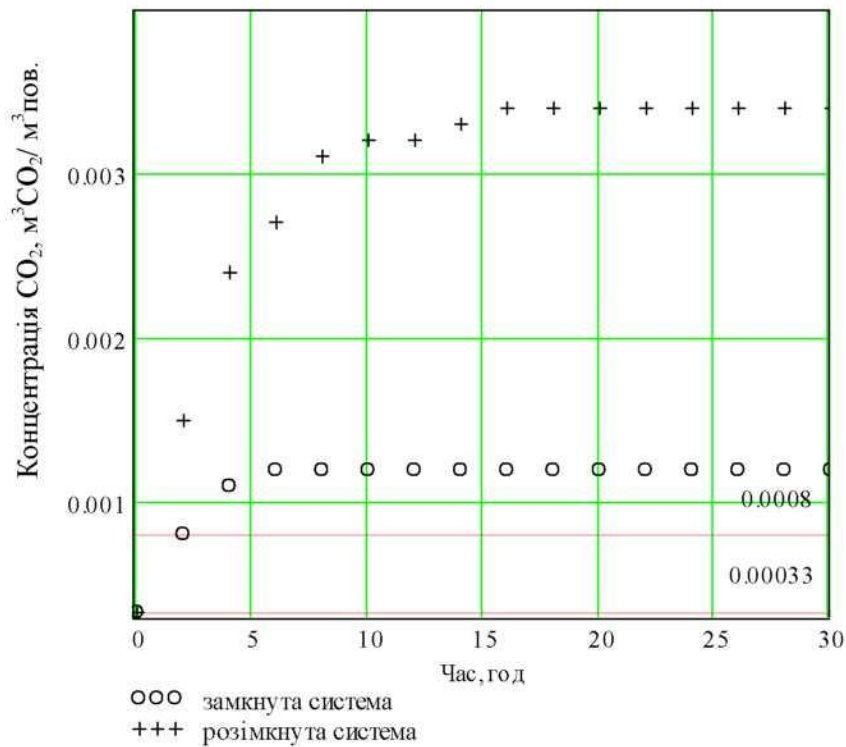


Рис. 3.20. Дослідні точки розгінної характеристики при виключеній вентиляції

З експериментальних даних для описання залежності отримано апроксимуюче рівняння для температури субстрату –

$$C = -3,87 \cdot e^{-0.0401t} + 18,89, \quad (0.86)$$

З експериментальних даних для описання залежності отримано апроксимуюче рівняння для температури повітря –

$$C = -2,55 \cdot e^{-0.089t} + 15,99, \quad (0.87)$$

Залежності наведені на рис. 3.21.

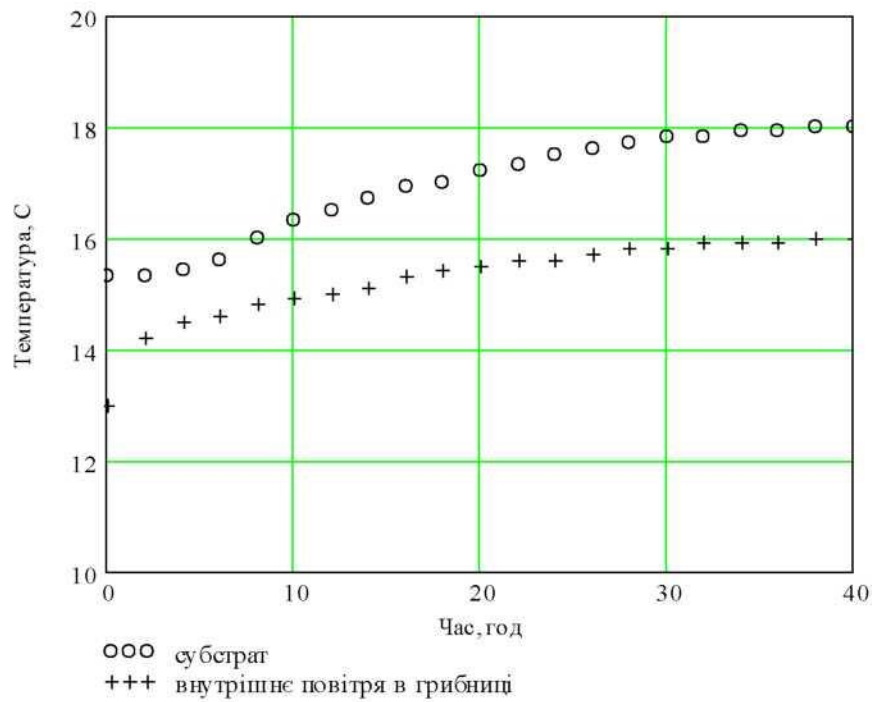


Рис. 3.21. Дослідні точки розгінної характеристики температури повітря та субстрату при зміні температури води в опалювальній системі від 50 до 60 °С.

На рисунках 3.22–3.24 показані дослідні точки та криві які отримані по апроксимуючому рівнянню (3.80) та аналітичним залежностям виведеним в п.3.3.

На всіх графіках видно, що аналітичні криві не збігаються з апроксимуючими кривими, це пояснюється тим, що в приміщеннях реальна інфільтрація дещо більша ніж розрахункова і мають місце не враховані збурюючі фактори.

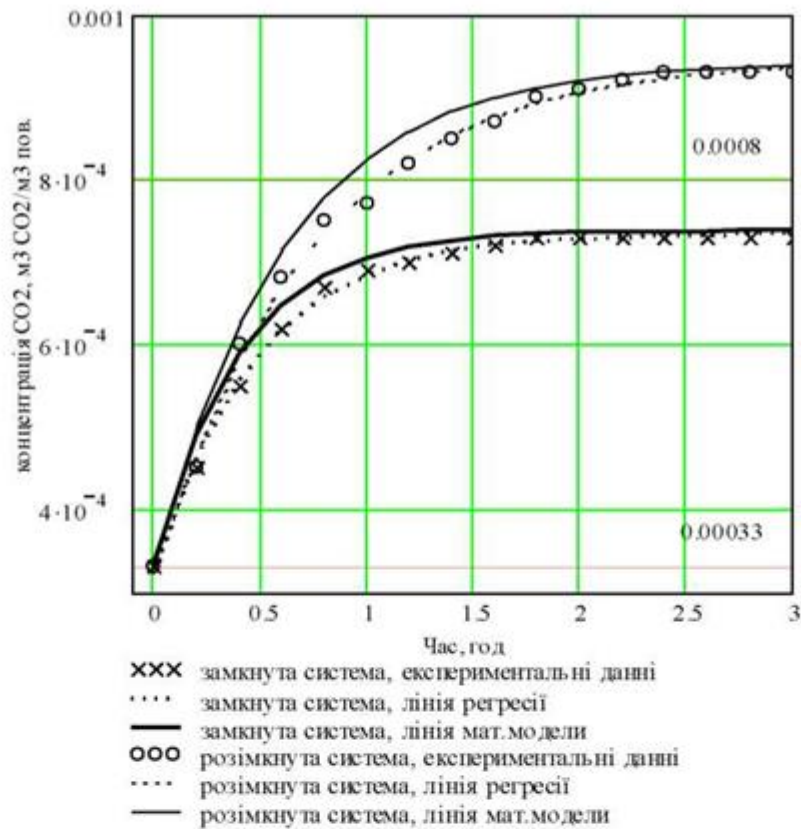


Рис. 3.22. Експериментальні та розрахункові характеристики концентрації CO₂ при включеній вентиляції.

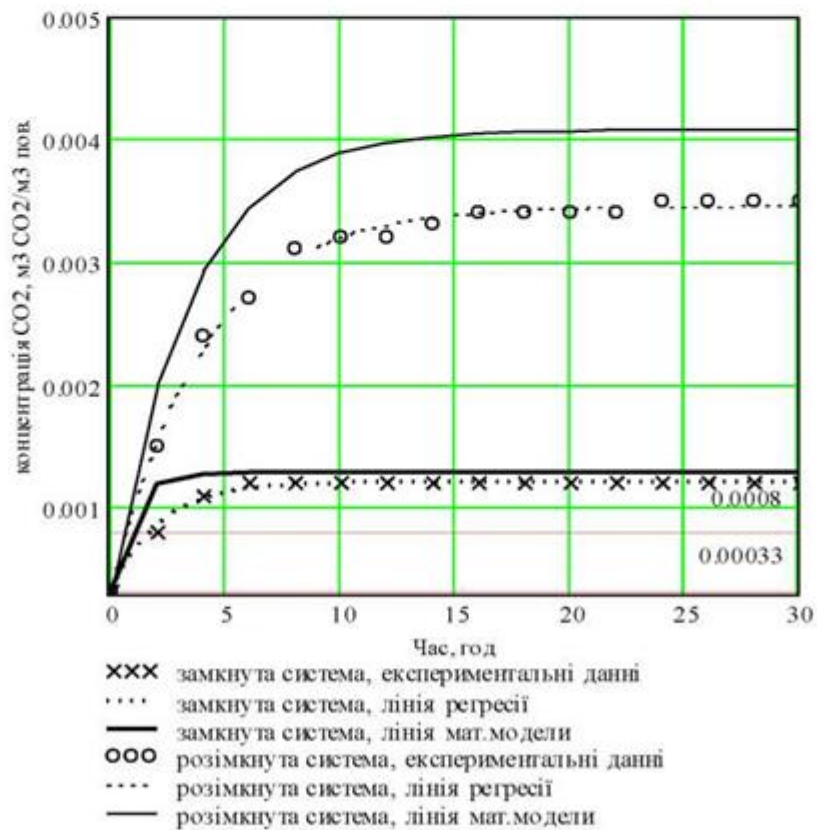


Рис. 3.23. Експериментальні та розрахункові характеристики концентрації CO₂ при виключеній вентиляції.

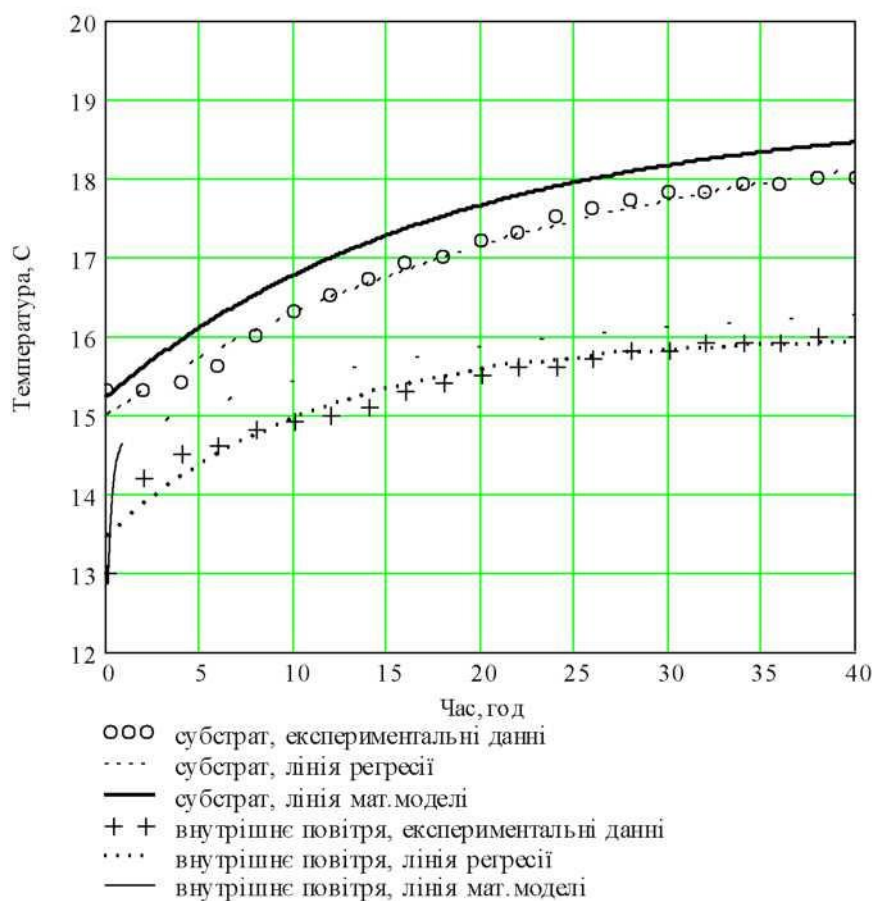


Рис. 3.24. Експериментальні та розрахункові характеристики зміни температури повітря та субстрату при зміні температури води в опалювальній системі від 50 до 60 °С.

Визначення передаточної функції [130, 134] при регулювання температури субстрату проведено по експериментальним даним за допомогою номограми згідно з методикою викладеною в [79]

$$W(\delta) = \frac{16,7}{(21,8 \cdot p + 1)(0,1 \cdot p + 1)}, \quad \tau = 2 \quad (0.88)$$

а передаточна функція, яка отримана з математичної моделі (3.19) при тих же умовах, що і експеримент –

$$W(\delta) = \frac{18,8}{(17,9 \cdot p + 1)(0,04 \cdot p + 1)}. \quad (0.89)$$

3.5. Структурно-логічна схема управління замкнутою системою опалення та вентиляції теплиць

Сучасні промислові штами гриба глива розроблялися з метою отримання найвищих врожаїв плодової маси при найменших витратах на їх виробництво.

Як це часто буває, штучно створені сорти пред'являють до себе більш жорсткі вимоги в технології вирощування, ніж їх "дикі предки". Тому створення і підтримування мікроклімату на високому рівні є вимогою обов'язковою.

Розглянемо типову технологію вирощування гливи. Найчастіше всього гливу вирощують на субстраті з соломи злакових культур або з відходів кукурудзи, які подрібнюють до частинок 2-4 см, після чого звожують до 75% на протязі кількох днів. Реакція середовища повинна бути близькою до нейтральної (рН близько 6,5). Змочений та добре перемішаний матеріал розміщують в камері для пастеризації, де пастеризують насиченою паром, який пускають в камеру при температурі 65-70°C з постійною циркуляцією повітря. Пастеризація продовжується 12 годин. Далі субстрат охолоджують до 24...25°C, і змішують з міцелієм (2-5% маси субстрату), потім укладають в мішки [93, 140] і розміщують на стелажах [35] в камері пророщування.

Камерою пророщування може бути камера пастеризації або спеціальна камера, яка має систему вентиляції та циркуляції повітря. Міцелій росте на протязі 15-20 днів при відносній вологості повітря 90-95%. Температуру повітря в цей період підтримують в межах 18-20°C. Під час росту міцелій гіфами з'єднує частини субстрату, який після звільнення ємкостей залишається у вигляді блоків.

Процес плодоутворення у гливи починається після досягання міцелію і продовжується 3 тижні при температурі 20-22°C. В цей період культуру не поливають, але забезпечують добре провітрювання приміщення. Після чого субстрат переміщують в плівкові або скляні теплиці де розміщують на стелажах

субстрат переміщують в плівкові або скляні теплиці де розміщують на стілажах (з проходами для догляду за культурою). Приміщення охолоджують до 10-12°C. Через 2-3 дні поверхня субстрату стає кремовою від появи зародків плодових тіл. В період плодоношення підтримують температуру повітря 12...14°C, відносну вологість 95%, проводять вентиляцію. Приміщення для вирощування гливи повинно мати світлопроникливу покрівлю або штучне освітлення. Догляд в період плодоношення складається з підтримання оптимальної температури, вологості, концентрації CO₂ та освітленості.

Виходячи з вищенаведеного, процес вирощування гливи можна розбити на три основні фази: перша фаза – вегетативний ріст, друга – перехід від вегетативного росту до плодоношення, третя фаза – плодоношення. Очевидно, що фази росту – це є функція часу, тобто $\Phi = f(t)$. Виходячи з цього, складемо технологічну карту процесу вирощування культури, опускаючи при цьому процес підготовки субстрату (табл. 3.3).

Таблиця. 3.3

Технологічна карта вирощування гливи звичайної

Фази	Період	Процес	Строк виконання
I	1	Пророщування міцелію	15-20 днів
II	2	Процес плодоутворення	3 тижні
	3		2-3 тижні
III	4	Період плодоношення	до кінця плодоношення

Складемо технологічну карту зміни температури, вологості, концентрації CO₂ та освітленості у функції часу (табл. 3.4).

