МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Таврійський державний агротехнологічний університет
імені Дмитра Моторного

ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО

Науковий вісник
Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 13, том 2

Електронне наукове фахове видання

Запоріжжя – 2023 р.

УДК [631.3+621.3+004]
Т 13
Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: електронне наукове фахове видання / ТДАТУ; гол. ред. д.т.н., проф. В. М. Кюрчев. – Мелітополь: ТДАТУ, 2023. – Вип. 13, том 2.
ISSN 2220-8674
Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,
Протокол № 10 від 21 квітня 2023 р.

Представлені результати наукових досліджень вчених у галузях галузевого машинобудування, енергетики, електротехніки, електромеханіки, харчових технологій, комп'ютерних наук та інформаційних технологій.

Видання призначене для наукових працівників, викладачів, інженерно-технічного персоналу і здобувачів вищої освіти, які спеціалізуються у відповідних або суміжних галузях науки та напрямках виробництва.

Реферативні бази: Crossref, Google Scholar, AGRIS, «Україна наукова», НБУ ім. В. І. Вернадського.

Адреса редакції: ТДАТУ
Вул. Жуковського, 66,
м. Запоріжжя, 69600, Україна

ЗМІСТ

ГАЛУЗЕВЕ МАШИНОБУДУВАННЯ

ХАРЧОВІ ТЕХНОЛОГІЇ

ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКА, ЕЛЕКТРОТЕХНІКА ТА ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА

КОМП’ЮТЕРНІ НАУКИ

Антоненко А. В., Сорочинський О. О. 42
Моделювання приватного мережево-серверного середовища з використанням технології OpenNebula

DOI: 10.31388/2220-8674-2023-2-5

УДК 631.344.8

О. І. Кепко, к.т.н. доц. ORCID: 0000-0003-1443-307X
Уманський національний університет садівництва
e-mail: kepko@meta.ua, тел.: 063-049-99-29

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ЗАМКНУТОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ ТЕПЛИЦЬ

Анотація. Економічна ефективність тепличного овочівництва досить суттєво залежить від вартості енергоносіїв, у зв'язку з чим впровадження енергозберігаючих технологій у тепличному овочівництві є питанням актуальним. Математична інтерпретація режимів та параметрів мікроклімату культиваційного приміщення дає можливість моделювати різні режими роботи опалювально-вентиляційного обладнання та аналізувати вплив на параметри мікроклімату тих чи інших технічних та технологічних рішень при проектуванні культиваційних приміщень. У даній роботі пропонується методика розрахунку замкнутої системи опалення та вентиляції теплиць, де використовується протилежний тип дихання рослин та грибів.

Ключові слова: тепловий баланс, культиваційне приміщення, гриби, математичне моделювання, імітаційне моделювання, замкнута система вентиляції.

Постановка проблеми. При проектуванні складних замкнутих опалювально-вентиляційних систем доцільним є створення математичних моделей процесів тепломасообміну в теплицях [1].

Процеси які проходять у теплицях із великими об'ємами виробництва [2, 3], вимагають моделювання цих процесів для оцінки об'єкта на будь-яких вхідних змінних [4, 5]. Особливо це питання актуальне для закритих систем вентиляції, в силу їх складності.

Аналіз останніх досліджень. Замкнута система опалення та вентиляції теплиць (ЗСОВ) представляє собою окремі культиваційні приміщення в яких вирощуються тепличні овочеві культури та гриби. Як відомо для забезпечення біологічних процесів рослини споживають CO_2 та виділяють кисень, а гриби навпаки, споживають кисень і виділяють CO_2. Враховуючи цю особливість була запропонована ЗСОВ з взаємопідживленням рослин і грибів CO_2 та киснем. При цьому повітря яке переміщується між теплицями має деякий тепловий потенціал. Тобто має місце не тільки газообмін, а і тепломасоперенос. Більш докладно про ЗСОВ можна ознайомитись в [1, 7].

Формулювання мети статті. Для розрахунку замкнутої системи опалення та вентиляції СЗГ необхідно мати наступні вихідні дані: геометричні параметри приміщень та їх розташування; теплофізичні параметри огороджуючих конструкцій; технологічні параметри вирощування (температура, вологість, концентрація CO_2 в технологічних приміщеннях); температура зовнішнього повітря та температура в суміжних приміщеннях; масу субстрату; інтенсивність сонячної радіації; швидкість вітру.

