

КИЇВ – 2026

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ЕНЕРГЕТИКИ, АВТОМАТИКИ І
ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ**

ЗАТВЕРДЖУЮ

**Завідувач кафедри інженерії
енергосистем**

К.Т.Н., доц. /АНТИПОВ Є.О./
(підпис)

« » 2025 р.

ЗАВДАННЯ

**на виконання бакалаврської кваліфікаційної роботи студенту
Шенеленку Михайлу Олексійовичу**

Спеціальність 144 „Теплоенергетика”

Тема дипломного проєкту: «Вдосконалення системи мікроклімату в об'єктах АПК на
основі ґрунтових теплообмінників»

затверджена наказом ректора НУБіП України від 24.10.2025 №2514"С".

Термін подання завершеного проєкту на кафедру 01 . 06 . 2026

Вихідні дані до дипломного проєкту бакалавра

1. Завдання кафедри на дипломне проектування;
2. Матеріали виробничої практики
3. Нормативні документи по проектуванню енергетичних об'єктів.

Перелік питань, які необхідно розробити

1. АНАЛІЗ СИСТЕМ МІКРОКЛІМАТУ ПТАШНИКІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ
ВИКОРИСТАННЯ ҐРУНТОВИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ
2. РОЗРАХУНОК ПОВІТРООБМІНУ ПТАХОФЕРМИ
3. РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ
4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА
5. ВИБІР РЕЗЕРВНОГО ДЖЕРЕЛА ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ СИСТЕМИ МІКРОКЛІМАТУ
ПТАШНИКА
6. СИСТЕМА ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Дата видачі завдання 24.10.2025 р.

Керівник бакалаврської кваліфікаційної роботи

/Троханяк В.І./

(підпис)

(ПІБ)

Завдання прийняв до виконання

/ Шенеленко М.О./

(підпис)

(ПІБ)

ЗМІСТ

ВСТУП	2
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СИСТЕМ МІКРОКЛІМАТУ ПТАШНИКІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ ҐРУНТОВИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ	5
1.1 Характеристика підприємства та виробничого об’єкта.....	5
1.2 Аналіз вимог до параметрів мікроклімату у пташниках	7
1.3 Аналіз існуючих систем опалення та вентиляції пташників.....	9
1.4 Обґрунтування використання ґрунтових теплообмінників у системі мікроклімату пташника.....	12
РОЗДІЛ 2 РОЗРАХУНОК ПОВІТРООБМІНУ ПТАХОФЕРМИ	16
РОЗДІЛ 3 РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ.....	25
РОЗДІЛ 4 РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА	33
РОЗДІЛ 5 ВИБІР РЕЗЕРВНОГО ДЖЕРЕЛА ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ СИСТЕМИ МІКРОКЛІМАТУ ПТАШНИКА	46
РОЗДІЛ 6 СИСТЕМА ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ.....	51
ВИСНОВКИ.....	56
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	58

ВСТУП

Об'єкти агропромислового комплексу, зокрема пташники, потребують стабільного підтримання параметрів мікроклімату, оскільки температура, вологість, швидкість руху повітря та концентрація шкідливих газів безпосередньо впливають на продуктивність птиці, санітарний стан приміщення та ефективність виробничого процесу. Недотримання оптимальних мікрокліматичних умов призводить до підвищення теплового стресу, погіршення стану поголів'я, збільшення витрат корму та зниження енергетичної ефективності підприємства.

Традиційні системи мікроклімату пташників базуються на використанні механічної вентиляції, повітряного або водяного опалення, калориферних установок та електричних вентиляторів [1]. Такі системи забезпечують необхідний повітрообмін, однак у холодний період року супроводжуються значними витратами теплоти на підігрів припливного повітря, а в теплий період не завжди дозволяють ефективно знижувати температуру повітря у приміщенні. У зв'язку з цим актуальним напрямом є впровадження енергоефективних теплоенергетичних рішень, які дають змогу зменшити навантаження на системи опалення та вентиляції [2].

Одним із перспективних технічних рішень є використання ґрунтових теплообмінників, які забезпечують попередню термічну підготовку припливного повітря за рахунок теплової інерційності ґрунту. У холодний період року ґрунтовий теплообмінник може підвищувати температуру зовнішнього повітря перед його подачею до пташника, а в теплий період - частково охолоджувати припливне повітря. Такий підхід дозволяє стабілізувати температурний режим у приміщенні та знизити споживання енергії на підтримання мікроклімату [4].

Використання ґрунтових теплообмінників у системах вентиляції пташників є доцільним з погляду підвищення енергоефективності, оскільки

значна частина теплових витрат у пташниках пов'язана саме з нагрівом припливного повітря та компенсацією тепловтрат через огорожувальні конструкції. Інтеграція такого теплообмінника в припливно-витяжну систему вентиляції дає змогу зменшити теплове навантаження на систему опалення, покращити рівномірність розподілу повітря та підвищити стабільність мікрокліматичних параметрів у зоні утримання птиці [3].

Актуальність теми кваліфікаційної роботи зумовлена необхідністю вдосконалення систем мікроклімату в об'єктах АПК шляхом використання енергоефективних технологій попередньої підготовки припливного повітря. Особливого значення це набуває для пташників, де одночасно необхідно забезпечити нормативний повітрообмін, видалення надлишкової теплоти, вологи, CO_2 , NH_3 [5] і пилу, а також мінімізувати витрати енергії на опалення та вентиляцію.

Метою кваліфікаційної роботи є вдосконалення системи мікроклімату пташника на основі використання ґрунтового теплообмінника шляхом обґрунтування технічних рішень щодо попередньої термічної підготовки припливного повітря та підвищення енергоефективності системи вентиляції й опалення.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі **завдання**:

- провести аналіз систем мікроклімату пташника та обґрунтувати використання ґрунтових теплообмінників;
- розрахувати повітрообмін птахоферми та системи опалення;
- проаналізувати існуючі системи опалення та вентиляції пташників;
- вибрати резервне джерело електроживлення системи мікроклімату пташника;
- виконати розрахунок основних технічних параметрів ґрунтового теплообмінника;
- оцінити вплив запропонованого рішення на енергоефективність системи мікроклімату;

- розробити заходи з охорони праці та безпеки експлуатації системи вентиляції й теплообмінного обладнання.

Об'єктом дослідження є система мікроклімату пташника як комплекс технічних засобів забезпечення нормативних параметрів повітряного середовища у приміщенні для утримання птиці.

Предметом дослідження є теплоенергетичні процеси попередньої підготовки припливного повітря за допомогою ґрунтового теплообмінника та технічні рішення вдосконалення системи вентиляції й опалення пташника.

Практична значущість роботи полягає у розробленні технічного рішення щодо інтеграції ґрунтового теплообмінника в систему мікроклімату пташника, що дозволяє зменшити витрати теплоти на нагрів припливного повітря, підвищити стабільність температурного режиму, покращити умови утримання птиці та знизити енергоспоживання об'єкта АПК.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СИСТЕМ МІКРОКЛІМАТУ ПТАШНИКІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ВИКОРИСТАННЯ ҐРУНТОВИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

1.1 Характеристика підприємства та виробничого об'єкта

Об'єктом дослідження є птахівниче підприємство агропромислового комплексу, основною функцією якого є вирощування м'ясної птиці у закритих виробничих приміщеннях. Такі об'єкти належать до виробництв із високою щільністю розміщення поголів'я, тому стабільність параметрів повітряного середовища безпосередньо впливає на продуктивність птиці, санітарний стан приміщення та енергоефективність технологічного процесу [1].

Розглядуваним виробничим об'єктом є пташник прямокутної форми з габаритними розмірами: довжина - 120 м, ширина - 21 м, висота приміщення - 2,6 м, висота перекриття - 2,72 м. Загальний об'єм приміщення становить близько 6550 м³. У приміщенні утримується 43 500 голів птиці середньою масою 2,72 кг. Такі вихідні параметри зумовлюють значні теплові, вологісні та газові навантаження на систему мікроклімату.

Пташник працює у безперервному режимі, тому система мікроклімату повинна забезпечувати нормативні параметри повітряного середовища протягом усього виробничого циклу. Для птахівничих приміщень основними контрольованими параметрами є температура повітря, відносна вологість, швидкість руху повітря, концентрація вуглекислого газу, аміаку та запиленість [1].

Внутрішня розрахункова температура повітря у приміщенні прийнята на рівні 17 °С. У холодний період року зовнішня температура може знижуватися до -20 °С, що створює значну різницю температур між внутрішнім і зовнішнім повітрям. У таких умовах зростають тепловтрати через огорожувальні конструкції, інфільтрацію та вентиляційний повітрообмін [2].

Основними джерелами тепловиділення у пташнику є птиця, освітлювальне обладнання, підстилка, послід та вологі поверхні. Одночасно у повітря приміщення надходять водяна пара, вуглекислий газ, аміак і пил. Накопичення цих домішок погіршує санітарно-гігієнічні умови утримання птиці та потребує організації постійного повітрообміну [11].

Система мікроклімату пташника включає припливну частину вентиляції, канали або клапани подачі повітря, витяжні вентилятори, засоби розподілу повітря у зоні утримання птиці та систему опалення. Основне навантаження на систему опалення формується не лише через тепловтрати огорожень, а й через необхідність нагрівання зовнішнього припливного повітря [5].

Особливістю великогабаритних пташників є нерівномірність розподілу температури, вологості та швидкості руху повітря по довжині й ширині приміщення. При недостатньо збалансованій роботі вентиляції можуть утворюватися застійні зони, локальні ділянки переохолодження або перегріву, що негативно впливає на стан птиці та ефективність використання енергії [7].

У холодний період року основним завданням системи мікроклімату є підтримання температурного режиму при мінімально необхідному повітрообміні. У теплий період пріоритетним стає видалення надлишкової теплоти та забезпечення достатньої швидкості руху повітря у зоні перебування птиці [9].

Отже, пташник як виробничий об'єкт характеризується значними тепловологісними навантаженнями, високими вимогами до якості повітря та значними витратами енергії на опалення і вентиляцію. Це обумовлює необхідність удосконалення системи мікроклімату шляхом використання енергоефективних рішень, зокрема попередньої термічної підготовки припливного повітря за допомогою ґрунтового теплообмінника [4].

1.2 Аналіз вимог до параметрів мікроклімату у пташниках

Ефективність функціонування пташника визначається здатністю системи мікроклімату підтримувати стабільні параметри повітряного середовища. До основних параметрів, які підлягають контролю, належать температура повітря, відносна вологість, швидкість руху повітря, концентрація вуглекислого газу, аміаку та пилу [1].

Формування мікроклімату у пташнику відбувається внаслідок взаємодії припливного повітря, внутрішніх джерел теплоти й вологи та роботи витяжної вентиляції. Припливне повітря надходить у приміщення, змішується з внутрішнім повітрям, поглинає надлишкову теплоту, водяну пару та шкідливі гази, після чого видаляється через витяжну систему.

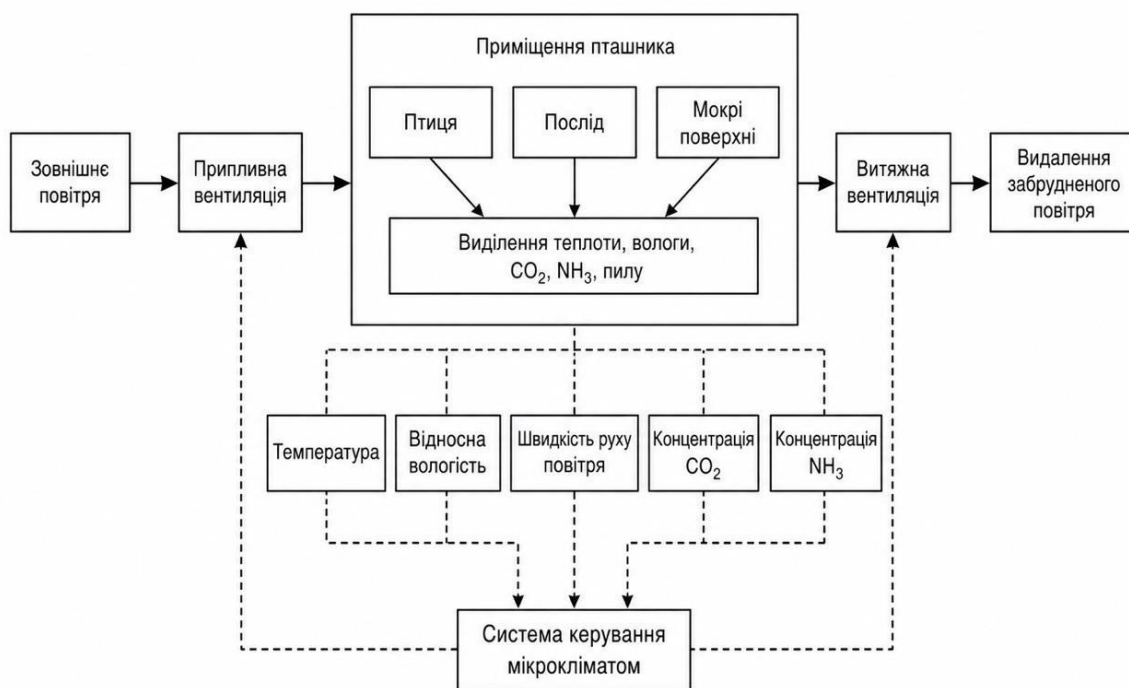


Рис. 1.1 – Схема формування параметрів мікроклімату у приміщенні пташника

Температура повітря є одним із головних параметрів мікроклімату, оскільки вона визначає тепловий стан птиці. Для дорослої птиці оптимальний температурний режим зазвичай знаходиться в межах 16–20 °С. Відхилення температури від оптимального діапазону призводить до збільшення теплового стресу, погіршення споживання корму та зниження продуктивності [18].