Таблиця. 3.4

Параметри вирощування гливи звичайної

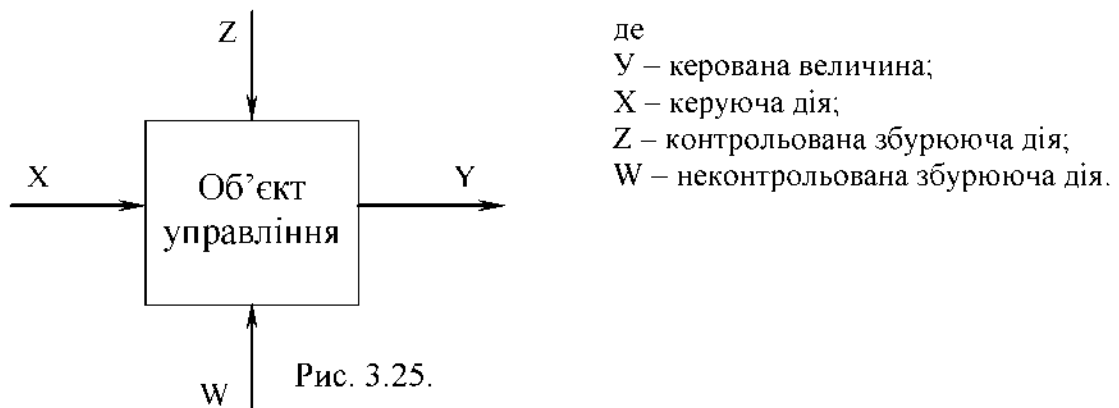
Фази	Період	Температура, t, °C	Вологість, Н, %	Концентрація CO ₂ , С, %	Освітлення, Е, лк
I	1	18-20	90-95	–	–
II	2	20-22	90	0,08-0,1	500
	3	10-12	90	0,08-0,1	500
III	4	12-14	90	0,08-0,1	500

Аналогічно розглядаються культури, які вирощуються в інших приміщеннях трайдему.

Обґрунтування параметрів та режимів роботи пристрою автоматичного керування ЗСОВ.

Починаючи проектування, потрібно визначити вид автоматичного керуючого пристрою (АКП). Процес вирощування розбито на кілька мініпроцесів (табл. 3.4), які слідуєть один за одним, паралельно один одному, і пов'язані між собою функцією часу. Наприклад, режим опалення в першому періоді переходить в режим опалення другого періоду, а той – в режим третього періоду. Такий процес буде відповідати АКП типу “автомат”.

Для зручності складемо модель об'єкта управління у вигляді “чорного ящика” (рис. 3.25),



Виділимо 4 керовані величини: Y_1 – температура; Y_2 – вологість; Y_3 – концентрація CO_2 ; Y_4 – освітлення.

Тепер визначимо керуючу дію. Щоб забезпечити заданий рівень температури в культивацийному приміщенні, потрібні – опалення приміщення в зимовий період та вентиляція в літній період. В першому випадку керуючою дією буде температура води в системі опалення X_1 , а в другому величина повітрообміну системи вентиляції X_2 . Для забезпечення заданої вологості необхідно або видаляти зайву вологу за допомогою вентиляції, або зволожувати приміщення (при нестачі вологи). Технологія вирощування гливи передбачає підтримання вологості повітря в першому і четвертому періодах (табл. 3.4)

вище за атмосферну, а в другому та третьому – на рівні атмосферної. В зв'язку з цим, для першого і другого періодів як керуючу дію виберемо продуктивність установки зволоження повітря X_3 . В процесі дихання грибів виділяється значна кількість CO_2 , для видалення зайвої вуглекислоти, застосуємо вентиляцію, тому за керуючу дію приймаємо величину повітрообміну вентиляційної установки X_4 . Для забезпечення режиму освітлення за керуючу дію виберемо час роботи освітлювальної установки X_5 .

Керуючі дії X_2 та X_4 однакові, тому вибираємо з них одну за принципом “диктуючої” шкідливості. Вибір між керуючими діями X_2 та X_4 буде мати, в основному, сезонний характер. Так, літом перевагу буде мати повітрообмін X_2 в зв'язку з підвищенням температури навколишнього середовища, а взимку, навпаки, вентиляція буде проводитись тільки для видалення CO_2 .

Визначимо збурюючі дії, які впливають на об'єкт керування. Їх необхідно розбити на дві групи: контрольовані (які можливо і бажано вимірювати) та неконтрольовані (які вимірювати неможливо або не потрібно). На параметри мікроклімату в культивацийному приміщенні впливають контрольовані фактори (зовнішня температура Z_1) і неконтрольовані (швидкість вітру W_1 , відкривання дверей і воріт W_2 , вологість зовнішнього повітря W_3 , концентрація CO_2 в зовнішньому повітрі W_4 , природне освітлення W_5 , теплота яка надходить від освітлювальних приладів та технологічного обладнання W_6).

Очевидно, що дана система керуючих дій передбачає попереднє визначення статичних та динамічних характеристик приміщення, в якому буде проводитись вирощування грибів.

Узагальнююча модель об'єкта управління буде мати вигляд,

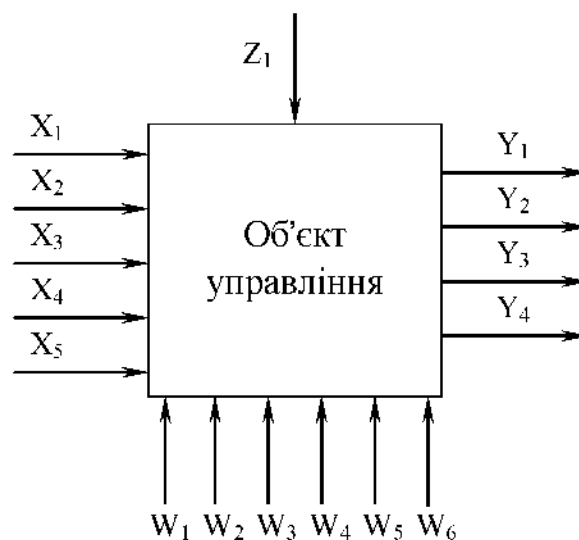


Рис. 3.26. Модель об'єкту управління

зображений на рис. 3.26.

Сформулюємо алгоритм функціонування і управління.

Як говорилось вище (п. 3.2), замкнута система опалення та вентиляції в певний період доби працює як система із двох приміщень, тому модель об'єкту управління з деякими внутрішніми зв'язками буде мати вигляд (рис. 3.27).

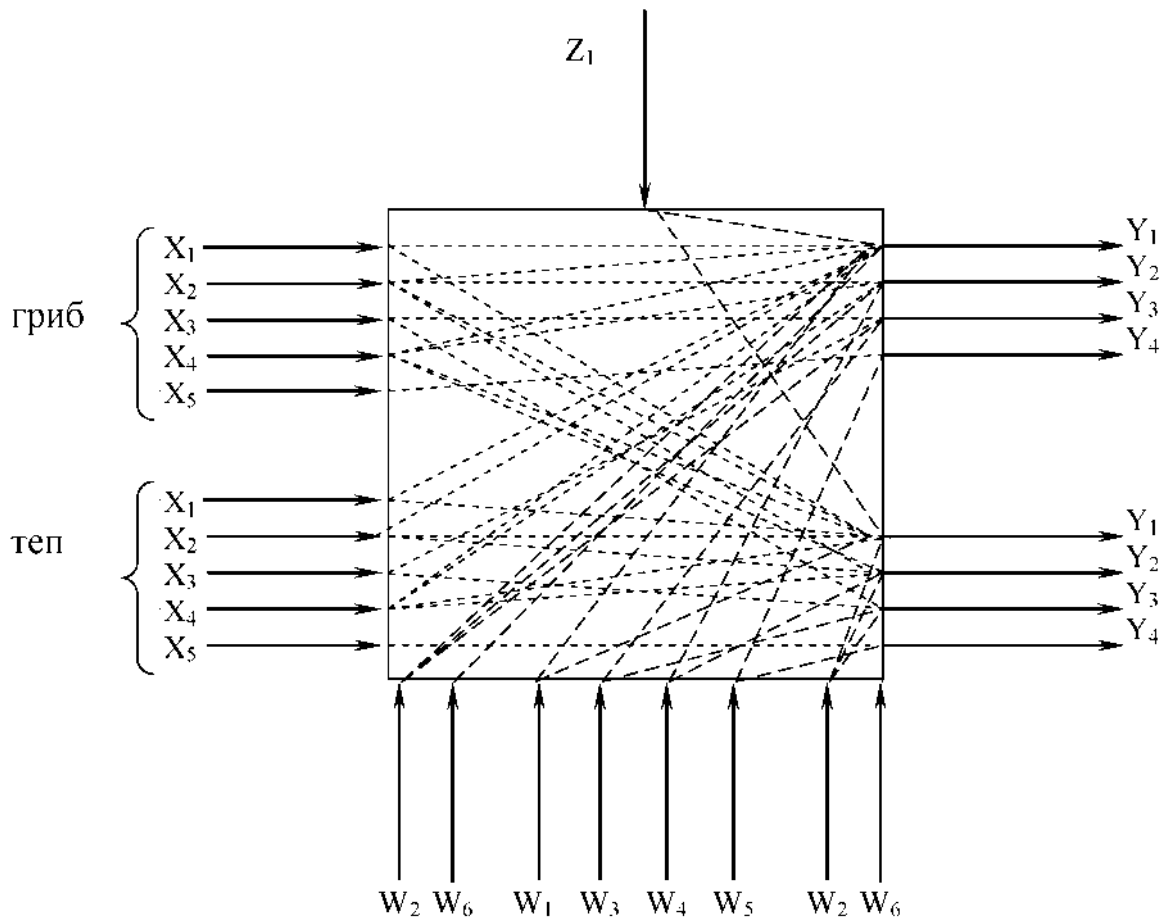


Рис. 3.27. Модель об'єкту управління

Графічно алгоритм управління можна зобразити у вигляді блок-схеми (рис. 3.28).

Блок 2 передає управління 3 при виборі автоматичного режиму управління мікрокліматом в системі теплиць. У Блоці 3 формується завдання на роботу системи, вводяться вихідні дані по технологічних параметрах мікроклімату: $t_{в1}, t_{в2}, t_{в3}$, – температури внутрішнього повітря, відповідно, в грибниці, світлиці та темниці; $C_{в1}, C_{в2}, C_{в3}$, – концентрації CO_2 в грибниці, світлиці та темниці; $W_{в1}, W_{в2}, W_{в3}$, – вологості внутрішнього повітря в

грибниці, світлиці та темниці; $E_{в1}, E_{в2}$ – освітленості, відповідно, в грибниці та темниці; x – кількості повторів у циклах повтору (затримка).

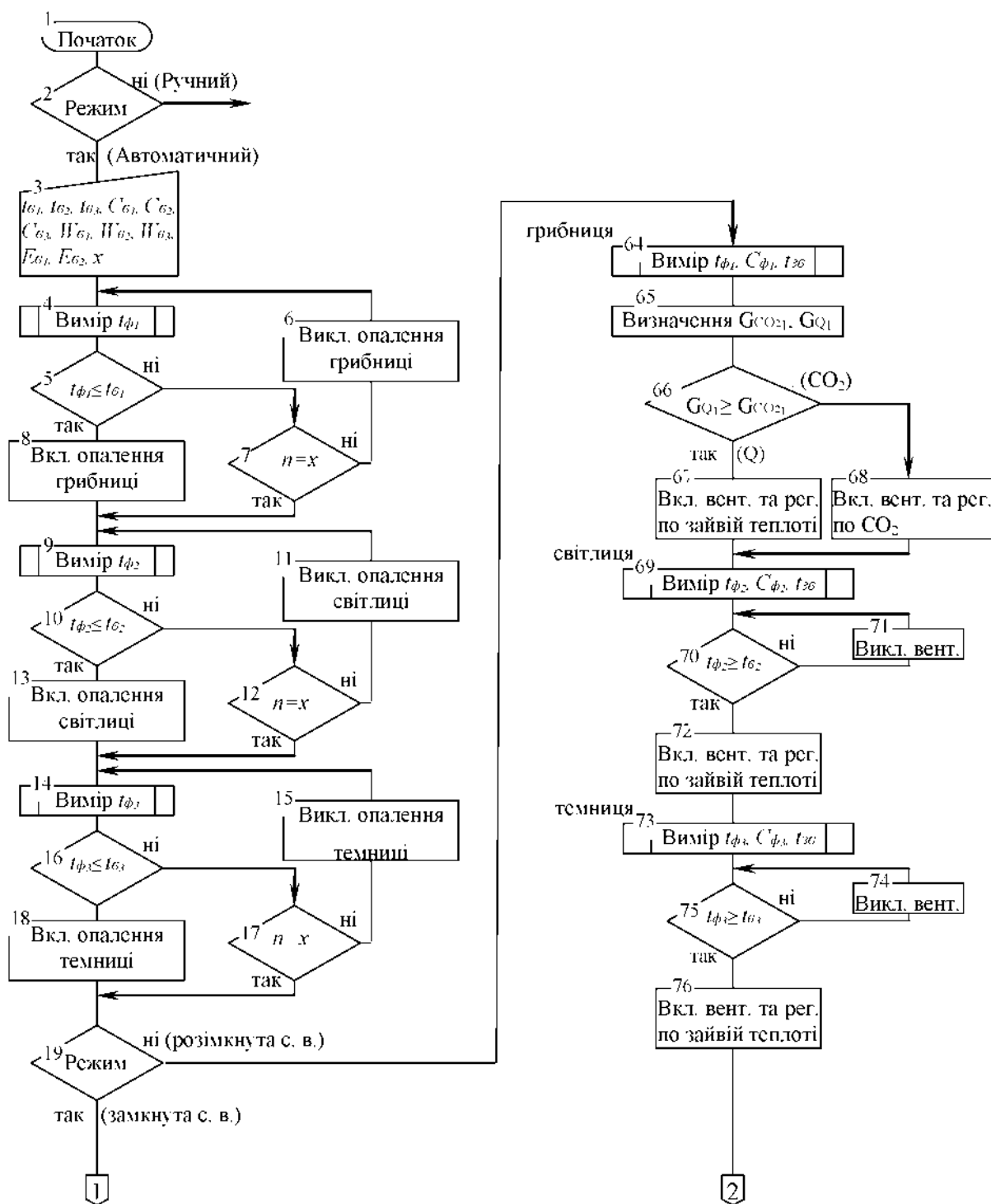


Рис. 3.28 Структурно-логічна схема замкнутої системи вентиляції

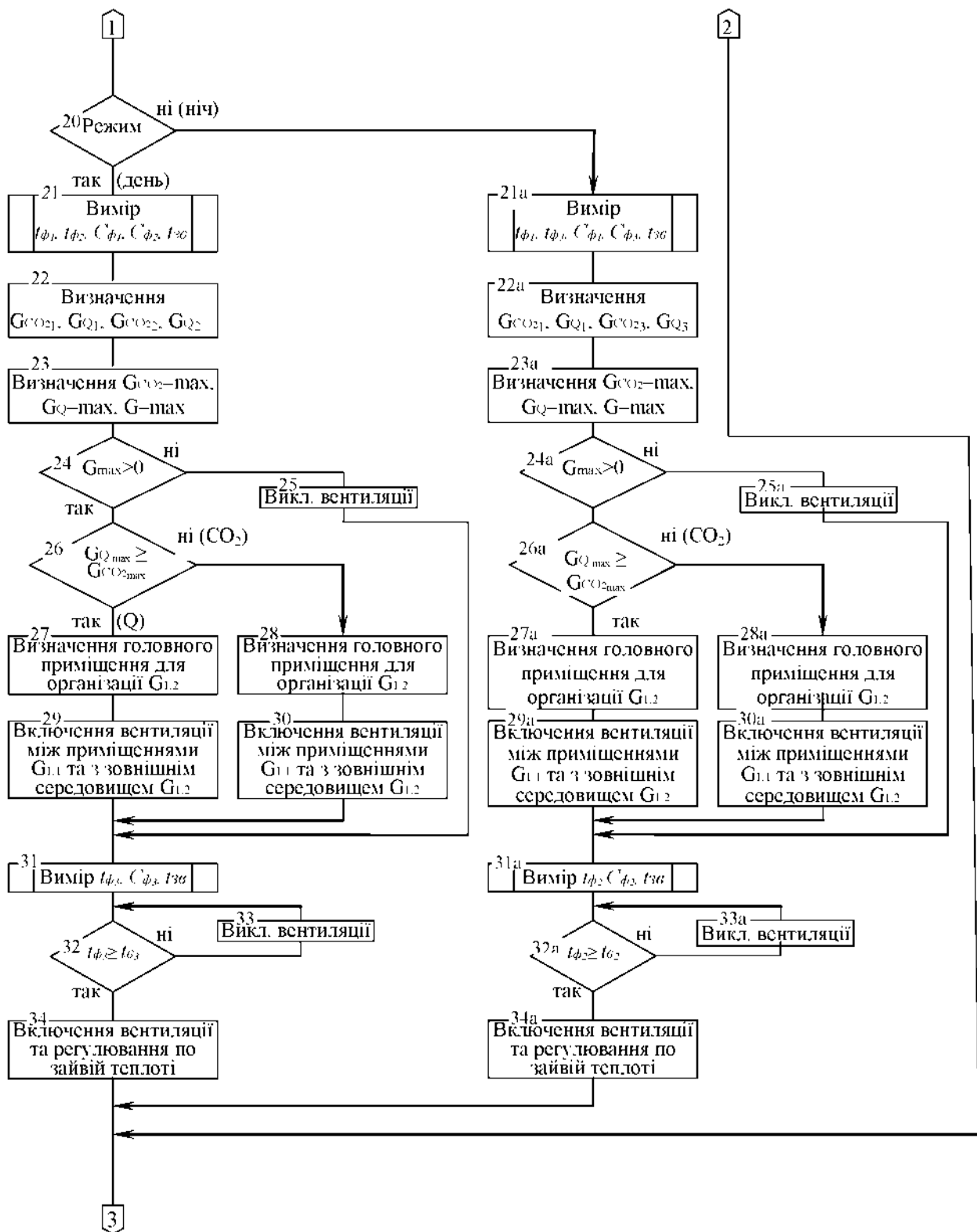


Рис. 3.28. Структурно-логічна схема замкнутої системи вентиляції (продовження)