При обґрунтуванні співвідношення розмірів приміщень в ЗСВ враховуємо, що основним критерієм, за яким судять про концентрацію CO_2 у грибниці є маса субстрату.

За даними літературних джерел величина повітрообміну в грибних приміщеннях при вирощуванні гливи коливається від 65 до 300 м^3/т·год і навіть до 500 м^3/т·год [8], а для шампіньйона 20–120 м^3/т·год [8, 9, 10] причому об'єм приміщення принципового значення не має, впливаючи лише на інерційність процесів. Концентрація CO_2, яку не рекомендується перевищувати при культивуванні гливи складає 0,06–0,1 % [5], для шампіньйона – 0,06–0,12 % [8, 9, 10]. Прийнявши повітрообмін для гливи і для шампіньйона – 100 м^3/т·год при концентрації CO_2, відповідно, 0,08 і 0,1 % будемо мати виділення двоокису вуглецю субстратом – 0,08 м$^3CO_2$/т·год і 0,1 м$^3CO_2$/ т·год.

В свою чергу, критерій по якому судять про інтенсивність споживання CO_2 рослинами і, відповідно, про підживлення рослин двооксидом вуглецю, є масова (г/м^2·год) або об'ємна (м$^3CO_2$/м^2·год) подача CO_2 у теплицю. В літературі ця величина знаходиться в межах 0,0005–0,003 м$^3CO_2$/м^2·год [9]. 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.

Відомо, що газове підживлення тепличних культур пов'язане з величиною фотосинтетично активної радіації. 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 вентилюванні.

Основна частина. Розрахунок замкнутої системи опалення та вентиляції починають з визначення співвідношення маси субстрату і, відповідно, об'єму грибниці до площі рослинної теплиці. Далі проводять розрахунок 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 CO_2.

Методика розрахунку теплових балансів та визначення продуктивності системи вентиляції і потужності опалювальної системи розроблена з врахуванням рекомендацій, викладених в [8].

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

Складемо рівняння балансу CO_2 між приміщеннями:

$$L_m A_m = L_C m_C \,, \tag{1}$$

де L_m – необхідний потік вуглекислого газу для теплиці, м^3CO_2/м^2·год;
L_C – потік вуглекислого газу від субстрату, м^3CO_2/ кг год;
A_m – площа теплиці, м^2;

звідки маса субстрату яка забезпечує вуглекислотне підживлення рослин в теплиці –

$$m_C = \frac{L_m \, A_m}{L_C} \,. \tag{2}$$

Розрахунки показали, що на 1 га площі теплиці, для забезпечення газового підживлення рослин, необхідно 100–250 т субстрату гливи (50–150 т субстрату шампіньйона) або, що 1 т субстрату гливи здатна забезпечити двоокисом вуглецю 25–160 м^2 площі теплиці, 1 т шампіньйона – 50–200 м^2.

Розрахунок повітрообміну в культиваційних 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 [8]:

$$V_{CO_2} = k_t^{''} n \nu_{CO_2}\,, \tag{3}$$

де $k_t^{''}$ – температурний коефіцієнт, який враховує вплив температури внутрішнього повітря на виділення грибами CO_2;

n – кількість грибів (субстрату), кг, мішків;

ν_{CO_2} – виділення вуглекислоти одиницею субстрату, кг/год, мішок/год.

Витрата повітря, яке вентилюється, м^3/год [8]

$$L = \frac{V_{CO_2}}{C_в - C_{пов}}\,, \tag{4}$$

де $C_в$ – максимально допустима концентрація CO_2 всередині приміщення, л/м^3;

$C_{пов}$ – концентрація CO_2 в приплівному повітрі (приймається рівною 0,33 – 0,5 л/м^3) [8].