Відносна вологість повітря повинна підтримуватися на рівні, який не допускає надмірного зволоження підстилки та утворення сприятливих умов для розвитку мікрофлори. Надмірна вологість сприяє підвищенню концентрації аміаку, тоді як занадто сухе повітря збільшує запиленість приміщення [11].

Швидкість руху повітря впливає на інтенсивність теплообміну між птицею та навколишнім середовищем. У холодний період року надмірна швидкість повітря може спричинити переохолодження птиці, тому її необхідно обмежувати. У теплий період підвищення швидкості повітря використовується як один із способів зменшення теплового навантаження [7].

Концентрація вуглекислого газу є показником достатності вентиляційного повітрообміну. Основним джерелом CO₂ є дихання птиці, а його накопичення свідчить про недостатнє видалення відпрацьованого повітря з приміщення [1].

Аміак утворюється внаслідок розкладання посліду та є одним із найнебезпечніших газових забруднювачів повітря у пташнику. Підвищений вміст NH₃ негативно впливає на органи дихання птиці, погіршує санітарний стан приміщення та може спричиняти зниження продуктивності [16].

Пил у повітрі формується внаслідок руху птиці, висихання підстилки, подавання корму та інших технологічних процесів. Його надмірна концентрація погіршує якість повітря, підвищує навантаження на вентиляційну систему та створює додаткові ризики для здоров'я птиці й персоналу [17].

Основні нормативні параметри мікроклімату наведені у таблиці 1.1.

Нормативні параметри мікроклімату у пташниках

Таблиця 1.1

Параметр	Позначення	Нормативне значення
Температура повітря	t, °C	16–20
Відносна вологість	φ, %	60–70
Швидкість руху повітря	v, м/с	0,2–0,5 (зима); 1,5–2,0 (літо)
Концентрація CO ₂	CO ₂	≤ 0,25 %
Концентрація NH ₃	NH ₃	≤ 10–20 мг/м ³
Вміст пилу	—	≤ 3–5 мг/м ³

З урахуванням зазначених параметрів визначається необхідний повітрообмін, який має забезпечувати одночасне видалення надлишкової теплоти, вологи та шкідливих газів. Розрахунок повітрообміну виконується за найбільш критичними факторами - концентрацією CO₂, вологовиділенням та тепловими надлишками.

Система мікроклімату пташника повинна забезпечувати стабільні параметри повітряного середовища при мінімальних енергетичних витратах. Це обумовлює необхідність застосування енергоефективних рішень, зокрема попередньої термічної підготовки припливного повітря із використанням ґрунтових теплообмінників.

1.3 Аналіз існуючих систем опалення та вентиляції пташників

Системи забезпечення мікроклімату пташників являють собою комплекс технічних засобів, призначених для підтримання нормативної температури, вологості, швидкості руху повітря та допустимих концентрацій шкідливих газів. До складу таких систем входять засоби опалення, припливно-витяжна

вентиляція, повітророзподільні пристрої, датчики контролю параметрів повітря та елементи автоматичного регулювання [2].

У сучасних пташниках найчастіше застосовують механічну вентиляцію з примусовим переміщенням повітря. Такий підхід дозволяє регулювати витрату повітря залежно від віку птиці, щільності посадки, зовнішньої температури та фактичного стану повітряного середовища [8].

За напрямом руху повітряних потоків вентиляційні системи пташників можна поділити на поздовжні, поперечні та комбіновані. Поздовжня або тунельна вентиляція передбачає рух повітря вздовж приміщення, а поперечна - переміщення повітря від однієї бокової стіни до іншої [9].

Поздовжня вентиляція, схема якої наведена на рисунку 1.2, передбачає подачу зовнішнього повітря через припливні клапани або отвори та його подальший рух уздовж пташника до витяжних вентиляторів. Перевагою такої системи є можливість створення інтенсивного направленного повітряного потоку, що особливо важливо у теплий період року [10].

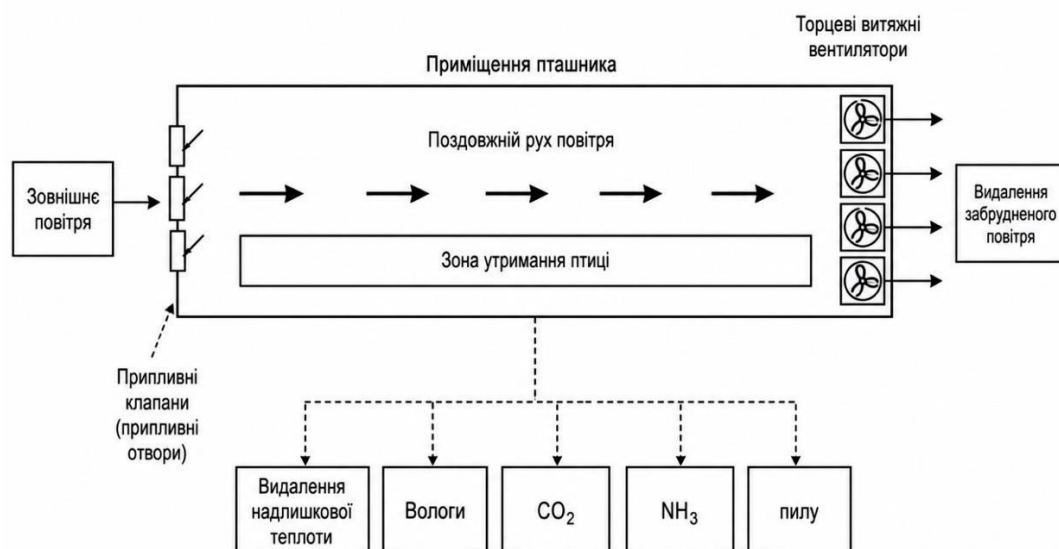


Рис. 1.2 – Схема поздовжньої вентиляції пташника

Поперечна припливно-витяжна вентиляція, представлена на рисунку 1.3, характеризується подачею повітря через бокові припливні отвори та його видаленням через витяжні вентилятори, розташовані на протилежній стороні або

також на бокових стінах. У цьому випадку повітря переміщується поперек приміщення, що дозволяє забезпечити більш рівномірний розподіл повітряних потоків по ширині пташника. Така схема є ефективною для підтримання стабільних параметрів мікроклімату, однак потребує точного регулювання витрати повітря та розміщення вентиляційного обладнання.

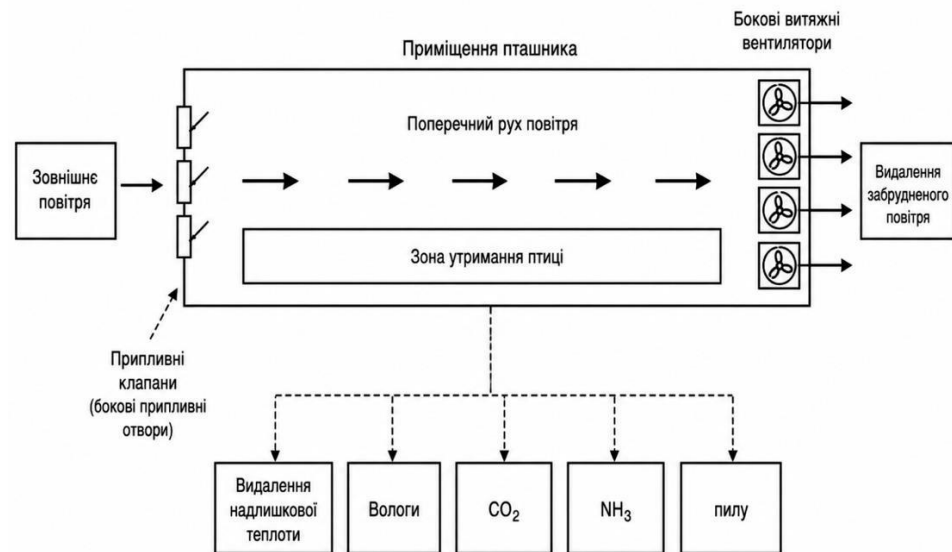


Рис. 1.3 – Схема поперечної припливно-витяжної вентиляції пташника

У холодний період року вентиляція працює переважно в режимі мінімального повітрообміну. Її завданням є видалення вологи, CO_2 та NH_3 при мінімальних втратах теплоти. У теплий період року система переходить до режиму інтенсивного повітрообміну, спрямованого на видалення надлишкової теплоти та зниження теплового навантаження на птицю [3].

Опалення пташників може здійснюватися за допомогою водяних систем, повітряних теплогенераторів, інфрачервоних обігрівачів або комбінованих рішень. Вибір системи опалення залежить від конструкції приміщення, виду птиці, кліматичних умов, режиму вентиляції та економічної доцільності [5].

Основна частина теплової енергії у холодний період витрачається на компенсацію тепловтрат через огорожувальні конструкції та нагрівання припливного повітря. Чим більша витрата зовнішнього повітря, тим вищим стає теплове навантаження на систему опалення [2].

Традиційні системи вентиляції мають суттєвий недолік: зовнішнє повітря надходить у приміщення без попередньої термічної підготовки. У зимовий період це призводить до різкого збільшення потреби в тепловій енергії, а влітку — до зростання навантаження на систему охолодження та вентиляції [6].

Використання рекуператорів, теплообмінних апаратів і ґрунтових теплообмінників дозволяє зменшити енергетичні витрати на підготовку припливного повітря. Для птахівничих приміщень це особливо актуально, оскільки вентиляція повинна працювати безперервно і забезпечувати стабільну якість повітря [12].

Отже, аналіз існуючих систем опалення та вентиляції показує, що основними проблемами є висока енергоємність, нерівномірність розподілу повітряних потоків і значні витрати теплоти на нагрівання припливного повітря. Тому удосконалення системи мікроклімату пташника доцільно здійснювати шляхом інтеграції ґрунтового теплообмінника у припливну частину вентиляційної системи [4].

1.4 Обґрунтування використання ґрунтових теплообмінників у системі мікроклімату пташника

Забезпечення нормативних параметрів мікроклімату у пташнику супроводжується значними енергетичними витратами. У холодний період року найбільша частина енергії витрачається на нагрівання припливного повітря, а у теплий період - на видалення надлишкової теплоти та підтримання допустимої температури у зоні утримання птиці [5].

Одним із перспективних напрямів підвищення енергоефективності системи мікроклімату є використання низькопотенційної теплоти ґрунту. Ґрунт на певній глибині має значно стабільнішу температуру порівняно із зовнішнім повітрям, тому може виконувати функцію природного теплового акумулятора [4].

Ґрунтовий теплообмінник являє собою систему підземних повітропроводів, через які перед подачею у приміщення проходить зовнішнє повітря. У процесі руху повітря по трубопроводу відбувається теплообмін між повітряним потоком і ґрунтом. [4].

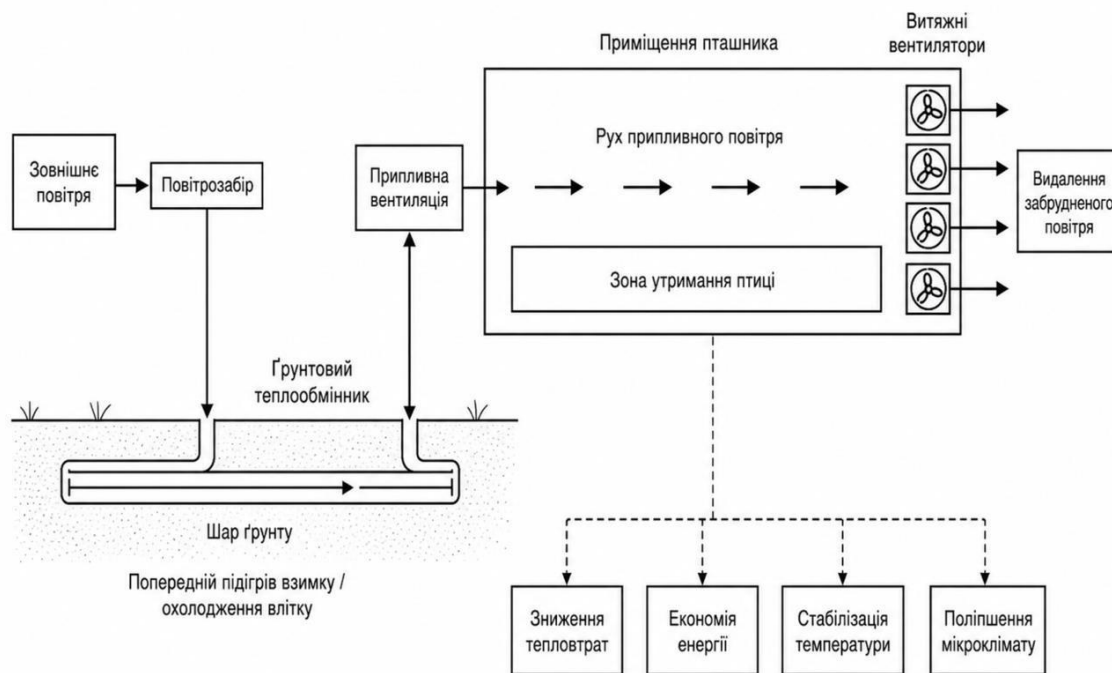


Рис. 1.4 – Схема інтеграції ґрунтового теплообмінника в систему вентиляції пташника

Використання ґрунтових теплообмінників дозволяє зменшити теплові втрати, пов'язані з нагрівом припливного повітря, а також підвищити стабільність температурного режиму у пташнику. Це особливо важливо в умовах значних коливань зовнішньої температури, коли традиційні системи не забезпечують ефективного регулювання без додаткових енергетичних витрат.

До основних переваг застосування ґрунтових теплообмінників у системах мікроклімату пташників належать:

- зниження теплового навантаження на систему опалення;
- зменшення споживання паливно-енергетичних ресурсів;
- стабілізація температури припливного повітря;

- підвищення рівномірності розподілу температури у приміщенні;
- покращення санітарно-гігієнічних умов утримання птиці.