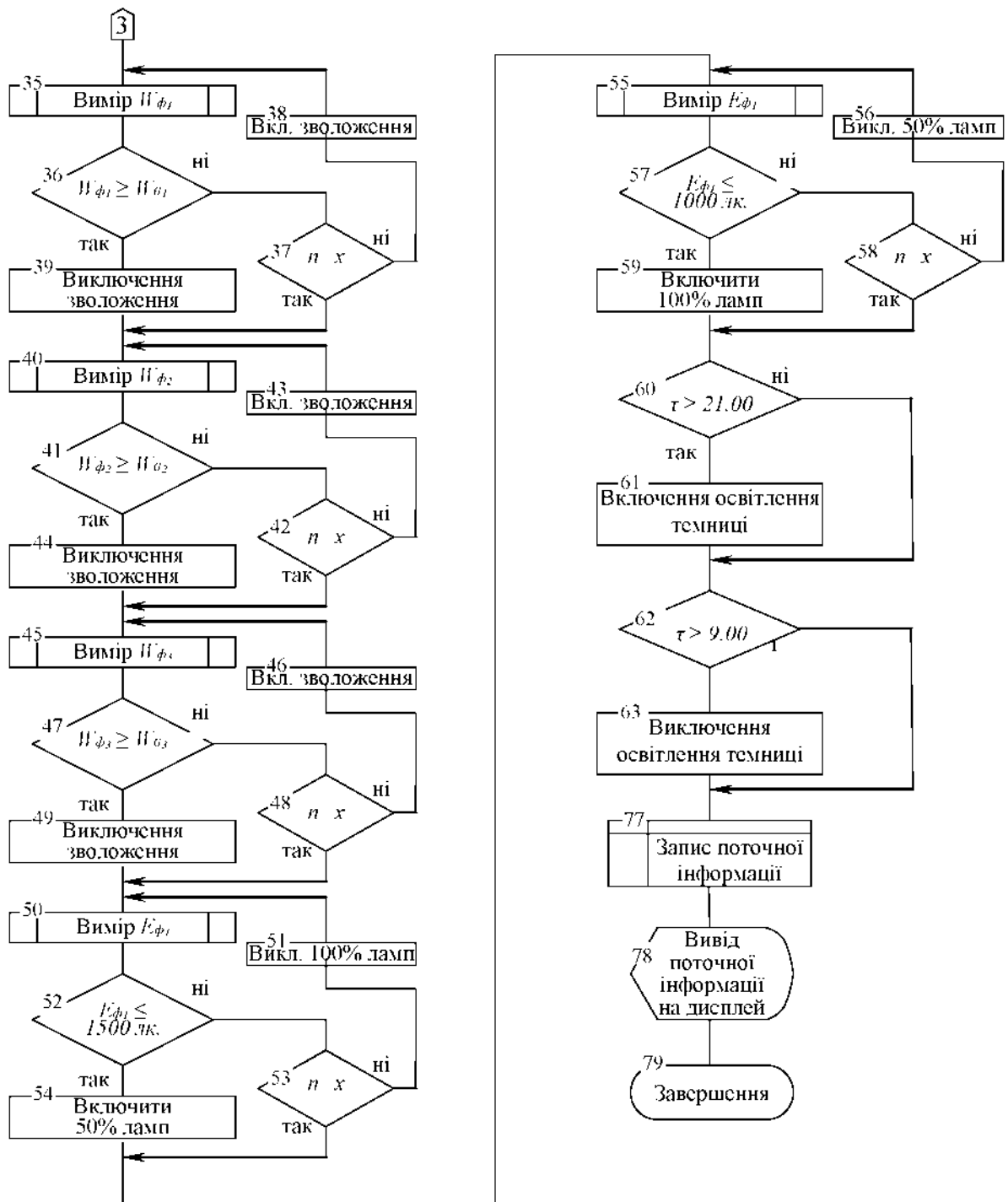


Рис.3.28. Структурно-логічна схема замкнутої системи вентиляції (закінчення)

4-й блок вимірює фактичне (поточне) значення внутрішньої температури у грибниці та посилає його у 5, де відбувається порівняння із заданим значенням температури $t_{в1}$. При $t_{ф1} \leq t_{в1}$, блок 5 включає опалення грибниці, а при $t_{ф1} > t_{в1}$, проходячи через блок затримки 7, – включає його (блок 6). Аналогічними є алгоритми управління опаленням світлиці (блоки 9–13) та темниці (блоки 14–18).

У блоці 19 відбувається вибір способу управління вентиляцією теплиць – „Розімкнута система вентиляції” або „Замкнута система вентиляції”. При виборі останньої, управління передається логічному блоку 20, де відбувається вибір пари приміщень „грибниця–світлиця” або „грибниця–темниця” в залежності від пори доби.

В світлу частину доби при виборі пари „грибниця–світлиця” управління передається блоку 21, в якому відбувається вимірювання поточних значень внутрішніх температури повітря і концентрації CO_2 в обох приміщеннях $t_{ф1}$, $t_{ф2}$, $C_{ф1}$, $C_{ф2}$ та температури зовнішнього повітря $t_{зп}$. 22-й блок розраховує величини повітрообмінів по зайвій теплоті та CO_2 – G_{CO_21} , G_{CO_22} , G_{Q1} , G_{Q2} .

В 23-му блоці визначається максимальний з повітрообмінів по вуглекислоті $G_{\text{CO}_2\text{max}}$ та максимальний по зайвій теплоті $G_{Q\text{max}}$, а також максимальний з них – G_{max} . Далі управління передається блоку 24, в якому G_{max} порівнюється з нулем і при відсутності повітрообміну система вентиляції не вмикається 25. При $G_{\text{max}} > 0$ в блокові 26 відбувається вибір повітрообміну по шкідливості (зайвій теплоті або CO_2). При $G_{Q\text{max}} \geq G_{\text{CO}_2\text{max}}$ повітрообмін відбувається по надлишковій теплоті і управління передається блокові 27, де відбувається вибір головного приміщення з пари „грибниця–світлиця” по найбільшому з них повітрообміну. Повітрообмін цього приміщення розділяється на два повітрообміни: 1-й організовується між парою приміщень, 2-й – між головним приміщенням і зовнішнім повітрям (див. п.3.2). Блок 29 включає вентилятори замкнутої системи вентиляції та проводить регулювання їх продуктивності. При $G_{Q\text{max}} < G_{\text{CO}_2\text{max}}$ управління відбувається аналогічно

(блоки 28, 30). У цей час в темниці вентилявання проводиться незалежно від пари „грибниця–світлиця” (блоки 31–34).

При виборі, у блоці 20, пари „грибниця–темниця” (нічний час) управління передається 21а і далі аналогічно денному варіанту (блоки 21а – 34а).

При виборі розімкнутої автоматичної системи (блок 19) управління передається блоку 64, в якому вимірюється поточні значення t_{ϕ_1} , C_{ϕ_1} , $t_{\text{зов}}$ грибниці. 65-й блок розраховує повітрообмін по CO_2 та Q . У 66-му логічному блоці порівнюються розраховані у 65-му, тобто визначається шкідливість по якій проводиться вентилявання грибниці. При $GQ_1 \geq GCO_{21}$ управління передається 67, який вмикає вентиляційну установку і проводить вентилявання по зайвій теплоті. При $GQ_1 < GCO_{21}$ управління передається блоку 68 який вмикає вентиляційну установку і проводить регулювання вже по концентрації CO_2 в приміщенні. Далі управління передається блоку 69, де вимірюються поточні значення температури повітря в світлиці t_{ϕ_2} , концентрації $CO_2 - C_{\phi_2}$ та зовнішньої температури повітря $t_{\text{зов}}$. У 70 відбувається порівняння фактичного значення температури в світлиці t_{ϕ_2} із заданим t_{62} . При $t_{\phi_2} \geq t_{62}$ управління передається 62 для включення вентиляційної установки і регулювання повітрообміну по зайвій теплоті, при $t_{\phi_2} < t_{62}$ 61 включає вентиляційну установку. Вентилювання темниці відбувається аналогічно світлиці (блоки 73-76).

Алгоритм регулювання вологості в грибному приміщенні починається з блока 35, який вимірює фактичне значення вологості повітря в приміщенні W_{ϕ_1} і передає управління на логічний блок 36, тут фактичне поточне значення вологості порівнюються з даним W_{61} . При $W_{\phi_1} < W_{61}$, після затримки у 37, вмикається установка зволоження 38. При $W_{\phi_1} \geq W_{61}$ зволожувальна установка вмикається 39. Алгоритм регулювання вологості в світлиці та темниці аналогічні алгоритму грибного приміщення, відповідно, блоки 40–44 та 45–49.

Алгоритм регулювання освітлення починається з блоку 50, який вимірює поточне значенні освітленості в грибниці і передає управління на логічний блок 52. При зменшенні освітлення в приміщенні грибниці нижче 1500 лк

включається 50% ламп (блок 50). При $E_{ф_1} > 1500$ лк після блоку затримки 53 передається команда на виключення освітлення 51. Після вимірювання поточного значення освітленості у блоці 57 $E_{ф_1}$ порівнюється із заданим значенням освітленості в 1000 лк. При $E_{ф_1} \leq 1000$ лк блок 59 включає 100% ламп системи освітлення при $E_{ф_1} = 1000$ лк. після блоку 58 управління передається на блок 56 відключення 50% ламп освітлювальної системи. Управління освітленням в темниці проводиться по погодинній програмі, яка включає в себе блок 60 порівняння фактичного часу доби із заданим часом вмикання освітлення темниці (21.00) і блока 62 із часом вимикання. Включення і виключення освітлення проводиться блоками 61 і 63.

Блоки 77 і 78 реалізують алгоритм запису поточної інформації на пристрій запам'ятовування та вивід інформації на пристрій індикації (монітор).

Алгоритм управління є основою для подальшого проектування.

Для вибору типу регулятора визначаємо, що $\tau T_1 = 0,11$ і $\tau T_{2a} = 4,8$ (п.3.4).

При відношенні $\tau T = 0,2$ вибираємо регулятор безперервної дії.

Всі прилади та виконавчі пристрої працюють на електроенергії.

Як видно з алгоритму управління, автомат повинен мати пам'ять. На протязі всього технологічного циклу пристрій повинен пам'ятати значення температури, вологості, концентрації CO_2 та освітленості в кожному приміщенні та інші.

По виду пам'яті, яка використовується, пристрій буде синхронним, так як зміна параметрів автоматичного пристрою управління (АПУ) буде відбуватися в момент надходження синхронізуючих імпульсів.

В зв'язку з тим, що деякі перехідні процеси не є стабільними, і мають коливальний характер, за винятком у нашому випадку освітленості, то виникає необхідність ввести в алгоритм управління затримку для реагування системи на тривалість імпульсів.

3.6. Резюме по розділу 3

Розроблено структурно-функціональну схему замкнутої системи опалення та вентиляції. Запропоновано три варіанти побудови ЗСОВ в СЗГ, які передбачають використання однієї теплиці, розділеної на дві частини, та двох або трьох теплиць одного блоку.

Розроблена статична модель залежності повітрообміну від потужності опалювальної системи, яка являє собою систему лінійних рівнянь теплових балансів грибного та рослинного приміщень. В запропонованому вигляді модель дозволяє, в залежності від поточних значень температур, визначати величину повітрообмінів і відповідно до них потужність опалювальної системи.

Дослідження, проведені за допомогою імітаційної математичної моделі, показують, що найбільша ефективність роботи системи спостерігається: при низьких температурах зовнішнього повітря; при максимально більшій різниці температур в приміщеннях, а також при роботі з нічним приміщенням в якому відсутні теплонадходження від сонячної радіації. В залежності від наведених умов, використання ЗСОВ дає можливість зменшити теплову потужність на 12,7 – 20,5%.

Розроблено динамічну модель зміни температури субстрату та повітря в тандемі, яка дозволяє для кожної конкретної системи „культивуаційне приміщення – теплиця” визначити температуру припливного повітря в залежності від нормативних значень температури субстрату та повітря в приміщенні.

Встановлено, що з точки зору автоматичного управління температурою субстрату та повітря, система „культивуаційне приміщення – теплиця” з водяною системою опалення являє собою двохемістний об’єкт. На основі моделі та експериментальних досліджень визначено передаточну функцію системи теплиць як об’єкта керування температурою субстрату та повітря.

Розроблена динамічна модель зміни концентрації CO₂, яка дозволяє визначати концентрацію CO₂ в одному із приміщень по завершенню

перехідного процесу в залежності від концентрації CO₂ в припливному повітрі з іншого приміщення системи, та нормативних значень повітрообмінів. Модель розроблена в варіантах роботи системи в замкнутому та розімкнутому режимах, а також при наявності та відсутності повітрообміну із зовнішнім середовищем.

Результати експериментальних досліджень показали відповідність отриманих математичних моделей дослідним даним, середня відносна похибка склала: по концентрації CO₂ в замкнутій системі при включеній вентиляції із зовнішнім середовищем – 2,8 %, при виключеній вентиляції – 7,2 %, в розімкнутій системі при включеній вентиляції із зовнішнім середовищем – 4,6 %, при виключеній вентиляції – 19,8 %; по температурі субстрату – 3 % і по температурі повітря – 3,2 %. Коефіцієнти кореляції, відповідно, склали: 0,99, 0,94, 0,99, 0,99, 0,99, 0,98, а на основі експериментальних даних, отримано апроксимуючі рівняння виду $f(x) = a \cdot e^{bx} + c$ та коефіцієнти експоненціальної регресії. На основі експериментальних даних визначені передаточні функції для процесу регулювання температури субстрату та концентрації CO₂.

Обґрунтовано та розроблено структурно-логічну схему управління замкнутою системою опалення та вентиляції, яка передбачає управління технологічними параметрами (температурою, вологістю, концентрацією CO₂, освітленістю) в системі.

РОЗДІЛ 4. ТЕХНІКО–ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ВИКОРИСТАННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ОПАЛЮВАЛЬНО–ВЕНТИЛЯЦІЙНОГО ОБЛАДНАННЯ В СПОРУДАХ ЗАКРИТОГО ҐРУНТУ

4.1. Методика інженерного розрахунку замкнутої системи опалення та вентиляції теплиць

Для інженерного розрахунку замкнутої системи опалення та вентиляції СЗГ необхідно мати наступні вихідні дані:

- геометричні параметри приміщень та їх розташування;
- теплофізичні параметри огорожуючих конструкцій;
- технологічні параметри вирощування (температура, вологість, концентрація CO₂ в технологічних приміщеннях);
- температура зовнішнього повітря та температура в суміжних приміщеннях;
- масу субстрату;
- інтенсивність сонячної радіації;
- швидкість вітру.

При обґрунтуванні співвідношення розмірів приміщень в ЗСОВ враховуємо, що основним критерієм, за яким судять про концентрацію CO₂ у грибниці є маса субстрату.

За даними літературних джерел величина повітрообміну в грибних приміщеннях при вирощуванні гливи коливається від 65 до 300 м³/т год і навіть до 500 м³/т год [27, 42, 64, 65], а для шампінйона 20–120 м³/т год [36, 42, 47, 91, 142, 143, 144] причому об'єм приміщення принципового значення не має, впливаючи лише на інерційність процесів. Концентрація CO₂, яку не рекомендується перевищувати при культивуванні гливи складає 0,06–0,1 % [27, 42, 64], для шампінйона – 0,06–0,12 % [36, 42, 91, 142, 143, 144].

Прийнявши повітрообмін для гливи і для шампінйона – $100 \text{ м}^3/\text{т год}$ при концентрації CO_2 , відповідно, 0,08 і 0,1 % будемо мати виділення двоокису вуглецю субстратом – $0,08 \text{ м}^3\text{CO}_2/\text{т год}$ і $0,1 \text{ м}^3\text{CO}_2/\text{т год}$.

В свою чергу, критерій по якому судять про інтенсивність споживання CO_2 рослинами і, відповідно, про підживлення рослин двооксидом вуглецю, є масова ($\text{г}/\text{м}^2 \text{ год}$) або об'ємна ($\text{м}^3\text{CO}_2/\text{м}^2 \text{ год}$) подача CO_2 у теплицю. В літературі ця величина знаходиться в межах $0,0005\text{--}0,003 \text{ м}^3\text{CO}_2/\text{м}^2 \text{ год}$ [142, 83, 146]. При цьому концентрацію CO_2 , як правило, підтримують від 0,08 до 0,1 %. Втрати CO_2 при концентрації 0,15 % збільшуються внаслідок повітрообміну, отже підживлення CO_2 , при застосуванні традиційних технологій, стає менш ефективним.

Необхідно відмітити, що газове підживлення тепличних культур пов'язане з величиною ФАР. Із збільшенням останньої прискорюються процеси фотосинтезу і відповідно здатність рослинами засвоювати CO_2 . Але при цьому, внаслідок парникового ефекту в приміщенні підвищується температура повітря внаслідок чого виникає необхідність збільшення об'ємів вентиляції, що, відповідно, зменшує ефект від газового підживлення рослин. На практиці підживлення припиняють за 1 годину до відкриття фрамуг. Замкнута система опалення та вентиляції у системі споруд „рослинна теплиця - грибниця” дозволяє зменшити втрати CO_2 при вентиляванні.