Повітрообмін по явній теплоті визначають з рівняння теплового балансу [8]

$$Q_{надл}^{явн} + c_p G t_в = c_p G t_{зв}\,, \tag{5}$$

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

$$G = \frac{Q_{надл}^{явн}}{c_p\left(t_в - t_{зв}\right)} \tag{6}$$

Об’ємний повітрообмін, м^3/с

$$L = \frac{1}{\rho_П} G\,, \tag{7}$$

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 [8]:

$$L = l\, m_C, \tag{8}$$

де l – норма мінімального повітрообміну, м^3/(г·кг);

Для розробки математичної моделі скористуємося рівнянням теплового балансу СЗГ [8]:

$$Q_{Т.Н.} - Q_{Т.втр.} = Q_{надл.}\ , \tag{9}$$

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

Додатнє 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 $Q_{осв}$:

$$Q_{Т.Н.} = Q_{с.р.} + Q_{суб} + Q_{осв}\ . \tag{10}$$

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

$$Q_{Т.втр.} = Q_{тв} + Q_{інф} + Q_{вип} + Q_{п.пов}\ . \tag{11}$$

Підставивши формули (10) і (11) в тепловий баланс (9) отримаємо:

$$Q_{надл.} = Q_{с.р.} + Q_{суб} + Q_{осв} - Q_{тв} - Q_{інф} - Q_{вип} - Q_{п.пов}\,. \tag{12}$$

Теплоповітряний баланс буде мати вигляд [8]
по тепловому потоку –

$$Q_{Т.Н.} - Q_{Т.втр.} = Q_{оп}\ ; \tag{13}$$

по повітрю –

$$G_{вит} - G_{надх} = 0\,, \qquad (14)$$

де $Q_{опв}$ – потужність опалювально–вентиляційної системи;

$Q_{оп} = Q_{надл}$;

$Q_{п.пов} = Q_{в} - Q_{пр}$;

$Q_{пр}$ – потік теплоти з припливним повітрям;

$Q_{в}$ – потік теплоти з відхідним повітрям;

$G_{вит}$ – витяжка (видалення) повітря з приміщення;

$G_{надх}$ – приплив (надходження) повітря в приміщення.

Виділивши з $Q_{T.втр}$ (11) теплоту яка витрачається на підігрів припливного повітря $Q_{п.пов}$ і розділивши останню на дві складові $Q_{в}$ і $Q_{пр}$ отримаємо тепловий баланс

$$-Q_{T.H} + Q_{T.втр} + Q_{п.пов} - Q_{пр} + Q_{в} = 0\,. \qquad (15)$$

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

$$\begin{cases} Q_{T.H.1} - Q_{T.втр.1} - Q_{надл.1} = 0 \\ Q_{T.H.2} - Q_{T.втр.2} - Q_{надл.2} = 0, \end{cases} \qquad (16)$$

або

$$\begin{cases} -Q_{T.H.1} - Q_{оп.1} + Q_{т.в.1} - Q_{пр.1} + Q_{в.1} = 0 \\ -Q_{T.H.2} - Q_{оп.2} + Q_{т.в.2} - Q_{пр.2} + Q_{в.2} = 0, \end{cases} \qquad (17)$$

де цифрами *1*, *2* позначені, відповідно, грибниця та теплиця.

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

$$\begin{cases} -Q_{T.H.1} - Q_{оп.1} + Q_{т.в.1} - c_p \cdot G_M \cdot t_{зв.1} + C_p \cdot G_M \cdot t_{в.1} = 0 \\ -Q_{T.H.2} - Q_{оп.2} + Q_{т.в.2} - c_p \cdot G_M \cdot t_{зв.2} + C_p \cdot G_M \cdot t_{в.2} = 0, \end{cases} \qquad (18)$$

де $t_{в}$, $t_{зв}$ – 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:

$$\begin{cases} -Q_{T.H.1} - Q_{on.1} + Q_{m.в.1} - c_p \cdot G_M \cdot t_{в.2} + c_p \cdot G_M \cdot t_{в.1} = 0 \\ -Q_{T.H.2} - Q_{on.2} + Q_{m.в.2} - c_p \cdot G_M \cdot t_{в.1} + c_p \cdot G_M \cdot t_{в.2} = 0 \end{cases} \quad (19)$$

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, на базі якого необхідно організувати повітрообмін із навколишнім середовищем. Організуємо його в першому приміщенні. В цьому випадку, після математичних перетворень отримаємо систему:

В цьому випадку, знайшовши всі складові рівняння (15) після математичних перетворень отримаємо систему рівнянь з якої знаходимо величини повітрообмінів $G_{M1.1}$ і $G_{M1.2}$.

$$\begin{cases} -Q_{T.H.1} - Q_{on.1} + Q_{m.в.1} - c_p \cdot [G_{M.1.1}(t_{в.2} - t_{в.1}) + G_{M.1.2}(t_{зв} - t_{в.1})] = 0 \\ -Q_{T.H.2} - Q_{on.2} + Q_{m.в.2} - c_p \cdot G_{M.1.1} \cdot (t_{в.1} - t_{в.2}) = 0, \end{cases} \quad (20)$$

Моделювання потужності опалювальної установки грибниці та рослинної теплиці в діапазоні внутрішніх температур від 10 до 22°С за (12) приведено на рисунку 1 та 2 відповідно.