Разом із тим впровадження ґрунтових теплообмінників потребує врахування ряду факторів, зокрема теплофізичних властивостей ґрунту, глибини закладання трубопроводів, довжини та конфігурації теплообмінного контуру, а також параметрів повітряного потоку. Ефективність роботи системи залежить від площі теплообміну та часу контакту повітря з ґрунтом.

Інтеграція ґрунтового теплообмінника у систему вентиляції пташника є технічно обґрунтованим рішенням, яке дозволяє підвищити енергоефективність системи мікроклімату, зменшити експлуатаційні витрати та забезпечити стабільні умови утримання птиці. Це створює передумови для подальшого розрахунку параметрів теплообмінника та оптимізації режимів його роботи у складі системи вентиляції [4].

Висновок до Розділу 1:

1. **Проблема:** Пташник (6550 м³, 43 500 голів) має високу щільність посадки, що створює великі викиди тепла, вологи та газів (CO₂, NH₃). Традиційна вентиляція взимку (до -20 °C) подає холодне повітря напряду, через що витрачається величезна кількість енергії на його опалення, а в приміщенні виникають зони переохолодження.
2. **Рішення:** Інтеграція **ґрунтового теплообмінника** у припливну вентиляцію дозволяє використовувати стабільну температуру землі для попереднього підігріву повітря взимку (і охолодження влітку).
3. **Результат:** Це рішення стабілізує мікроклімат для птиці та суттєво знижує витрати палива й енергії на опалення.

РОЗДІЛ 2

РОЗРАХУНОК ПОВІТРООБМІНУ ПТАХОФЕРМИ

Перед виконанням розрахунку повітрообміну необхідно уточнити фізичний зміст процесів, які відбуваються у приміщенні пташника. Повітрообмін у птахофермі не можна розглядати лише як подавання певної кількості зовнішнього повітря, оскільки його основне призначення полягає у стабілізації температури, відносної вологості та газового складу повітряного середовища. У приміщенні одночасно відбувається виділення теплоти від птиці, надходження водяної пари, утворення вуглекислого газу, аміаку та пилу, тому витрата вентиляційного повітря повинна прийматися за найбільш несприятливим фактором.

Розрахункова схема повітрообміну пташника наведена на рисунку 2.1. Вона відображає послідовність руху повітря від зовнішнього середовища через припливну систему до зони утримання птиці та подальше видалення забрудненого повітря витяжними вентиляторами. У центральній частині схеми показано джерела утворення шкідливих виділень: птиця, послід і зволожені поверхні. Саме вони визначають потребу у вентиляції за концентрацією CO_2 , вологовмістом і надлишковою теплотою.

Розрахункова логіка визначення повітрообміну



Рис. 2.1 – Розрахункова схема визначення необхідного повітрообміну пташника

Для холодного періоду року визначальним завданням вентиляції є видалення вологи та газових домішок при мінімальних теплових втратах. Надмірне збільшення витрати припливного повітря в цей період призводить до зростання навантаження на систему опалення, тому повітрообмін повинен бути достатнім для підтримання санітарних умов, але не завищеним без технічної потреби. Саме тому у розрахунку враховуються допустимі концентрації вуглекислого газу та різниця вологовмісту внутрішнього і зовнішнього повітря.

У теплий період року визначальним стає не тільки газовий склад, а й видалення надлишкової теплоти. За високої температури зовнішнього повітря тепловиділення птиці та сонячні теплоприпливи можуть спричиняти перегрівання приміщення. У такому режимі вентиляційна система працює з більшою продуктивністю, а швидкість руху повітря у зоні перебування птиці використовується як додатковий чинник зниження теплового навантаження.

У подальшому розрахунку об'єм припливного та витяжного повітря визначається за трьома групами умов: за розбавленням CO_2 , за видаленням водяної пари та за відведенням надлишкової теплоти. Порівняння отриманих значень дає змогу прийняти найбільшу витрату як розрахункову, оскільки вона одночасно забезпечує виконання інших, менш критичних умов. Такий підхід є доцільним для пташника з високою щільністю посадки птиці, де помилка у виборі продуктивності вентиляції може призвести до погіршення мікроклімату.

Вихідні параметри, використані у формулах розділу, пов'язані з кількістю птиці, її середньою масою, питомими виділеннями CO_2 і водяної пари, температурою внутрішнього та зовнішнього повітря, а також з допустимими нормативними значеннями вмісту шкідливих речовин. Таким чином, розрахунок повітрообміну є базовим етапом для подальшого вибору вентиляторів, визначення теплового навантаження системи опалення та оцінювання ефективності теплообмінного обладнання.

Об'єм припливного повітря визначають з розрахунку розчинення вуглекислого газу до допустимої концентрації і гранично допустимого вмісту водяних парів. При такому повітрообміні проходить поглинання і інших шкідливих виділень (аміаку, пилу), що міститься в приміщенні у значно менших кількостях.

Годинний об'єм припливного повітря ($\text{м}^3/\text{год}$), необхідного для пониження концентрації CO_2 , визначають за формулою [8]:

$$Q_{\text{CO}_2} = \frac{c \cdot n \cdot m \cdot k_t}{c_1 - c_2} \quad (2.1)$$

$$Q_{\text{CO}_2} = \frac{1,44 \cdot 43500 \cdot 2,72 \cdot 1}{1,8 - 0,3} = 113587, \left(\frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right);$$

де c – кількість CO_2 , що виділяється однією птицею [9], $c=1,44$ л/год;

c_1 – гранично допустима кількість CO_2 у повітрі приміщення [8], $c_1=1,8$ л/м³;

c_2 – концентрація CO_2 у зовнішньому повітрі [10], $c_2 = 0,3$ л/м³;

m – маса птиці [9], $m= 2,72$ кг;

n – кількість птиць в приміщенні, $n=43500$ шт;

k_t – коефіцієнт, що враховує зміну кількості вуглекислого газу, водяної пари та теплоти яка виділяється птицею від температури повітря в приміщенні [9], $k_t=1$.

Годинний об'єм витяжного повітря ($\text{м}^3/\text{год}$), необхідного для видалення пари [10]:

$$Q_w = \frac{W}{(d_B - d_3) \cdot \rho} \quad (2.2)$$

$$Q_w = \frac{856008}{(9,1 - 0,5) \cdot 1,775} = 84533 \text{ (м}^3/\text{год)};$$

де, d_b , d_n – вологовміст внутрішнього і зовнішнього припливного повітря, за допустимої відносної вологості для птиці, який визначається за допомогою Н- d діаграми [10]: $d_b = 9,1$; $d_z = 0,5$.

Розрахунок густини повітря при температурі приміщення за формулою, (кг/м³):

$$\rho = \frac{346 \cdot p}{273 + t_{\text{вн}} \cdot 99,3} \quad (2.3)$$

$$\rho = \frac{346 \cdot 98}{(273 + 17) \cdot 99,3} = 1,1775 \text{ (кг/м}^3\text{)};$$

де p – розрахунковий барометричний тиск в даному районі, $p=98$ кПа;

розрахунковий барометричний тиск для України, 99.3 кПа [10];

$t_{\text{вн}}$ – температура повітря в приміщенні [9], $t_{\text{вн}} = 17^\circ\text{C}$.

Визначення сумарного волого виділення в пташнику за формулою (г/год):

$$W = W_{\text{пт}} + W_{\text{вип}} + W_{\text{пос}}; \quad (2.4)$$

$$W = 443700 + 44370 + 367938 = 856008 \text{ г/год};$$

Виділення вологи з птиці:

$$W_{\text{пт}} = n \cdot m \cdot w \cdot k_t, \quad (2.5)$$

$$W_{\text{пт}} = 43500 \cdot 2,72 \cdot 3,75 = 443700, \text{ (г/год)}$$

де w – виділення водяної пари однією твариною [9], $w=3.75$ (г/год).

Волога, що випаровується з мокрих поверхонь приміщення (г/год):

$$W_{\text{вип}} = 0.1 \cdot W_{\text{пт}}; \quad (2.6)$$

$$W_{\text{вип}} = 0,1 \cdot 443700 = 44370 \text{ (г/год)};$$

Волога, яка виділяється з посліду (г/год):

$$W_{\text{пос}} = \frac{n \cdot P_{\text{пос}} \cdot Z}{24}; \quad (2.7)$$

$$W_{\text{пос}} = \frac{43500 \cdot 290 \cdot 0,7}{24} = 367938 \text{ (г/год)};$$

де $P_{\text{пос}}$ – середньодобовий вихід посліду від однієї птиці, для курей м'ясної породи [11], $P_{\text{пос}} = 290\text{г}$;

Z – коефіцієнт, який враховує сушіння посліду, для курей м'ясної породи [10], $Z=0,7$;

Припливна механічна вентиляція здійснюється за допомогою відцентрових вентиляторів. Подачу вентиляторів Q_v ($\text{м}^3/\text{год}$) приймають в залежності від розрахункового повітрообміну з врахуванням поправочного коефіцієнта на втрати повітря в повітропроводах:

$$Q_v = Q_{CO_2} \cdot 1,15; \quad (2.8)$$

$$Q_v = 113587 \cdot 1,15 = 130625 \text{ (м}^3/\text{год)};$$

коефіцієнт на втрати повітря в повітропроводах (1.1...1.15);

Теплий період року

Годинний об'єм припливного повітря ($\text{м}^3/\text{год}$), необхідного для пониження концентрації CO_2 , визначають за формулою [8]:

$$Q_{\text{CO}_2} = \frac{1.44 \cdot 43500 \cdot 2.72 \cdot 1.22}{1.8 - 0.3} = 138576, (\text{м}^3/\text{год});$$

k_t – коефіцієнт, що враховує зміну кількості вуглекислого газу, водяної пари та теплоти яка виділяється птицею від температури повітря в приміщенні [9], $k_t = 1.22$.

Годинний об'єм витяжного повітря ($\text{м}^3/\text{год}$), необхідного для видалення пари [12]:

$$Q_w = \frac{963383}{(9.1 - 27.9) \cdot 1.775} = 43520, (\text{м}^3/\text{год});$$

де, d_b , d_n – вологовміст внутрішнього і зовнішнього припливного повітря, за допустимої відносної вологості для птиці, який визначається за допомогою H-d діаграми [10]: $d_b = 9.1$; $d_n = 27.9$.

Розрахунок густини повітря при температурі приміщення за формулою, ($\text{кг}/\text{м}^3$):

$$\rho = \frac{346 \cdot 98}{(273 + 17) \cdot 99.3} = 1.1775, (\text{кг}/\text{м}^3);$$

Визначення сумарного волого виділення в пташнику за формулою ($\text{г}/\text{год}$):

$$W = 541314 + 54131 + 367938 = 963383, (\text{г}/\text{год});$$

Виділення вологи з птиці:

$$W_{\text{пт}} = 43500 \cdot 2.72 \cdot 3.75 \cdot 1.22 = 541314, (\text{г}/\text{год});$$

Волога з мокрих поверхонь приміщення (г/год):

$$W_{\text{вип}} = 0,1 \cdot 541314 = 54131, (\text{г/год});$$

Волога, яка виділяється з посліду (г/год):

$$W_{\text{пос}} = \frac{43500 \cdot 290 \cdot 0,7}{24} = 367938, (\text{г/год});$$

Годинний об'єм витяжного повітря ($\text{м}^3/\text{год}$), необхідного для видалення надлишкової теплоти [12]:

$$Q_T = \frac{3,6 \cdot (\Phi_{\text{пт}} + \Phi_{\text{ог}}) \cdot (1 + a \cdot t_{\text{вн}})}{c_p \cdot \rho \cdot (t_{\text{зов}} - t_{\text{вн}})}; \quad (2.9)$$

$$Q_T = \frac{3,6 \cdot (4705823 + 525780) \cdot (1 + 3,448 \cdot 10^{-3} \cdot 17)}{1,0056 \cdot 1,1775 \cdot (40 - 17)} = 732099, (\text{м}^3/\text{год});$$

$\Phi_{\text{пт}}$ – тепловий потік вільної теплоти птиці, кДж/год;

$\Phi_{\text{ог}}$ – втрати теплоти через зовнішні огорожі, кДж/год;

a – температурний коефіцієнт розширення повітря, K^{-1} ;

$t_{\text{зов}}$ – температура повітря зовні, $t_{\text{зов}} = 40^\circ\text{C}$;

c_p – питома об'ємна теплоємність повітря при температурі 0°C і нормальному тиску [12], $c_p = 1,0056$ (кДж/(кг·K));

$$a = \frac{1}{273 + t_{\text{вн}}} \quad (2.10)$$

Об'єм будівлі, м^3 :

$$a = \frac{1}{273 + 17} = 3,448 \cdot 10^{-3};$$

В залежності від форми конструкції пташника, ставимо значення 0 або 1. 0 – форма прямокутного паралелепіпеда, 1 – традиційна форма.

$$V_{\pi} = \text{if} \{-0.9 < \text{Тип} < 0.9, M_{\pi} \cdot L_{\pi} \cdot H_{\pi}, (M_{\pi} \cdot H_{\pi} + \frac{M_{\pi} \cdot h_{\pi}}{2}) \cdot L_{\pi}\}; \quad (2.11)$$

$$V_{\pi} = (M_{\pi} \cdot H_{\pi} + \frac{M_{\pi} \cdot h_{\pi}}{2}) \cdot L_{\pi} = (20 \cdot 2.5 + \frac{21 \cdot 2.62}{2}) \cdot 120 = 9144, (\text{м}^3);$$

L_{π} – довжина приміщення, 120 м;

M_{π} – ширина приміщення, 20 м;

H_{π} – висота приміщення, 2.5 м;

h_{π} – висота перекриття приміщення, 2.62 м.

$$\Phi_{ог} = V_{\pi} \cdot q_0 \cdot (t_{зов} - t_{вн}); \quad (2.12)$$

$$\Phi_{ог} = 9144 \cdot 2.5 \cdot (40 - 17) = 525780, (\text{кДж/год});$$

q_0 – теплова характеристика приміщення [13], $\text{кДж/м}^3 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{год}$. Для утеплених тваринницьких приміщень $q_0=2,1-2,9$, для не утеплених $q_0=2,9-5,1$.

$$q_0 = 2.5, (\text{кДж/м}^3 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{год})$$

$$\Phi_{пт} = q_{пт} \cdot n \cdot t \cdot k_t; \quad (2.13)$$

$$\Phi_{пт} = 32,6 \cdot 43500 \cdot 2,72 \cdot 1.22 = 4705823, (\text{кДж/год});$$

$q_{пт}$ – тепловий потік вільної теплоти, кДж/год [9]; $q_{пт} = 32.6$

Необхідний повітрообмін Q ($\text{м}^3/\text{год}$) приймаємо по найбільшій з трьох величин Q_{CO_2} , Q_w і Q_T за три періоди року.

