

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

На правах рукопису

Грищенко Володимир Олександрович

УДК 681.5:621.57:631.24:635

**АВТОМАТИЗАЦІЯ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИМ
ОБЛАДНАННЯМ В ПЛОДООВОЧЕСХОВИЩАХ**

05.13.07 – Автоматизація процесів керування

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник – Котов Борис Іванович
доктор технічних наук, професор

Київ – 2016

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	5
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД СУЧАСНОГО СТАНУ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ КЕРУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИМ ОБЛАДНАННЯМ В ПЛОДООВОЧЕСХОВИЩАХ.....	14
1.1 Стан галузі зберігання плодоовочевої продукції	14
1.2 Аналіз існуючих систем охолодження плодоовочесховищ	15
1.3 Огляд досліджень і аналіз існуючих методів моделювання динаміки систем створення технологічного мікроклімату в плодоовочесховищах, як об'єктів автоматичного керування	26
1.4 Аналіз способів і засобів автоматичного керування температурно- вологісними режимами в холодильних камерах плодоовочесховищ	35
1.5 Постановка завдання досліджень та методика його виконання	41
Висновки по розділу	46
РОЗДІЛ 2 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛІТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ АВТОМАТИЗАЦІЇ КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНО- ВОЛОГІСНИМИ РЕЖИМАМИ ХОЛОДИЛЬНОГО ЗБЕРІГАННЯ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ.....	48
2.1 Режимні фактори, що впливають на втрати продукції при охолодженні та зберіганні.....	48
2.2 Опис натурних об'єктів та методика досліджень роботи холодильної установки	52
2.2.1. Методика експериментальних досліджень параметрів повітряного середовища в об'ємі холодильної камери при зберіганні плодової продукції, як об'єкта автоматизації керування температурно- вологісними режимами.	53
2.2.2. Технічний комплекс для автоматичної реєстрації параметрів температурно-вологісного режиму.....	54

2.2.3. Методика експериментального дослідження динамічних характеристик повітроохолоджувача.	56
2.2.4. Методика експериментального визначення впливу температурно-вологісних режимів на втрати продукції.....	58
2.3 Методика створення системи керування холодильним обладнанням плодоовочесховищ на основі апарату нечіткої логіки з нейромережевою адаптацією	62
2.4 Визначення енергоефективних температурно-вологісних режимів холодильного зберігання.....	71
2.5 Обґрунтування енергоефективного керування режимами холодильного зберігання плодоовочевої продукції.....	81
2.6 Енергетична ефективність процесу керування температурно-вологісними режимами	84
Висновки по розділу	88
РОЗДІЛ 3 МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ.....	90
3.1 Математична модель динамічних режимів холодильної камери плодоовочесховища	90
3.2 Математична модель динамічних режимів повітроохолоджувача	107
3.3 Математична модель динамічних режимів парозволожувача	125
3.4 Синтез локальних систем автоматичного регулювання параметрів повітря в об'єктах холодильної установки	132
3.4.1. Локальна система автоматичного регулювання температури повітря на виході повітроохолоджувача.	132
3.4.2. Локальна система регулювання вологості повітря на вході в камеру.....	134
Висновки по розділу	138
РОЗДІЛ 4 СИНТЕЗ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИМ ОБЛАДНАННЯМ В ПЛОДООВОЧЕСХОВИЩАХ.....	139

4.1 Синтез нейроінформаційної експертної системи автоматичного керування холодопродуктивністю компресора	139
4.2 Аналіз якості функціонування системи автоматичного керування холодопродуктивністю компресора з використанням імітаційного моделювання	149
4.3 Апаратна та програмна реалізація енергоефективного керування температурно-вологісними режимами при холодильному зберіганні рослинної продукції з використанням SCADA Трейс Моуд	151
Висновки по розділу	157
ВИСНОВКИ	158
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	160
ДОДАТКИ	184
Додаток А.....	184
Додаток Б	197
Додаток В.....	205
Додаток Г	208

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

q_0 – питома теплота дихання при температурі повітря 0°C , Вт/т (для яблук – $q_0 = 12$ Вт/т;

c_{np} – питома теплоємність продукції яка зберігається в холодильній камері плодоовочесховища, Дж/(кг·°C);

m_{np} – маса продукції яка зберігається в холодильній камері плодоовочесховища, кг;

θ_{np} – середньооб'ємна температура продукту, °C;

$P_n'(\theta_{np})$ – парціальний тиск насиченої водяної пари при поверхні продукції, Па;

F_{np} – площа (загальна) поверхні продукції яка зберігається в холодильній камері плодоовочесховища, м²;

α_{np} – коефіцієнт теплообміну продукту та повітря, Вт/(м²·°C);

t_v – температура повітря в камері плодоовочесховища, °C;

R – газова стала водяної пари ($R = 461.5$ Дж/(кг·°K)), Дж/(кг·°K);

T – температура водяної пари ($T = 273 + t_w$), °K;

ΔG – втрачена маса продукцією під час зберігання, кг;

c_p – питома теплоємність повітря, Дж/(кг·°C);

ρ_v – густина повітря (осереднене за об'ємом), кг/м³;

ε_{np} – пористість шару продукції;

G_v – масові витрати повітря, кг/с;

Re – критерій Рейнольдса;

Pr – критерій Прандтля;

Nu – критерій Нусельта;

d_{v1}, d_{v2} – вологовміст повітря на вході і виході повітроохолоджувача, г/кг_{ср};

$\bar{d}_v = 0.5 \cdot (d_{v1} + d_{v2})$ – середній вологовміст повітря в повітроохолоджувачі, г/кг_{ср};

d_{k1}, d_{k2} – вологовміст повітря на вході і виході камери плодоовочесховища, г/кг_{ср};

$\bar{d}_k = 0.5 \cdot (d_{k1} + d_{k2})$ – середній вологовміст повітря камери плодоовочесховища, г/кг_{ср};

t_{v1}, t_{v2} – температура повітря на вході та виході повітроохолоджувача, °С;

$\bar{t}_v = 0.5 \cdot (t_{v1} + t_{v2})$ – середня температура повітря на вході і виході повітроохолоджувача, °С;

t_{k1}, t_{k2} – температура повітря на вході і виході камери плодоовочесховища, °С;

$\bar{t}_k = 0.5 \cdot (t_{k1} + t_{k2})$ – середня температура повітря на вході і виході камери плодоовочесховища, °С;

t_z – зовнішня температура повітря, °С;

J – інтенсивність сонячної радіації, Вт/м²;

r_0 – питома теплота пароутворення (конденсації (інеюутворення)), Дж/кг;

β – коефіцієнт випаровування, кг/(м²·с·Па);

$\alpha'_{c.v}$ – сумарний коефіцієнт теплопередачі внутрішньої поверхні огороження, Вт/(м²·°С);

$\alpha'_{c.z}$ – сумарний коефіцієнт теплопередачі зовнішньої поверхні огороження, Вт/(м²·°С);

$f_{c.z}$ – зовнішня поверхня огороження, м²;

$f_{c.v}$ – внутрішня поверхня огороження, м²;

F_{sv} – частина зовнішньої поверхні яка сприймає сонячну радіацію, м²;

c_m – питома теплоємність тари, Дж/(кг·°С);

c_c – питома теплоємність матеріалу огороження, Дж/(кг·°С);

m_m – маса тари, кг;

φ_v – кут між напрямком випромінювання та нормаллю до опромінюваної поверхні;

t_n – температура водяної пари, °С;

G_n – витрати водяної пари, кг/с;

c_n – теплоємність водяної пари, Дж/(кг·°С);

m_{vk} – маса повітря в камері, кг;

m_c – маса огороження, кг;

θ_c – температура огороження (середня за товщиною), °С;

θ_{ox}, θ_{in} – температура поверхні охолоджувача та інею, наморозеного на ньому, °С;

t_{xa2}, t_0 – температура холодоагенту на виході з повітроохолоджувача та температура його кипіння, °С;

G_{xa} – витрати холодоагенту, кг/с;

m_{ox}, m_{vv} – маса охолоджувача та повітря в його об'ємі, кг;

$k_{o.n}, k_{o.v}$ – коефіцієнт теплопередачі та коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні до холодоагенту, Вт/(м²·°С);

σ_0 – коефіцієнт масовіддачі при конденсації (інеюутворенні), кг/(м²·°С);

c_{ox}, c_{xa} – питомі теплоємності матеріалу випарника та холодоагенту, Дж/(кг·°С).

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасною аграрною політикою в Україні визначено за доцільне зберігати плодоовочеву продукцію у місцях її безпосереднього виробництва. Це дозволяє значно знизити втрати продукції після збирання в результаті швидкого охолодження в місцевих сховищах з машинними системами охолодження. Використання штучного холоду в плодоовочесховищах забезпечує створення і підтримання в холодильній камері умов, які гарантують сталість біохімічних властивостей продукції, збереження її товарного вигляду і маси протягом всього періоду зберігання. У камері повинні підтримуватись в достатньо вузькому діапазоні значення температури і вологості повітря, значення котрих визначаються видом продукції. Забезпечення сталості цих параметрів в камерах сховища можна досягти ефективним тільки, як ми показали, при використанні систем автоматичного керування роботою холодильного обладнання на базі агрегатів з регульованою холодопродуктивністю. Необхідність зміни продуктивності холодильного обладнання обумовлена тим, що холодильні агрегати, розраховані на максимальне теплове навантаження, при сезонних коливаннях температури і сонячної радіації практично (20–35 % часу) не функціонують при повному навантаженні. Малі навантаження компенсують застосуванням повторно-короткочасного режиму роботи компресора, що призводить до перевитрат електроенергії. Аналіз показав, що задачу керування продуктивністю холодильного обладнання за поточним тепловим навантаженням ускладнюються відсутністю даних про динамічні властивості холодильної камери сховища з продукцією. Незважаючи на прогрес у автоматизації холодильного обладнання, потенційні можливості її вдосконалення ще не вичерпано. Таким чином, дослідження в сфері мінімізації витрат енергії на процес зберігання плодоовочевої продукції шляхом керування ним за тепловим навантаженням є актуальними, необхідними і своєчасними.

Основу для виконання досліджень складають роботи таких відомих фахівців: В. В. Вичужаніна, Н. Б. Алехина, В. В. Голікова, А. І. Коханського, О. А. Онищенко, С. Г. Чукліна, В. С. Ужанський, В. З. Жадана, І. І. Мартиненка, М. Л. Гірника, П. І. Дячека, В. О. Пухкала, В. А. Хобина, В. Johnson, M. Herregods, R. T. Toledo та ін.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами: робота виконувалась відповідно до державної науково-технічної програми 3.12 «Енерго- та ресурсозберігаючі технології в сільськогосподарському виробництві» та науково-дослідної роботи «Обґрунтування методів і засобів підвищення ефективності післязбиральної обробки і зберігання рослинної продукції в місцях виробництва» (номер державної реєстрації 0107U010514, 2005–2007 р. виконання).

Мета і задачі дослідження – підвищення енергетичної і технологічної ефективності системи створення технологічного мікроклімату в холодильних камерах (ССТМХК) шляхом реалізації енергоощадних режимів і автоматизації керування ними.

Для досягнення цієї мети необхідно розв'язати такі основні задачі:

- провести аналіз процесів холодильного зберігання плодоовочевої продукції, як об'єкта керування, визначити шляхи вдосконалення системи автоматичного керування (САК);
- експериментально дослідити режими охолодження плодоовочевої продукції, виявити та кількісно оцінити вплив основних режимних параметрів (температура, вологість і швидкість руху (питомі витрати) повітря) на втрати маси продуктом;
- розробити математичні моделі окремих елементів та загальну математичну модель холодильної установки та камери з продуктом; розробити та дослідити імітаційну модель (теплових процесів) холодильної установки для керування її режимами;

- застосувати апарат нечітких множин для створення нейромережевої системи і алгоритму керування холодильним обладнанням в плодоовочесховищах;
- розробити автоматичну систему і комплекс технічних та програмних засобів, для забезпечення раціональних тепловологісних режимів в холодильній камері;
- перевірити ефективність функціонування розробленої САК ССТМХК у виробничих умовах.