Моделювання теплоповітряного балансу для дослідних грибниці та рослинної теплиці приведені в таблицях 1, 2.

Висновки. 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

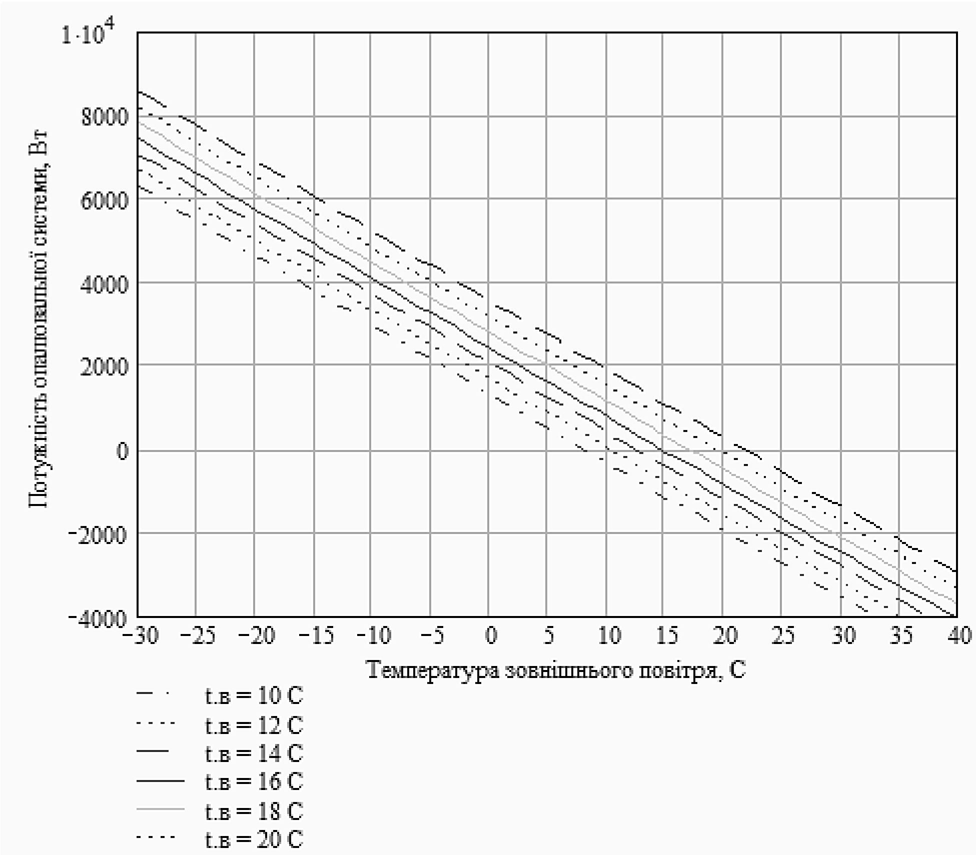

Рисунок. 1. Потужність опалювальної системи грибниці в залежності від температури зовнішнього повітря