Припливна механічна вентиляція здійснюється за допомогою відцентрових вентиляторів. Подачу вентиляторів Q_v ($\text{м}^3/\text{год}$) [10], приймають в

залежності від розрахункового повітрообміну з врахуванням поправочного коефіцієнта на втрати повітря в повітропроводах.

$$Q_B = Q_T \cdot 1,15 = 841913, (\text{м}^3/\text{год}); \quad (2.14)$$

Кількість вентиляторів знаходять з умови, що продуктивність одного вентилятора типу ВО-12,5, м³/год.

$$n_{\text{вент}} = \frac{Q_B}{L_{\text{вент}}}$$

$$n_{\text{вент}} = \frac{841913}{40000} = 21.05, (\text{м}^3/\text{год});$$

$$L_{\text{вент}} = 40000.$$

Приймаємо кількість вентиляторів 26 шт.

Коефіцієнт запасу вентиляційного обладнання, %:

$$K_{\text{зап}} = \left(\frac{26 \cdot L_{\text{вент}} - Q_B}{Q_B} \right) \cdot 100 \quad (2.16)$$

$$K_{\text{зап}} = \left(\frac{26 \cdot 40000 - 841913}{841913} \right) \cdot 100 = 4.52\%;$$

Кратність повітрообміну K_0 , визначається за виразом:

$$K_0 = \frac{Q_B}{V_{\text{п}}}; \quad (2.17)$$

$$K_0 = \frac{841913}{9144} = 92.07;$$

Мінімальна кратність повітрообміну $K_{0\text{мін}}$, визначається за виразом:

$$K = \frac{L_{\min} \cdot n \cdot m}{V}; \quad (2.18)$$

$$K_{0\min} = \frac{6 * 43500 * 2.72}{9144} = 77.64;$$

$L_{\min}$ – мінімальний допустимий обмін повітря на 1 кг² [9].

$$K_0 > K_{0\min}$$

$$92.07 > 77.64$$

Висновок до розділу 2

У другому розділі роботи виконано теплотехнічний та санітарно-гігієнічний розрахунок необхідного повітрообміну пташника для двох характерних кліматичних періодів року. На основі отриманих результатів зроблено такі висновки:

1. **Критерії визначення повітрообміну:** Розрахунок підтвердив, що для забезпечення нормативних параметрів мікроклімату обсяг вентиляції необхідно приймати за найбільш критичним фактором.
2. **Вибір та резервування обладнання:** З урахуванням втрат у повітропроводах (коефіцієнт 1,15) розрахункова подача вентиляційної системи для літнього режиму становить 841 913 метрів кубічних на годину. Для забезпечення такої продуктивності прийнято до встановлення 26 осьових вентиляторів типу ВО-12,5 (з одиничною потужністю 40 000 метрів кубічних на годину), що гарантує необхідний коефіцієнт запасу обладнання на рівні 4,52 відсотка.
3. **Перевірка на кратність повітрообміну:** Розрахункова кратність повітрообміну у приміщенні об'ємом 9144 метри кубічні для теплого періоду становить 92,07 обмінів на годину. Це повністю задовольняє умову безперервного та ефективного видалення шкідливих домішок, оскільки перевищує мінімально допустиму зоотехнічну кратність повітрообміну, яка становить 77,64 обмінів на годину.

РОЗДІЛ 3

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ

Розрахунок системи опалення пташника виконується на основі теплового балансу приміщення. Його метою є визначення кількості теплоти, яку необхідно подати до виробничої будівлі для підтримання прийнятої внутрішньої температури за найнижчих розрахункових температур зовнішнього повітря. Для пташника це завдання має особливе значення, оскільки від стабільності температурного режиму залежить продуктивність птиці, витрата корму та санітарний стан підстилки.

Основними складовими теплового балансу є тепловтрати через зовнішні огорожувальні конструкції, втрати на інфільтрацію, теплота, необхідна для підігріву припливного повітря, а також внутрішні тепловиділення від птиці. Схематично взаємозв'язок цих складових подано на рисунку 3.1. На відміну від житлових або адміністративних будівель, у пташнику значна частина навантаження пов'язана саме з вентиляцією, оскільки приплив зовнішнього повітря необхідний безперервно для видалення вологи, CO_2 та NH_3 .

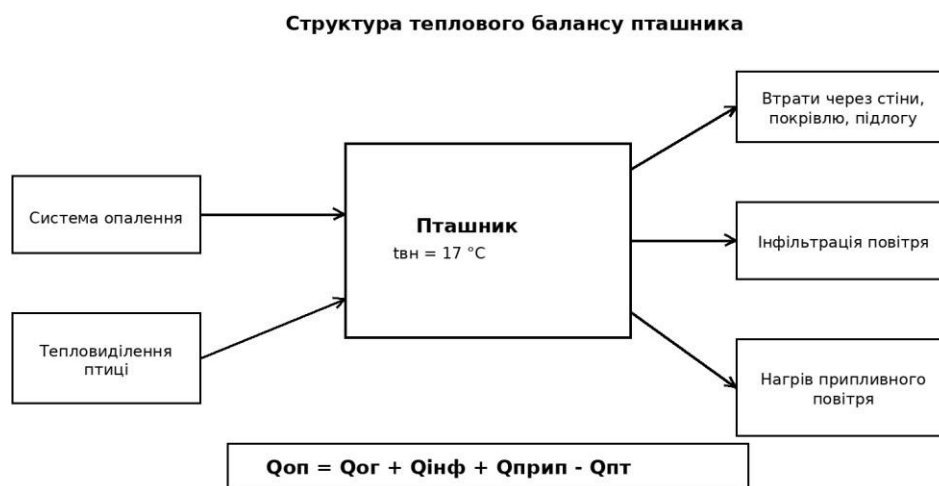


Рис. 3.1 – Структура теплового балансу системи опалення пташника

У холодний період року зовнішнє повітря має низьку температуру, тому його подавання без попереднього підігріву може спричинити локальне переохолодження зони утримання птиці. Це зумовлює необхідність не лише

визначити загальну теплову потужність опалення, а й забезпечити правильний розподіл теплоти між контурами нагріву повітря та компенсації втрат через огороження.

Розрахунок у цьому розділі послідовно враховує теплоту, що витрачається на випаровування вологи, тепловий потік вільної теплоти птиці, опір теплопередачі конструкцій, площі зовнішніх огорожень і додаткові втрати. Така послідовність дозволяє оцінити не окремий елемент, а повну потребу пташника у тепловій енергії. Отримана величина теплової потужності надалі використовується для обґрунтування роботи теплообмінного апарата та вибору джерел теплозабезпечення.

Застосування теплообмінного обладнання у складі системи мікроклімату дає змогу зменшити частину теплового навантаження, пов'язану з нагріванням припливного повітря. Тому розрахунок опалення розглядається як проміжний, але ключовий етап: він показує початковий рівень потреби у теплоті, після чого можна оцінити ефект від попередньої термічної підготовки повітря у теплообмінному контурі.

Холодний період року

Тепловий потік використаний на випарування вологи із посліду та з мокрих поверхонь приміщення птахоферми, Вт:

$$\Phi_{\text{вип}} = 0.692 \cdot (W_{\text{вип}} + W_{\text{пос}}); \quad (3.1)$$

$$\Phi_{\text{вип}} = 0.692 \cdot 44370 + 367938 = 285317, (\text{Вт});$$

$W_{\text{вип}}$ — волога, що випаровується з мокрих поверхонь приміщень, $W_{\text{вип}} = 44370$ г/год;

$W_{\text{пос}}$ — маса вологи, яка виділяється з посліду, $W_{\text{пос}} = 367938$ г/год.

Тепловий потік вільної теплоти птиці, Вт: 43500, 2,72

$$\Phi_{\text{пт}} = \frac{q_{\text{пт}} \cdot n \cdot m \cdot k_t \cdot 1000}{3600}; \quad (3.2)$$

$$\Phi_{\text{пт}} = \frac{32.6 \cdot 43500 \cdot 2.72 \cdot 1 \cdot 1000}{3600} = 1071453, (\text{Вт});$$

$q_{\text{пт}}$ – тепловий потік вільної теплоти [9], $q_{\text{пт}} = 32.6$ кДж/год;

Опір теплопередачі стіни:

$$R_{\text{ст}} = R_{\text{в}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + R_3; \quad (3.3)$$

$$R_{\text{ст}} = 0.115 + \frac{0.06}{1.51} + \frac{0.1}{0.04} + \frac{0.06}{1.51} + 0.043 = 2.737;$$

R_0 – опір теплопередачі (зовнішні стіни, стеля, підлога), $\text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$;

$R_{\text{в}}$ – значення опору теплопередачі внутрішніх поверхонь стін [10], $R_{\text{в}} = 0.115$;

R_3 - значення опору теплопередачі зовнішніх поверхонь стін, $R_3 = 0.043$;

$\lambda_{\text{ст}}$ – опір матеріалів та конструкцій [14], $\text{Вт}/\text{м } ^\circ\text{C}$;

$\delta_{\text{ст}}$ – товщина матеріалу, м.

Таблиця 3.1

Теплофізичні характеристики конструкційних матеріалів

Матеріал	Бетон	Пінополістирол	Бетон	Сталь	Асбестоцементні листи	Повітряний прошарок	Гідроізоляція	Повітряний прошарок	Утеплювач IZOVAT	Пароізоляція	Бетон
δ	0.06	0.1	0.06	0.003	0.04	0.06	0.00017	0.03	0.1	0.00015	0.25
λ	1.51	0.04	1.51	51	0.35	0.0259	0.35	0.0259	0.043	0.35	1.51

Опір теплопередачі воріт:

$$R_{\text{воріт}} = R_{\text{в}} + \frac{\delta_4}{\lambda_4} + R_{\text{з}} = 0.115 + \frac{0.003}{51} + 0.043 = 0.158; \quad (3.4)$$

$$R_{\text{пер}} = R_{\text{в}} + \frac{\delta_5}{\lambda_5} + \frac{\delta_6}{\lambda_6} + \frac{\delta_7}{\lambda_7} + \frac{\delta_8}{\lambda_8} + \frac{\delta_9}{\lambda_9} + \frac{\delta_{10}}{\lambda_{10}} + \frac{\delta_{11}}{\lambda_{11}} + R_{\text{з}}; \quad (3.5)$$

$$R_{\text{пер}} = 0.115 + \frac{0.04}{0.35} + \frac{0.06}{0.0259} + \frac{0.00017}{0.35} + \frac{0.03}{0.0259} + \frac{0.1}{0.043} + \frac{0.00015}{0.35} + \frac{0.25}{1.51} + 0.043 = 6.239;$$

В залежності від форми конструкції пташника, ставимо значення 0 або 1.

0 – форма прямокутного паралелепіпеда, 1 – традиційна форма.

Площа поверхні перекриття, м²:

$$f_{\text{пер}} = if(-0.9 < \text{Тип} < 0.9, M_{\text{п}} \cdot L_{\text{п}}, \sqrt{\frac{M_{\text{п}}}{2}} + h_{\text{п}} \cdot L_{\text{п}} \cdot 2); \quad (3.6)$$

$$f_{\text{пер}} = \sqrt{\frac{20}{2}} + 2.62 \cdot 120 \cdot 2 = 852.59, \text{ м}^2;$$

$M_{\text{п}}$ - ширина приміщення, $M_{\text{п}} = 20\text{м}$;

$L_{\text{п}}$ - довжина приміщення, $L_{\text{п}} = 120\text{м}$;

$h_{\text{п}}$ – висота перекриття приміщення, $h_{\text{п}} = 2.62\text{м}$.

Площа поверхні передньої торцевої стінки, м²:

$$f_{\text{п.ст.}} = if(-0.9 < \text{Тип} < 0.9, M_{\text{п}} \cdot H_{\text{п}} - f_{\text{вор}}, M_{\text{п}} \cdot H_{\text{п}} + \frac{M_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}}}{2} - f_{\text{вор}}); \quad (3.7)$$

$$f_{\text{п.ст.}} = 20 \cdot 2.5 + \frac{21 \cdot 2.62}{2} - 14.4 = 61.8, \text{ м}^2;$$

$f_{\text{вор}}$ – площа поверхні воріт, $f_{\text{вор}} = y_3 \cdot z_3 = 14.4 \text{ м}^2$;

$H_{\text{п}}$ – висота приміщення, м; $H_{\text{п}} = 2.5 \text{ м}$.