Об’єктом дослідження є теплові та масообмінні процеси в елементах холодильної установки плодоовочесховища та система керування ними.

Предметом дослідження є динамічні режими холодильного устаткування, включаючи камеру з продуктом, і процес керування режимами (моделі, алгоритми, властивості системи керування).

Методи досліджень. Для розв’язання поставлених задач у роботі застосовувалися:

- методи теорії тепломасообміну і термодинаміки, апроксимація числових даних і графічних характеристик аналітичними виразами – для побудови статичної і динамічної моделей ССТМХК;
- методи оптимізації – для побудови САК ССТМХК;
- методи теорії автоматичного керування – для розробки системи автоматичного регулювання режимів роботи ССТМХК;
- методи числового моделювання на ЕОМ – для аналізу статичних і динамічних характеристик елементів ССТМХК і саме локальної системи керування в ССТМХК.

Наукова новизна одержаних результатів. У дисертаційній роботі:

- вперше розв’язана задача синтезу структури інтелектуальної системи керування холодильним обладнанням в плодоовочесховищі, на основі нейромережевої моделі для визначення відповідної продуктивності компресора тепловому навантаженню камери з продуктом і реалізації керувальних дій;

- вперше одержано нові аналітичні залежності, що описують статичні закономірності формування керувальних впливів з боку технологічного агрегату на компенсацію зовнішніх і внутрішніх збурень, які відрізняються від відомих врахуванням параметрів продукту, будівлі та холодильного агрегату, що дозволяє науково обґрунтувати метод автоматичної стабілізації режиму роботи холодильної установки на базі нечітких правил;
- вперше розроблено вдосконалену динамічну математичну модель теплових режимів замкненої системи холодозабезпечення камери зберігання, що на відміну від відомих враховує теплові виділення і випаровування вологи продуктом, змінення вологовмісту охолоджувального повітря, теплову інерційність елементів обладнання і зовнішні збурення;
- вперше отримана структура нейронної мережі, що дозволяє забезпечити короткотермінове прогнозування основних параметрів технологічного процесу холодильного зберігання (технологічних та енергетичних);
- удосконалено структуру, технічне і програмне забезпечення САК компресорно-конденсаторним агрегатом з використанням принципів нечіткої логіки.

Практичне значення одержаних результатів. За результатами теоретичних та експериментальних досліджень розроблено структуру, алгоритмічне, технічне та програмне забезпечення автоматизованої системи процесу керування холодильним обладнанням в плодоовочесховищах з метою підвищення їх технологічної та енергетичної ефективності.

Виробничі дослідження в дослідному господарстві "Мелітопольське" Мелітопольської дослідної станції садівництва імені М. Ф. Сидоренка інституту садівництва національної академії аграрних наук України показали підвищення енергоефективності керування холодильним обладнанням в плодоовочесховищах.

Результати роботи використовуються в навчальному процесі національного університету біоресурсів і природокористування України на кафедрі автоматики та робототехнічних систем для підготовки фахівців ОКР "Магістр".

Особистий внесок здобувача. Основні теоретичні, практичні та експериментальні результати досліджень, що містяться у дисертаційній роботі, отримані здобувачем особисто.

У наукових працях, опублікованих у співавторстві, здобувачу належать наступні результати: досліджено тепло і масоперенесення при зберіганні плодоовочевої продукції [76]; експериментально досліджено та зроблено аналіз чинників які впливають на усушку при зберіганні плодоовочевої продукції [87]; розроблено математичні моделі тепло- і масоперенесення при зберіганні плодоовочевої продукції [89]; досліджено шляхи зниження питомих витрат електроенергії при зберіганні плодоовочевої продукції [49]; досліджено зволожувач повітря з використанням електростатичного поля [90]; проведено моделювання перехідних режимів системи автоматичного керування процесами в холодильній камері [95]; проведено моделювання динамічних режимів камер холодильного зберігання [96]; розроблено систему автоматичного керування з використанням нечіткої логіки [97]; досліджено енергозберігаючий алгоритм керування технологічним мікрокліматом [88]; здійснено моделювання динаміки зволожувача повітря [93]; досліджено динамічні режими насипу рослинної сировини [92]; здійснено експериментальні дослідження зволожувача повітря [91]; досліджено використання математичних моделей примусового вентилявання насипу плодів та овочів [85]; здійснено узагальнений аналіз системи керування холодильним агрегатом [47]; проведені дослідження нечіткого регулятора [94]; проведено імітаційне моделювання з використанням математичних моделей температурно-вологісних режимів в холодильній камері [86].

Апробація результатів дисертації. Основні результати досліджень доповідались та обговорювались на наступних конференціях: наукових конференціях Національного університету біоресурсів і природокористування України впродовж 2001–2015 рр.; IX міжнародній науково-технічній конференції "Технічний прогрес в сільськогосподарському виробництві" (ННЦ "ІМЕСГ", смт. Глеваха, 19–22 серпня 2001 р.); X міжнародній науково-технічній конференції "Технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві" (ННЦ "ІМЕСГ", смт. Глеваха, 19–22 серпня 2002 р.); Міжнародній науково-практичній конференції "Проблеми електрифікації та автоматизації сільського господарства" (м. Київ, 19–21 грудня 2002 р.); XI Міжнародній науково-технічній конференції "Технічний прогрес в сільськогосподарському виробництві" (ННЦ "ІМЕСГ", смт. Глеваха, 19–22 серпня 2003 р.); IV міжнародній науково-технічній конференції "Механізація і енергетика сільського господарства" MOTROL 2003 (НУБіП, м. Київ, 21–23 травня 2003 р.); XII міжнародній науково-технічній конференції "Технічний прогрес в АПК" (ХНТУСГ, м. Харків, 20–21 березня 2014 р.); 9-й международной научно-технической конференции "Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве" (ГНУ ВИЭСХ, г. Москва, 21–22 мая 2014 г.).

Публікації. Основні положення дисертації викладено у 19 опублікованих працях, з яких 15 статей у наукових фахових виданнях України, 1 стаття у науковому фаховому виданні України, включеному до наукометричної бази даних, 3 тези наукових доповідей.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД СУЧАСНОГО СТАНУ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЦЕСІВ КЕРУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИМ ОБЛАДНАННЯМ В ПЛОДООВОЧЕСХОВИЩАХ

1.1 Стан галузі зберігання плодоовочевої продукції

Безперервне постачання населенню свіжих плодів та овочів можливе тільки за умов правильного їх зберігання протягом тривалого періоду після збирання урожаю. Але зберігання вирощеної плодоовочевої продукції утруднюється недосконалістю і низькою ефективністю існуючих технологій та засобів для збереження, а також відсутністю необхідної місткості сховищ соковитої рослинної сировини. Необхідний об'єм [21] сховищ рослинної продукції в Україні відповідно до існуючих норм становить 4916000 т, у тому числі овочів – 211200 т, фруктів – 623000 т. Існуючі нині ємності для зберігання овочів та фруктів становлять, відповідно, 78.7 та 47.4 % від потреби. Місткість сховищ із штучним охолодженням становить 15 % від загальної потреби. Відсутні охолоджувані сховища малої ємності (до 500 т) для зберігання плодової продукції за місцем виробництва (в умовах господарств з різною формою власності).

Сховища [21], побудовані в 1970 роках, морально застарілі та фізично зношені (особливо холодильна техніка). У промислових плодоовочевих холодильниках використовувались аміачні компресори, що в Україні не виробляються.

Втрати плодоовочевої продукції при зберіганні без використання штучного холоду становлять [21] для: капусти – 35–60 %; моркви – 30–40 %; плодів та ягід – 25–30 %; винограду – 15–25 %.

Недосконалість галузі зберігання соковитої рослинної продукції призводить не тільки до її втрат, але й до непродуктивних енергозатрат та неефективного землевикористання. А для холодильного зберігання втраченої

продукції необхідно було б затратити всього до 4 % енергії від загальної величини попередніх затрат.

Тому, одним із основних завдань галузі зберігання плодоовочевої продукції є удосконалення існуючих і розробка прогресивних технологій тривалого зберігання [60, 66, 108, 153, 165, 166], принципово нових систем охолодження, енергоефективних режимів створення технологічного мікроклімату у сховищах, засобів автоматизованого керування оптимальними режимами з використанням ЕОМ.

Модернізація галузі зберігання потребує наявності великої кількості холодильного обладнання, що висуває відповідно вимоги створення технологічних заходів енергоефективного їх використання, на основі розробки і впровадження енергоощадних режимів роботи систем кондиціювання технологічного мікроклімату у камерах зберігання плодоовочевої продукції на базі машинного охолодження продукції, з автоматизованим керуванням режимами охолодження і зберігання. Навіть незначна економія енергії (до 5 %) при зниженні втрат на одну холодильну установку в загальному об'ємі виробництв плодів і овочів дає можливість значно зменшити енергетичне навантаження на аграрний сектор в Україні [21, 30, 48, 66, 101].

1.2 Аналіз існуючих систем охолодження плодоовочесховищ

Особливістю плодів і овочів, як предмету зберігання, є фізіолого-біологічні та інші процеси, що продовжуються в них у післязбиральний період і супроводжуються тепловиділенням, інтенсивність і спрямованість яких залежить від умов охолодження та зберігання [12, 14, 16, 18, 21, 177–180, 191].

Виділення теплоти дихання ставить інтенсивність фізіологічних процесів в значну залежність від умов зберігання (параметрів мікроклімату у сховищах – камерах холодильного зберігання) [147, 151, 175, 183, 192, 196, 197, 199].

Питома теплота дихання (теплота, що виділяється плодовоовочевою продукцією) є експоненційною функцією температури середовища t (рівноважна температура продукту та середовища в якому він зберігається) [163] і визначається формулою Гора:

$$q = q_0 \cdot \exp(b \cdot t), \quad (1.1)$$

де b – температурний коефіцієнт (для яблук $b \approx 0.05$), $1/^\circ\text{C}$.

Прирошення температури продукції на протязі доби, обумовлене самозігріванням її при температурі t , що виникає тільки в результаті виділення фізіологічної теплоти, можна знайти з теплового балансу [62, 63]

$$\Delta t = 0.086 \frac{q_0 \cdot \exp(b \cdot t)}{c_{np}}. \quad (1.2)$$

Втрати маси ΔG продукцією залежність від теплоти дихання та зовнішніх теплопритоків і визначаються емпіричною формулою В. З. Жадана:

$$W = \frac{Q_3 \cdot (1 - \varepsilon_{\text{т.е.}}) + m_{np} \cdot q}{6385 - 147 \cdot t}, \quad (1.3)$$

де W – надходження вологи в повітря камери за певний період, кг; $\varepsilon_{\text{т.е.}}$ – коефіцієнт технологічної ефективності; Q_3 – зовнішні теплопритоки за той самий період часу, кДж.

Для зменшення втрат продукції необхідно знижувати температуру та підвищувати вологість повітря в камері зберігання. Режими зберігання відповідно до [173] наведено в табл. А.1, що забезпечується системами охолодження [5, 11, 13, 17, 19, 21, 29, 32, 55, 118, 181, 182, 184, 187, 188, 190].

Із визначення поняття "система охолодження" [62, 63, 65] випливає, що обов'язковим її елементом повинні бути засоби, які забезпечують повну або часткову компенсацію трансмісійних теплопритоків (внутрішніх і зовнішніх).