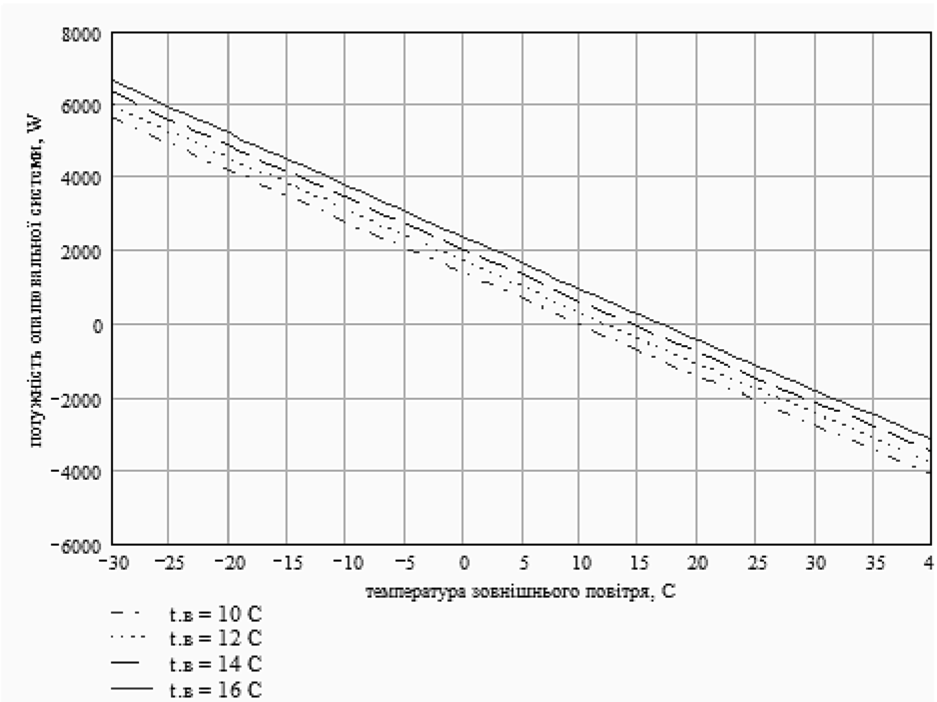

Рисунок. 2. Потужність опалювальної установки теплиці в залежності від температури зовнішнього повітря

Таблиця 1

Теплоповітряний баланс культиваційного приміщення для грибів

Показник	Зима	Літо
Надлишок («–» дефіцит) теплового потоку, $Q_{надл}$, кВт	–4,466	4,617
Приплив (надходження) повітря в приміщення, $G_{м.гр}$, кг/с	0,054	–0,523
Температура зовнішнього повітря, $t_{зв}$, °С	–21	24
Потік теплоти з припливним повітрям, $Q_{пр}$, кВт	–1,132	–12,6
Потік теплоти на опалення приміщення, $Q_{опв}$, кВт	4,466	–
Потік теплоти на підігрів припливного повітря, $Q_{п.пов}$, кВт	1,995	–
Витяжка (видалення) повітря з приміщення, $G_{м.гр}$, кг/с	0,054	–0,523
Температура повітря в приміщенні, $t_в$, °С	16	16
Потік теплоти з відхідним повітрям, $Q_в$, кВт	0,863	–8,4
Баланс: по повітрю, $G_м$, кг/с	0	0
по тепловому потоку, $Q_{баланс}$, кВт	0	0

Таблиця 2

Теплоповітряний баланс рослинної теплиці

Показник	Зима	Літо
Надлишок («–» дефіцит) теплового потоку, $Q_{надл}$, кВт	–3,81	4,696
Приплив (надходження) повітря в приміщення, $G_{м.гр}$, кг/с	0,0194	–0,448
Температура зовнішнього повітря, $t_{зв}$, °С	–21	24
Потік теплоти з припливним повітрям, $Q_{пр}$, кВт	–0,408	–10,8
Потік теплоти на опалення приміщення, $Q_{опв}$, кВт	3,814	–
Потік теплоти на підігрів припливного повітря, $Q_{п.пов}$, кВт	0,681	–
Витяжка (видалення) повітря з приміщення, $G_{м.гр}$, кг/с	0,019	–0,448
Температура повітря в приміщенні, $t_в$, °С	14	14
Потік теплоти з відхідним повітрям, $Q_в$, кВт	0,272	–6,3
Баланс: по повітрю, $G_м$, кг/с	0	0
по тепловому потоку, $Q_{баланс}$, кВт	0	0

спостерігається: при низьких температурах зовнішнього повітря; при максимально більшій різниці температур в приміщеннях. В залежності від наведених умов, використання ЗСВ дає можливість зменшити теплову потужність на 12,7 – 20,5%.