Знаючи величини виділення грибами та рекомендовані подачі двоокису вуглецю в рослинну теплицю, можна знайти відношення маси субстрату в грибниці до площі теплиці в ЗСОВ.

Складемо рівняння балансу CO_2 між приміщеннями:

$$L_m A_m = L_c m_c, \quad (0.90)$$

де L_m – необхідний потік вуглекислого газу для теплиці, $\text{м}^3\text{CO}_2/\text{м}^2 \text{ год}$;
 L_c – потік вуглекислого газу від субстрату, $\text{м}^3\text{CO}_2/\text{кг год}$; A_m – площа теплиці, м^2 ;

звідки маса субстрату яка забезпечує вуглекислотне підживлення рослин в теплиці –

$$m_c = \frac{L_m A_m}{L_c} \quad (0.91)$$

Розрахунки показали, що на 1 га площі теплиці, для забезпечення газового підживлення рослин, необхідно 100–250 т субстрату гливи (50–150 т субстрату шампінйона) або, що 1 т субстрату гливи здатна забезпечити двоокисом вуглецю 25–160 м² площі теплиці, 1 т шампінйона – 50–200 м².

Розрахунок замкнутої системи опалення та вентиляції починають з розрахунку теплових балансів кожного приміщення окремо, та визначення продуктивності системи вентиляції і потужності опалювальної системи, після чого визначають величини повітрообмінів між приміщеннями та повітрообміну із зовнішнім середовищем. Далі проводиться розрахунок потужності опалювально-вентиляційної системи приміщень з врахуванням значень температури припливного повітря та концентрації CO₂.

Методика розрахунку теплових балансів та визначення продуктивності системи вентиляції і потужності опалювальної системи розроблена з врахуванням рекомендацій, викладених в [101, 102, 136] та нормативного і довідкового матеріалу [103, 104].

Розрахунок повітрообміну в культивацийних приміщеннях при вирощуванні грибів виконується в залежності від умов видалення вуглекислоти (в зимовий період) та зайвої теплоти (в перехідний та літній періоди).

Витрата вуглекислоти, яку виділяють гриби в приміщенні [111]:

$$V_{CO_2} = k_t'' n v_{CO_2}, \quad (0.92)$$

де k_t'' – температурний коефіцієнт, який враховує вплив температури внутрішнього повітря на виділення грибами CO₂; n – кількість грибів (субстрату), кг, мішків; v_{CO_2} – виділення вуглекислоти одиницею субстрату,

кг/год, мішок/год.

Витрата повітря, для вентиляції, м³/год [111]

$$L = \frac{V_{CO_2}}{C_e - C_{пов}}, \quad (0.93)$$

де C_e – максимально допустима концентрація CO₂ всередині приміщення, л/м³; $C_{пов}$ – концентрація CO₂ в припливному повітрі (приймається рівною 0,33 – 0,5 л/м³) [138].

Повітрообмін по явній теплоті визначають з рівняння теплового балансу [111]

$$Q_{надл}^{явн} + c_p G t_o = c_p G t_m, \quad (0.94)$$

де $Q_{надл}^{явн}$ – надлишок потоку явної теплоти в приміщенні (різниця між надходженнями і втратами теплоти), Вт; G – повітрообмін (масовий) в приміщенні, кг/с;

Звідки необхідний повітрообмін по явній теплоті [111]

$$G = \frac{Q_{надл}^{явн}}{c_p (t_o - t_m)} \quad (0.95)$$

Об'ємний повітрообмін, м³/с

$$L = \frac{1}{\rho_l} G, \quad (0.96)$$

Витрату вентиляційного повітря в перехідний період приймають рівною розрахунковій, але не менше її значення для холодного періоду. Для теплого періоду року роблять перевірку по мінімальній нормі повітрообміну. Якщо ця норма не забезпечується, то витрату вентиляційного повітря в теплий період рахують за формулою [31]:

$$L = l m_C, \quad (0.97)$$

де l – норма мінімального повітрообміну, $\text{м}^3/(\text{г} \cdot \text{кг})$;

Теплова потужність надлишкової теплоти визначається з рівняння теплового балансу [111]

$$Q_{\text{надл}}^{\text{сбн}} = Q_{\text{с.р.}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{суб}} - Q_{\text{т.п.}} - Q_{\text{вип}}, \quad (0.98)$$

де $Q_{\text{т.п.}}$ – тепловтрати крізь огорожі, Вт; $Q_{\text{суб.}}$ – теплонадходження від субстрату, Вт

Теплова потужність теплонадходжень від сонячної радіації [111] –

$$Q_{\text{с.р.}} = Q_{\text{д}}^p + Q_{\text{нок}}, \quad (0.99)$$

де $Q_{\text{д}}^p$ – тепловий потік до приміщення крізь остеклення з врахуванням акумуляції теплоти внутрішніми огорожуючими конструкціями; $Q_{\text{нок}}$ – середньодобовий тепловий потік від сонячної радіації через покриття [111].

Теплонадходження від системи освітлення [61] –

$$Q_{\text{осв}} = P_n N k_{\text{од}} = g_n \cdot A_n, \quad (0.100)$$

де P_n – потужність джерел світла, Вт; N – кількість ламп в приміщенні; $k_{\text{од}}$ – коефіцієнт, який характеризує роботу джерела світла; g_n – питома теплонадходження від системи штучного освітлення, $\text{Вт}/\text{м}^2$;

Тепловтрати крізь зовнішні огороження визначаються для холодного періоду року, при цьому сумують основні і додаткові тепловтрати через всі огорожуючі конструкції (стіни, вікна, двері, брами, перекриття, підлогу).

Основні тепловтрати розраховують з рівняння теплопередачі [31]

$$Q_{mm} = \frac{A_{og}}{R_o} (t_g - t_n) n, \quad (0.101)$$

де Q_{mm} – теплова потужність тепловтрат, Вт;

A_{og} – площа огороджуючої конструкції, м²;

t_g – розрахункова температура повітря всередині приміщення, °С;

t_n – розрахункова температура зовнішнього повітря (середня температура найбільш холодної п'ятиднівки), °С;

n – коефіцієнт, який враховує розташування огороджуючої конструкції по відношенню до зовнішнього повітря;

R_o – термічний опір теплопередачі, м² К/Вт.

Додаткові тепловтрати на інфільтрацію зовнішнього повітря визначаються з врахуванням надходження повітря через нещільності в огородженнях [50] і можливого перевищення витрати припливного повітря над витратою повітря, яке видаляється. При відсутності даних для розрахунку, рекомендується приймати додаткові тепловтрати на інфільтрацію в розмірі 30% від основних тепловтрат крізь зовнішні стіни, вікна і перекриття.

Тепловиділення субстрату, Вт

$$Q_{cvb} = g_c \cdot m, \quad (0.102)$$

де g_c – потік явної теплоти від 1т субстрату, Вт/т.

Теплова потужність, яка витрачається на випаровування вологи [111], Вт

$$Q_{vun} = r W_o, \quad (0.103)$$

де r – теплота пароутворення, Дж/кг; W_o – витрата вологи, яка випаровується, кг/с.

Для зимового періоду проводиться розрахунок теплової потужності опалювально-вентиляційної системи з теплового балансу приміщення [111].

$$Q_{om} = Q_{m,n} + Q_v + Q_{vint} - Q_{cub} - Q_{ocv}, \quad (0.104)$$

де Q_v – теплова потужність на підігрів припливного повітря, Вт;

Теплова потужність на підігрів припливного повітря [61]

$$Q_v = c_p \rho L (t_v - t_{36}), \quad (0.105)$$

Знайшовши всі складові рівняння (4.15) складаємо систему рівнянь (3.18).

$$\begin{cases} -Q_{T.H.1} - Q_{om.1} + Q_{m.v.1} - c_p \cdot [G_{M.1.1}(t_{v.2} - t_{v.1}) + G_{M.1.2}(t_{36} - t_{v.1})] = 0 \\ -Q_{T.H.2} - Q_{om.2} + Q_{m.v.2} - c_p \cdot G_{M.1.1} \cdot (t_{v.1} - t_{v.2}) = 0, \end{cases}$$

з якої знаходимо величини повітрообмінів $G_{M.1.1}$ і $G_{M.1.2}$.

Під час роботи ЗСОВ, як в розімкнутому так і замкнутому режимах, для зменшення виносу теплоти з вентиляційним повітрям з приміщення використовується тепловий насос, випарник якого нагрівається повітрям, що видаляється. Теплота, що виділяється конденсатором, використовується для нагріву повітря в приміщенні теплиці і для інших потреб.

Потужність тепловиділень конденсатором парокомпресорного теплового насоса визначається за загальновідомими формулами [39]

$$Q_K = Q_B + N, \quad (0.106)$$

де Q_K – енергія, яка відводиться від конденсатора теплового насоса для потреб теплопостачання, Вт; Q_B – енергія, яка підводиться до випарника теплового насоса, Вт; N - енергія, підведена до теплового насоса для приводу компресора, Вт;

Встановлена потужність теплового насоса, відповідно до принципу його дії, менша від потужності системи теплопостачання на величину коефіцієнта перетворення, тому можна записати [39]:

$$P = 24 \cdot P_{OP} \cdot (\mu \cdot \tau)^{-1}, \quad (4.18)$$

де P_{OP} – потужність системи опалення, Вт; μ – коефіцієнт перетворення теплового насоса, відн. од.; τ – час роботи теплового насоса за добу, год.

Енергія, яку необхідно підвести до випарника визначається з рівнянь теплового балансу [39]:

$$Q_B = Q_K - N, \quad (0.107)$$

Підставивши потужність теплового насоса згідно з (4.17), одержимо:

$$Q_B = P \times \tau \times (\mu_k - 1), \quad (0.108)$$

4.2. Виробнича перевірка теоретичних та експериментальних досліджень параметрів замкнутої системи опалення та вентиляції в спорудах закритого ґрунту

Задачею виробничої перевірки було визначення енергетичних та економічних показників замкнутої системи опалення та вентиляції та порівняння їх із показниками які були отримані внаслідок аналітичних та експериментальних досліджень.

Виробнича перевірка ЗСОВ була проведена в ТОВ „Славута” Білоцерківського району Київської області з метою перевірки роботоздатності ЗСОВ, де в цеху по вирощуванню грибів культивувалась культура гриба гливи звичайної (штам НК 35) (рис. 4.1–4.4). Виробнича перевірка проводилась на протязі 30 днів.



Рис.4.1. Виробниче приміщення (загальний вигляд)



Рис.4.2. Вимірювання температури субстрату

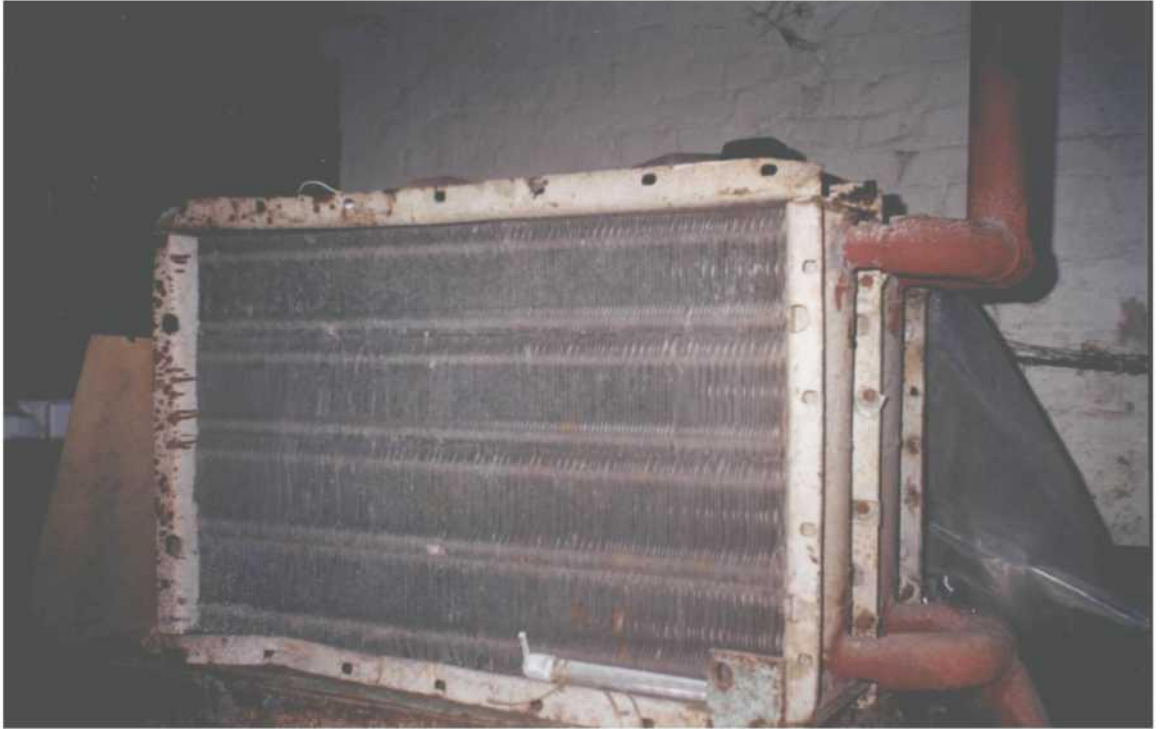
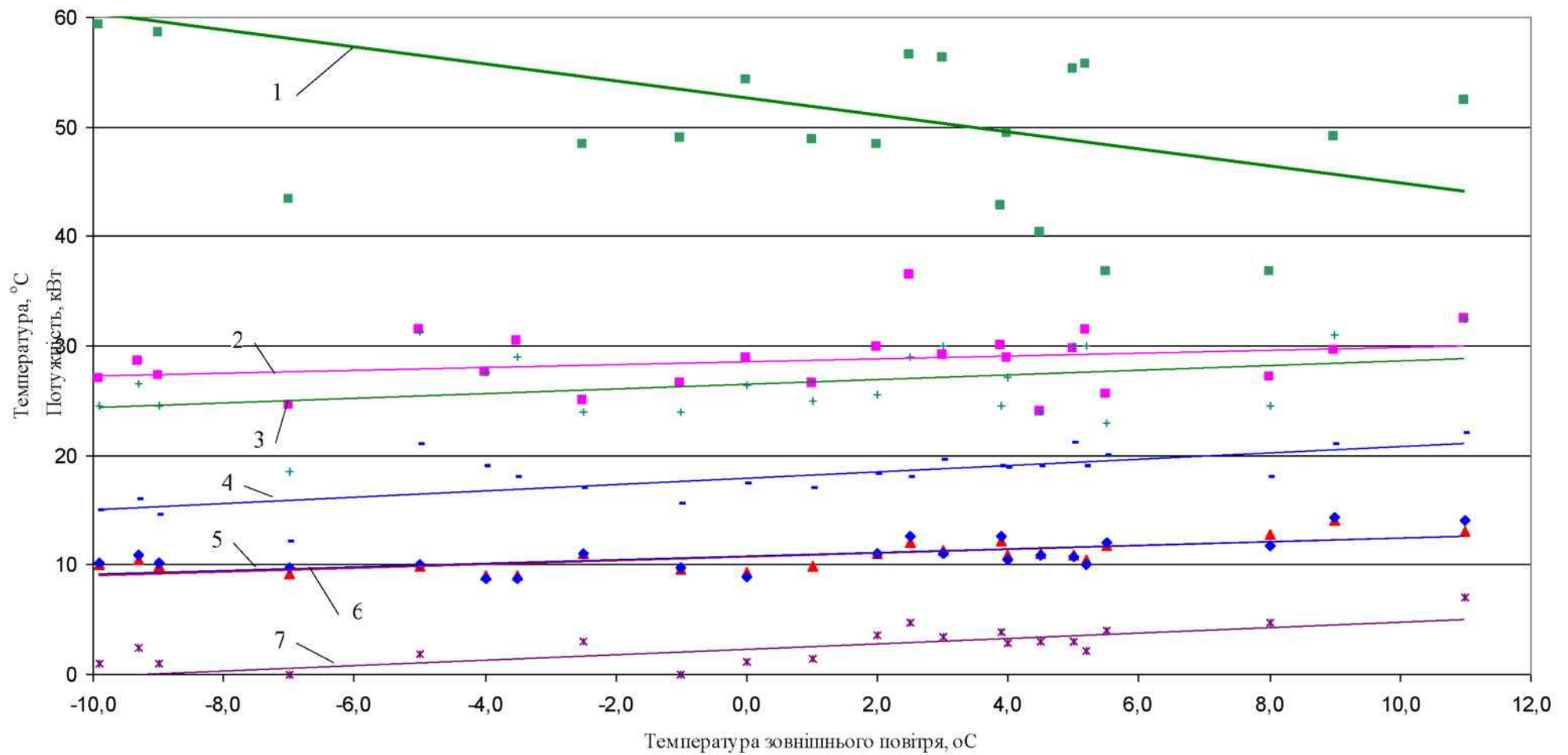