Площа поверхні задньої торцевої стінки, м^2 :

$$f_{\text{з.ст.}} = if(-0.9 < \text{Тип} < 0.9, M_{\text{п}} \cdot H_{\text{п}} - f_{\text{в.в.}}, M_{\text{п}} \cdot H_{\text{п}} + \frac{M_{\text{п}} \cdot h_{\text{п}}}{2} - f_{\text{в.в.}}); \quad (3.8)$$

$$f_{\text{з.ст.}} = 20 \cdot 2.5 + \frac{20 \cdot 2.62}{2} - 38.25 = 37.95, \text{ м}^2;$$

$f_{\text{в.в.}}$ – площа поверхні витяжної вентиляції, $f_{\text{в.в.}} = y_2 \cdot z_2 \cdot n_{\text{в.в.}} = 38.25 \text{ м}^2$.

Площа поверхні бокової стінки, м^2 :

$$f_{\text{б.ст.}} = H_{\text{п}} \cdot L_{\text{п}} \cdot 2 - f_{\text{п.в.}}$$

$$f_{\text{б.ст.}} = H_{\text{п}} = 2.5 \cdot 120 \cdot 2 - 14.08 = 585.92, \text{ м}^2; \quad (3.9)$$

$f_{\text{п.в.}}$ – площа поверхні притяжної вентиляції, $f_{\text{п.в.}} = x_1 \cdot z_1 \cdot n_{\text{п.в.}} = 14.08 \text{ м}^2$.

Основні втрати теплоти через окремі зовнішні огорожі, Вт:

$$\Phi_{\text{о.з.о.}}^1 = \left(\frac{f_{\text{вор}}}{R_{\text{воріт}}} \right) \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{з.п}}) + \left[\frac{f_{\text{п.в.}} + f_{\text{в.в.}}}{R_{\text{0.п.в.}}} \right] \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{з.п}}); \quad (3.10)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{\text{о.з.о.}}^1 &= \left(\frac{14.4}{0.158} \right) \cdot (17 - (-18.5)) + \left[\frac{14.08 + 38.25}{0.75} \right] \cdot (17 - (-18.5)) = \\ &= 5712.4, (\text{Вт}); \end{aligned}$$

$t_{\text{вн}}$ – температура повітря в приміщенні, $t_{\text{вн}} = 17^\circ\text{C}$;

$t_{\text{з.п.}}$ – температура зовнішнього повітря, $t_{\text{з.п.}} = -18.5^\circ\text{C}$;

Опір теплопередачі притяжної вентиляції, $R_{\text{0.п.в.}} = 0.75 (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт})$.

$$\Phi_{0.3.0.}^2 = \left[\frac{f_{п.ст.} + f_{з.ст.} + f_{б.ст.}}{R_{ст.}} \right] \cdot (t_{вн} - t_{з.п.}); \quad (3.11)$$

$$\Phi_{0.3.0.}^2 = \left[\frac{61.8 + 37.95 + 585.92}{2.737} \right] \cdot (17 - (-18.5)) = 8893.4, (\text{Вт});$$

Основні втрати теплоти через поверхню перекриття, Вт:

$$\Phi_{пер} = \left(\frac{f_{пер}}{R_{пер}} \right) \cdot (t_{вн} - t_{з.п.}); \quad (3.12)$$

$$\Phi_{пер} = \left(\frac{852.59}{6.239} \right) \cdot (17 - (-18.5)) = 4851.2, (\text{Вт});$$

Додаткові тепловтрати, які складають 10% від тепловтрат окремих зовнішніх огорож, Вт:

$$\Phi_{дод} = (\Phi_{0.3.0.}^1 + \Phi_{0.3.0.}^2) \cdot 0.1; \quad (3.13)$$

$$\Phi_{дод} = (5712.4 + 8893.4) \cdot 0.1 = 1460.6, (\text{Вт});$$

$R_{у.п.}$ - опір теплопередачі утеплених підлоги [10]. Опір теплопередачі $R_{у.п.}$ для першої зони складає 2,15, для другої – 4,46, для третьої – 8,6, для інших зон складає 14,2 $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

$$R_{у.п.}^1 = 2.15; \quad R_{у.п.}^2 = 4.46; \quad R_{у.п.}^3 = 8.6; \quad R_{у.п.}^4 = 14.2.$$

Площа однієї зони утепленої підлоги, м^2 :

$$F_{у.п.} = \left(\frac{f_{у.п.}}{R_{у.п.}^1} + \frac{f_{у.п.}}{R_{у.п.}^2} + \frac{f_{у.п.}}{R_{у.п.}^3} + \frac{f_{у.п.}}{R_{у.п.}^4} \right) \cdot (t_{вн} - t_{з.п.}); \quad (3.14)$$

$$F_{у.п.} = \left(\frac{600}{2.15} + \frac{600}{4.46} + \frac{600}{8.6} + \frac{600}{14.2} \right) \cdot (17 - (-18.5)) = 18659.5, (\text{м}^2);$$

$$f_{\text{у.п.}} = \frac{M_{\text{п.}} \cdot L_{\text{п.}}}{4}; \quad (3.15)$$

$$f_{\text{у.п.}} = \frac{20 \cdot 120}{4} = 600;$$

Тепловтрати на нагрів інфільтруючого повітря. Вони приймаються рівними 30% загальним тепловтратам через всі огорожі, Вт:

$$\Phi_{\text{інф}} = \Phi_{\text{о.з.о.}}^2 \cdot 0.3 \quad (3.16)$$

$$\Phi_{\text{інф}} = 8893,4 \cdot 0,3 = 2668,0, (\text{Вт});$$

Теплота використана на нагрів припливного повітря, Вт:

$$\Phi_{\text{в}} = 0.278 \cdot Q_{\text{в}} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{з.п.}}); \quad (3.17)$$

$$\Phi_{\text{в}} = 0,278 \cdot 130625 \cdot 1,1775 \cdot 1,0056 \cdot (17 - (-18,5)) = 1526460,7, (\text{Вт});$$

Необхідний повітрообмін: $Q_{\text{в}} = 130625$;

Питома об'ємна теплоємність повітря при температурі 0°C і нормальному тиску [12], $\text{кДж}/(\text{кг K})$, $c_p = 1.0056$;

Густина повітря при температурі приміщення: $\rho = 1.1775$.

Загальні тепловтрати через всі огорожі, Вт:

$$\Phi_{\text{орг}} = \Phi_{\text{інф}} + \Phi_{\text{уп}} + \Phi_{\text{дод}} + \Phi_{\text{пер}} + \Phi_{\text{о.з.о.}}^1 + \Phi_{\text{о.з.о.}}^2; \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned} \Phi_{\text{орг}} &= 2668,0 + 18659,5 + 1460,6 + 4851,2 + 5712,4 + 8893,4 \\ &= 42245,2, (\text{Вт}); \end{aligned}$$

Розраховуємо теплову потужність системи опалення, Вт:

$$\Phi_{\text{оп}} = \Phi_{\text{огр}} + \Phi_{\text{в}} + \Phi_{\text{вип}} - \Phi_{\text{пт}}; \quad (3.19)$$

$$\Phi_{\text{оп}} = 42245,2 + 1526460,7 + 285317 - 1071453 = 782569,9, (\text{Вт}).$$

Висновок до розділу 3

У третьому розділі роботи на основі теплового балансу приміщення виконано розрахунок системи опалення пташника для найхолоднішого періоду року. Отримані результати дозволяють зробити такі висновки:

1. **Структура та домінуючі статті тепловтрат:** Проведений аналіз показав, що загальні тепловтрати через захисні огорожувальні конструкції будинку (стіни, перекриття, ворота, підлогу за зонами), включаючи додаткові втрати та інфільтрацію, становлять 42 245,2 Ват. Водночас тепловий потік, необхідний для підігріву припливного вентиляційного повітря, сягає 1 526 460,7 Ват.
2. **Вплив внутрішніх джерел тепла та вологи:** Птиця є потужним біологічним джерелом теплоти — сумарний потік вільного тепла від 43 500 бройлерів становить 1 071 453 Ват, що суттєво компенсує навантаження на систему опалення. Проте висока життєдіяльність поголів'я також спричиняє виділення великої кількості вологи з посліду та мокрих поверхонь. На її випаровування витрачається 285 317 Ват теплової енергії, що враховується як негативна стаття теплового балансу.
3. **Необхідна потужність та обґрунтування модернізації:** Кінцева розрахункова потужність системи опалення пташника, визначена за балансовим рівнянням із урахуванням усіх теплоприпливів та тепловтрат, становить 782 569,9 Ват (або близько 782,6 кіловат). Оскільки лівова частка енергії витрачається на підігрів вентиляційного повітря взимку від мінус 18,5 до плюс 17 градусів Цельсія, стає очевидною гостра потреба впровадження енергоефективного обладнання.

РОЗДІЛ 4

РОЗРАХУНОК ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТА

Теплообмінний апарат є технічним пристроєм, призначеним для передавання теплоти від одного теплоносія до іншого без безпосереднього змішування або зі змішуванням потоків залежно від конструктивного виконання. У системах мікроклімату пташників такі апарати застосовують для попереднього підігріву або охолодження припливного повітря, що дозволяє зменшити навантаження на основну систему опалення та стабілізувати температуру повітря, яке надходить у приміщення.

За способом передавання теплоти теплообмінні апарати поділяють на рекуперативні, регенеративні та змішувальні. У рекуперативних апаратах теплоносії розділені стінкою, через яку відбувається теплопередача. У регенеративних апаратах теплота спочатку акумулюється у насадці, а потім передається іншому потоку. У змішувальних пристроях теплоносії контактують безпосередньо, однак для вентиляційних систем пташників такий варіант застосовується обмежено через вимоги до чистоти припливного повітря.

За конструкцією розрізняють кожухотрубні, пластинчасті, трубчасто-ребристі, змійовикові, спіральні та повітряні теплообмінники. Кожухотрубні апарати характеризуються надійністю і придатні для роботи з рідинними теплоносіями. Пластинчасті теплообмінники мають компактні розміри та високу інтенсивність теплопередачі, проте потребують якісного очищення потоків. Трубчасто-ребристі апарати ефективні для систем «вода - повітря», оскільки збільшена поверхня теплообміну сприяє кращому передаванню теплоти повітряному потоку.

За напрямом руху теплоносіїв апарати можуть працювати за схемою прямотоку, протитоку, перехресного або змішаного руху. Протитечійна схема зазвичай забезпечує найбільшу середню різницю температур, але у вентиляційних системах з обмеженим простором часто застосовують поперечне обтікання труб. Така схема є конструктивно простою, зручною для монтажу у

припливних каналах або біля бокових стінок пташника та дозволяє організувати контакт повітряного потоку з поверхнею трубного пучка.

У цій роботі для подальшого розрахунку прийнято теплообмінний апарат з поперечним обтіканням труб, у якому один теплоносіє рухається між трубами, а другий циркулює всередині трубного простору. Таке рішення узгоджується з умовами роботи системи мікроклімату пташника, оскільки дозволяє передавати теплоту припливному повітрю, підвищувати його температуру перед подачею у приміщення та зменшувати витрати теплової енергії на основне опалення.

Розрахунок виконано для теплообмінного апарата з поперечним обтіканням труб за актуальними вихідними даними. У трубах циркулює вода, між трубами циркулює повітря. Початкова температура першого теплоносія прийнята $T_1' = -18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Вихідні дані розрахунку представлені у таблиці 4.1

Таблиця 4.1

Вихідні дані розрахунку

Параметр	Позначення	Значення
Масова витрата першого теплоносія	G_{1m}	29335 кг/год
Масова витрата другого теплоносія	G_{2m}	61200 кг/год
Початкова температура першого теплоносія	T_1'	$-18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$
Початкова температура другого теплоносія	T_2'	$10\text{ }^{\circ}\text{C}$
Кінцева температура першого теплоносія	T_1''	$6\text{ }^{\circ}\text{C}$
Густина першого теплоносія	ρ_1	$1,352\text{ кг/м}^3$
Густина другого теплоносія	ρ_2	1000 кг/м^3
Теплоємність першого теплоносія	C_{p1}	$1,009\text{ кДж/(кг}\cdot^{\circ}\text{C)}$
Теплоємність другого теплоносія	C_{p2}	$4,1878\text{ кДж/(кг}\cdot^{\circ}\text{C)}$
Кінематична в'язкість першого теплоносія	ν_1	$12,38\cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$
Кінематична в'язкість другого теплоносія	ν_2	$1,519\cdot 10^{-6}\text{ м}^2/\text{с}$
Число Прандтля першого теплоносія	Pr_1	0,713
Число Прандтля другого теплоносія	Pr_2	11,337
Коефіцієнт теплопровідності першого теплоносія	λ_1	$0,0234\text{ Вт/(м}\cdot^{\circ}\text{C)}$

Закінчення таблиці 1.4

Коефіцієнт теплопровідності другого теплоносія	λ_2	0,57 Вт/(м·°С)
Коефіцієнт теплопровідності труби	$\lambda_{тр}$	16,2 Вт/(м·°С)
Зовнішній діаметр труби	$d_{тр.зов}$	0,012 м
Внутрішній діаметр труби	$d_{тр.вн}$	0,01 м
Товщина стінки труби	$\delta_{тр}$	0,001 м
Ширина теплообмінника на вході	L_{11}	5,1 м
Висота теплообмінника	H_{11}	0,6 м
Ширина міжтрубного проходу	S_1	0,005 м