Враховуючи необхідність зберігання плодів і овочів в різні періоди сезону система охолодження повинна бути здатна підтримувати заданий режим експлуатації камер, який змінюється в широкому діапазоні змінення температур і вологості повітря. Охолоджувальна система повинна

забезпечити підтримання заданої температури (табл. А.2) та відносної вологості повітря (85–95 %) для зберігання фруктів і овочів з відхиленнями температури [163, 173, 190, 193] не більше $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ і відносної вологості 2–4 % і можливість їх регулювання в значних межах [7, 9, 33, 109, 198]. В цьому випадку вона повинна бути достатньо універсальною, дозволяючи змінювати температуру та вологість повітря в камері зберігання.

На існуючих діючих підприємствах застосовують такі системи охолодження: 1) батарейна система, що сприймає теплопритоки пристінними та даховими батареями; 2) повітряна система, що сприймає теплопритоки повітроохолоджувачами, розміщеними в камері або поза нею; 3) змішана система, повітряно-батарейна з безпосереднім кипінням холодоагенту; 4) системи, що забезпечують позакамерне відведення теплоти зовнішніх теплопритоків.

Батарейна система охолодження, складається із пристінних і дахових ребрених та гладкотрубних батарей (рис. А.1, а). При батарейному охолодженні має місце значна нерівномірність розподілу температури та відносної вологості повітря в об'ємі камери, яка залежить від конструкції і розташування приладів. Температурний перепад досягає 6–8 $^{\circ}\text{C}$ (за висотою камери) [163], що негативно впливає на режим зберігання.

Повітряна система охолодження, (рис. А.1, б, в; А.2 – А.6) ця система на сьогодні має найбільше розповсюдження. Примусова циркуляція повітря в камері дає можливість встановити в усьому об'ємі камери рівномірну температуру та прискорити процес охолодження завантажених плодів і овочів. Ця система має меншу енергоємність та зменшує вплив періодичного відтаювання на режим зберігання. Але підсистема циркуляції повітря викликає підвищення вологовидалення продукції. Рівномірність розподілу температури в об'ємі камери досягається при кратності циркуляції 30–40 об'ємів на годину. Крім того внутрішні теплопритоки збільшуються від роботи вентиляторів.

В змішаних системах охолодження негативні та позитивні властивості обох систем присутні в однаковій мірі. Для підвищення рівномірності температурно-вологісних полів в об'ємі камери використовують підвищену циркуляцію повітря, що призводить до збільшення втрат маси продукту та збільшення енерговитрат [163].

Повітряні системи охолодження продукції ґрунтуються на відведенні надлишкової теплоти (самозігрівання продукту) конвекцією при безпосередньому контакті сировини з повітрям. При цьому для охолодження повітря використовують як природний, так і штучний холод.

Для продукції яка зберігається при навалному способі завантаження, або у щільно розміщених контейнерах (яблука, морква, буряк, картопля) використовують системи активного вентилявання атмосферним повітрям, яке перед подачею в штабель продукції адіабатично охолоджують і звожують.

Активне вентилявання як спосіб створення відповідних умов у насипі або штабелі продукції для відведення надлишкової теплоти самозігрівання та штучного зволоження повітря, реалізується (рис. А.2 – А.3) примусовою подачею повітря з певною температурою, вологістю та швидкістю (питомою подачею) в об'єм продукту. За умов активної вентиляції поверхня тепло-масообміну практично відповідає загальній (геометричній) поверхні об'єктів зберігання (плодів, овочів, бульбоплодів), що за даними [32] є на порядок вища, ніж в умовах природної конвекції.

При активній вентиляції найбільш розповсюджена раціональна схема подання повітря в масу продукції знизу–вверх, для чого використовують повітророзподільні канали під або над підлогою [170].

Незважаючи на економічну вигідність зберігання овочів в умовах активного вентилявання, цей метод має ряд суттєвих недоліків. Недоліком активної вентиляції є значна нерівномірність охолодження продукції за висотою насипу або штабелю при існуючих нормах питомих витрат повітря ($50\text{--}70 \text{ м}^3/(\text{год}\cdot\text{т})$). Для ліквідації цього явища рекомендують [82] періодичне (переривчасте) вентилявання на протязі 15–30 хвилин при збільшених подачах

повітря ($140\text{--}150 \text{ м}^3/(\text{год}\cdot\text{т})$) при висоті насипу до 3 м. Це дозволяє зменшити втрати маси з 8.6 % (при безперервному вентиляванні в 4–8 годин) до 4.2 %.

При активному вентиляванні відбувається пошарове охолодження продукту; при цьому нижній шар (з боку подання повітря) зневоднюється при надлишковому вентиляванні, бо його вентилявання продовжується і після досягнення продуктом температури повітря.

Існуючі системи автоматичного регулювання температури повітря і сама система вентилявання не можуть забезпечити локальне регулювання температури в сховищах [20, 40, 45, 59, 60]. Температурний датчик встановлюється в одному місці об'єму камери (продукту), а інші зони не контролюються. Вмикання вентиляторів відбувається автоматично для всього сховища (терморегуляторами ПТРД-2 (двопозиційний або ПТР-3 (трипозиційний)), і температура повітря регулюється практично в одній точці, що зумовлює значну нерівномірність температурного поля насипу, і можливість ліквідації джерел самозігрівання повністю виключається.

Тому необхідність розробки системи автоматичного контролю температурного поля в насипу продукції і регулювання температури продукту стає очевидною.

Використання машинного охолодження повітря в системах активного вентилявання плодоовочевої продукції (рис. А.6) як при навалльному способі завантаження так і при контейнерному дозволяє виключити залежність від погодних умов і забезпечити захист продукції від теплопритоків (зовнішніх).

В оптимальному варіанті сховища з системою активної вентиляції [26, 32] ефективні в фазі охолодження, а при переході до зберігання (система не працює при постійно ввімкнених вентиляторах і охолоджувачах) відведення фізіологічної теплоти та теплопритоків повинно реалізуватись розподіленням охолодженого повітря через фальшиву стелю та пристінні канали.

Виходячи з останніх посилань, для використання в промислових холодильниках, в роботі [128] рекомендована система охолодження з роздільним відведенням зовнішніх та внутрішніх теплопритоків (рис. А.4).

При цьому внутрішні теплопритоки відводяться примусовою подачею охолодженого повітря в штабель продукту знизу та відведення його зверху до охолоджувача; зовнішні теплопритоки від стін і даху відводяться подачею повітря у пристінні зони та під дах. Така схема організації процесу є найбільш функціональною та перспективною.

Повітряні системи охолодження із загально-обмінною вентиляцією, які застосовуються в холодильних камерах для зберігання фруктів та овочів, використовують принцип примусового вентилявання (зміна міжштабельного повітря). Цей принцип реалізується так: рециркулююче в камері повітря оброблюється в охолоджувачі (при необхідності зволожується), після чого переміщується по каналах, розміщених звичайно зверху та подається крізь приточні отвори у вільний простір камери, омиваючи штабелі зовні. Повітря, переміщаючись у міжштабельних "каналах" завдяки нерівномірності полів швидкостей, зумовлює перетоки, які фільтруються крізь шар продукції в контейнерах (пористість продуктів 0.4–0.5) омиваючи їх поверхні й інтенсифікуючи теплообмін і відповідно масообмін.

Дослідженнями ряду авторів [109, 157, 163] та дослідом експлуатації холодильних камер для зберігання фруктів встановлено, що при повітряному охолодженні, завдяки підсиленій (примусовій) циркуляції повітря, значно прискорюється процес охолодження продукції, вирівнюється температура в камері, легше відбувається відтеплення продукції в зимовий період.

Але за умов використання системи повітряного охолодження збільшується інтенсивність видалення вологи із продукції та природний убуток (особливо при відсутності зволоження повітря). Крім того збільшується витрати енергії на роботу вентиляторів, а також теплопритоки від електроприводів.

До складу систем повітряного розподілу охолодженого повітря, що отримали найбільше поширення, увійшли каналні [73, 149] та безканалні системи із зовнішнім омиванням продукції та подачею повітря зверху [102], а також системи з подачею повітря безпосередньо в штабель знизу або з боків [59].

Такі системи знайшли застосування в типових проектах багатьох країн світу [143, 155, 156, 169].

Значне розмаїття технічних рішень охолоджувальних систем плодоовочесховищ ускладнює їх порівняльний аналіз [22, 24, 50, 53, 107, 113, 119, 123–127, 132, 136, 152, 153]. Тому далі розглядаються схеми охолоджувальних систем, що застосовуються тільки при використанні штучного холоду.

Аналізу варіантів схем компоновки повітряних систем охолодження присвячено багато робіт. Найбільш розповсюджені схеми проаналізовано в узагальнюючих роботах В. З. Жадана [64, 65], П. Г. Красномовця [102], П. И. Дячека [59], В. С. Мурашова [128], І. Г. Чумака [168], С. Г. Чукліна [163] та інших.

На рис. А.7. наведені схеми розповсюджених, але недостатньо ефективних охолоджувальних систем плодоовочесховищ. Загальними недоліками наведених схем є те, що теплопритоки від огороження камери та теплота, еквівалентна роботі вентилятора, складаються та поступають з вентиляційним повітрям в штабель з продуктом. Негативного впливу вказаних джерел теплоти, можна уникнути змінення напрямку руху повітря на протилежне.

На рис. А.5 – А.6. наведені схеми вдосконалених охолоджувальних систем [32, 65], які відрізняються від попередніх тим, що внутрішньо-штабельні тепловиділення, які відводяться від продукту, зовнішні теплопритоки (від стін і даху) та теплота, еквівалентна роботі вентиляторів, поглинаються повітроохолоджувачем.

Аналізом існуючих систем повітряного охолодження [6, 8, 19, 59, 63, 128, 144, 159, 162] встановлено, що рівномірне охолодження елементів рослинної продукції та пов'язана з цим рівномірність температурно-вологісних полів в штабелях може бути тільки за умов активного вентилявання продукції (рис. А.5 – А.6). Безперервна робота вентиляторів при реалізації системи (рис. А.5) охолодження вважається неприпустимою

[32], бо призводить до перевитрат енергії та значних втрат вологи продукцією. Необхідно передбачити періодичну роботу обладнання у фазі збереження, але при цьому обов'язковою умовою є автоматизація керування роботою обладнання. Без цього не може бути реалізовано основний принцип активного вентилявання – подача повітря в штабель тільки по мірі необхідності відведення теплоти і при наявності достатнього перепаду температур.

Схема охолодження при загальнообмінній вентиляції (рис. А.6) камери зберігання передбачає безперервну роботу вентиляторів і холодильного обладнання в режимі зберігання, але при цьому доцільно змінювати холодопродуктивність компресорів і витрати повітря (продуктивність вентиляторів) при зміні тепловитрат (як добових так і сезонних). При цьому обов'язковою умовою є автоматизація керування роботою холодильного обладнання.

Таким чином, для реалізації енерго- і технологічно ефективних режимів роботи перспективних систем повітряного охолодження плодоовочесховищ необхідне вдосконалення систем керування температурно-вологісними режимами охолодження і зберігання плодоовочевої продукції.

Кондиціонування мікроклімату камер зберігання застосовується для підтримання заданих параметрів повітря в камері зберігання, тобто кондиціонування його, здійснюється шляхом відведення тепловиділень і вологовиділень вентилявальним повітрям – оброблене в кондиціонері повітря, яке транзитом проходить через приміщення і асимілює в ньому тепловиділення і вологовиділення. Осушна здатність вентиляційного повітря значно збільшується при асиміляції явної (не пов'язаної з вологообміном) теплоти [62]. Крім того при конденсації вологи (інеюутворення) вологовміст повітря зменшується [71, 72, 158].

Тому крім температури повітря в камерах зберігання і охолодження продукції необхідно підтримувати оптимальну вологість, що забезпечується

системою кондиціонування повітря. Для зменшення усушки та компенсації зневоднення повітря від наморозування при інеюутворенні вологи на поверхні повітроохолоджувача необхідно збільшувати вологість повітря, що подається в камеру. Застосування систем кондиціонування повітря дозволяє зменшити усушку рослинної продукції на 20–30 % [12, 21, 48], що забезпечує певний економічний ефект.