Список використаних джерел

1. Лендєл Т. І. Енергоефективне керування електротехнічним комплексом теплиці з урахуванням стану біологічного об'єкта : автореф. дис. ... канд. техн. наук, Київ: Нац. ун-т біоресурсів і природокористування України, 2016, P. 22.
2. Sethi V. P. et al., «Thermal modeling aspects of solar greenhouse microclimate control: A review on heating technologies» *Solar Energy*, vol. 96, Pp. 56–82, 2013.
3. Costantino A. et al., «Energy performance and climate control in mechanically ventilated greenhouses: A dynamic modelling-based assessment and investigation» *Applied Energy*, vol. 288, 2021.
4. Gorobec V. and Yatsenko O. «Development and heating systems mathematical model of heat and mass transfer in the greenhouse with alternative energy sources» *Energy and automation*, vol. 1, 2014.
5. Дудник А. О. Синтез та дослідження математичних моделей витрат енергоресурсів на опалення теплиць у зимовий період, *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України.* Серія: Техніка та енергетика АПК, т. 194 (3), 2014. С. 218–222.
6. Гірченко М. Т., Голуб Г. А., Жоров В. І., Вдовенко С. А., Кепко О. І, Шаповалов Л. В. Патент. № 57956 А Україна, МКВ A01G9/24. Спосіб вентиляції споруд закритого ґрунту. (Україна). – №2002021688; Опубл. 15.07.2003. Бюл. № 7.
7. Golub G., Kepko O. Modelling the work of closed system of heating and ventilation of greenhouses. *INMATEH – Agricultural Engineering.* 2017. Vol. 52, № 2. P. 85–90.
8. Голуб Г. А., Гайденко О. М., Кепко О. І. Інженерія виробництва гливи: колект. монографія. Кіровоград: СПД ФО Лисенко В.Ф., 2012. 448 с.
9. Szudyga K. Maszkiewicz J. Uprawa pieczarek. Warszawa. Hortpress sp. z o.o. 1991, 123 c.
10. Vedder P.J.C. Nowoczesna uprawa pieczarki. Warszawa: Państwowe Wydawnictwo Rolnicze i Leśne, 1980. 423 c.

Стаття надійшла до редакції 12.04.2023 р.

O. Kepko
Uman National University of Horticulture

CALCULATION METHOD OF CLOSED HEATING AND VENTILATION SYSTEM OF GREENHOUSES

Summary

The economic efficiency of greenhouse vegetable growing depends quite significantly on the cost of energy carriers, which is why the introduction of energy-saving technologies in greenhouse vegetable growing is an urgent issue. Mathematical interpretation of the modes and parameters of the microclimate of the cultivation room makes it possible to model different modes of operation of the heating and ventilation equipment and to analyze the influence on the parameters of the microclimate of certain technical and technological solutions in the design of cultivation rooms. This paper proposes a method for calculating a closed system of heating and ventilation of greenhouses, where the opposite type of respiration of plants and fungi is used. The closed system of heating and ventilation of greenhouses is a separate cultivation room in which greenhouse vegetable crops and mushrooms are grown. As you know, to ensure biological processes, plants consume CO_2 and release oxygen, and fungi, on the contrary, consume oxygen and release CO_2. Taking into account this feature, a system with mutual nutrition of plants and fungi with CO_2 and oxygen was proposed. At the same time, the air that moves between the greenhouses has some thermal potential. That is, there is not only gas exchange, but also heat and mass transfer. A static model of the dependence of air exchange on the power of the heating system was developed, which is a system of linear equations of heat balances of mushroom and plant premises. In the proposed form, the model allows, depending on the current temperature values, to determine the amount of air exchange and, accordingly, the power of the heating system. Research conducted with the help of a simulation mathematical model shows that the highest efficiency of the system is observed: at low temperatures of the outside air; with the maximum temperature difference in the premises. Depending on the given conditions, the use of ZSV makes it possible to reduce the thermal power by 12.7 - 20.5%.

Key words: heat balance, cultivation room, mushrooms, mathematical modeling, simulation modeling, closed ventilation system.

Електронне наукове фахове видання

Науковий вісник
Таврійського державного агротехнологічного університету

Випуск 13, том 2.

Відповідальний за випуск – к.т.н., професор Скляр О. Г.

Комп'ютерна верстка: Комар А. С.

Підписано до друку 22 квітня 2023 р.
Друкарня ТДАТУ
20,38 умов. друк. арк.