Тепловий розрахунок

Розраховуємо кількість рядів труб у теплообміннику:

$$n_{p1} = \frac{L^{11}}{(S^1 + d_{тр.зов})} \quad (4.1)$$

$$n_{p1} = 5,1 / (0,005 + 0,012) = 300 \text{ шт.}$$

Обчислюємо об'ємну витрату першого теплоносія:

$$G^1_v = G^1_m / (\rho^1 \cdot 3600) \quad (4.2)$$

$$G^1_v = 29335 / (1,352 \cdot 3600) = 6,03 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Обчислюємо об'ємну витрату другого теплоносія:

$$G^2_v = \frac{G^2_m}{(\rho^2 \cdot 3600)} \quad (4.3)$$

$$G^2_v = 61200 / (1000 \cdot 3600) = 0,017 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Визначаємо кількість теплоти, переданої від першого теплоносія до другого:

$$Q_1 = (G_1 m / 3600) \cdot C_{p1} \cdot (T_1'' - T_1') \quad (4.4)$$

$$Q_1 = (29335 / 3600) \cdot 1,009 \cdot (6 - (-18,5)) = 201,44 \text{ кВт.}$$

Розраховуємо кінцеву температуру другого теплоносія:

$$T^{2''} = T^{2'} - \frac{Q^1 \cdot 3600}{G^2 m \cdot C_p^2} \quad (4.5)$$

$$T^{2''} = 10 - (201,44 \cdot 3600) / (61200 \cdot 4,1878) = 7,17 \text{ }^\circ\text{C}..$$

Площа перерізу міжтрубного проходу:

$$F_{\text{пер}} = H_{11} \cdot S_1. \quad (4.6)$$

$$F_{\text{пер}} = 0,6 \cdot 0,005 = 0,003 \text{ м}^2.$$

Визначаємо швидкість руху першого теплоносія:

$$W_1 = G_1 v / (F_{\text{пер}} \cdot n p_1). \quad (4.7)$$

$$W^1 = 6,03 / (0,003 \cdot 300) = 6,70 \text{ м/с.}$$

Периметр міжтрубного простору на трубній дошці:

$$P_{\text{пер}} = 2 \cdot (H_{11} + S_1) \quad (4.8)$$

$$P_{\text{пер}} = 2 \cdot (0,6 + 0,005) = 1,21 \text{ м}$$

Еквівалентний діаметр трубного пучка:

$$\begin{aligned} d_{\text{екв}_1} &= 4 \cdot F_{\text{пер}} / P_{\text{пер}} \\ d_{\text{екв}_1} &= 4 \cdot 0,003 / 1,21 = 0,00992 \text{ м.} \end{aligned} \quad (4.9)$$

Знаходимо число Рейнольдса для першого теплоносія:

$$\begin{aligned} Re_1 &= W_1 \cdot d_{\text{екв}_1} / \nu_1 . \\ Re_1 &= 6,70 \cdot 0,00992 / (12,38 \cdot 10^{-6}) = 5364,63. \end{aligned} \quad (4.10)$$

Інтенсивність турбулентності першого теплоносія:

$$\begin{aligned} I_1 &= 16 \cdot Re_1^{-1/8} . \\ I_1 &= 16 \cdot 5364,63^{-1/8} = 5,47 \% \end{aligned} \quad (4.11)$$

Розраховуємо число Нуссельта для першого теплоносія:

$$\begin{aligned} Nu^1 &= 0,45 \cdot Re^{10 \cdot 65} \cdot Pr^{10 \cdot 43} . \\ Nu_1 &= 0,45 \cdot 5364,63^{0 \cdot 65} \cdot 0,713^{0 \cdot 43} = 103,33 \end{aligned} \quad (4.12)$$

Знаходимо коефіцієнт теплообміну для першого теплоносія:

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \lambda_1 / d_{\text{екв}_1} \quad (4.13)$$

$$\alpha^1 = 103,33 \cdot 0,0234 / 0,00992 = 243,82 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Кількість труб по глибині в одному колекторі приймаємо:

$$n_{\Gamma} = 7 \text{ шт.} \quad (4.14)$$

Кількість труб в одному колекторі:

$$n_{\text{к}} = n_{\text{р1}} \cdot n_{\Gamma}. \quad (4.15)$$

$$n_{\text{к}} = 300 \cdot 7 = 2100 \text{ шт.}$$

Площа перерізу внутрішнього трубного простору одного колектора для води:

$$F_{\text{пер}_{22}} = (\pi \cdot d_{\text{тр. вн}}^2 / 4) \cdot n_{\text{к}}. \quad (4.16)$$

$$F_{\text{пер}_{22}} = (3,14 \cdot 0,01^2 / 4) \cdot 2100 = 0,16493 \text{ м}^2$$

Площа труб одного колектора для повітря:

$$F_{\text{пер}_2} = H_{11} \cdot \pi \cdot d_{\text{тр. зов}} \cdot n_{\text{к}} \quad (4.17)$$

$$F_{\text{пер}_2} = 0,6 \cdot 3,14 \cdot 0,012 \cdot 2100 = 47,50 \text{ м}^2.$$

Визначаємо швидкість руху другого теплоносія:

$$W_2 = G_2 v / F_{\text{пер}22} \quad (4.18)$$

$$W_2 = 0,017 / 0,16493 = 0,103 \text{ м/с.}$$

Знаходимо число Рейнольдса для другого теплоносія:

$$Re_2 = W_2 \cdot d_{\text{тр. вн}} / \nu_2. \quad (4.19)$$

$$Re_2 = 0,103 \cdot 0,01 / (1,519 \cdot 10^{-6}) = 678,55.$$

Інтенсивність турбулентності другого теплоносія:

$$I_2 = 16 \cdot Re_2^{-0,25}. \quad (4.20)$$

$$I_2 = 16 \cdot 678,55^{-1/8} = 7,08 \%$$

Розраховуємо число Нуссельта для другого теплоносія. Оскільки $Re_2 < 2300$, застосовується залежність для ламінарного режиму:

$$Nu_2 = 0,66 \cdot Re_2^{0,5} \cdot Pr_2^{0,43} \quad (4.21)$$

$$Nu_2 = 0,66 \cdot 678,55^{0,5} \cdot 11,337^{0,43} = 48,84.$$

Знаходимо коефіцієнт теплообміну для другого теплоносія:

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \lambda_2 / d_{\text{тр. вн}}. \quad (4.22)$$

$$\alpha^2 = 48,84 \cdot 0,57 / 0,01 = 2783,84 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}.$$

Розраховуємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = 1 / (1/\alpha_1 + \delta_{тр}/\lambda_{тр} + 1/\alpha_2); \quad (4.23)$$

$$\begin{aligned} k &= 1 / (1/243,82 + 0,001/16,2 + 1/2783,84) \\ &= 221,12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}). \end{aligned}$$

Ефективний коефіцієнт теплопередачі приймаємо з урахуванням коефіцієнта використання поверхні:

$$k_{\text{еф}} = 0,8 \cdot k. \quad (4.24)$$

$$k_{\text{еф}} = 0,8 \cdot 221,12 = 176,90 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Діапазон максимальних температур у теплообмінному апараті:

$$\Delta T_{\text{max}} = T_2' - T_1'' \quad (4.25)$$

$$\Delta T_{\text{max}} = 10 - 6 = 4 ^\circ\text{C}.$$

Діапазон мінімальних температур у теплообмінному апараті:

$$\Delta T_{\text{min}} = T_2'' - T_1'. \quad (4.26)$$

$$\Delta T_{\text{min}} = 7,17 - (-18,5) = 25,67 ^\circ\text{C}.$$

Значення середньологарифмічної різниці температур:

$$\Delta T_{\text{лог}} = (\Delta T_{\text{max}} - \Delta T_{\text{min}}) / \ln(\Delta T_{\text{max}} / \Delta T_{\text{min}}). \quad (4.27)$$

$$\Delta T_{\text{лог}} = (4 - 25,67) / \ln(4 / 25,67) = 11,66 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Визначаємо необхідну площу поверхні пучка:

$$F_{\text{пуч}} = Q_1 \cdot 10^3 / (k_{\text{еф}} \cdot \Delta T_{\text{лог}}) \quad (4.28)$$

$$F_{\text{пуч}} = 201,44 \cdot 10^3 / (176,90 \cdot 11,66) = 97,69 \text{ м}^2.$$

Обчислюємо кількість колекторів:

$$N_{\text{к}} = F_{\text{пуч}} / F_{\text{пер}}^2. \quad (4.29)$$

$$N_{\text{к}} = 97,69 / 47,50 = 2,06.$$

За результатами розрахунку приймаємо кількість колекторів $N_{\text{к}} = 2$ шт.

Результати розрахунку представлені у таблиці 4.2

Таблиця 4.2

Результати розрахунку

Показник	Позначення	Результат
Кількість рядів труб	$n_{\text{р1}}$	300 шт.
Об'ємна витрата першого теплоносія	$G_{1\text{v}}$	6,03 м ³ /с
Об'ємна витрата другого теплоносія	$G_{2\text{v}}$	0,017 м ³ /с
Передавана кількість теплоти	Q_1	201,44 кВт
Кінцева температура другого теплоносія	T_2''	7,17 °C
Число Рейнольдса першого теплоносія	Re_1	5364,63
Коефіцієнт теплообміну першого теплоносія	α_1	243,82 Вт/(м ² ·°C)

Закінчення таблиці 4.2

Число Рейнольдса другого теплоносія	Re_2	678,55
Коефіцієнт теплообміну другого теплоносія	α_2	2783,84 Вт/(м ² ·°C)
Коефіцієнт теплопередачі	k	221,12 Вт/(м ² ·°C)
Ефективний коефіцієнт теплопередачі	kef	176,90 Вт/(м ² ·°C)
Середньологарифмічна різниця температур	$\Delta T_{лог}$	11,66 °C
Необхідна площа поверхні пучка	$F_{пуч}$	97,69 м ²
Розрахункова кількість колекторів	N_k	2,06
Прийнята кількість колекторів	N_k	2 шт.

Отже, за оновленими вхідними даними при початковій температурі першого теплоносія $T_1' = -18,5$ °C теплообмінний апарат забезпечує передачу теплоти $Q_1 = 201,44$ кВт. Розрахункова площа поверхні пучка становить 97,69 м², а необхідна кількість колекторів дорівнює 2,06. Для практичного виконання приймається 2 колектори.

Розрахунок густини повітря при температурі приміщення за формулою, (кг/м³):

$$\rho = \frac{346 \cdot 98}{(273+6) \cdot 99.3} = 1.224, \text{ (кг/м}^3\text{)};$$

Теплота використана на нагрів припливного повітря, Вт:

$$\Phi_B = 0.278 \cdot Q_B \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_{вн} - t_{з.п.}); \quad (3.17)$$

$$\Phi_B = 0,278 \cdot 130625 \cdot 1,224 \cdot 1,0056 \cdot (17 - (-6)) = 1028029,6, \text{ (Вт)};$$

Розраховуємо теплову потужність системи опалення, Вт:

$$\Phi_{оп} = \Phi_{огр} + \Phi_B + \Phi_{вип} - \Phi_{пт}; \quad (3.19)$$

$$\Phi_{\text{оп}} = 42245,2 + 1028029,6 + 285317 - 1071453 = 284138,8, (\text{Вт}).$$

Висновок до розділу 4

Відповідно до розрахунків системи опалення (розділ 3) необхідно 782569,9 Вт теплової енергії. При застосуванні теплообмінних апаратів, ми піднімаємо температуру припливного повітря з $-18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $6\text{ }^{\circ}\text{C}$. Для зменшення витрат теплової енергії за рахунок викопних палив, ми встановили теплообмінні апарати на бокові стінки пташника. Таким чином, із застосуванням теплообмінного обладнання ми знизили загальні тепловтрати до 284138,8 Вт, тобто у 2,75 рази.

Результати теплового розрахунку показують, що прийнятий теплообмінний апарат забезпечує суттєву термічну підготовку припливного повітря. За вихідної температури першого теплоносія $-18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ і кінцевої температури $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ апарат передає тепловий потік 201,44 кВт. Такий рівень теплопередачі є достатнім для помітного зменшення частки навантаження, яка у традиційній системі припадає на безпосередній нагрів зовнішнього повітря.

Розрахункова площа поверхні трубного пучка становить $97,69\text{ м}^2$. Це значення характеризує необхідну активну площу контакту між теплоносіями через стінку труби. Оскільки у теплообміннику використовується трубний пучок, збільшення кількості труб і рядів забезпечує розвиток поверхні теплопередачі без надмірного збільшення габаритів апарата. Прийнята кількість рядів труб дає змогу сформувати достатній шлях руху повітряного потоку та підвищити ефективність теплообміну.

Число Рейнольдса для першого теплоносія становить 5364,63, що свідчить про перехідний або турбулізований режим руху, у якому інтенсивність теплообміну є вищою порівняно з ламінарним режимом. Для другого теплоносія отримано $Re_2 = 678,55$, тому у відповідній частині розрахунку використано залежність для ламінарного режиму. Такий розподіл режимів є типовим для

апаратів, у яких повітряний і рідинний контури мають різні швидкості, густину та в'язкість.

Коефіцієнт теплопередачі з урахуванням використання поверхні прийнято на рівні $176,90 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Саме це значення використовується для визначення площі поверхні пучка, оскільки воно враховує не ідеальні, а реальні умови роботи апарата. У практичній експлуатації на ефективність теплообміну впливають нерівномірність повітряного потоку, можливе забруднення поверхонь пилом, місцеві опори, тепловий опір стінки труби та нерівномірність температурного поля.

За результатами розрахунку кількість колекторів становить 2,06, тому для конструктивного виконання прийнято два колектори. Таке рішення є технічно обґрунтованим, оскільки дає змогу спростити компонування системи, зменшити кількість з'єднань і забезпечити обслуговування апарата без ускладнення вентиляційної схеми. Розміщення теплообмінників на бокових стінках пташника дозволяє наблизити їх до повітряних потоків, що надходять у приміщення, і зменшити втрати у підвідних ділянках.

Практичний ефект застосування теплообмінного апарата полягає у зниженні потреби в енергії основної системи опалення. Припливне повітря не подається у пташник з температурою зовнішнього середовища, а проходить попередню термічну підготовку. У результаті система опалення повинна компенсувати меншу різницю температур, що позитивно впливає на витрату палива, роботу насосного обладнання та стабільність температури у зоні утримання птиці.