В камерах для зберігання плодоовочевої продукції при холодильному зберіганні найбільше розповсюдження отримали такі способи зволоження повітря [35, 74, 80, 84, 114, 126]: 1) подання вологи в камеру у вигляді крапельної води, що розпилюється пневматичним форсунками або дисковими розпилювачами – аерозольними генераторами (при цьому волога випаровується і зволожує повітря); 2) зволоження водяною парою, перегрітою до температури 110–125 °С (недолік – значна енергомісткість та великий теплоприток в камеру); 3) зволоження з використанням вологи зовнішнього повітря: до камерного повітря додається невелика кількість повітря з великим вологовмістом (зовнішнього або з камери охолодження та зберігання), подача повітря відбувається після повітроохолоджувача та регулювання вологості здійснюється зміненням (за допомогою заслінок) кількості вологого повітря.

В процесі експлуатації камер зберігання з повітряним охолодженням без зволоження маса фруктів зменшується та значно знижується їх якість (смак, аромат) [17, 18]. Це пов'язано із збільшенням теплопритоку від двигунів вентиляторів повітроохолоджувачів та зменшення вологовмісту повітря камери після випарника. Тому передбачають зниження теплопритоків і інтенсивності осушення повітря, зменшуючи продуктивність повітроохолоджувачів (вентиляторів і охолоджувальних секцій), в період зберігання в три рази.

На сьогодні на холодильних камерах для зберігання фруктів застосовують пристрої для штучного зволоження повітря і автоматичного регулювання відносної вологості повітря, відповідно до біологічних особливостей і стадій холодильного зберігання фруктів.

Зволожувати та контролювати вологість повітря складно, бо при низьких температурах різко змінюються зони та точність регулювання відносної вологості та волога може замерзнути [2, 3, 80, 102]. У фруктосховищах повітря зволожують паром та водою.

Для зволоження паром використовують автономний зволожувач повітря АУВ (автономный увлажнитель воздуха), що автоматично регулює відносну вологість повітря в камерах зберігання охолоджених фруктів (температура $-5^{\circ}\text{C} \div -1^{\circ}\text{C}$, вологість 70–100 %). Конструктивна схема зволожувача наведена на рис. А. 8. Зволожувач працює за принципом випаровування води ТЕНами та перегрівання пари до температури 116–120 $^{\circ}\text{C}$. Керування ТЕН здійснюється у двопозиційному режимі. Датчик вологості типу ДВИП. Продуктивність зволожувача 6.5–20 кг/год.

В Одеському технологічному інституті холодильної промисловості (ОТІХП) створено система повітряного охолодження з активним зволоженням повітря в камерах зберігання охолоджених продуктів [80, 126]. Висока відносна вологість повітря в камері досягається шляхом подання в неї частини повітря підвищеного вологовмісту. Необхідні параметри цього повітря отримують за допомогою спеціального зволожувального пристрою (рис. А.9).

Повітря в кількості до 1.0 % від циркулюючого в камері подається вентилятором у зволожувач, нагріваючись попередньо до температури води (25–30 $^{\circ}\text{C}$), потім проходячи над поверхнею води зволожується до 70–80 % після чого подається в камеру. Підвищення температури повітря в камері при цьому не більше 0.5 $^{\circ}\text{C}$. Продуктивність до 3 кг/год.

Отримує подальше розповсюдження зволоження повітря тонким розпилюванням води безпосередньо в холодильній камері або у приміщенні повітроохолоджувачів [33, 74, 109].

Для тонкого розпилювання води використовують повітряно-водні форсунки (пневматичні) (рис. А.10). Продуктивність 3.5–4 л/год; розпилювання та випаровування вологи в радіусі 3 м. Для зволоження повітря перспективним вважають дискові (ротаційні) розпилювачі води.

Ротаційний зволожувач повітря (рис. А.11, а) має продуктивність 40 та 100 кг/год розпиленої води при дисперсності крапель 20–120 мкм; потужність приводу 450 та 750 Вт [33].

Більш ефективним вважають [109] дисковий розпилювач води з вмонтованим на валу приводу диска вентилятора (рис. А.11, б), який створює коловий потік аерозольноповітряноводяної суміші. Продуктивність таких розпилювачів 6–15 кг/год розпиленої води. Автоматичне керування зволожувачем здійснюється в двопозиційному режимі (вмикання та вимикання двигуна). Регулятор вологості виконано на базі волосяного гігрометра. Точність регулювання відносної вологості становить $\pm 2\%$, що є допустимим і відповідає технологічним умовам [173]. Для зволоження повітря в системах активного вентилявання використовують повітророзподільні канали, на 0.1 м висоти заповнені водою або розсолом [33] (рис. А.12).

В ОТХП запропоновано [80, 104] для активного зволоження повітря в холодильних камерах використовувати частково відібране з холодильної камери повітря, насичене вологою (рис. А.13). При цьому, як вказують автори, значно спрощується автоматизація регулювання параметрів повітря.

Аналізуючи існуючі способи та конструкції зволожувачів повітря для холодильних камер з позиції автоматизації керування усією системою і в плані енергетичної ефективності, можна зробити такі висновки.

Застосування пари зручно, але таке рішення пов'язано із значними витратами електроенергії на нагрівання та випаровування води та витратами холоду на компенсацію теплоти, що вноситься з паром в камеру. Створення парових зволожувачів значної потужності – складна задача. Як об'єкт керування паровий зволожувач – має значну інерційність (розігрів корпусу, води та пароутворення).

Заслужує уваги використання ротаційних зволожувачів [58], інерційність яких практично визначається часом випаровування крапель, але при цьому має місце низька інтенсивність випаровування крапель при низьких ($-1 \dots 0^\circ\text{C}$) температурах.

Для інтенсифікації випаровування крапель безпосередньо в камері зберігання ротаційні розпилювачі доцільно використовувати з вмонтованим в його корпус вентилятором (рис. А.11, б) подаючи в нього повітря відпрацьоване в камері, наприклад, через фальшиву стелю (рис. А.14).

1.3 Огляд досліджень і аналіз існуючих методів моделювання динаміки систем створення технологічного мікроклімату в плодоовочесховищах, як об'єктів автоматичного керування

Математичному моделюванню холодильних камер з машинним та природним охолодженням плодоовочевої продукції присвячена значна кількість публікацій. Серед них фундаментальні роботи І. Г. Чумака [164, 168], Н. І. Чумак [21], А. І. Коханського [100], С. Г. Чукліна [163], Г. В. Архіпова [15], А. Г. Сотнікова [142], Н. Б. Альохіна [7], Я. М. Зильберга [69], В. П. Оніщенко [134], І. І. Мартиненко, Н. Л. Гірника [116], М. І. Гельберта [40], В. В. Вичужаніна [38, 39] та ін.

Запропоновані моделі об'єктів динаміки та систем керування, які можна класифікувати так: приміщення; технологічне обладнання (теплообмінники, холодильні машини, камери зволоження); насипи або контейнери з продукцією; фізико-механічні властивості об'єктів зберігання (здатність до виділення вологи, теплова інерційність, здатність до фільтрації повітря).

Найбільша кількість робіт присвячена питанням динаміки виділення вологи з плодів і овочів в процесі охолодження та зберігання. В роботах [21, 59, 64, 100, 104, 115, 129, 163] пропонується використовувати диференційне рівняння (закон Дальтона), для опису змінювання за часом маси продукції:

$$\frac{dG_{np}}{d\tau} = \beta_{\epsilon} \cdot F_{\epsilon} \cdot (P_n''(\theta_{np}) - P_n) \frac{P_{атм}}{B_T}, \quad (1.4)$$

де β_{ϵ} – коефіцієнт дифузії (коефіцієнт випаровування), $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$;
 F_{ϵ} – поверхня випаровування, м^2 ; P_n – парціальний тиск водяної пари у повітрі,

P_a ; $P_{атм}$ – нормальний атмосферний тиск, $10^5 \cdot \text{Па}$;

B_T – барометричний тиск у камері, Па .

Рівняння (1.4) відображає випарування рідини з обмеженої поверхні.

Оскільки тиск насиченого пару залежить від температури поверхні, рівняння (1.4) доповнюється рівнянням теплового балансу у вигляді

$$m_{np} \frac{d\theta_{np}}{d\tau} = \alpha_{np} \cdot F_{np} \cdot (\theta_{np} - t_v). \quad (1.5)$$

Для замикання системи (1.4 – 1.5) вводиться емпірична залежність [13]

$$P''_n(\theta_{np}) = 4.49 + 0.246 \cdot \theta_{np}. \quad (1.6)$$

Враховуючи складність фізичних явищ, а також особливості будови клітин та сировини, багато авторів, пропонують спростити розрахунки. Так в роботах В. З. Жадана та інших дослідників, за основу розрахунків вологовіддачі плодовоовочевою сировиною, прийнято співвідношення Дальтона (1.4) з поправкою ε_u , яка враховує зменшення коефіцієнту дифузії водяної пари у зв'язку з наявністю захисного покриття шкірки рослинної сировини [62].

Цей коефіцієнт (наприклад для яблук коливається в межах 0.009...0.012).

Таким чином формула Дальтона для плодів представлена [62] у вигляді:

$$\frac{dG_{np}}{d\tau} = \frac{\beta}{R \cdot T} F_{np} \cdot \varepsilon_u \cdot (P''_n(\theta_{np}) - P_n), \quad (1.7)$$

де $\beta = (N_u \cdot D)/d_e$ – коефіцієнт масообміну, що визначається з рівняння [163], м/с.

На основі використання рівняння Дальтона (1.4) для поверхневого випаровування Д. Г. Рютовим була створена так звана "психрометрична" теорія (концепція) усушки харчових продуктів. Ним розроблена математична модель (статики) холодильної камери, що дає можливість аналізувати процес усушки продуктів, які в ній зберігаються. Модель основана на балансових рівняннях переносу маси та теплоти [21]:

$$\begin{cases} Q'_{np} = \alpha_{kn} \cdot F_{np} \cdot (t_k - t_m) + \alpha_{ln} \cdot F_{np} \cdot \psi_{np} \cdot (t_l - t_m) = r_0 \cdot \beta_s \cdot F_{np} \cdot (P''_n - \varphi \cdot P''_k), \\ Q'_{\bar{o}} = (\alpha_{k\bar{o}} + \alpha_{l\bar{o}} \cdot \psi_{\bar{o}}) \cdot F_{\bar{o}} \cdot (t_k - t_{\bar{o}}) + \alpha_{l\bar{o}} \cdot F_{\bar{o}} \cdot \psi_{\bar{o}} \cdot (t_l - t_k) + r_0 \cdot (\Delta G + W_{вн}), \end{cases} \quad (1.8)$$

де Q'_{np} – тепловий потік який сприймається продукцією, Вт;
 Q'_b – тепловий потік який сприймається батареєю охолоджувача, Вт;
 α_{kn}, α_{kb} – коефіцієнти тепловіддачі конвекцією від продукту та від батарей, Вт/(м²·К); α_{ln}, α_{lb} – коефіцієнти тепловіддачі випромінюванням від продукту та від батарей, Вт/(м²·К); F_b – площа поверхні відповідно батарей, м²; ψ_{np}, ψ_b – коефіцієнти опромінювання від продукту та від батарей;
 P''_k – парціальний тиск насиченої водяної пари в повітрі камери, Па;
 W_{en} – маса вологи видаленої з продукту в повітря камери, кг.

Роботами В. П. Оніщенко [134, 171] показано, що формування втрат маси не запакованих харчових продуктів при холодильній обробці визначається двома факторами – динамікою відведення теплоти в процесі обробки та можливістю охолоджувального повітря засвоювати (поглинати) вологу. Отримані ним [171] співвідношення

$$\begin{cases} \Delta d = \frac{\Delta i - G_s \cdot \Delta t}{r(t)}, \\ \Delta G = \frac{Q_s - m \cdot G_s \cdot \Delta t}{r(t)}, \end{cases} \quad (1.9)$$

мають чітке фізичне трактування,

де $\Delta d = \Delta G/m$; $Q_s = Q - Q_{cux}$; $C_s = C_0 + C_n \cdot d$.