Рис.4.3. Вимірювання температури на виході з калорифера



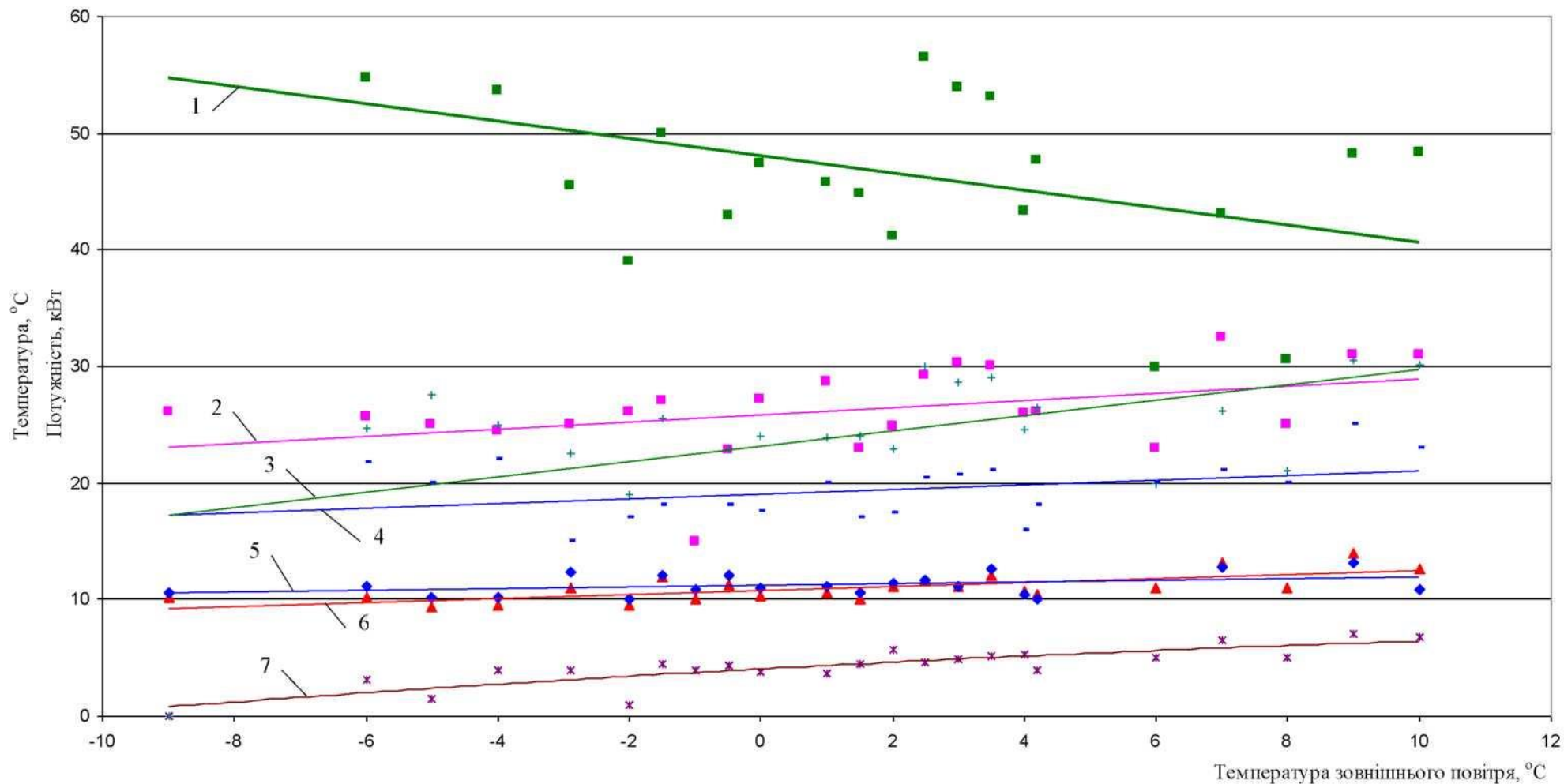
Рис.4.4. Зволожувальна установка



- температура води в опал. системі
- × температура повітря в суміжному приміщенні
- температура повітря на виході з калорифера
- потужність розімкнутої системи вентиляції
- ▲ температура повітря внутрішня
- + температура води в калорифері
- ◆ температура субстрату

Рис. 4.5. Параметри грибниці в замкнутій системі вентиляції

1 – потужність розімкнутої системи вентиляції; 2 – температура води в опалювальній системі; 3 – температура води в калорифері; 4 – температура повітря на виході з калорифера; 5 – температура субстрату; 6 – температура повітря внутрішня; 7 – температура повітря в суміжному приміщенні.



- температура води в опал. системі
- × температура повітря в суміжному приміщенні
- температура повітря на виході з калорифера
- потужність замкнутої системи вентиляції
- ▲ температура повітря внутрішня
- + температура води в калорифері
- ◆ температура субстрату

Рис. 4.6. Параметри грибниці в розімкнутій системі вентиляції

1 – потужність розімкнутої системи вентиляції; 2 – температура води в опалювальній системі; 3 – температура води в калорифері; 4 – температура повітря на виході з калорифера; 5 – температура субстрату; 6 – температура повітря внутрішня; 7 – температура повітря в суміжному приміщенні.

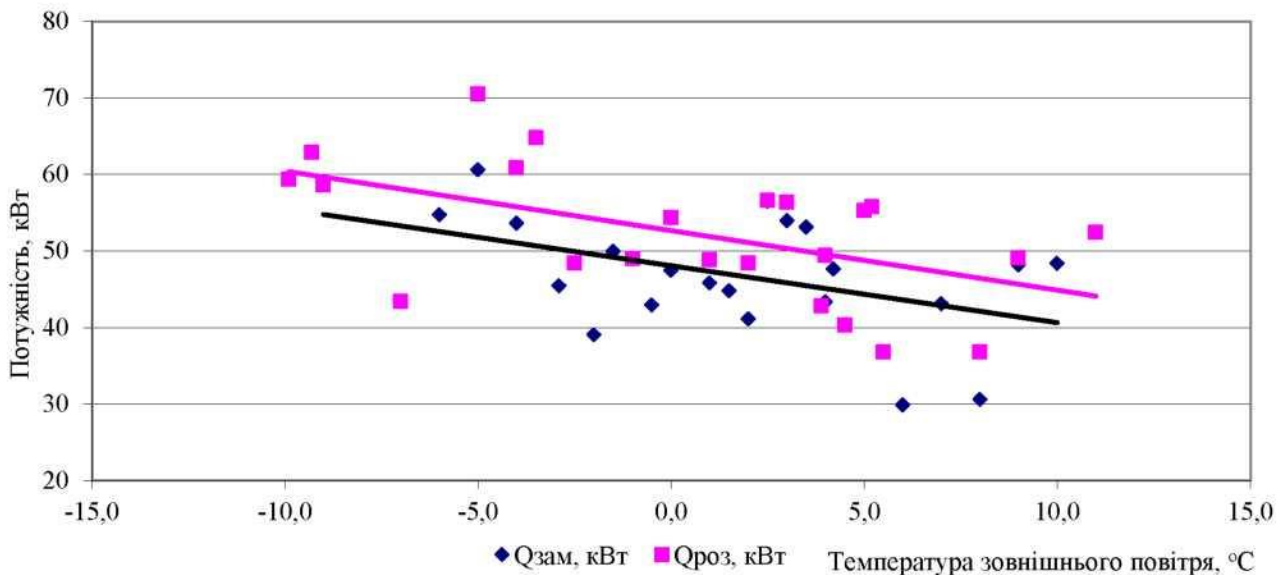


Рис.4.7. Потужність грибниці в замкнутій і розімкнутій системах вентиляції

Економічна ефективність ЗСОВ по грибному приміщенню проводилась наступним чином: одну добу система опалення та вентиляція працювала в замкнутому режимі, а наступну – в розімкнутому режимі, на третю добу знову – в замкнутому режимі тощо. При проведенні перевірки фіксувались наступні параметри: температура зовнішнього та внутрішнього повітря в культивацийному приміщенні та температури води в опалювальній системі на вході в приміщення та виході із нього, температура води на вході та виході із калорифера, температура повітря на вході та виході із калорифера та температура субстрату. Два масиви даних, тобто дані по замкнутій та розімкнутій системі, були статистично оброблені та згруповані за температурами зовнішнього повітря. Графіки, побудовані за цими даними, показані на рисунках 4.5 і 4.7. Економія теплової енергії за період перевірки (30 днів) по ТОВ „Славута” становила 1980 кВт·г теплової енергії, що дозволило зменшити витрати на опалення і вентиляцію на 10,7%. При використанні ЗСОВ на протязі всього циклу плодоношення гриба економія теплової енергії складе 4032 кВт·г при річному економічному ефекті в 4680 грн і терміну окупності 0,64 року.

4.3. Економічна ефективність впровадження замкнутої системи опалення та вентиляції у спорудах закритого ґрунту

Економічна ефективність приводиться на прикладі зимової багатоланкової ґрунтової теплиці площею 0,5 га для підсобних господарств промислових підприємств, типовий проект № 810–1–7.83 [117].

Площу грибного приміщення, яка необхідна для рівноважного газообміну з теплицею, знайдемо із співвідношення кратностей повітрообміну [137].

Кратність повітрообміну в грибниці [91] $k_{\Gamma} = 6 \text{ г-1}$.

Кратність повітрообміну в теплиці [137] $k_{\text{T}} = 3 \text{ г-1}$.

Встановлено, що ЗСОВ повинна мати два повітрообміни: один між приміщеннями, інший – між одним із приміщень і зовнішнім середовищем. Зважаючи на те, що, зазвичай, повітрообмін у грибному приміщенні більший ніж у теплиці, то припустимо, що повітрообмін із зовнішнім середовищем організовано з грибного приміщення

Площа грибного приміщення

$$A_{\text{гр}} = A_{\text{т}} \frac{k_{\Gamma} - k_{\text{T}}}{k_{\Gamma}}, \quad (0.109)$$

В розрахунках не враховуємо експлуатаційні витрати, однакові для базового і нового варіантів.

Приймаємо, що вартість продукції в обох варіантах однакова.

Витрату тепла в теплиці на: обігрів шатра; вентиляцію; підґрунтовий обігрів; термічну обробку ґрунту; нагрів поливної води приймаємо згідно з [117].

Кількість палива та вартість для його різних видів знаходимо з виразів

$$M_n = Q_c \cdot n, \quad (0.110)$$
$$C_l = M_n \cdot C_l,$$

де Q_c – сумарна витрата теплоти на теплові процеси, кВт; n – кількість

палива на 1 МДж теплоти (табл. 2.4), кг/кВт, м³/кВт; I_{I} – вартість енергоносія, грн/кг, грн/ м³.

Кількість [83] та вартість електроенергії, яка витрачається на освітлення затемненого приміщення, знаходимо:

$$M_e = \tau \cdot P \cdot A_m, \quad (0.111)$$

$$C_2 = M_e \cdot \text{Ц}_2, \quad (0.112)$$

де τ_c – кількість годин роботи освітлення, год; P – питома потужність, кВт/ м²; Ц_2 – вартість електроенергії, грн/кВт·г;

Витрата [83] та вартість газу на підживлення CO₂ рослин

$$M_2 = k_2 \cdot A_m \cdot m_{\text{II}} \cdot T, \quad (0.113)$$

$$C_3 = M_2 \cdot \text{Ц}_3, \quad (0.114)$$

де k_2 – норма підживлення, м³/га · год; m_{II} – добова норма підживлення рослин, г/доб; T – тривалість періоду підживлення, доб.; Ц_3 – вартість енергоносія, грн/м³.

Експлуатаційні витрати по варіантам наведено в таблиці 4.1.

Економія експлуатаційних витрат [21]

$$\Delta E = Z_6 - Z_3, \quad (0.115)$$

де Z_6 – загальні експлуатаційні витрати по базовому варіанту, грн; Z_3 – загальні експлуатаційні витрати по варіанту з замкнутою системою опалення та вентиляції, грн.

Загальні експлуатаційні витрати по системі визначаємо як

$$Z = \text{Ц} + P_a + P_{\text{np}} + P_{32}, \quad (0.116)$$

де Ц – загальна вартість енергії, грн; P_a – амортизаційні відрахування, грн; P_{np} – відрахування на поточний ремонт, грн; P_{32} – загальновиробничі витрати, грн.

Експлуатаційні витрати

Показники	Од. вим.	Розімкнута СВ (базовий варіант)	Замкнута СВ
<i>Витрата тепла в теплицях</i>			
– на обігрів шатра	МВт·г	7700	7700
– на вентиляцію	МВт·г	7300	3650
– на підґрунтовий обігрів	МВт·г	1400	1400
– на термічну обробку ґрунту	МВт·г	430	430
– на нагрів поливної води	МВт·г	390	390
Всього тепла в теплицях	МВт·г	17220	13570
– при роботі на мазуті – кількість палива	кг	2108	1661
вартість, при ціні 0,78 грн/кг	грн.	1644	1296
– при роботі на вугіллі – кількість палива	кг	5641	4446
вартість, при ціні 0,27 грн/кг	грн.	1523	1200
– при роботі на газі – кількість палива	м ³	2480	1954
вартість, при ціні 0,36 грн/м ³	грн.	893	703
Кількість електроенергії на освітлення в нічній теплиці	МВт·г	–	1080
Вартість електроенергії на освітлення в нічній теплиці	тис.грн	–	344
Витрата газу на підживлення рослин	м ³	7000	–
Вартість газу на підживлення рослин	тис.грн	2,5	–
Разом при роботі на мазуті	тис.грн	1647	1639
Разом при роботі на вугіллі	тис.грн	1526	1544
Разом при роботі на газі	тис.грн	895	1047
<i>Витрата тепла в грибниці</i>			
– на опалення	МВт·г	3850	3850
– на вентиляцію	МВт·г	7300	695
– на термічну обробку соломи	МВт·г	215	215
– на нагрів поливної води	МВт·г	98	98
Всього тепла в грибниці	МВт·г	11463	4858

Показники	Од. вим.	Розімкнута СВ (базовий варіант)	Замкнута СВ
– при роботі на мазуті – кількість палива	кг	1403	595
вартість, при ціні 0,78 грн/кг	тис.грн	1094	464
– при роботі на вугіллі – кількість палива	кг	3755	1591
вартість, при ціні 0,27 грн/кг	тис.грн	1014	430
– при роботі на газі – кількість палива	м ³	1651	699
вартість, при ціні 0,36 грн/м ³	тис.грн	594	252
Разом при роботі на мазуті	тис.грн	1094	464
Разом при роботі на вугіллі	тис.грн	1014	430
Разом при роботі на газі	тис.грн	594	252
Разом по потрійному блоку:			
– при роботі на мазуті	тис.грн	2741	2103
– при роботі на вугіллі	тис.грн	2540	1974
– при роботі на газі	тис.грн	1489	1299

Термін окупності додаткових капіталовкладень

$$T = K_{\text{Д}} / \Delta E, \quad (0.117)$$

де $K_{\text{Д}}$ – додаткові капіталовкладення, грн.

Розрахунок економічної ефективності приведено в таблиці 4.2.

Економія експлуатаційних витрат за розрахунковий період (90 днів) при використанні замкнутої системи опалення та вентиляції в спорудах закритого ґрунту склала: на мазуті – 516 тис.грн (18,8%); при роботі на вугіллі – 444 тис.грн (17,5%); при роботі на газі – 68 тис.грн (4,6%), при терміну окупності додаткових капіталовкладень, відповідно, 0,19, 0,22, 1,5 роки.

Таблиця 4.2

Економічна ефективність замкнутої системи опалення та вентиляції

Показники	Од. вим.	Розімк нута СВ (базовий варіант)	Замк нута СВ
Додаткові капіталовкладення, K_p	тис.грн	–	100
Вартість енергії, C			
– при роботі на мазуті	тис.грн	2741	2103
– при роботі на вугіллі	тис.грн	2540	1974
– при роботі на газі	тис.грн	1489	1299
– амортизація P_a (14,2% від K)	тис.грн	–	14,2
– поточний ремонт $P_{пр}$ (5% від K)	тис.грн	–	5,0
– загальновиборничі витрати $P_{зг}$ (15% від $P_a + P_{пр}$)	тис.грн	–	2,9
Загальні експлуатаційні витрати, Z			
– при роботі на мазуті	тис.грн	2741	2225
– при роботі на вугіллі	тис.грн	2540	2096
– при роботі на газі	тис.грн	1489	1421
Економія експлуатаційних витрат, ΔE			
– при роботі на мазуті	тис.грн		516
– при роботі на вугіллі	тис.грн		444
– при роботі на газі	тис.грн		68
Термін окупності експлуатаційних витрат, T			
– при роботі на мазуті	рік		0,19
– при роботі на вугіллі	рік		0,23
– при роботі на газі	рік		1,46

4.4. Економічна ефективність використання теплового насоса в закритому ґрунті

Пропозиція теплових насосів на ринку України останнім часом зростає. Але використання ТН в СЗГ стримується їх відносно високою вартістю та недостатнім науковим обґрунтуванням параметрів роботи останнього. При цьому, приклади ефективного використання ТН в системах вентиляції СЗГ в Україні відсутні. Така ситуація потребує в кожному конкретному випадку визначення техніко-економічних показників ТН в енергозберігаючих системах вентиляції та опалення. Необхідно враховувати також той факт, що теплові насоси не можуть забезпечити тепловий баланс у виробничих приміщеннях при температурі зовнішнього повітря нижче ніж мінус 5°C. Таким чином, найбільш доцільно використовувати ТН для реконструкції існуючих систем вентиляції та опалення, забезпечуючи зниження енерговитрат на підігрів припливного повітря або на нагрів води в опалювальній системі. Експлуатаційні витрати при використанні ТН не повинні перевищувати експлуатаційні витрати при використанні традиційного опалення.