Для надійної роботи апарата необхідно передбачити можливість очищення зовнішньої поверхні труб від пилу, контроль герметичності з'єднань, регулювання витрати теплоносія та захист від замерзання у холодний період. Також доцільно встановити датчики температури повітря до і після теплообмінника, що дасть змогу контролювати фактичну ефективність його роботи та коригувати режим вентиляції залежно від зовнішніх умов.

Отже, розрахований теплообмінний апарат є функціонально узгодженим з прийнятою системою мікроклімату пташника. Його використання забезпечує попередній підігрів припливного повітря, зменшує навантаження на систему опалення та створює передумови для підвищення енергоефективності об'єкта. Одержані результати можуть бути використані для подальшого вибору конструктивного виконання теплообмінника, компоновання колекторів і уточнення режимів автоматичного керування системою.

РОЗДІЛ 5

ВИБІР РЕЗЕРВНОГО ДЖЕРЕЛА ЕЛЕКТРОЖИВЛЕННЯ СИСТЕМИ МІКРОКЛІМАТУ ПТАШНИКА

Надійність роботи системи мікроклімату пташника значною мірою залежить від безперервності електропостачання вентиляційного, насосного та керувального обладнання. У попередніх розділах встановлено, що досліджуваний пташник має значний об'єм приміщення, високу щільність утримання птиці та потребує постійного повітрообміну для видалення надлишкової теплоти, вологи, вуглекислого газу, аміаку та пилу. При цьому система вентиляції прийнята як механічна, а для забезпечення розрахункового повітрообміну передбачено використання вентиляторного обладнання, робота якого повинна підтримуватися навіть у разі аварійного зникнення напруги в зовнішній електромережі.

Припинення електроживлення у пташнику є небезпечним технологічним фактором, оскільки зупинка витяжних вентиляторів і припливного обладнання призводить до швидкого погіршення параметрів повітряного середовища. За відсутності повітрообміну у приміщенні накопичуються водяна пара, CO_2 , NH_3 і пил, підвищується температура повітря та зростає ризик теплового стресу птиці. У холодний період року додатково виникає небезпека порушення циркуляції теплоносія у системі теплозабезпечення, що може призвести до зниження температури припливного повітря та погіршення рівномірності мікроклімату в зоні утримання птиці.

З урахуванням цього до складу інженерного забезпечення пташника доцільно включити резервне джерело електроживлення. Його основним призначенням є підтримання роботи не всіх електроприймачів об'єкта, а насамперед пріоритетного обладнання, від якого залежить безпека технологічного процесу. До такого обладнання належать витяжні вентилятори, частина припливного обладнання, циркуляційні насоси теплоносія, автоматика

керування, датчики контролю температури, вологості, CO_2 і NH_3 , приводи повітряних клапанів, аварійне освітлення та сигналізація.

Повне електричне навантаження системи мікроклімату в аварійному режимі не приймається, оскільки за відсутності основного живлення система повинна працювати за пріоритетним алгоритмом. У цьому режимі насамперед забезпечується мінімально необхідний повітрообмін, циркуляція теплоносія, контроль параметрів повітряного середовища та можливість керування регулювальними елементами. Тепловий насос або інше обладнання з високою встановленою потужністю може бути тимчасово відключене або працювати обмежено, а теплова інерційність буферної ємності та резервного теплового обладнання використовується для підтримання допустимого температурного режиму.

Необхідна потужність резервного джерела електроживлення визначається за сумарною потужністю пріоритетних споживачів з урахуванням коефіцієнта запасу та можливих пускових струмів електродвигунів:

$$P_{\text{рез}} = k_z \cdot (P_{\text{вент}} + P_{\text{нас}} + P_{\text{авт}} + P_{\text{осв}} + P_{\text{доп}}), \quad (5.1)$$

де $P_{\text{рез}}$ - необхідна потужність резервного джерела електроживлення, кВт;

k_z - коефіцієнт запасу потужності, який приймається в межах 1,15–1,25;

$P_{\text{вент}}$ - потужність вентиляційного обладнання, що працює в аварійному режимі, кВт;

$P_{\text{нас}}$ - потужність циркуляційних насосів системи теплозабезпечення, кВт;

$P_{\text{авт}}$ - потужність системи автоматики, датчиків і керування, кВт;

$P_{\text{осв}}$ - потужність аварійного освітлення, кВт;

$P_{\text{доп}}$ - потужність допоміжних споживачів, які необхідно залишити в роботі, кВт.

Під час вибору генератора враховується, що основним навантаженням є електродвигуни вентиляторів і насосів, для яких характерні підвищені пускові

струми. Тому резервне джерело повинно мати запас потужності, достатній не лише для сталого режиму роботи, а й для короткочасних пускових перевантажень. Для зменшення навантаження на генератор доцільно застосовувати частотні перетворювачі або пристрої плавного пуску на вентиляторах і насосних агрегатах. Це дає змогу зменшити ударні струми, стабілізувати напругу в аварійному режимі та підвищити надійність роботи всієї системи.

Як резервне джерело електроживлення приймається дизельний генератор FG Wilson P200-3. Дана модель належить до промислових трифазних дизель-генераторних установок і може використовуватися для резервного живлення об'єктів, де потрібна стабільна робота критично важливого обладнання. За даними виробника, генератор P200-3 при частоті 50 Гц має основну потужність 180 кВА / 144 кВт і резервну потужність 200 кВА / 160 кВт, працює з частотою 50/60 Гц, частотою обертання 1500 або 1800 об/хв та напругою в діапазоні 110–480 В.

Прийнята резервна потужність 160 кВт є достатньою для живлення пріоритетних електроприймачів системи мікроклімату пташника. Генератор не призначається для повного дублювання всіх технологічних навантажень, а використовується для підтримання роботи обладнання, зупинка якого може призвести до порушення мікроклімату. До таких споживачів належать вентилятори аварійного та мінімального повітрообміну, циркуляційні насоси, автоматика керування, контрольно-вимірювальні прилади, приводи клапанів, сигналізація та аварійне освітлення.

Основні характеристики прийнятого генератора наведені у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Основні технічні характеристики дизельного генератора FG Wilson P200-3

Параметр	Значення
Тип обладнання	дизель-генераторна установка
Модель	FG Wilson P200-3
Виконання	трифазне
Основна потужність	180 кВА / 144 кВт
Резервна потужність	200 кВА / 160 кВт
Частота струму	50 Гц
Частота обертання	1500 об/хв
Діапазон напруги	110–480 В
Основне призначення	резервне електроживлення системи мікроклімату
Рекомендований режим роботи	аварійне живлення пріоритетних споживачів

Робота резервного електроживлення передбачається через шафу автоматичного введення резерву. У нормальному режимі електроприймачі пташника живляться від зовнішньої електромережі. Генератор перебуває у режимі очікування, а система автоматики контролює наявність напруги на вводі. У разі зникнення або критичного зниження напруги автоматичний пристрій формує команду на запуск дизельного генератора. Після виходу генератора на номінальні параметри напруги та частоти відбувається підключення пріоритетних споживачів.

Підключення навантаження до генератора доцільно виконувати поетапно. Спочатку вмикаються система керування, датчики, аварійна сигналізація та циркуляційні насоси. Після цього підключаються вентилятори, які забезпечують мінімально необхідний повітрообмін. Така послідовність дозволяє уникнути одночасного пуску великої кількості електродвигунів і зменшити короточасне перевантаження генераторної установки.

Після відновлення напруги в основній електромережі автоматика переводить навантаження назад на основне джерело живлення. Генератор деякий час працює без навантаження для охолодження двигуна, після чого вимикається і переходить у режим очікування. Такий алгоритм роботи забезпечує

автоматизоване резервування електропостачання без постійного втручання обслуговуючого персоналу.

Дизельний генератор доцільно встановлювати у шумозахисному всепогодному кожусі або в окремому технічному приміщенні. При цьому необхідно передбачити приплив повітря для охолодження двигуна, відведення вихлопних газів, захист від атмосферних впливів, доступ для технічного обслуговування та можливість безпечного зберігання запасу дизельного палива. Окрему увагу необхідно приділити заземленню установки, захисту від коротких замикань і перевантажень, а також селективності роботи захисної апаратури.

Застосування генератора FG Wilson P200-3 підвищує надійність системи мікроклімату пташника, оскільки забезпечує роботу основних інженерних елементів під час аварійного вимкнення електропостачання. У поєднанні з автоматичним введенням резерву це дозволяє зменшити ризик зупинки вентиляції, порушення циркуляції теплоносія та втрати контролю над параметрами повітряного середовища.

Отже, для резервного електроживлення системи мікроклімату пташника прийнято дизельний генератор FG Wilson P200-3 резервною потужністю 160 кВт. Обране обладнання відповідає вимогам аварійного живлення вентиляційного, насосного та керувального обладнання, забезпечує підтримання мінімально необхідного повітрообміну і дає змогу зберегти стабільність технологічного процесу у разі зникнення напруги в основній мережі. Прийняте рішення є технічно обґрунтованим і узгоджується з попередніми розрахунками системи мікроклімату, у яких визначено необхідність безперервної роботи вентиляції, опалення, теплообмінного обладнання та засобів автоматичного контролю параметрів повітря.

РОЗДІЛ 6

СИСТЕМА ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Теплова схема системи теплозабезпечення пташника формується як комбінована система, до складу якої входять основне джерело теплоти, резервне джерело, буферна ємність та контури подачі теплоносія до споживачів. Така структура дає змогу підтримувати необхідний температурний режим у приміщенні в холодний період року, зменшувати пікові навантаження на обладнання та забезпечувати стабільну роботу системи за змінних зовнішніх температур.

Основним джерелом теплової енергії прийнято геотермальний тепловий насос типу «грунт-вода». Його робота передбачає використання низькопотенційної теплоти ґрунту, яка відбирається за допомогою вертикальних ґрунтових зондів. Для забезпечення часткового теплового навантаження теплообмінних апаратів передбачено 48 вертикальних зондів глибиною 95 м кожен. Така кількість зондів забезпечує необхідну теплову потужність для роботи теплообмінного контуру, розрахункова потреба якого становить 201,44 кВт.

Резервним джерелом теплоти є твердопаливний котел на пелетах. Він використовується у випадках, коли теплопродуктивності геотермального контуру недостатньо для покриття поточного навантаження, зокрема за зниження температури зовнішнього повітря або під час пікового споживання теплоти. У попередньому розрахунку системи опалення для температури зовнішнього повітря $-18,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ отримано розрахункову теплову потужність опалення 782,6 кВт, тому резервне джерело повинно забезпечувати покриття різниці між загальною потребою системи та теплотою, яку передає геотермальний контур.

Буферний бак виконує функцію теплового акумулятора і гідравлічного розділювача між джерелами теплоти та контурами споживання. Він приймає теплоту від теплового насоса і резервного котла, накопичує її та передає до споживачів залежно від фактичної потреби. Завдяки використанню буферної ємності зменшується кількість пусків обладнання, вирівнюється температурний режим теплоносія та підвищується стабільність роботи всієї системи.

Основними споживачами теплової енергії є водяні калорифери та теплообмінні апарати, через які нагрівається припливне повітря. Гаряча вода з буферного бака подається до контурів споживання циркуляційними насосами. Після проходження через калорифери та теплообмінники охолоджений теплоносій повертається до акумулятора, де повторно нагрівається від геотермального теплового насоса або резервного котла.

Робота системи організована за автоматизованим принципом. За нормальних умов основне навантаження покривається тепловим насосом. Якщо температура теплоносія в буферному баку знижується нижче встановленого значення, система керування подає сигнал на запуск резервного пелетного котла. Після досягнення необхідної температури котел вимикається, а подальше підтримання режиму здійснюється за рахунок накопиченої теплоти та роботи геотермального контуру.

Отже, запропонована тепла схема поєднує використання відновлюваної теплоти ґрунту, акумуляування енергії в буферному баку та резервне догрівання пелетним котлом. Такий підхід дозволяє забезпечити надійне теплозабезпечення пташника, зменшити залежність від одного джерела тепла і підтримувати розрахункові параметри мікроклімату в холодний період року.

Теплопродуктивність одного ґрунтового зонда визначаємо за формулою:

$$Q_{o.3} = L_3 \cdot q_{\Gamma}, \text{ Вт} \quad (6.1)$$

де L_3 - глибина одного ґрунтового зонда, м;

q_{Γ} - середня питома теплопродуктивність ґрунту, Вт/м.

Для розрахунку приймаємо:

$$L_3 = 95 \text{ м}$$

$$q_{\Gamma} = 45 \text{ Вт/м}$$

Тоді теплопродуктивність одного зонда становить:

$$Q_{o.3} = 95 \cdot 45 = 4275 \text{ Вт}$$

або:

$$Q_{o.3} = 4,275 \text{ кВт}$$

Загальну теплопродуктивність ґрунтового поля визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{заг}} = N \cdot Q_{o.3}, \text{ Вт} \quad (6.2)$$

де N - кількість ґрунтових зондів.

Для забезпечення теплової потужності теплообмінного контуру, яка за попереднім розрахунком становить:

$$Q_1 = 201,44 \text{ кВт}$$

необхідна кількість зондів визначається за виразом:

$$N = \frac{Q_1}{Q_{o.3}} \quad (6.3)$$

$$N = \frac{201440}{4275} = 47,12$$

Оскільки кількість зондів приймається цілим числом у більшу сторону, приймаємо:

$$N = 48 \text{ шт.}$$

Тоді загальна теплопродуктивність ґрунтових зондів дорівнює:

$$Q_{\text{заг}} = 48 \cdot 4275 = 205200 \text{ Вт}$$

або:

$$Q_{\text{заг}} = 205,2 \text{ кВт}$$

Запас теплопродуктивності ґрунтового поля відносно розрахункової потужності теплообмінного контуру становить:

$$\Delta Q = Q_{\text{заг}} - Q_1 \quad (6.4)$$

$$\Delta Q = 205,2 - 201,44 = 3,76 \text{ кВт}$$

Відносний запас теплопродуктивності:

$$K_{\text{зап}} = \frac{\Delta Q}{Q_1} \cdot 100 \quad (6.5)$$

$$K_{\text{зап}} = \frac{3,76}{201,44} \cdot 100 = 1,87\%$$

Отже, 48 вертикальних ґрунтових зондів глибиною 95 м забезпечують сумарну теплопродуктивність 205,2 кВт. Це покриває розрахункову теплову потужність теплообмінного контуру 201,44 кВт із запасом 1,87 %. При цьому загальна потреба системи опалення пташника за розрахункової зовнішньої температури -18,5 °С становить 782,6 кВт, тому геотермальний контур доцільно використовувати як основне джерело для часткового покриття теплового навантаження, а решту потужності забезпечувати резервним пелетним котлом через буферний бак.

ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі розглянуто систему мікроклімату пташника як комплекс взаємопов'язаних інженерних засобів, що забезпечують підтримання температури, вологості, швидкості руху повітря та допустимих концентрацій шкідливих газів. Встановлено, що для птахоферми з великою кількістю поголів'я основними чинниками формування мікроклімату є тепловиділення птиці, вологовиділення, утворення CO_2 і NH_3 , а також значні витрати теплоти на нагрів припливного повітря.

Проаналізовано існуючі системи вентиляції та опалення пташників. Показано, що традиційні припливно-витяжні системи забезпечують необхідний повітрообмін, однак у холодний період року супроводжуються високими енергетичними витратами. Тому доцільним напрямом удосконалення є застосування теплообмінного обладнання та ґрунтових джерел низькопотенційної теплоти для попередньої термічної підготовки повітря.

Виконано розрахунок повітрообміну птахоферми за основними критеріями: розбавленням вуглекислого газу, видаленням водяної пари та відведенням надлишкової теплоти. За розрахунковими умовами прийнято необхідну продуктивність вентиляційного обладнання та визначено кількість вентиляторів, що забезпечують стабільне видалення забрудненого повітря з приміщення.

У розділі розрахунку системи опалення визначено теплові втрати через огорожувальні конструкції, додаткові втрати, інфільтрацію та витрати теплоти на підігрів припливного повітря. Отримані результати підтвердили, що вентиляційна складова є однією з найбільш енергоємних частин теплового балансу пташника, тому її зменшення має найбільший вплив на загальну енергоефективність системи.

Для підвищення ефективності системи мікроклімату виконано розрахунок теплообмінного апарата з поперечним обтіканням труб. За прийнятими вихідними даними апарат забезпечує передачу теплового потоку 201,44 кВт, має

необхідну площу поверхні пучка 97,69 м² і конструктивно приймається у складі двох колекторів. Це дозволяє підвищити температуру припливного повітря перед подачею у пташник і зменшити навантаження на основне опалення.

Окремо обґрунтовано вибір резервного джерела електроживлення системи мікроклімату. Прийнятий дизельний генератор забезпечує живлення пріоритетного обладнання, зокрема вентиляторів, насосів, автоматики, датчиків і аварійного освітлення, що підвищує надійність роботи пташника у разі зникнення напруги в зовнішній електромережі.

Запропонована система теплозабезпечення поєднує використання геотермального теплового насоса, буферної ємності, резервного твердопаливного котла та ґрунтових зондів. Розрахунок ґрунтового поля показав, що 48 вертикальних зондів глибиною 95 м забезпечують сумарну теплопродуктивність 205,2 кВт, що покриває розрахункову потребу теплообмінного контуру із запасом.

Таким чином, впровадження теплообмінного апарата, попередньої підготовки припливного повітря та резервування електроживлення дозволяє підвищити енергоефективність і надійність системи мікроклімату пташника. Розроблені технічні рішення можуть бути використані під час модернізації птахівничих приміщень для зменшення експлуатаційних витрат, стабілізації мікроклімату та покращення умов утримання птиці.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Trokhaniak V. Study of the optimal placement of exhaust ventilation equipment in a poultry house using numerical simulation. Energy and Automation. 2020. No. 3. P. 89–101. DOI: <https://doi.org/10.31548/energiya2020.03.089>. URL: <https://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/en/article/view/energiya2020.03.089>
- 04.05. Підприємства птахівництва : відомчі норми технологічного проектування : затв. наказом Міністерства аграрної політики України від 15.09.2005 № 473. Київ : Мінагрополітики України, 2005. 90 с. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=67801.
2. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування : державні будівельні норми України. Київ : Мінрегіон України, 2013. URL: https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3873910458809321241
3. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія : національний стандарт України. Київ : Мінрегіонбуд України, 2011. URL: https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu_b_v_1_1_27_2010/5-1-0-929
4. Троханяк В. І. Система енергозбереження у пташниках із використанням низькопотенціальної енергії ґрунту : монографія. Київ : ЦП «Компринт», 2018. 386 с. URL: <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/26489>
5. Горобець В. Г., Троханяк В. І. Енергоефективна система підтримання мікроклімату в птахівничих приміщеннях : монографія. Київ : ЦП «Компринт», 2017. 193 с. URL: <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/26143>
6. Троханяк В. І., Горобець В. Г. Енергозберігаюча система підтримання мікроклімату в пташниках на основі теплообмінного обладнання : монографія. Київ : НУБіП України, 2024. 321 с.
7. Trokhaniak V. Study of the optimal placement of exhaust ventilation equipment in a poultry house using numerical simulation. Energy and Automation. 2020. No. 3. P. 89–101. DOI: <https://doi.org/10.31548/energiya2020.03.089>. URL: <https://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/en/article/view/energiya2020.03.089>

8. Троханяк В. І. Чисельне моделювання теплообмінного апарата для різних систем вентиляції. Енергетика і автоматика. 2018. № 3. С. 113–121. URL: <https://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/view/10905/9548>
9. Trokhaniak V., Ivanovs S., Nasieka Y., Chernysh O., Aboltins A., Ihnatiev Y., Synyavskiy O. Usage of CFD for research on lateral ventilation system in poultry house. Engineering for Rural Development. 2023. Vol. 22. P. 582–587. DOI: <https://doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF120>.
10. Trokhaniak V., Gorobets V., Shutyi O., Dubrovina O. Investigation of the side ventilation system in the poultry house using CFD. Mechanization in Agriculture & Conserving of the Resources. 2023. Vol. 67, Issue 5. P. 154–157. URL: <https://stumejournals.com/journals/am/2023/5/154>
11. Мельник В. О. Екологічні проблеми сучасного птахівництва. Птахівництво. 2010. Вип. 63. С. 1–9. URL: <https://avianua.com/archiv/ptahivnictvo/63/1.pdf>
12. Троханяк В. І., Білик С. Г., Островий С. Р. CFD моделювання концентрації шкідливих речовин в пташнику з рекуперацією тепла. Проблеми сучасної енергетики і автоматики в системі природокористування : матеріали наук.-практ. конф. Київ : НУБіП України, 2024. С. 220.
URL: https://www.nubip.edu.ua/sites/default/files/u169/zbirnik_2024_1.pdf

13. Троханяк В. І., Фуркало Т. Г. Дослідження процесів тепло-масообміну в системі охолодження пташника при бічній вентиляції. Проблеми сучасної енергетики і автоматики в системі природокористування : матеріали наук.-практ. конф. Київ : НУБіП України, 2024. С. 218. URL: https://www.nubip.edu.ua/sites/default/files/u169/zbirnik_2024_1.pdf
14. Горобець В. Г., Богдан Ю. О., Троханяк В. І. Теплообмінне обладнання для когенераційних установок : монографія. Київ : ЦП «Компринт», 2017. 203 с.
15. Горобець В. Г., Троханяк В. І. Комп'ютерне математичне моделювання процесів тепло- і масопереносу при вентиляції повітря в птахівничих приміщеннях. Науковий вісник ТДАТУ. 2015. Вип. 5, т. 1. С. 168.
URL: <https://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf5t1/24.pdf>
16. Дослідження параметрів мікроклімату пташників та хімічного складу посліду курей за використання кліткових батарей з різними системами повітровидалення. Інститут тваринництва НААН. URL: <https://lfi-naas.org.ua/doslidzhennya-parametriv-mikroklimatu-ptashnykiv-ta-himichnogo-skladu-poslidu-kurej-za-vykorystannya-klitkovykh-batarej-z-riznymi-systemamy-povitrovydalennya/>
17. Комфортне утримання сільськогосподарської птиці : рекомендаційний показник літератури / уклад. І. А. Фисенко. Миколаїв : МНАУ, 2021. URL: https://lib.mnau.edu.ua/info5/2021/ptitsi_2021.pdf
18. Оптимальні параметри мікроклімату у пташнику та їх контроль. AvianUA. URL <https://avianua.com/index.php/10-naukovi-statti-z-ptakhivnitstva/tehnologiya-virobnijstva-produktsiji-ptakhivnitstva/16-optimalni-parametri-mikroklimatu-u-ptashniku-ta-jikh-kontrol>

19. Курс лекцій. Гігієна та утримання тварин. Київ : НУБіП України.
URL: <https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u104/Курс%20лекцій.%20Гігієна%20та%20утримання%20тварин.pdf>

20. Технологія утримання і благополуччя тварин : робоча програма навчальної дисципліни. Київ : НУБіП України, 2025.
URL: https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u250/tehnologiya_utrimannya_i_blagopoluchchya_tvarin.pdf

21. Сподинюк Н. А., Горбаченко Л. П. Застосування геотермальної вентиляції для теплопостачання приміщень пташників. Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. 2019. Вип. 30. С. 51–55. URL: https://vothp.knuba.edu.ua/article/view/181251/pdf_5

22. Trokhaniak V., Trush V. Modernization of the battery ventilation system based on new technologies. Energy and Automation. 2018. No. 5. DOI: <https://doi.org/10.31548/energiya2018.05.136>.
URL: <https://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/en/article/view/energiya2018.05.136>

23. Trokhaniak V., Lendiel T., Savchenko V., Liktey V. Simulation modeling of the microclimate system in poultry houses in the summer. Energy and Automation. 2022. No. 4. P. 121–130. DOI: <https://doi.org/10.31548/energiya2022.04.121>. URL: <https://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/en/article/view/energiya2022.04.121>

24. Trokhaniak V. Study of the influence of the arrangement of exhaust fans along the lower line on the aerodynamics of the poultry house. Machinery & Energetics. 2022. Vol. 13, No. 2. P. 91–101. DOI: [https://doi.org/10.31548/machenergy.13\(2\).2022.91-101](https://doi.org/10.31548/machenergy.13(2).2022.91-101).
URL: <https://technicalscience.com.ua/en/journals/t-13-2-2022/doslidzhyennya-vplyvu-roztashuvannya-vityazhnikh-vyentilyatoriv-po-nizhniy-liniyi-na-ayerodinamiku-ptashnika>

25. Trokhaniak V. Research of thermal and hydrodynamic flows of heat exchangers for different air cooling systems in poultry houses. Machinery & Energetics. 2023. Vol. 14, No. 1. URL: <https://technicalscience.com.ua/en/journals/t-14-1-2023/doslidzhyennya-tyeplovikh-ta-gidrodinamichnikh-tyechiy-tyeploobminnikiv-dlya-riznikh-sistyem-okholodzhyennya-povitrya-v-ptashnikakh>
26. Trokhaniak V. I., Rutylo M. I., Rogovskii I. L., Titova L. L., Luzan O. R., Bannyi O. O. Experimental studies and numerical simulation of speed modes of air environment in a poultry house. INMATEH Agricultural Engineering. 2019. Vol. 59, No. 3. P. 9–18. DOI: <https://doi.org/10.35633/INMATEH-59-01>. URL: <https://inmateh.eu/volumes/volume-59--no3--2019/59-01-trokhaniak-experimental-studies-and-numerical-simulation--of-speed-modes-of-air-envirom/>
27. Gorobets V. G., Trokhaniak V. I., Antypov I. O., Bohdan Yu. O. The numerical simulation of heat and mass transfer processes in tunneling air ventilation system in poultry houses. INMATEH Agricultural Engineering. 2018. Vol. 55, No. 2. P. 87–96.
28. Gorobets V. G., Bohdan Yu. O., Trokhaniak V. I., Antypov I. O. Experimental studies and numerical modelling of heat and mass transfer process in shell-and-tube heat exchangers with compact arrangements of tube bundles. MATEC Web of Conferences. 2018. Vol. 240. Article 02006. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201824002006>. URL: https://www.matec-conferences.org/articles/mateconf/abs/2018/99/mateconf_icchmt2018_02006/mateconf_icchmt2018_02006.html
29. Gorobets V. G., Trokhaniak V. I., Rogovskii I. L., Titova L. L., Lendiel T. I., Dudnyk A. O., Masiuk M. Y. The numerical simulation of hydrodynamics and masstransfer processes for ventilating system effective location. INMATEH Agricultural Engineering. 2018. Vol. 56, No. 3. P. 185–192.

30. Горобець В. Г., Троханяк В. І., Антипов Є. О., Богдан Ю. О. Адаптивний енергоефективний алгоритм керування для перетворювачів частоти циркуляційного насоса системи мікроклімату пташника. *Energy and Automation*. 2017. № 1. С. 100–109.

URL: <https://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/view/8796>

31. Горобець В. Г., Троханяк В. І., Антипов Є. О., Богдан Ю. О. Розробка нейро інформаційної системи керування електротехнічним комплексом пташника. *Energy and Automation*. 2017. № 1. С. 5–15. URL: <https://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/view/8787>

32. Троханяк В. І., Мірошник В. О. Імітаційне моделювання за допомогою MATLAB Simulink системи мікроклімату в пташниках у літній період року. *Energy and Automation*. 2017. № 3. С. 155–162. URL: <https://journals.nubip.edu.ua/index.php/Energiya/article/view/8339>