Величина прирощення ентальпії Δi в процесі тепло- масообміну є функцією вологовмісту $f(d)$ та вологості $f(\varphi)$ повітря в процесі їх змінювання, але не є функцією часу.

В роботі [12] запропоновано використання методу теорії сушіння О. В. Ликова для визначення динаміки видалення вологи при охолодженні харчових продуктів за балансовим співвідношенням

$$dQ = dQ_T + dQ_s, \quad (1.10)$$

на основі якого отримано рівняння динаміки зменшення маси продукту

$$\frac{dU}{d\tau} = \varepsilon_{kv} \cdot Bi \cdot \frac{\alpha_l}{R_v^2} \frac{c_{np}}{\rho_{np}} (t_{nnp} - t_c), \quad (1.11)$$

де Q_T – втрати теплоти продуктом за рахунок конвекції, Дж; Q_e – втрати теплоти продуктом за рахунок випаровування води, Дж; ε_{kv} – співвідношення теплоти, затраченої на випарування, до теплоти, переданої конвекцією; Bi – критерій Біо; α_l – коефіцієнт теплопровідності продукту, $\text{м}^2/\text{с}$; R_v – гідравлічний радіус $R_v = V/S$, м; ρ_{np} – густина продукції, $\text{кг}/\text{м}^3$; t_{nnp} – температура поверхні продукції, $^{\circ}\text{C}$; t_c – температура середовища, $^{\circ}\text{C}$.

Залежність (1.11) дозволяє провести аналіз динаміки втрат води при зниженні температури тіла.

Наукова інформація про моделювання процесів тепло- і вологообміну, що відбуваються в камерах плодоовочесховищ з різними системами охолодження містяться в роботах: [13, 19, 34, 40, 45, 54, 59, 73, 100, 105, 115, 116, 125, 149, 161, 167], роботах автора [76, 85, 87, 89, 92–96] та багатьох інших.

Узагальнена математична модель камери зберігання охолоджених продуктів [168], із батарейною системою охолодження (природна циркуляція повітря під дією різниці температур в об'ємі камери) представлена, єдиною системою рівнянь балансів теплоти і маси для основних складових (підсистем): огороження, продукту, що зберігається в охолодженому стані, повітря в камері, приладів охолодження:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta Q_{огор} = \sum_{i=1}^n m_{огор} \cdot c_{огор} \cdot \frac{d\theta_{огор}}{d\tau}, \\ m_{np} \cdot c_{np} \frac{d\theta_{np}}{d\tau} = \sum_{i=1}^n Q_i, \\ m_v \cdot c_p \frac{dt_v}{d\tau} = \sum_{j=1}^n Q_j, \\ m_{ox} \cdot c_{ox} \frac{d\theta_{ox}}{d\tau} = \sum_{q=1}^n Q_q, \\ dG - dm = \sum_i^n W_i, \end{array} \right. \quad (1.12)$$

де $m_{огор}, m_{ох}$ – маса огороження та охолоджувальних пристроїв, кг;
 $c_{огор}, c_{ох}$ – питома теплоємність огороження та охолоджувальних пристроїв,
 Дж/(кг·°C); $\theta_{огор}, \theta_{ох}$ – температура огороження та охолоджувальних
 приладів, °C; Q_i, Q_j, Q_q – теплові потоки від відповідних елементів до
 продукту, Дж/с; W_i – вологопотоки від продукту та зовнішнього середовища
 в камеру, кг/с.

Для розрахунків температурно-вологісного режиму в об'ємі дихаючої
 продукції використовують математичні моделі, що дозволяють визначити
 розподіл температури та відносної вологості повітря та температури
 продукції по висоті насипу або штабелю (моделі з розподіленими
 параметрами) [115, 137, 148, 163].

В більшості випадків, для опису процесів теплообміну (розігрів
 сировини) в штабелі, використовують припущення, що коефіцієнти
 теплообміну і теплопровідності тіла досить великий, тому температурним
 градієнтом можна знехтувати [78]. При цьому кількість теплоти, що
 передається тілом в шарі, шляхом контактної теплопровідності досить мала у
 порівнянні з кількістю теплоти, якою обмінюється частинки з омиваючим
 повітрям. В цьому випадку умови задачі теплообміну зведені до двох рівнянь
 теплового балансу [116, 149], які представляють одномірну модель штабелю
 з розподіленими параметрами:

$$\begin{cases} \varepsilon_{np} \cdot c_{np} \cdot \rho_{np} \cdot \left(\frac{\partial \theta_{np}}{\partial \tau} + V_s \frac{\partial \theta_{np}}{\partial x} \right) = \alpha \cdot S \cdot (t_v - \theta_{np}), \\ (1 - \varepsilon_{np}) \cdot c_p \cdot \rho_v \frac{\partial t_n}{\partial \tau} = q_0 \cdot m_{np} - \alpha \cdot S \cdot (t_v - \theta_{np}), \end{cases} \quad (1.13)$$

де α – коефіцієнт теплообміну, Вт/(м²·K); S – поверхня теплообміну, м²;
 V_s – швидкість руху повітря крізь шар, м/с;

з початковими та граничними умовами: $t(x, 0) = t_0 + b \cdot x$; $\theta(0, \tau) = \theta_0$.

Наведена математична модель не враховує розподіл температури за
 об'ємом окремого елемента шару (розподіл температури за об'ємом плоду) та

витрати теплоти на видалення вологи, що не дозволяє визначити усушку продукту.

В роботі В. О. Пухкала [137] перше рівняння системи (1.13) доповнено ще одною координатою – r – радіус сховища, але модель не враховує тепло- і вологовидалення.

В роботах С. Г. Чукліна, І. Г. Чумака, Е. Файнзильберга [163], В. С. Мурашова [128], З. П. Лісовської [111] та інших для розв'язку задач визначення розподілу температури в штабелі з плодами при наявності природної та примусової конвекції використані рівняння теплопровідності при граничних умовах третього роду і наявності внутрішніх джерел теплоти:

$$\frac{\partial T(x, \tau)}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 T(x, \tau)}{\partial x^2} + \frac{W_n}{c \cdot \gamma}, \quad (1.14)$$

де W_n – інтенсивність питомих тепловиділень, Вт/м³;

з початковими та граничними умовами: $(-R < x < R)$; $\partial T(0, \tau)/\partial x = 0$; $\partial T(R, \tau)/\partial x + H \cdot (T_c - T(R, \tau)) = 0$; (де $a = \lambda_{ef}/c \cdot \gamma$; H – інтенсивність теплообміну, 1/м).

Коефіцієнт теплопровідності λ_{ef} – визначають експериментально з урахуванням дисперсності шару плодів, та внутрішньо-шарового перенесення теплоти повітрям.

Розглянуті моделі процесів теплообміну не враховують процесів взаємозв'язаного масообміну продукції з повітрям, що робить розрахунки за ними не зовсім точними.

В роботах В. З. Жадана, В. І. Івахнова, О. М. Мальцевої [115] модель теплообміну в штабелі дисперсної сировини (1.13) доповнене рівняннями масообміну

$$W_n \frac{0.622}{P_n} \frac{\partial P_n}{\partial x} + \frac{0.622}{P_s} \frac{\partial P_n}{\partial \tau} = \frac{\alpha \cdot S \cdot \varepsilon_F \cdot \beta \cdot \varepsilon}{\alpha'} (m + n \cdot t_c - P_n), \quad (1.15)$$

яке відтворює фізичну модель масообміну Дальтона (права частина рівності (1.15)).

В роботах П. І. Дячека [59] для опису інтенсивності потоку маси від продукту в повітря використано рівняння на основі першого закону Фіка:

$$dM = \beta \cdot \varepsilon_n \cdot S \cdot (W_n - W) dx \cdot dy \cdot d\tau, \quad (1.16)$$

де $(W_n - W)$ – різниця концентрацій водяної пари на поверхні продукту і в охолодженому повітрі, що фактично еквівалентно різниці парціальних тисків;

а система рівнянь типу (1.13) крім (1.16) доповнена ще складовою, яка враховує перенесення теплоти теплопровідністю, в самому плоді

$$\gamma \cdot c \frac{d\theta}{d\tau} = \lambda \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) + b \cdot q_0 \cdot \exp(b_0 \cdot t). \quad (1.17)$$

В роботі М. Р. Волкова [34] за потенціал рушійної сили масоперенесення прийнята різниця хімічного потенціалу продукту та повітря, $(\mu_\varepsilon - \mu_n)$. Припускаючи, що температура повітря залежить тільки від координати (висоти штабелю Z) математична модель процесу охолодження подана у вигляді диференціальних рівнянь

$$\begin{cases} \alpha \cdot (t_n - t_v) \cdot l \cdot dZ = L \cdot \rho_v \cdot c_p \cdot dt_v, \\ \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial \tau} = a \cdot \left[\frac{\partial^2 t(r, \tau)}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial t(r, \tau)}{\partial r} \right], \\ [\beta \cdot (\mu_\varepsilon - \mu_n) + \theta'_T \cdot (t_v - t_n)] \cdot \varepsilon \cdot l \cdot dZ = L \cdot \rho_v \cdot c'_m \cdot d\mu_\varepsilon. \end{cases} \quad (1.18)$$

Аналогічна задача розв'язана в роботі Г. Н. Узакова [149] з аналогічними припущеннями.

В роботах [89, 90, 99] для визначення усихання та змінення параметрів охолоджувального повітря за висотою штабеля використана система рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{dt_v}{dh} = -B_s \cdot (A_s \cdot t_v - B_s \cdot x_v), \\ \frac{dx_v}{dh} = A_s \cdot (A_s \cdot t_v - B_s \cdot x_v), \\ \frac{dG}{d\tau} = -K \cdot (A_s \cdot t_v - D \cdot x_v), \end{cases} \quad (1.19)$$

де $B_s = k \cdot \rho_0 \cdot f_{nn} \cdot r / G_v \cdot c_p$; $A_s = k \cdot \rho_0 \cdot f_{nn} / G_v$; x_v – вологовміст повітря, кг/кг_{c.p.}; f_{nn} – площа перерізу шару продукції, м²; ρ_0 – щільність сухої речовини продукції, кг/м³; h – поточна висота шару сировини, м.

В роботі І. І. Мартиненко та М. Л. Гірника [116] для опису динаміки тепломасообмінних процесів використана система рівнянь у часткових похідних аналогічних (1.13), (1.15) і дано її розв'язок у вигляді передатних функцій (трансцендентних) для прямих і перехресних каналів. Але враховуючи їх значну складність, останні апроксимовані інерційними ланками першого порядку. При цьому модель не враховує теплопритоків і інерційності будівлі та інших факторів.

На основі розв'язків в області зображень І. І. Гельбертом [40] визначені трансцендентні передатні функції об'єкта (насип картоплі) для всіх каналів регулювання, які потім апроксимовані інерційними ланками першого порядку.

Для камери, технологічне устаткування якої складається з повітроохолоджувача, батарей розташованих біля стін і системи парового зволоження складена математична модель В. В. Долгих [56]. Аналізом моделі встановлено, що за температурою, камеру холодильного зберігання можна представити у вигляді ланки другого порядку, що враховує динаміку акумулювання тепла повітрям камери та продуктом.