Основним джерелом ефективності теплових насосів є економія енергетичних витрат на нагрів припливного повітря в системі вентиляції.

Ефективність ТН зростає із збільшенням: часу їх використання за опалювальний сезон; коефіцієнта утилізації тепла; теплового потенціалу викидного повітря; вартості енергоносіїв, та із зменшенням: коефіцієнта корисної дії традиційного обладнання; теплотворної здатності палива; вартості електроенергії.

Вартість опалення культивацийного приміщення визначається:

$$B = \tau \cdot Q_{II} \cdot R, \quad (0.118)$$

де Q_{II} – витрати енергії на нагрів повітря без ТН, кВт; R – вартість 1 кВт·г тепла, грн/кВт·г;

$$R = \frac{T_{II}}{Q_E \cdot k}, \quad (0.119)$$

де Q – енергомiсткiсть палива, кВт·г/кВт·г, кВт·г/м³, кВт·г/кг; T_{II} – вартiсть палива, грн/кВт·г, грн/м³, грн/кг; k – коефiцiєнт використання палива.

Для теплового насоса вартiсть 1 кВт·г тепла визначається:

$$R = \frac{T_{II}}{Q_E \cdot \mu}, \quad (0.120)$$

де μ – коефiцiєнт утилізації ТН.

Результат моделювання витрат для дослiдної системи показано на рисунку 4.8.

Визначення витрат за перiод проводимо з виразу:

$$B_{II} = \sum_{i=1}^n (N_{повт} \cdot \tau \cdot Q_{II} \cdot R), \quad (0.121)$$

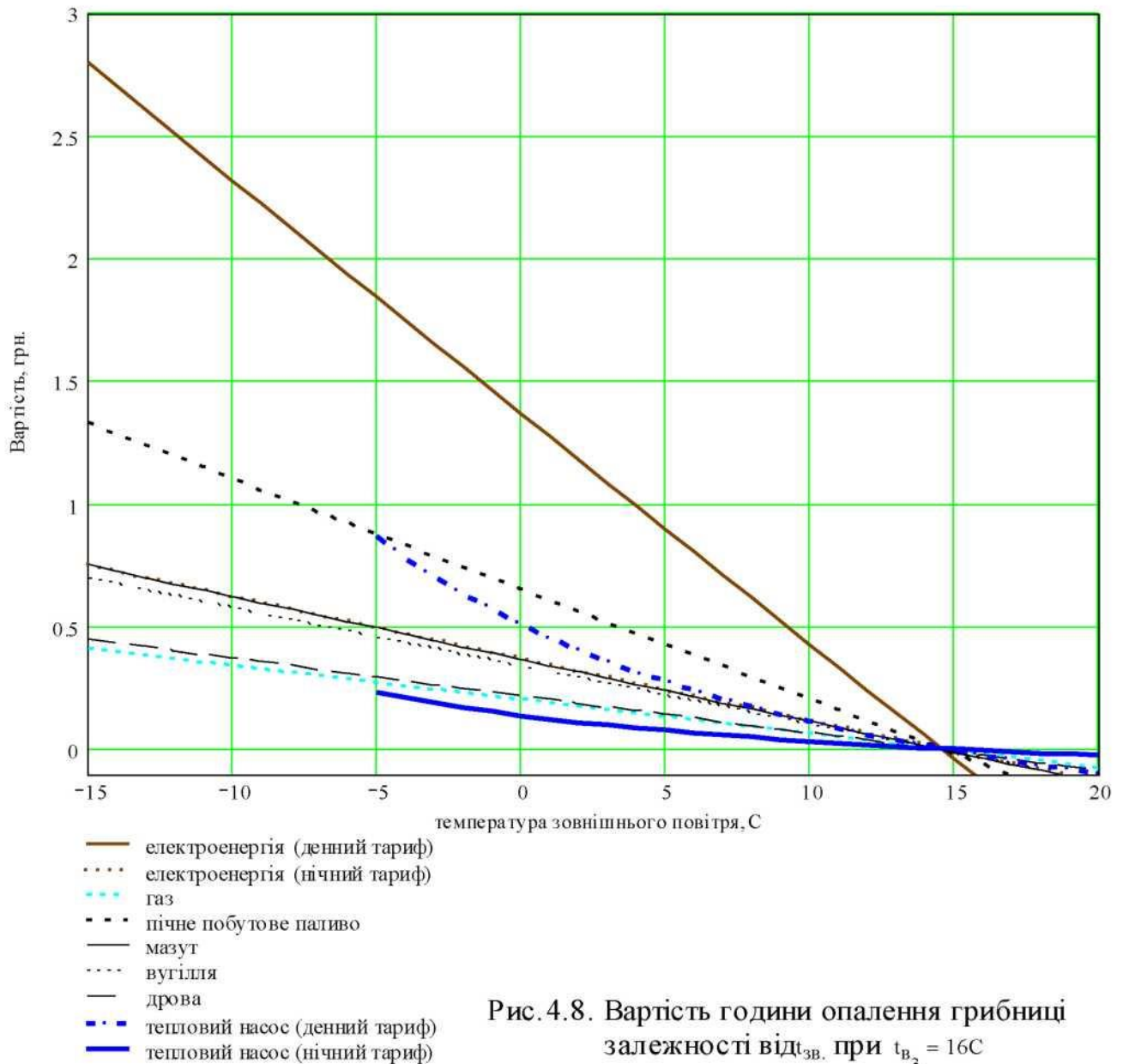
де $N_{повт}$ – повторнiсть температур; n – кiлькiсть повторностей температур.

При наявностi у споживача двотарифної оплати за електроенергiю i , приймаючи, що нiчний тариф дiє на протязi 6 годин (з 24.00 до 6.00 г.) визначимо середнiй за добу тариф на електроенергiю:

$$T_{cp} = \frac{T_{д.т.} \cdot 3 + T_{н.т.}}{4}, \quad (0.122)$$

де $T_{д.т.}$ – денний тариф на електроенергiю, грн/кВт·г; $T_{н.т.}$ – нiчний тариф на електроенергiю, грн/кВт·г;

Залежнiсть вартостi опалення вiд температури зовнiшнього повітря показана на рисунках 4.8.



Порівняльний графік витрат на опалення в зимовий період (90 діб) за видами палива з використанням і без використання ТН показано на рисунку 4.9.

В результаті аналізу графіків 4.8, 4.9. та 2.4 можна зробити попередні висновки:

1. Використання ТН типу „повітря–повітря” при температурі зовнішнього повітря нижче мінус 5°С стає малоефективним;
2. Використання ТН для опалення при основних енергоносіях електроенергії, пічному побутовому паливі і мазуті є доцільним на протязі доби при денному і нічному тарифах на електроенергію;

3. Використання ТН для опалення при основних енергоносіях газі, вугіллі і дровах доцільне лише вночі при нічному тарифі на електроенергію.

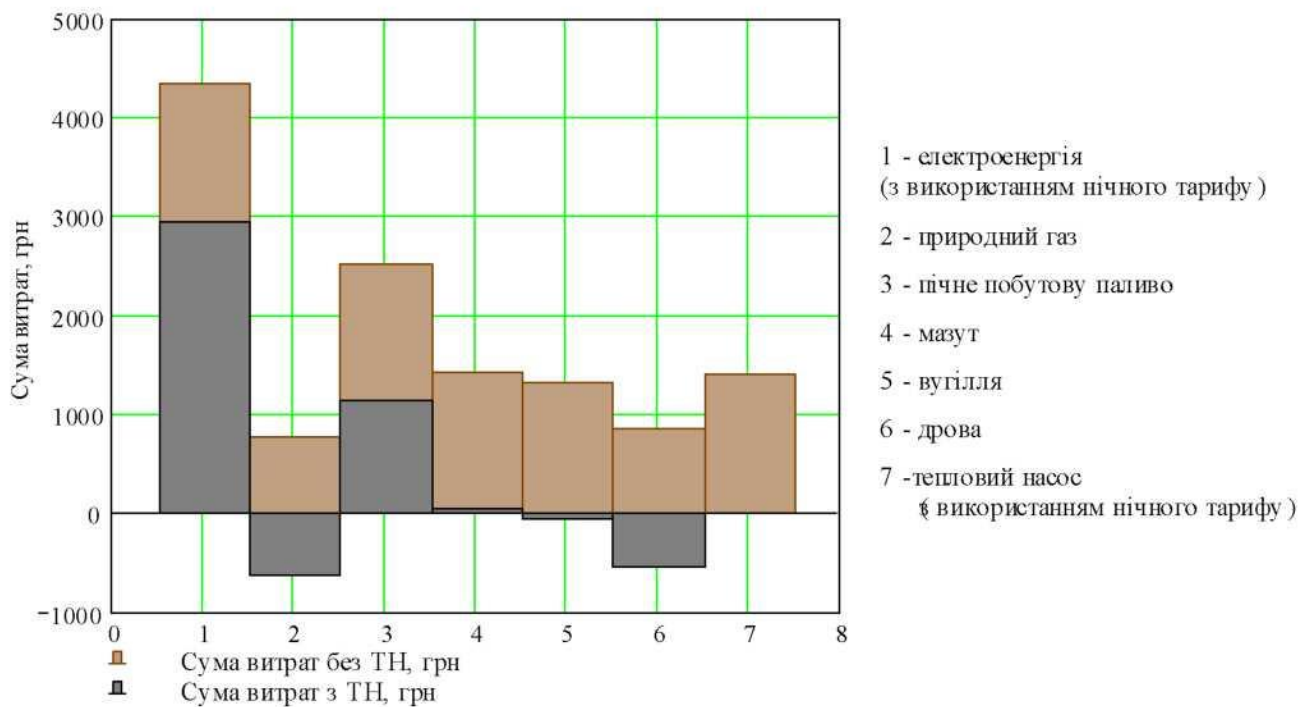


Рис.4.9. Витрати на опалення за зимовий період по видах палива з використанням ТН при $t_{в,з} = 16\text{C}$

Враховуючи вищенаведені висновки визначимо економію експлуатаційних витрат при використанні ТН на протязі доби при основних енергоносіях – електроенергії, пічному побутовому паливі і мазуті та при використанні ТН вночі для енергоносіїв – газу, вугіллі і дров.

Економія експлуатаційних витрат визначається:

$$\Delta E_{EK} = E_{EK} - E_{EKTH} \quad (0.123)$$

де E_{EK} – експлуатаційні витрати на роботу системи без ТН, грн;
 E_{EKTH} – експлуатаційні витрати на роботу системи з ТН, грн,

$$E_{EK} = \sum \frac{Q_{II} \cdot T_{II} \cdot N_{ном}}{Q_E \cdot k}, \quad (0.124)$$

$$E_{ЕКПН} = 1,2 \cdot (a + p) \cdot n \cdot K + \sum \left[N_{пост} \cdot \left(\frac{Q_{П} \cdot T_{П}}{Q_E \cdot k} - \frac{Q_{ПН} \cdot T_{ЕН}}{\mu} \right) \right], \quad (0.125)$$

де $1,2$ – коефіцієнт, що враховує витрати на монтаж та введення в експлуатацію ТН, відн.од.; a, p – нормативні коефіцієнти амортизаційних відрахувань та відрахувань на ремонт ТН; K – вартість ТН, грн; n – кількість ТН для модернізації систем вентиляції, шт; $Q_{ПН}$ – витрати енергії на роботу ТН, кВт; $T_{ЕН}$ – вартість електроенергії, грн/кВт·г.

Для дослідної теплиці, при внутрішній температурі 16°C та зміні зовнішньої температури від мінус 15°C до плюс 20°C , економія експлуатаційних витрат, при використанні різних видів палива, показана на рисунку 4.10.

Як видно, з рисунку 4.10, використання теплового насоса разом з опалювальною системою, яка працює на традиційному паливі, вигідна лише при використанні електроопалення. У всіх інших випадках тепловий насос використовувати не вигідно. А в разі його встановлення, мають місце збитки у вигляді відрахувань на амортизацію та поточний ремонт.

Розрахунки показали, що із збільшенням вартості ТН зростають амортизаційні відрахування, відрахування на технічне обслуговування та ремонт. Це призводить до зменшення економічної ефективності використання ТН та збільшення терміну їх окупності.

На основі рівняння (4.37) отримаємо формулу для визначення граничної вартості теплового насоса:

$$K = \frac{\sum \left[N_{пост} \cdot \left(\frac{Q_{П} \cdot T_{П}}{Q_E \cdot k} - \frac{Q_{ПН} \cdot T_{ЕН}}{\mu} \right) \right]}{1,2 \cdot (a + p) \cdot n}. \quad (0.126)$$

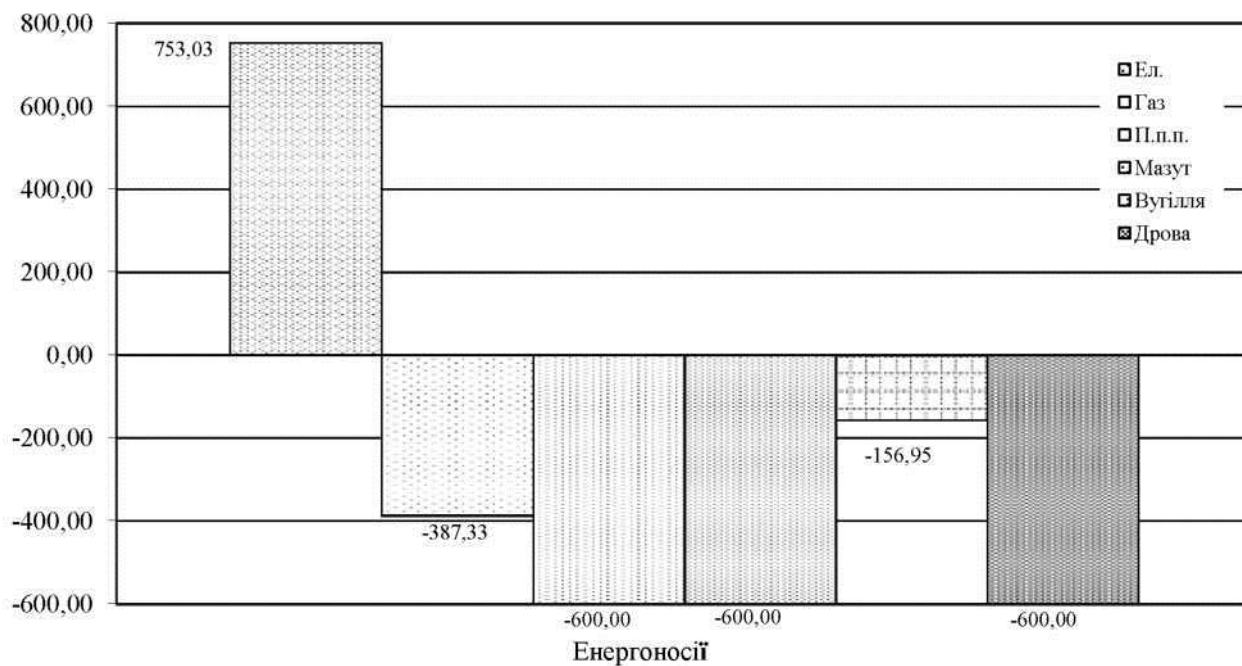


Рис.4.10. Економія енерговитрат, грн

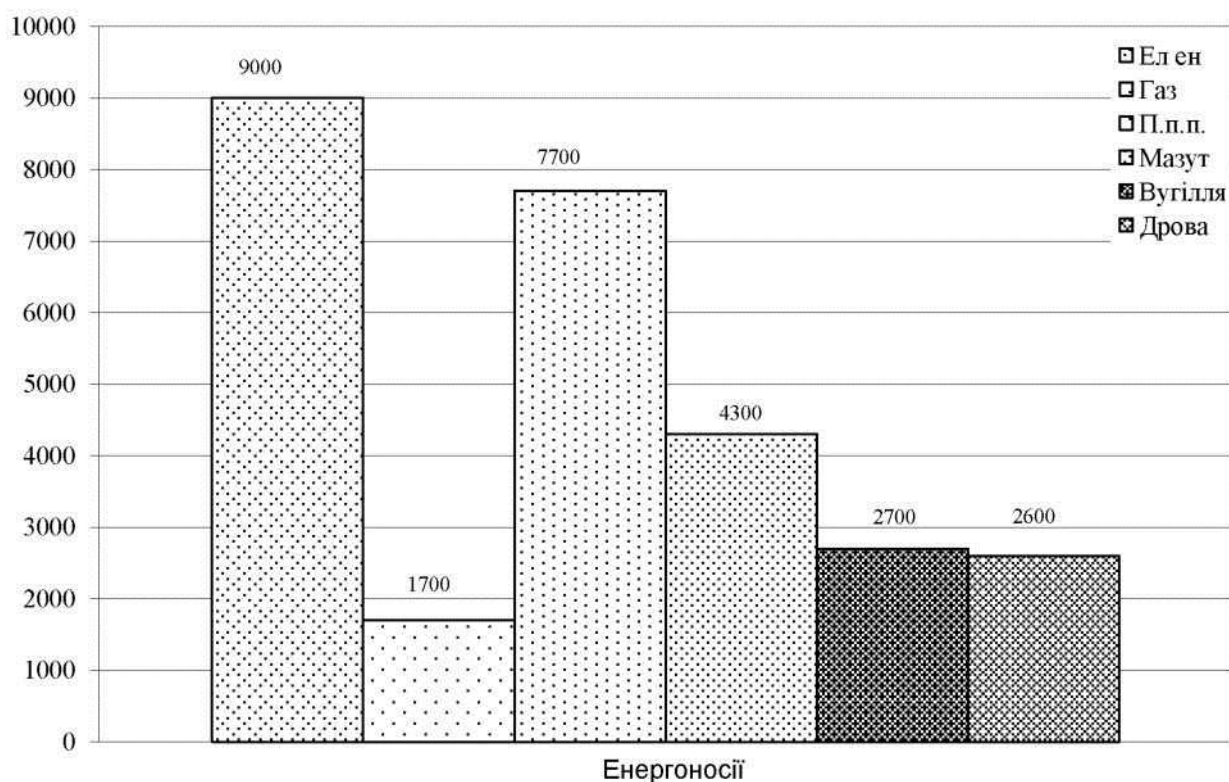


Рис. 4.11. Гранична вартість теплового насосу, грн/кВт

Встановлено, що гранична вартість ТН при середньому значенні коефіцієнта утилізації тепла 2,7 відн.од. та використанні газового палива не повинна перевищувати 9300 грн, або 1700 грн/кВт встановленої потужності, дров – 2600 грн/кВт, вугілля – 2700 грн/кВт, мазуту – 4300 грн/кВт, пічного побутового палива – 7700 грн/кВт, електроенергії – 9000 грн/кВт, (рис. 4.11.).