І. І. Зінгерманом та А. Е. Степановим [70] розроблено математичні моделі камери зволоження. Камера в усталеному режимі описується наступною системою рівнянь

$$\begin{cases} x_k = f_2(t_{gh1}, x_{h1}, G_{g1}, t_{W_h}), \\ t_{\Delta k} = f_1(t_{gh1}, x_{h1}, G_{a1}, t_{W_h})_1, \\ l_k = C_g \cdot t_{gk} \cdot z \cdot x_k, \\ G_g \cdot (i_h - i_k) = c_w \cdot G_w \cdot (t_{wk} - t_{wh}), \\ t_{cm} = t_l + t_{wk}, \\ t_{wh} = \frac{G_p}{G_w} t_{cm} + \left(1 - \frac{G_p}{G_w}\right) \cdot t_w. \end{cases} \quad (1.20)$$

Функції f_1 и f_2 нелінійні, тому розв'язок системи можливо тільки графічним методом.

З розв'язку цієї системи визначені передатні функції, з аналізу яких випливає, що при регулюванні з боку оброблюваного повітря промивна камера є ланкою, близькою до паралельного з'єднання підсилювальної ланки і аперіодичної ланки з запізненням, а при регулюванні зі сторони зрошувальної води ланкою, передатна функція якої близька до вигляду

$$W_p = K(T \cdot p + 1)/(T_1 \cdot p + 1). \quad (1.21)$$

Але для розрахунку системи регулювання, якщо дозволяє задана точність, можна користуватися передатними функціями виду $W_p = K/(T \cdot p + 1)$.

В роботі К. Г. Костирко [84] на основі аналізу рівнянь теплового і матеріального балансу визначена передатна функція камери зрошення, аналогічна до (1.21).

При моделюванні систем кондиціонування [116] об'єкт регулювання представлено багатозв'язаним, таким, що має три вхідні та дві вихідні величини. Передатні функції об'єкту регулювання і передатні функції технологічних апаратів кондиціонера вважаються заданими (рис. А.15).

Розглянуті математичні моделі процесів що протікають в камерах-сховищах рослинної (дихаючої) сировини практично враховують тільки властивості сировини, що підлягає обробці охолодженням та зволоженням повітрям. В них не враховані зовнішні збурення та інерційність самих сховищ (за винятком робіт А. І. Коханського, Н. І. Чумака).

Найбільш повно та комплексно динамічні характеристики приміщень та технологічного обладнання розглянуті в роботах В. Четверухіна [159, 160, 161], В. В. Вичужаніна [36 – 39], В. В. Голікова [44].

В роботі [160] представлена математична модель, яка враховує акумулювальну здатність повітря камери, стін, обладнання, а також втрати теплоти та внутрішніх тепло- та волого виділень. Структурна схема об'єкту наведена на рис. А.16.

Математична модель отримана шляхом декомпозиції її структури на елементарні ланки. Але структурна модель отримана для певного промислового об'єкта та не враховує багато факторів плодоовочесховища.

Аналогічні моделі наведені для кондиціонерів [1, 15, 36 – 39, 43, 70] і судових холодильників [7, 44, 68, 81].

Таким чином, підсумовуючи результати наведеного аналізу можна зробити висновок: серед розмаїття створених математичних моделей які дають можливість визначити передатні функції об'єктів керування та правильно синтезувати САК температурно-вологісними режимами плодоовочесховищ знаходяться тільки такі, які відтворюють динаміку певних елементів всієї системи. Моделі які відображають комплекс усіх елементів і зв'язівки між ними, ще потребують розроблення.

1.4 Аналіз способів і засобів автоматичного керування температурно-вологісними режимами в холодильних камерах плодоовочесховищ

Ефективність функціонування обладнання сховищ, яка визначається ступенем збереження продукції та питомими витратами енергії на забезпечення раціональних режимів, значною мірою залежать від якості його САК температури та вологості повітря [6–9]. Але на сьогоднішній день САК вітчизняними холодильними камерами сховищ невеликої ємності до 500 т в основному побудовані на основі термостатів. Такі системи відрізняються простотою та надійністю, але мають всі недоліки релейних систем. Регулювання здійснюється вимиканням і вмиканням приводу компресора та вентилятора. Це призводить до значних коливань температури в камері. Як було вже сказано, втрати продукції більші при наявності коливань температури, чим просто при підвищенні температури.

В системах охолодження трюмів з продукцією [174] застосовується стабілізація температури шляхом змінення поверхні охолоджувача та швидкості подачі вентилятора, а температура кипіння холодоагенту підтримується окремим регулятором продуктивності гвинтового компресора.

В більш досконалій системі керування температурою кипіння холодоагенту і відповідно температури в камері здійснюється змінням продуктивності компресора з таким розрахунком, що одночасно з регулюванням t_o регулюється оптимальний температурний напір $\Delta t = t_o - t_k$, що визначає енергетичні втрати циклу.

Технічна реалізація оптимального закону керування здійснена в класі релейних структур з необмежено великим коефіцієнтом підсилення ($r_y \rightarrow \infty$), із застосуванням релейних елементів, що працюють в ковзному режимі, що дозволило отримати високу точність апроксимації вибраного закону керування. Схема реалізації САК наведена на рис. А.17.

Висока інерційність насипу картоплі та особливості конструктивного виконання картоплесховища у вигляді однотипних засіків обумовили доцільність створення багатоканальної системи автоматичного регулювання з послідовним опитуванням, формуванням і виданням регулювальних впливів. Система керування (рис. А.18) включає блок опитування БО, пристрій керування і аналізу ПКА, логічний пристрій ЛП, регулювальні прилади, датчики температури T и вологості $Вл$ повітря, виконавчі механізми [40].

Однією з особливостей систем автоматизації кондиціювання повітря в камерах зберігання є необхідність перебудування схеми обробки повітря при зміні тепловологісного співвідношення, що здійснюється вмиканням у роботу того або іншого технологічного обладнання [56]. Із цією метою розроблений вузол автоматичного переходу з одного регулювального органу на інший при плавному регулюванні контрольованої змінної з корекцією параметрів налаштування системи регулювання (рис. А.19).

Запропонована схема регулювання цілком забезпечує бажані динамічні властивості системи автоматичного регулювання (САР) щодо обох керувальних впливів.

Автоматичні регулятори, використані в системах кондиціювання повітря (СКП) в камерах холодильного зберігання, призначені в основному для забезпечення нормативних значень параметрів повітря в приміщенні.

Проте для підвищення економічної ефективності СКП, наприклад на базі методів А. Я. Кресліня, А. А. Римкевіча [139], необхідно в межах нормативних значення підтримувати оптимальні по енерговитратах параметри. В цьому випадку істотно підвищуються вимоги до точність стабілізації температури та вологості повітря.

Розв'язок вказаних задач утруднений через відсутність відповідних промислових регуляторів. Їх номенклатура для СКП дозволяє реалізувати тільки прості локальні САР; створити з їх допомогою нижній рівень керування автоматизованою системою управління технологічним процесом (АСУТП) при розв'язку оптимізаційних завдань практично неможливо.

При створенні високоточних схем керування температурно-вологісними режимами сільськогосподарських об'єктів автоматизації використовують автономні взаємозалежні системи керування.

Сутність ідеї автономного керування полягає в тому, що вводячи корекції, що компенсують зв'язки між регуляторами, домагаються декомпозиції складної системи із взаємозалежними параметрами на ряд найпростіших сепаративних систем з однієї регульованою величиною. При цьому домагаються повної компенсації внутрішніх зв'язків між регульованими параметрами, забезпечивши селективну інваріантність щодо збурень, що поширюються по перехресних каналах.

У практиці сільськогосподарського виробництва при регулюванні температурно-вологісних режимів сільськогосподарських об'єктів автоматизації найбільше поширення одержали автономні системи із прямими компенсуючими зв'язками.

Проведений в [116] структурний аналіз системи автоматичного керування дозволяє визначити, що для розглянутого класу сільськогосподарських об'єктів автоматизації, в основі функціонування яких лежать процеси тепло- і масообміну, раціонально використовувати незв'язаний принцип керування. Незв'язані системи керування (рис. А.19), як відомо, дешевші й надійніші відповідних багатомірних систем регулювання, що

особливо важливо для умов сільськогосподарського виробництва, де особливе значення мають питання надійності й стабільності роботи систем керування.

В автоматичній системі регулювання (АСР) параметрів повітря в кондиціонерах традиційно використовують загальнопромислові П–, ПІ– і ПД– регулятори, що реалізують відповідно типові П–, ПІ– і ПД– закони керування. При проектуванні таких АСР не завжди враховують динамічні властивості об'єкту, що знижує показники якості регулювання.

В цілях розробки АСР ентальпії повітря на виході теплообмінного апарату, що враховує статичні та динамічні властивості устаткування суднового кондиціонера в роботі [44], обґрунтовано вибір закону керування. Для цього визначено середньоквадратичну похибку регулювання при використанні вказаних регуляторів. Результати обчислень, виконані в [6, 7], показали, що для П–, ПІ– і ПД– регуляторів вона рівна відповідно $39295 \cdot 10^{-3}$, $5.309 \cdot 10^{-3}$ та $164.223 \cdot 10^{-3}$ кДж/кг. Враховуючи наявність коливань керованих параметрів при введенні інтегрувальної складової в ПІ– закон керування, а також погіршення динамічних властивостей із-за можливої втрати стійкості, застосування ПІ– регулятор небажане. В разі застосування ПД– регулятора введення похідної в ПІ– закон керування неістотно покращує якісні показники, але ускладнює схему регулювання. В зв'язку з вищевикладеним найдоцільніше використовувати систему з ПІ– законом керування, якщо допускається наявність статичної похибки.

Як показали дослідження роботи [37], що при регулюванні мікроклімату по відхиленням ентальпії застосування ПІ, ПД регуляторів недоцільно, при цьому можлива втрата стійкості. В зв'язку з цим автором запропонована комбінована АСР, яка передбачає компенсацію впливу зміни ентальпії повітря перед теплообмінним апаратом на ентальпію повітря на його виході представлена на рис. А.21 [44].

В результаті досліджень комбінованої АСР ентальпії повітря на виході нагрівача типу НВП визначено оптимальне значення налаштованого параметра $q = 12.51$ кДж/кг (питомі енерговитрати). Встановлено, що в

комбінованій АСР при збільшенні на 100% ентальпії повітря на вході в теплообмінний апарат максимальне динамічне відхилення дорівнює 13 кДж/кг, що в 1.31 рази менше, ніж в одноконтурній АСР. Статична помилка регулювання в сталому режимі дорівнює нулю.

Таким чином існуючі релейні та ПП– регулятори не завжди можуть компенсувати збурення в умовах невизначеності, які зумовлені різкою зміною параметрів навколишнього середовища як добових так і сезонних з періодичною змінною навантаження.

Відомо, що змінення параметрів атмосферного повітря в сезонні періоди "осінь-зима-весна" зумовлює суттєву нестаціонарність і нелінійність ряду характеристик технологічного обладнання плодоовочесховищ внаслідок чого задачі вибору закону регулювання та параметрів регуляторів значно ускладняється.

Конструктивні та теплофізичні параметри камер холодильного зберігання рослинної продукції постійно піддані збуренням (змінюється маса й об'єм продукції в період завантаження, площа теплообмінної поверхні та інші показники), що приводить до невизначеності. Цілком природно, що і найбільш ефективний ПП– закон регулювання не може компенсувати збурення в умовах невизначеності.

Тому при використанні сучасних підходів для максимального наближення створення оптимальної системи керування при формулюванні рішення, що до формування діючого значення зміни потужності за критерієм стабілізації температури в камері доцільно відмежуватися від традиційних методів керування та перейти до використання інтелектуальних методів, які дозволять гнучко адаптуватися при зміні внутрішніх параметрів об'єкту та збурень в широкому діапазоні змінення їх величин.

Використання лінгвістичного підходу до керування параметрами мікроклімату та опалення вже знаходить застосування. В роботі [121] доведена висока ефективність нечіткої САК калорифером, та кондиціонером [27].

В роботі [122] показано, що застосування системи керування температурним режимом приміщення з нечітким регулятором (рис. А.22) в умовах нестаціонарних збурень дозволяє стабілізувати температурний режим, в той час, як система з ПІ– регулятором має автоколивальний перехідний процес (рис. А.23).

Відомі позитивні спроби застосування систем керування параметрами мікроклімату з нечіткою логікою [27]. Система вимірює температуру повітря в приміщенні і автоматично вибирає режим роботи та потрібну холодопродуктивність компресора, причому задана температура повітря постійно коригується, виходячи з поточних значень температури та вологості повітря в приміщенні. Порівняно з ПД– регулюванням коливання температури повітря значно зменшуються [120, 121].

Застосування нечітких логічних регуляторів при керуванні системою створення мікроклімату забезпечує: відсутність різких перепадів температури в приміщенні, підтримання допустимої швидкості потоку повітря, встановлення необхідної холодопродуктивності, вибір режиму роботи за параметрами температури і вологості в сховищі, мінімальний час виходу на заданий режим, зменшення витрат енергії на 20–40 % [27, 27, 118, 120, 122, 133].

Таким чином, проведений аналіз причин низької ефективності функціонування регульованих систем холодильного постачання камер зберігання плодоовочесховищ (холодильних установок) дозволяє визначити основні напрямки вдосконалення процесу керування режимами роботи холодильного обладнання для забезпечення регламентованих температурно-вологісних режимів:

- перехід від позиційних до безперервних алгоритмів керування холодильною установкою [146];
- використання для керування параметру об'єкта, який найбільш інформативно характеризує теплове навантаження і може вимірюватись автоматично [88];

- перехід від традиційної системи автоматичного регулювання параметрів технологічного мікроклімату сховищ, до систем керування об'єктом на основі використання нечіткої логіки (що дозволяє зменшити енерговитрати на 20 %) [36–39];
- використання для опису динаміки функціонально повних комплексних моделей, створених за детерміністичним принципом і ідентифікованих за даними натурних експериментів;
- побудова продуктивних моделей ЕС на базі нечітких нейронних мереж.

1.5 Постановка завдання досліджень та методика його виконання

Дисертаційна робота спрямована на виконання основного завдання досліджень: автоматизації процесу керування холодильною установкою плодоовочесховища з машинною системою холодозабезпечення і загальнообмінною системою повітряного холодопостачання, які забезпечують регламентовані температурно-вологісні параметри середовища камери.

Задача і сутність енергоефективного керування обладнанням холодильної установки є забезпечення в кожний момент часу рівності між кількістю холоду який виробляється компресорно-конденсаторним агрегатом (ККА) і його споживанням камерою з продукцією (навантаженням на випарник повітроохолоджувача). При цьому повинні підтримуватись на заданому значенні регламентовані параметри повітряного середовища камери, які забезпечують нормальне протікання процесу зберігання продукції і нормовану схоронність (втрати продукту).

Для реалізації загального завдання досліджень необхідно вирішити такі часткові задачі:

- провести аналіз технологічного процесу холодильного зберігання, математичного опису тепломасообмінних процесів;
- провести системний аналіз об'єкта автоматизації;

- проаналізувати вплив режимних параметрів (технологічного мікроклімату) холодильної установки на об'єкт зберігання і обґрунтувати (визначити) показник який найбільш інформаційно відтворює технологічні і енергетичні характеристики об'єкту керування (теплове навантаження об'єкту для вибору каналів керування);
- провести дослідження математичних моделей динамічних режимів і визначити адекватність моделей;
- створити удосконалену ЕС (нейроінформаційну) та провести порівняльний аналіз із традиційною статичною моделлю.

Порядок і алгоритми розв'язку часткових задач досліджень, вихідні дані для виконання основного завдання та очікувані результати складають зміст методики проведення досліджень (рис. 1.1).

Розглянемо поетапну схему методики дисертаційних досліджень.

На першому етапі здійснюється вибір (за даними аналізу сучасного стану) типу об'єкту автоматизації та аналіз його характеристик, як об'єкта експериментальних досліджень; визначається тип плодоовочесховища, система холодозабезпечення; компресорно-конденсаторний агрегат; вентиляційна система холодопостачання; загальнообмінний розподіл охолоджуючого повітря (останнє положення дозволяє розглядати цю ланку контуру САК як об'єкт із зосередженими параметрами); повітроохолоджувач проточного типу з трубно-оребреним випарником.

Для кількісної оцінки ефективності шляхів покращення функціонування технологічного процесу холодильного зберігання, необхідно в першу чергу виявити керуючі параметри, які найбільш повно характеризують стан об'єкту в даний момент часу і можуть бути безпосередньо виміряні, а також керуючі і збурюючі впливи.

На другому етапі на основі теоретичного аналізу впливу параметрів регулюємого середовища на предмет зберігання (продукція) визначаються якісні характеристики процесу зберігання, критерій оцінювання схоронності

продукту і вплив показників режиму (витрати, температура, вологість і швидкість руху повітря) на енергетичні затрати.

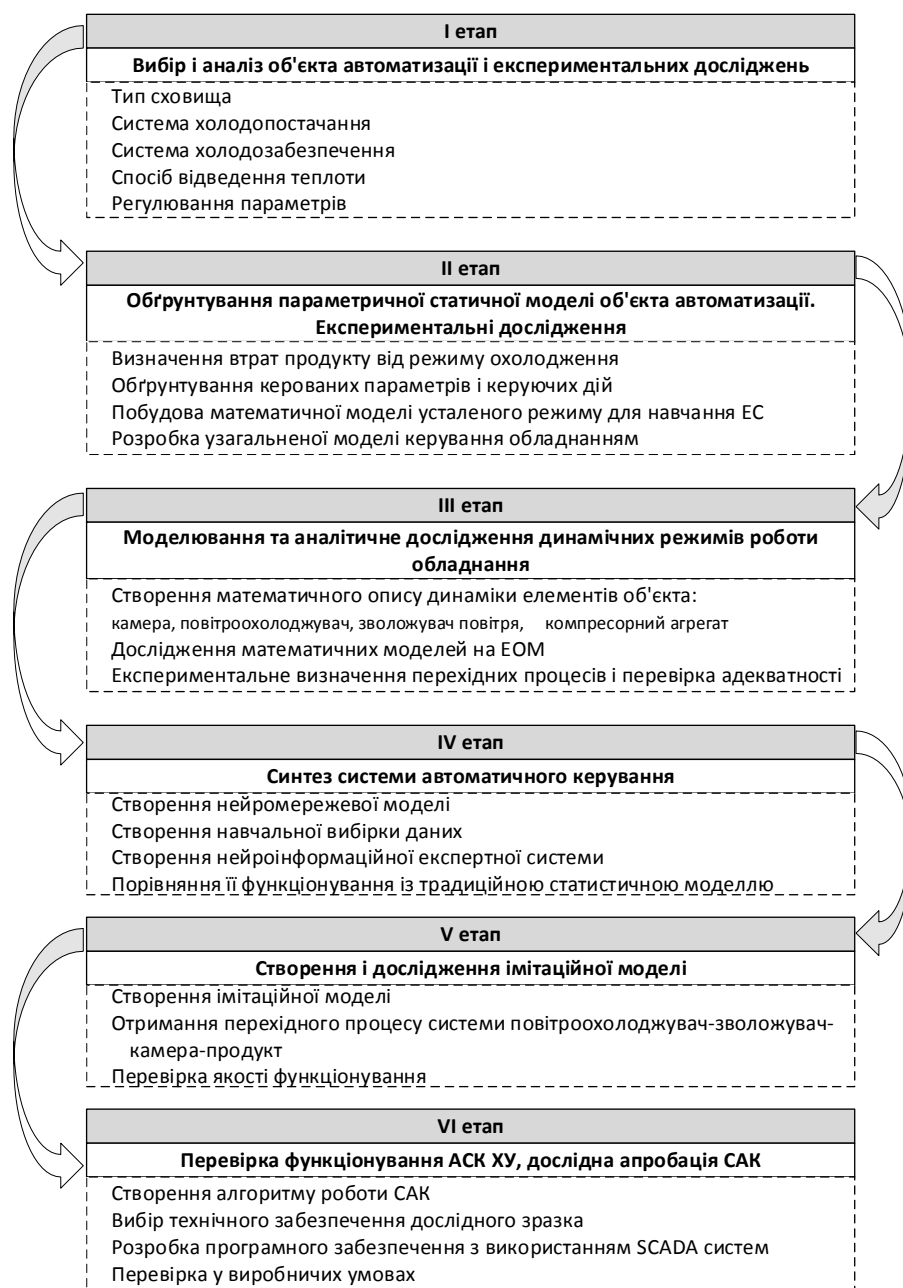


Рис. 1.1. Структура етапів дисертаційних досліджень.

Виконання завдань другого етапу передбачає проведення експериментальних досліджень: для встановлення залежностей швидкості повітря в камері від масових витрат продукту в процесі охолодження повітряним потоком. Дослідження проводяться методом математичного планування багатфакторних експериментів, за трьома факторами: (t, ϕ, V) де V – швидкість повітря в зоні контакту на трьох рівнях.

Залежності швидкості повітря від масових витрат повітря через повітроохолоджувач необхідне для складання статичної математичної моделі процесу охолодження визначаються додатковими експериментами при заповненні камери зберігання контейнерами з продукцією. Результати експериментів обробляються статистичними методами в програмному середовищі Statistica і в подальшому використовуються у вигляді регресійних моделей. Результати досліджень даного етапу оформляються у вигляді статичної моделі об'єкту керування, і узагальненої моделі автоматизації даного процесу.

На третьому етапі проводяться дослідження динамічних режимів елементів обладнання методами математичного моделювання.

Експлуатація холодильного обладнання камери сховища з повітряною системою розподілу, як правило, здійснюється при неповній інформації про стан продукту, розподіленості температурного поля і змінних в часі теплонадходжень від продукту і ззовні. Однак, це не виключає використання математичного опису перехідних процесів детермінованими моделями, з апроксимацією зовнішніх збурень рядом гармонічних та періодичних функцій параметри яких можна задавати змінними в часі при комп'ютерному дослідженні моделі. Це дає можливість визначити перехідний процес, як реакцію на керуючу або збурювальну дію, і оцінити їх вплив на стан продукту.

Складання математичного опису динамічних властивостей об'єктів моделювання відбувається методами аналізу теплового і матеріального балансу основних елементів обладнання: холодильної камери, повітроохолоджувача, парозволожувача повітря.

Адекватність досліджуваних математичних моделей перевіряється співставленням з даними експериментів на натурних об'єктах: холодильна камера з продуктом, повітроохолоджувач, зволожувач.

Перехідний процес визначається при ступінчастому впливі: вмикання вентилятора, при охолодженню випарнику (для витрат повітря); вмикання

випарника при працюючому вентиляторі (для витрат холодильного агенту); вмикання зволожувача при робочому вентиляторі повітроохолоджувача.

На під етапі третього етапу результати моделювання апроксимуються передавальними функціями.

Четвертий етап передбачає проведення досліджень, що до синтезу нейромережевої системи керування режимами холодильного обладнання плодоовочесховища, що включає створення нейроінформаційної ЕС та порівняльний аналіз її функціонування із традиційною статичною моделлю.

Для створення ANFIS – моделі залежності холодопродуктивності від зазначених вище вхідних параметрів: усихання продукту, масові витрати охолоджуючого повітря, температура повітря на виході камери (температура відпрацьованого повітря) та затрат енергії використовуються дані числового моделювання. Моделювання реалізується обчислювальним експериментом на основі статичної моделі об'єкта та експертних оцінок (вихідні дані ДСТУ) за методом самонавчання ЕС з використанням гібридних нейронних мереж.

Аналіз якості функціонування САК холодопродуктивністю компресорного агрегату проводиться на п'ятому етапі з використанням імітаційного моделювання показників якості: час регулювання; перерегулювання; максимальне динамічне відхилення. Імітаційна модель створюється відомими методами у пакеті MATLAB/Simulink у вигляді функціонального блоку (F – control compressor).

На шостому етапі проводяться дослідження по апаратній реалізації енергоефективного керування температурно-вологісними режимами холодильного зберігання плодоовочевої продукції з використанням SCADA Трейс Моуд.