4.5. Резюме по розділу 4

Розроблено методику інженерного розрахунку замкнутої системи вентиляції, яка включає в себе: розрахунок теплових балансів приміщень в замкнутій системі вентиляції; гідравлічний розрахунок повітроводів; розрахунок продуктивності теплового насоса в ЗСОВ.

Обґрунтована ефективність використання ТН в системах вентиляції споруд закритого ґрунту. Так, при коефіцієнті утилізації тепла 2...3,5 відн.од., ТН можуть бути використані лише для модернізації систем вентиляції та опалення з електрокотлами.

Модернізація опалювально-вентиляційних систем на природному газі може проводитися при використанні ТН вартістю не більше 1700 грн/кВт встановленої потужності. Подальші перспективи використання ТН будуть визначатися темпами подорожчання енергоносіїв, та необхідністю переходу на підтримання в СЗГ із високопродуктивним штамами нормативних параметрів повітрообміну.

Виробнича перевірка проводилась у виробничому приміщенні ТОВ „Славута” Білоцерківського району Київської області. Результати перевірки показали, що використання ЗСОВ в СЗГ дозволило зменшити витрати теплової енергії на 4032 кВт·г (10,7%), економічний ефект склав 4680 грн. при терміні окупності 0,64 року.

Техніко-економічні розрахунки показали, що економія експлуатаційних витрат за розрахунковий період (90 днів) при використанні замкнутої системи вентиляції в спорудах закритого ґрунту склали: при роботі на мазуті – 516 тис.грн (18,8%); при роботі на вугіллі – 444 тис.грн (17,5%); при роботі на газі – 68 тис.грн (4,6%), термін окупності додаткових капіталовкладень, відповідно, 0,19, 0,22, 1,5 роки.

ВИСНОВКИ Й РЕКОМЕНДАЦІЇ

В роботі вперше запропоновані і обґрунтовані режими роботи та параметри замкнутої системи опалення та вентиляції (ЗСОВ) теплиць.

Проведений аналіз теплоутилізаційних та вентиляційних систем показав, що досі не були розроблені системи які дозволяли б одночасно вирішувати питання утилізації теплоти та газового підживлення рослин.

Запропонована математична модель тепломасообміну в ЗСОВ, яка дозволяє в залежності від поточних значень зовнішніх температур визначати величину повітрообмінів або значення температур в приміщеннях і, відповідно до них, потужність опалювальної системи. Встановлено, що найбільша ефективність роботи системи спостерігається при: більш низьких температурах зовнішнього повітря; максимально більшій різниці температур в приміщеннях; роботі з нічним приміщенням в якому відсутні теплонадходження від сонячної радіації. В залежності від наведених умов, використання ЗСОВ дає можливість зменшити витрати теплової енергії на 12 – 20%.

Для системи споруд „теплиця – грибниця”, для оцінки характеру перехідного процесу розроблено динамічну модель зміни температури субстрату та повітря в залежності від температур повітря в грибниці, теплиці та субстрату. Перехідний процес має експоненціальну залежність.

Розроблено динамічну модель зміни концентрації CO_2 , для оцінки характеру перехідного процесу, яка дозволяє визначати концентрацію CO_2 в одному із приміщень по завершенню перехідного процесу в залежності від концентрації CO_2 в припливному повітрі і із іншого приміщення та нормативних значень повітрообмінів. Перехідний процес має експоненціальну залежність.

Моделі адаптовані для варіантів роботи системи в замкнутому та розімкнутому режимах, а також при наявності та відсутності повітрообміну із зовнішнім середовищем. Результати експериментальних досліджень показали відповідність отриманих математичних моделей дослідним даним.

За результатами експериментальних досліджень отримані рівняння регресії, які встановлюють залежність зміни температури субстрату та повітря в теплицях, а також залежність концентрації CO₂ при різних режимах роботи в часі.

Розроблено структурно-функціональну схему ЗСОВ. Запропоновано три варіанти побудови ЗСОВ теплиць. Улаштування системи опалення та вентиляції в теплицях залежить від виду та типу споруд і дозволяє використовувати вентиляційні викиди теплиць і забезпечувати природній цикл теплоутилізації та газорегенерації. Основними елементами ЗСОВ є грибне та рослинні приміщення, з'єднані між собою системою повітроводів таким чином, щоб забезпечити утилізацію теплоти та регенерацію повітря.

Обґрунтовано та розроблено структурно-логічну схему управління ЗСОВ, яка передбачає управління технологічними параметрами (температурою, вологістю, концентрацією CO₂, освітленістю) в системі. Встановлено, що з точки зору автоматичного управління температурою субстрату та повітря, система являє собою двохемнісний об'єкт. На основі моделі та експериментальних досліджень отримано передаточну функцію об'єкту.

Розроблений на основі рівнянь теплового балансу та теплопередачі алгоритм розрахунку параметрів теплового насосу, дозволяє при заданій температурі зовнішнього повітря і нормативних параметрах мікроклімату у виробничому приміщенні визначити його основні енергетичні параметри. Одержано рівняння регресії для визначення коефіцієнта утилізації тепла в залежності від температури зовнішнього повітря. Розроблена і реалізована за допомогою засобів обчислювальної техніки методика розрахунку граничної температури зовнішнього повітря, при якій можлива робота теплового насосу.

Обґрунтована ефективність використання ТН в ЗСОВ. Так, при коефіцієнті утилізації тепла 2...3,5 відн.од., ТН можуть бути використані лише для модернізації систем опалення та вентиляції.

Обґрунтована гранична вартість ТН при використанні його замість обладнання, яке працює на традиційних видах палива. Так, наприклад,

модернізація опалювально-вентиляційної системи на природному газі може проводитися при вартості ТН не більше 1700 грн/кВт встановленої потужності ТН.

Розроблено методику інженерного розрахунку замкнутої системи опалення та вентиляції теплиць, основою якої є система рівнянь теплових балансів приміщень, та розроблено програмне забезпечення для інженерного розрахунку ЗСОВ.

Обґрунтовано співвідношення розмірів теплиць в ЗСОВ. Так, на 1 га площі теплиці, для забезпечення газового підживлення рослин, необхідно 100–250 т субстрату гливи (50–150 т субстрату шампінйона) або, що 1 т субстрату гливи здатна забезпечити двоокисом вуглецю 25–160 м² площі теплиці (1 т шампінйона – 50-200 м²).

Техніко-економічні розрахунки показали, що економія експлуатаційних витрат при використанні ЗСОВ в теплицях площею 0,5 га складає, при роботі на: мазуті – 516 тис.грн (18,8%); вугіллі – 444 тис.грн (17,5%); газі – 68 тис.грн (4,6%), при терміні окупності додаткових капітало-вкладень, відповідно, 0,19, 0,22, 1,5 роки.

Виробнича перевірка проводилась у виробничому приміщенні ТОВ „Славута” Білоцерківського району Київської області. При використанні ЗСОВ економія теплової енергії склала 4032 кВт·г (10,7%), при річному економічному ефекті 4680 грн і терміні окупності 0,64 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Авт.св. СССР №950241 „Теплица с искусственным микроклиматом”.
2. Авт.св. СССР №1579481 „Способ создания микроклимата в теплице”.
3. Авт.св. СССР №571672 „Система кондиционирования воздуха в здании”.
4. Автоматизация и электрификация защищённого грунта. Под. ред. акад. ВАСХНИЛ Л.Г.Прищепа. – М.: Колос, 1976. – 320 с.
5. Автоматизация сельскохозяйственного производства / В.В. Концур, В.М. Писаренко, Ю.Л. Козлов, Е.И. Ласточкин; Под.ред. В.В. Концура. – К.: Урожай, 1988. –168 с.
6. Автоматика и автоматизация мобильных сельскохозяйственных машин. Г.Р. Носов, Л.Г. Сакало, Л.И. Серeda. – К.: Вища школа. 1984. – 248 с.
7. Адаменко О.І., Голодний І.М. Технічні засоби для масового вирощування одноклітинних водоростей // Вісник аграрної науки. – 1996. – №2. С.65–72.
8. Адаменко О.І., Голодний І.М., Сокольніков Л.І. Енергетичний агрегат для замкнутої системи вентиляції приміщень // Міжнародна науково–технічна конференція з питань розвитку механізації, електрифікації та автоматизації с. г. виробництва в умовах ринкових відносин: Тези доповідей. 15–17 лист. 1994. – С. 205.
9. Андерсон Б. Солнечная энергия. –М.: Стройиздат, 1982. – 375 с.
10. Антонов П.П., Быстров В.П. Агропромышленный комплекс: пути обеспечения микроклимата в зданиях // Авок. - 1992, №5. – с. 34-35.
11. Арышев Ю.А. Борщ В.Л. Харченко Н.Н. Ветроэнергетическим установкам малой мощности – широкое применение // Енергозберігаючі технології і автоматизація. № 2, 2002. с.53.
12. Барабаш О.Д. Овочівництво: Підручник, –К.: Вища школа, 1994. – 374 с.
13. Бартофи И., Рафи П. Энергосберегающие технологии и агрегаты на животноводческих фермах. Пер. с венг. Э.Шандора, А.И.Залепукина. – М.: Агропромиздат, 1988. – 228 с.

14. Батунер Л.М. Математические методы в химической технике. – Л.: Химия, 1968. – 833 с.
15. Беккер З.Э. Физиология грибов и их практическое использование. изд. МГУ, – М.: 1963. – 268 с.
16. Беккер З.Э. Физиология и биохимия грибов –М.: Из-во МГУ, 1988. – 227 с.
17. Биофизика фотосинтеза / Под. ред. А.Б. Рубина. –М.: Изд. Москов-го ун-та, 1975. – 224с.
18. Білаш В.П. Бойко Р.Л. Гапусенко Ю.Я. та ін. Поточна кон'юнктура і прогноз ринків сільськогосподарської продукції та продовольства в Україні на 1999/2000 маркетинговий рік. – К.: ІАЕ, 2000. – 155 с.
19. Богословский В.П. Отопление и вентиляция. – М.: Стройиздат, 1976. –ч.2. – 198 с.
20. Бойков А.Д. Методы расчёта автоматического управления с использованием вычислительных машин. – Саранск: 1975, – 220 с.
21. Бойчик І.М., Харіпов П.С., Хопчан М.І., Піча Ю.В. Економіка підприємництва: Навч. посібник для студентів економічних спеціальностей вищих навч. закладів І–IV рівнів акредитації. – К.: „Каравела”; Львів: „Новий світ–2000”, 2001. – 298 с.
22. Бондаренко С.П., Гренишин Н.Т. Установка микроклимата с утилизацией теплоты вентиляционного воздуха // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1986. – №6. – с.31-34.
23. Бохан Н.И., Фурунжиев Р.И. Основы автоматики и микропроцессорной техники. – Мн.: Ураджай, 1987. – 376 с.
24. Вдовенко С.А. Кепко О.І. Як побудувати шампінйонницю // Пропозиція. – 2002. –№ 7. – С. 52–54.
25. Вдовенко С.А., Кепко О.І. Як побудувати шампінйонницю // Пропозиція. – 2002. – № 8-9. – С. 52–54.
26. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. – М.: Колос, 1973. – 157 с.,

27. Выращивание вешенки / Морозов А.И. – М.: ООО «Издательство АСТ»; Донецк: «Сталкер», 2003. – 46 с.
28. Гайдук В.М. Електронагрівні сільськогосподарські установки / Редкол.: В.І. Полонець (голова) та ін. – К.: Урожай, 1986. – 144 с.
29. Гапусенко Ю.Я. Камінова С.Р. Демченко Р.Я. та ін. Поточна кон'юнктура і прогноз ринків сільськогосподарської продукції та продовольства в Україні на перше півріччя 2004 року. – К.: ІАЕ, 2003. – 192 с.
30. Гащук П.М. Лінійні динамічні системи і звичайні диференціальні рівняння. – Львів: Українські технології, 2002. – 608 с.
31. Герасимович Л.С., Гулько Т.В. Драганов Б.Х. и др. Задачник по применению теплоты в сельском хозяйстве: Учебное пособие для студентов вузов по агроинженерным специальностям. – М.: Диалог–МГУ, 1999. – 248 с.
32. Головка В.М. Оцінка ефективності використання установок для утилізації енергії сонячної радіації та вітру // Вісник аграрної науки. – 1997. – № 12. – С. 45-47.
33. Голодний І.М. До питання вибору світлового режиму при вирощуванні спіруліни // Механізація і електрифікація сільського господарства. – 2002. – №86. – С. 233–237.
34. Голуб Г.А. Ефективність виробництва їстівних грибів // Економіка АПК. – 1999. – № 9. – С. 63–65.
35. Голуб Г.А. Конструктивні параметри стелажів для вирощування гливи звичайної // Техніка АПК. – 2004. – №8. – С. 18–19.
36. Голуб Г.А. Мікроклімат споруд для вирощування грибів. // Вісник аграрної науки. – № 10 – 2003. – С.46–49.
37. Голуб Г.А. Оцінка ефективності теплоутилізаторів у системі вентиляції культиваційних приміщень для вирощування печериць // Електрифікація та автоматизація сільського господарства. – 2004. – №3(8). – С. 78–84.
38. Голуб Г.А., Богданович Л.С., Клепана О.С., Філіппов Е.Б., Кепко О.І. Енергетичні параметри теплового насоса в системі опалення споруд

- закритого ґрунту // Наукові праці ТДАТА. – Вип. 5. – Мелітополь: ТДАТА, 2002. – 95 с.
39. Голуб Г.А., Кепко О.І. Математична модель теплонасосної системи теплопостачання споруд закритого ґрунту // Вісник ХДТУСГ. Вип.10 –Харків. ХДТУСГ, 2002. – С. 275.
40. Гондар О.О. Енергозбереження в агропромисловому комплексі // Енергозберігаючі технології та автоматизація. – 2002. – № 1. – С. 26–27.
41. Гончар В.Ф., Тищенко Л.П. Електрообладнання і автоматизація сільськогосподарських агрегатів і установок. – К.: Вища шк. Головне вид-во, 1989. – 343 с.
42. Грибы и грибоводство / Авт.-сост. П.А. Сычѳв, Н.П. Ткаченко; Под общ.ред. П.А. Сычѳва. – Д.: „Издательство Сталкер”, 2003. – 512 с.
43. Гриценко И.А., Ворончук Н.И. Отчет ассоциации «УкрТЕЦ» за 2001 г. // Энергетика и электрификация. – 2002. – № 2. – С. 10–11.
44. Гродзинский Д.М. Биофизика растений. –К.: Наукова думка, 1982. – 256 с.
45. Гусак А.А., Гусак Г.М. Справочник по высшей математике: Справ. – Мн.: Наука і тэхніка, 1991. – 480 с.
46. Гусев В.А. Математика. – М.: Просвещение, 1988. – 416 с.
47. Девочкин Л.А. Казокин Ю.И. Вентиляция помещения и урожай шампиньонов // Картофель и овощи. – 1976. – №9. – С. 26–27.
48. Долинский Е.Ф. Обработка результатов измерений. – М.: Изд-во стандартов, 1973. – с.191.
49. Драганов Б. Х. Земля багата сонцем. – К. : Знання, 1998. – 48 с.
50. Драганов Б.Х., Левенкова К.А., Губцов Н.А. Инфильтрация воздуха через щели светопрозрачных ограждений сельскохозяйственных производственных помещений. // Сборник трудов АВСК “Оптимизация систем отопления, вентиляция и кондиционирования воздуха”. Москва–Пермь, 1992. – С. 115–126.

51. Драганов Б.Х., Лут М.Т., Міщенко А.В. Оптимізація енергоощадних систем, що використовують поновлювальні та нетрадиційні джерела енергії // Вісник аграрної науки. Спеціальний випуск, вересень 1998. – С. 63–66.
52. Драганов Б.Х., Мартиненко І.І. Технично-економическіе показателі возобновляемых и вторичных энергоресурсов // Сборник научных трудов УСХА „Использование нетрадиционных источников энергии”. – К.: УСХА. – 1990, С. 3–7.
53. Драганов Б.Х., Пчёлкин Ю.М. Экономия энергоресурсов в сельском хозяйстве. –К.: Урожай, 1983. – 80 с.
54. Дубровин В.А. Развитие технологий использования возобновляемых источников энергии в Украине // Електрифікація та автоматизація сільського господарства. – 2004. – №2. – С. 120–126.
55. Дэвис А., Шуберт Р., Альтернативные природные источники энергии в строительном проектировании. – М.: Стройиздат, 1983. – 187с.
56. Дудкин Д.А., Комаров А.А. Будущее энергетики – геоэлектричество // Энергозберігаючі технології та автоматизація. – 2002. № 2. – С. 26–29.
57. Евросоюз помогает украинскому энергосектору // Энергетика и электрификация. – 2002. – № 2. С. 8–10.
58. Энергозбереження – найактуальніша тема // Энергозберігаючі технології та автоматизація. – 2002. №2. – С. 22–23.
59. Жоров В.І., Кепко О.І. Визначення вартісних еквівалентів носіїв теплової енергії // Вісник аграрної науки причорномор'я. Вип. 4(24). Миколаїв. – 2003. – С. 214–218.
60. Журавленко В.Я., Ракитин О.И. Аккумуляция тепловой энергии в вакуумных системах /Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1992. – №2. – С. 26–28.
61. Захаров А.А. Применение теплоты в сельском хозяйстве. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1986. – 288 с.
62. Заявка №3–65929, Япония(JP)В „Устройство для выращивания растений”.

63. Зленко А.А., Семенко В.Д., Смирский Ю.Н. Теплофизические свойства наружных ограждающих конструкций зданий, выполненных из материалов ОАО «Светловодский завод теплоизоляционных строительных материалов» // Энергетика и электрификация. – 2002. – №2. – С. 35–43.
64. Карпов Ф.Ф., Тименков Б.М. Использование диаграммы Мольера при культивировании вешенки в теплое время года. // Школа грибоводства. – 2000. – №2. – С. 26–28.
65. Кепко О.І. Вирощування гливи // Пропозиція. – 2001. – № 1. – С. 50–51.
66. Кепко О.І. Динаміка зміни концентрації CO_2 в системі споруд „рослинна теплиця – грибниця” // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції Агротех–2004, 22-24 вересня 2004 р. – Львів: Львівський державний аграрний університет, 2004. – С. 97–103.
67. Кепко О.І. Математична модель опалювально–вентиляційної системи замкнутого повітрообміну між окремими приміщеннями в закритому ґрунті // Збірник наукових праці Національного аграрного університету. Том XV. –К., 2003. - С. 413–419.
68. Кепко О.І. Моделювання енергозберігаючих режимів роботи опалювально-вентиляційного обладнання в спорудах закритого ґрунту при вирощування білкової продукції. // Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип.83. – Глеваха. ННЦ ІМЕСГ, 2000. – С. 199–202.
69. Кирьянов Д.В. Самоучитель MathCAD 2001. –СПб.: БХВ-Петербург, 2001. – 544с.
70. Козирський В.В., Волошин С.М. Аналіз систем природної вентиляції теплиць // Електрифікація та автоматизація сільського господарства. – 2004. – №1. – С. 30–35.
71. Коробко Б.П., Білодід В.Д., Огородник В.А., Жовмір М.М., Шевчук В.І. Поновлювальні джерела енергії: сталий розвиток // Енергозберігаючі технології та автоматизація. – 2002. № 2. С. 37 – 41.
72. Корчемний М.О., Федорейко В.С. Моделі температури зовнішнього повітря і ґрунту для розрахунку теплового балансу житлового будинку //

- Електрифікація та автоматизація сільського господарства. – 2004. – №1. – С. 86–89.
73. Корчемний Микола, Федорейко Валерій, Щербань Володимир. Енергозбереження в агропромисловому комплексі. – Тернопіль: Підручники і посібники. 2001. – 984 с.
74. Костюченко В., Булгаков В., Войтюк Д., Соколенко О. Виробництво гідропонного зеленого корму // Пропозиція. – 1999. – №11. – С. 66–67.
75. Криворучко В.І. Ефективність овочівництва захищеного ґрунту в Україні в пореформений період // Матеріали Четвертих річних зборів Всеукраїнського конгресу вчених економістів-аграрників. –К.: ІАЕ УААН, 2002. – С. 613.
76. Лисенко В.П. Методика побудови оптимальних систем управління в промисловому птахівництві // Електрифікація та автоматизація сільського господарства. – 2004. – №1. – С. 62–72.
77. Лихацький В.І. та ін. Овочівництво: В 2 ч. Ч 1: Теоретичні основи овочівництва та культивацийні споруди. – К.: Урожай, 1996. – 304 с.
78. Лінник М. К. Шляхи енергозбереження у сільському господарстві // Агротехсервіс. – 1996. – № 8-9.
79. Мартыненко И.И., Лысенко В.Ф. Проектирование систем автоматики. –2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1990. – 243 с.
80. Мартыновский В.С. Циклы, схемы и характеристики термо-трансформаторов. – М.: Энергия, 1979. – 299 с.
81. Матвеев Ю.Н., Киселёв В.Г. Анализ результатов испытаний тепло-обменников // Мех. и электр. сел. хоз-ва – 1983. – №2. – С. 17–19.
82. Математическое моделирование экономических процессов в сельском хозяйстве / Гатаулин А.М. Гаврилов Г.В. Сорокина Т.М. и др.; Под. ред. А.М. Гатаулина. – М.: Агропромиздат, 1990. – 432 с.
83. Микроклиматические основы тепличного овощеводства / Пер. с болг. Е.С. Сигаева. С предисл. Н.С. Гончарука. – М.: 1982. – 175 с.
84. Мотэс Э.В. Микроклимат животноводческих помещений. – М.: Колос, 1976. – 190 с.

85. Ничипорович А.А. Теоретические и практические аспекты проблемы фотосинтеза // Вестн. АН СССР, – 1972. – №12. – с. 69–85.
86. Овощеводство защищенного грунта / В.А. Брызгалов, В.Е. Советкина, Н.И. Савинова; Под. ред. В.А. Брызгалова. – Л.: Колос. Ленингр. отд-ние, 1983. – 352 с.
87. Отчёт ассоциации „УкрТец” за 2001 г. // Энергетика и электрификация. – 2002. – №2. – С. 10.
88. Патент. № 57956 А Україна, МКВ А01G9/24. Спосіб вентиляції споруд закритого ґрунту / Гірченко М.Т., Голуб Г.А., Жоров В.І., Вдовенко С.А., Кепко О.І, Шаповалов Л.В. (Україна). – №2002021688; Опубл. 15.07.2003. Бюл. № 7.
89. Петров И.К. Приборы и средства автоматизации для пищевой промышленности. – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1981. – 416 с.
90. Петров И.К. Технологические измерения и приборы в пищевой промышленности. – М.: Пищевая промышленность, 1973. – 367 с.
91. Пивень И.О., Ермолаева В.Н. Выращивание шампиньонов и вёшенки: – Львов: Каменяр, 1988. – 88с.
92. Пилюгина В.В. Использование солнечной энергии в сельском хозяйстве.– Техника в сел. хоз.-ве, 1980, № 5.
93. Промышленное культивирование съедобных грибов / И.А.Дудка, С.П.Вассер, А.С.Бухало и др. Под. общ. ред. И.А.Дудки. – К.: Наук. думка, 1975. – 264 с.
94. Пчёлкин Ю.Н. Техничко-економические показатели теплообменных систем вентиляции // Мех. и електр. сел. хоз-ва. –1980. –№9. – с. 19–20.
95. Разумовский А.В. Энергосбережение в системах теплоснабжения индивидуальных жилых зданий. Обзор. – М.: ВНИИИС. – 1988. – 37 с.
96. Раяк М.Б., Шмидт В.А. и др. Анализ результатов испытаний рекуперативных теплообменников // Мех. и електр. сел. хоз-ва. – 1981. – №4. – с. 20–23.

97. Рысс А.А. Гурвич Л.И. Автоматическое управление температурным режимом в теплицах. – М.: Агропромиздат, 1986. – 128 с.,
98. Рысс А.А., Автоматизация технологических процессов в защищенном грунте. – М.: Россельхозиздат, 1983. – 80 с.
99. Сабади П.Р. Солнечный дом. – М.: Стройиздат, 1985. – 351 с.
100. Слепцов Ю. Сучасна теплиця: від парника до гідропонної технології. // Пропозиція. – 1999. – № 1. – С. 26–27.
101. СНиП II-33-79. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Нормы проектирования. М.: Стройиздат, – 1976. – 106 с.
102. СНиП II-3-79. Строительная теплотехника. Нормы проектирования. М.: Стройиздат, – 1979. – 31с.
103. СНиП II-6-74. Нагрузки и воздействия. Нормы проектирования. – М.: Стройиздат, 1976. – 60 с.
104. СНиП II-A. 6-12. Строительная климатология и геофизика. – М.: Стройиздат, 1979. – 31 с.
105. Соколов А.Г. Повышение эффективности теплообменников// Мех. и электр. сел. хоз-ва. – 1981. – №4. – с. 13–15.
106. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. – 2-е изд. – М.: «Энергоиздат», 1981. – 320 с.
107. Статистичний збірник Державного комітету статистики України. – К.: ІАЕ, 2003. – 191 с.
108. Статистичний збірник Державного комітету статистики України. – К.: ІАЕ, 2004. – С. 92.
109. Стаценко І.М. Розробки є – зупинка за виробництвом та впровадженням // Енергозберігаючі технології та автоматизація. – 2002. – № 2. – С. 42–43.
110. Степанова В.Э. Возобновляемые источники энергии на сельскохозяйственных предприятиях. –М.: Агропромиздат, 1989. – 112 с.
111. Строй А.Ф. Теплоснабжение и вентиляция сельскохозяйственных зданий и сооружений: Учеб. пособие для вузов. – К.: Вища школа, 1983. – 215 с.

112. Супрун В., Огороднік А. Вільний сегмент продовольчого ринку України чекає на своїх володарів // Пропозиція. –1999. –№ 6. – С. 28–30.
113. Тарчевский И.А. Основы фотосинтеза. –М.: Высшая школа, 1977. – 253с.
114. Теплиці і тепличні господарства / Г.Г. Шишко, Л.Т. Сулима, Л.С. Чебанов; За ред.. Г.Г. Шишка. –К.: Урожай, 1993. – 424 с.
115. Типовой проект 810-1-4.83. – Блок зимних грунтовых теплиц площадью 6 га Центральный институт типового проектирования Госстроя СССР, 1987.
116. Типовой проект 810-1-8.83. – Зимняя блочная грунтовая теплица площадью 1 га для подсобных хозяйств промышленных предприятий. Центральный институт типового проектирования Госстроя СССР, 1987.
117. Типовой проект 810-1-7.83. – Многолетняя почвенная теплица для подсобных хозяйств промышленных предприятий. М. Центральный институт типового проектирования Госстроя СССР, 1987.
118. Торговников Б.М. Табачник В.Е. Ефанов Е.М. Проектирование промышленной вентиляции: – К.: Будівельник, – 1983. – 256 с.
119. У 2001 р. робота паливно-енергетичного комплексу поліпшилась. // Энергетика и электрификация. – 2002. – №2. – С. 2.
120. Уделл С. Солнечная энергия и другие альтернативные источники энергии.– М.: Знание, 1980, – 86 с.
121. Україна у цифрах у 2002 році. – К.: „Консультант”, 2003, – 270 с.
122. Устройства для создания микроклимата на фермах // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1979. – №2. - с. 57-60.
123. Фаворський Ю.П. Шихайлов М.Ю. Практичний досвід використання вітроенергетичних систем // Електрифікація та автоматизація сільського господарства. – 2004. – №2. – С. 107–113.
124. Файзильберг Э.М. Теплоснабжение установок в сельском хозяйстве. – М.: ВНИИТЭИСХ, 1983. – 60 с.
125. Фолитарик А.М., Коротков Е.Н. Применение тепловых насосов в системах микроклимата животноводческих помещений // Труды ВНИИ комплексных

- проблем машиностроения для животноводства и кормопроизводства. – 1988. – №12. – с. 142–151.
126. Хайндрих Г., Найорк Х., Нестлер В. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения. – М.: Стройиздат, 1985. – 351 с.
127. Хит О. Фотосинтез (физиологические аспекты.) – М.: Мир, 1972. – 231с.
128. Хорунжий М.Й. Продовольча безпека: соціально–економічна суть, стан і показники // Економіка АПК. – 2003. – №6. – С.9–16.
129. Царенко О.М., Злобин Ю.А., Скляр В.Г., Панченко С.М. Комп'ютерні методи в сільському господарстві та біології. – Суми: „Університетська книга”, 2000. – 203 с.
130. Черепанов А.И. Динамика систем многоканального позиционного регулирования. – М.: ”Энергия”, 1970. – 81с.
131. Черков Ю.Г. Фотосинтез – два века спустя. – М.: Знание, 1981. –282 с.
132. Чернавский Д.С. Математические модели морфогенеза // Рост растений и дифференцировка. – М.: Наука, 1981. – С. 163–176.
133. Шебештьен Д. Лёгкие конструкции в строительстве. – М.: Стройиздат, 1985. – 351 с.
134. Широкий Д.К. Куриленко О.Д. Расчёт параметров промышленных систем регулирования. – К.: „Техніка”, 1972. – 232 с.
135. Шихайлов М. Возможности использования энергии ветра на приусадебной делянці // Пропозиція. – 1999. – №6. – С. 48.
136. Шишко Г.Г. и др. Отопление и вентиляция теплиц, – К.; Будівельник, 1984. – 112 с.
137. Шульгіна Л.М., Бондаренко, Скляревський М.О. та ін. Довідник по овочівництву закритого ґрунту. – К.: Урожай, 1989. –216 с.
138. Щёкин Д.В. Корневский С.М. Бем Г.Е. и др. Справочник по тепло-снабжению и вентиляции. Книга вторая. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – 4-е изд., испр. и доп. К.: Будівельник, 1976. - 351 с.
139. Cook W.B. More W.A. Kobler P.W. BOD satisfaction by fungi Sewege and Industr. Wastev., 28, №.9, 1075–1086, 1956.

140. Gapinski M. Boczniaak. – Poznan: Panstwowe Wydawnictwo Rolnicze i Lesne, 2001. –264 s.
141. Kostytshev S.P. Uber die normale und anaerobe atmung bei Abwesenheit von Zucker. Jahrb. f. wiss. Bot., 40, 1904.
142. Szudyga K. Maszkiewicz J. Uprawa pieczarek. Warszawa. Hortpress sp. z o.o. 1991, 123 c.
143. Szudyga K. Uprawa pieczarek latom // Biuletyn «Pieczarki». – №2. – 1995. – С.11–15.
144. Vedder P.J.C. Nowoczesna uprawa pieczarki. – Warszawa: Państwowe Wydawnictwo Rolnicze i Leśne, 1980. – 423 c.
145. Zabeltitz. Ch. von Gewachshausen Planung und Bau – 2.,neubearb. und erw. Aufl.: Ulmer, 1986. – S. 111.
146. Entwicklung eines Verfahrens zur energiewirtschaftlichen CO₂ – Oudnung von Gewachshausern durch Blogasverbrennung. – Meissen, 1987. – 114s.
147. Микроклиматични основи на оранжериното зеленчукопроизводство / под редакция на проф. д-р Тодор Муртазов. Издателство „Христо Г. Данов”, Пловдив, 1979. – С. 174.

Наукове видання

О. І. КЕШКО

ЗАМКНУТІ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ В ЗАКРИТОМУ ГРУНТІ

Підписано до друку 31.05.2012. формат 60x84/16
Папір офсет. Ум. арк. 9,76
Тираж 300. Зам. № 155

Видавець і виготівник «Сочінський»
20300, м. Умань, вул. Тищика, 18/19
Свідоцтво: серія ДК №2521 від 08.06.2006 р.
тел.: (04744) 4-64-88, 4-67-77
e-mail: vizavi08@mail.ru