Цей етап передбачає перевірку функціонування даної системи автоматичного керування у виробничих умовах на натурному об'єкті – плодоовочесховищі при охолодженні і зберіганні фруктів (яблук) як найбільш поширеного продукту.

Висновки по розділу

1. Збереження овочів, фруктів і плодів пов'язане із їх втратами. Втрати вологи і маси (сухої) знаходяться в прямій залежності від тепловологовиділень продукту, пов'язаним з процесами дихання і випаровування і відповідно від зовнішніх теплопритоків до охолоджуючого повітря. Тому найважливішою вимогою до охолоджуючих систем плодоовочесховищ є швидке охолодження і підтримка рівномірного за об'ємом і стабільного в часі температурно-вологісного режиму в усій масі зберігаємої продукції.
2. На холодильниках сучасних плодоовочесховищ найбільше розповсюдження отримала повітряна система охолодження з загальнообмінною системою вентиляції, яка залишається перспективною і на найближчий час. Автоматизовані установки безпосереднього охолодження повітря з повітроохолоджувачем (випарник з примусовим рухом повітря), враховуючи значну теплову інерційність об'єктів охолодження використовують двопозиційне регулювання температури повітря, способом "пуск–зупинка" компресора.
3. В більшості випадків системи автоматичного регулювання параметрів в холодильних камерах розроблені без урахування взаємних впливів технологічних параметрів, недостатньо обґрунтовані структури і закони регулювання окремих елементів обладнання, а також місце установки датчиків температури і вологості повітря. Використання в якості регулюємого параметра – "середньої" температури повітря при встановленні датчика в геометричному центрі камери призводить до значних коливань температури ($\pm 2.5 \dots 3^\circ\text{C}$), що призводить до збільшення втрат продукту. В загальному випадку питання регулювання параметрів мікроклімату сховищ до сих пір не отримали повного рішення.

4. Однією із науково-технічних задач при оптимізації роботи систем охолодження плодоовочесховищ є створення нових способів керування, оснований на енергозберігаючих принципах, комплексних (системних) дослідженнях тепломасообмінних процесів у сховищах з машинною системою охолодження.
5. Існуючі методи математичного опису окремих елементів холодильної установки без урахування їх взаємозв'язку між собою в загальному контурі установки не дозволяють врахувати специфіку конструктивних особливостей, які визначають ефективність роботи системи керування, енерговитрати і схоронність охолоджуємого продукту. Таким чином досліджується не вся холодильна установка, а тільки окремі апарати, що не дає можливості синтезувати систему автоматичного керування режимами роботи всього обладнання. Все це вказує на нерациональність використання відомих молей окремих ланок без їх зв'язку між собою, необхідність створення комплексної математичної моделі холодильної установки.
6. Практично експлуатація холодильних установок плодоовочесховищ відбувається при неповній інформації про стан об'єкта керування, що утруднює застосування класичних методів оптимального керування. Разом, з тим, у зв'язку з розвитком методів теорії нечітких множин і нечіткої логіки створена можливість організації іншого підходу до синтезу системи автоматизації керування температурно-вологісними режимами холодильних установок, який полягає в застосуванні нечіткої логіки для рішення наукової задачі автоматизації керування процесом холодильного зберігання плодоовочевої продукції в умовах часткової невизначеності цього процесу і створені інтелектуальних систем керування. Особливістю таких систем є те, що модель і механізм логічного висновку є окремими частинами, що дає можливість удосконалення моделі або її зміни без зміни логічного висновку.

РОЗДІЛ 2

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛІТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ АВТОМАТИЗАЦІЇ КЕРУВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНО-ВОЛОГІСНИМИ РЕЖИМАМИ ХОЛОДИЛЬНОГО ЗБЕРІГАННЯ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ

2.1 Режимні фактори, що впливають на втрати продукції при охолодженні та зберіганні

Для зменшення втрат продукції при зберіганні необхідно стабілізувати температурно-вологісний режим у сховищі. При цьому зменшення витрат енергії може бути досягнуто за умов узгодження теплового навантаження від охолоджуваного продукту і зовнішніми теплонадходженнями та холодопродуктивністю холодильної установки. Значна добова та сезонна нерівномірність теплового навантаження на камеру призводить до проблеми вибору потужності холодильного обладнання (яка розраховується на найвищі теплопритоки), що забезпечить мінімізацію втрат продукції (при коливанні режимних параметрів у сховищі) та споживання енергії, оскільки чинні методи та моделі функціонування охолодження розраховані на умови стабільного навантаження.

Задачі зниження втрат продукції та втрат енергії розв'язуються система підтримки прийняття рішень (СППР) [67, 140] на основі комп'ютерних процедур діагностики стану середовища, продукту зберігання і енергоспоживання. Основним інструментом, що забезпечує процедуру СППР, є прогнозування втрат маси продуктом при різних умовах зберігання.

Проведений аналіз літературних джерел [21, 33, 62, 134, 171] дає змогу аргументовано стверджувати, що основні втрати продукції при холодильному зберіганні зумовлені порушенням технологічних регламентів, причиною яких є коливання теплопритоків. Опубліковані методи розрахунків втрати маси (усушка) не враховують певних чинників, зокрема не-

стаціонарність процесу, а тому їх використання для одержання інформації про стан продукту не може забезпечити потрібної точності. Поточні витрати енергії не контролюються. Практично регулюються тільки середньо-об'ємні значення температури або вологості повітря в камері, що призводить до підвищення коливань цих параметрів і відповідно втрат продукту.

З огляду на значну кількість та складність зв'язків у системі "сховище-продукт-холодильна машина" її можна розглядати як об'єкт із зосередженими параметрами які на вході стабілізуються, а на виході контролюються, даючи змогу одержати інтегральні характеристики процесів (нагрівання, охолодження, зволоження), а перехідні процеси описати системою звичайних диференціальних рівнянь, тобто представити детермінованою математичною моделлю, при цьому вплив випадкових значень збурень можна визначити за зміненням вихідних параметрів у реальному часі, та за їх значеннями коригувати керуючи дії.

Втрати маси плодоовочевою продукцією відбуваються шляхом дихання та випаровування води. Розглянемо формалізацію процедури прогнозування втрат маси продукту під час охолодження і тривалого зберігання. Для визначення стану маси продукту слід визначити математичну модель процесу усушки.

При зберіганні в холодильних камерах плодоовочевої продукції із них виводиться волога, що призводить до усушки, тобто зниження маси та погіршення якості продукту. Волога виводиться: 1) внаслідок дихання в процесі поглинання кисню, окисленням органічних речовин з наступним виділенням води і CO_2 (інтенсивність і відповідно виділення вологи відбувається за законом $Z_t = Z_0 \cdot e^{b \cdot t}$, де Z_0 – інтенсивність дихання при 0°C , t – температура; b – температурний коефіцієнт); 2) внаслідок контакту з навколишнім середовищем відбуваються процеси тепло- і масообміну. Специфічною особливістю вологовіддачі плодоовочевої продукції є те, що випаровування проходить із міжклітинників з вологої поверхні його клітин. При перебільшенні

парціального тиску водяного пару в тканинах над парціальним тиском в навколишньому середовищі, продукт випаровує вологу.

Інтенсивність втрат маси продуктом ΔG ($\Delta G = G_1 - G_2$, де G_1, G_2 – маса продукції на початку та вкінці зберігання, кг) залежить від зовнішніх умов – параметрів середовища: температури, відносної вологості і швидкості повітря в камері зберігання і визначається наближено витратами вологи $W \approx \Delta G$.

Для визначення цієї залежності використовують модифіковане рівняння Дальтона, яке з урахуванням коефіцієнта випарування ε_θ , введеного В. З. Жаданом [62] має вигляд:

$$W = \frac{\beta}{R \cdot T} F_{np} \cdot \varepsilon_\theta \cdot P_n''(\theta_{np}) \cdot (1 - \varphi), \quad (2.1)$$

де β – коефіцієнт масообміну, м/с; $\varepsilon_\theta = F_{вин} / F_{np}$; $F_{вин}$ – поверхня, з якої відбувається випарування, м².

Коефіцієнт масообміну визначається із критеріального рівняння [87]:

$$Nu = \frac{\beta \cdot l}{D} = A \cdot Re^n \cdot Pr^{0.33}, \quad (2.2)$$

де D – коефіцієнт дифузії, м²/с; l – відстань яку проходить повітря крізь шар продукції, м; $Re = d_e \cdot V_v / \nu$; A, n – коефіцієнти, що визначаються для кожного виду продукції; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м²/с;

$$\beta = \frac{D}{l} A \cdot Re^n \cdot Pr^{0.33}. \quad (2.3)$$

Величина коефіцієнта дифузії $D(T_\theta)$ залежить від температури випаровування, значення якої можна визначити, як середнє між температурою поверхні продукції і середовища $T_v = (T_{np} + T_n) \cdot 0.5$.

Залежність $D(T_\theta)$ визначається відомим рівнянням [21]:

$$D = 0.0829 \frac{P_{нов}}{P} \left(\frac{T_{нов}}{T} \right)^{1.81}. \quad (2.4)$$

Залежність величини парціального тиску від температури пограничного шару повітря на поверхні продукту апроксимоване в діапазоні температур $-2 \dots +3$ °C лінійною залежністю:

$$P''(t_{vn}) = a \cdot t_{vn} + b, \quad (2.5)$$

де t_{vn} – температура повітря в пограничному шарі, °C;

$a = 60.2$; $b = 642.8$ – константи.

За даними експериментальних досліджень при охолодженні яблук встановлено значення коефіцієнтів в рівнянні (2.3) $l = 0.75$, $n = 0.436$.

З урахуванням рівнянь (2.3), (2.4), (2.5) і значень коефіцієнтів l та n рівняння (2.1) буде мати вигляд:

$$W = \frac{T_v^{1.81}}{T_v} (a \cdot t_{vn} + b) \cdot K \cdot (V_v(G_v)) \cdot (1 - \phi_v) \cdot \tau_{ox}, \quad (2.6)$$

де $t_{vn} = (\theta_{нов} - t_v) \cdot 0.5$; $T_v = (273 + t_v)$; $V_v(G_v)$ – швидкість повітря, яке проходить крізь шар плодів, м/с; τ_{ox} – час охолодження, год.

Таким чином, вираз для визначення усушки в процесі охолодження вологовмісного матеріалу (соковитий рослинний продукт), враховуючи змінний характер параметрів навколишнього середовища: $t_v(\tau)$, $\phi_v(\tau)$, можна записати так:

$$W = K \cdot \int_0^{\tau} (V_v(\tau))^{0.436} \cdot T(\tau)^{0.81} \cdot (a \cdot t_{vn}(\tau) + b) \cdot (1 - \phi_v(\tau)) d\tau. \quad (2.7)$$

Аналізуючи вираз (2.7) можна зазначити, що величина втрати маси продуктом (у цьому випадку яблуками) залежить від витрат повітря, оскільки $V_v = V_v(G_v)$, температури повітря в камері сховища t_v , причому $t_v = (t_1 + t_2) \cdot 0.5$, де t_1, t_2 – температура повітря на вході і виході із сховища, а також від його вологості, оскільки $\phi_v = \phi_v(t_v)$, де $\phi_v = (\phi_1 + \phi_2) \cdot 0.5$.

Рівняння (2.7) дає можливість знаючи, значення $G_v(\tau)$, $t_v(\tau)$, $\phi_v(\tau)$, які визначаються за даними прямих вимірів, кількісно оцінити поточну усушку продукту та прогнозувати наступне її змінення.

Виходячи з виразу (2.7), за умов стабілізації параметрів повітря на вході в сховище засобами автоматики, задача ідентифікації стану продукту зводиться до вибору способу контролю або розрахунку параметрів повітря на виході з камери φ_2 , t_2 , d_2 . Оскільки вологовміст (абсолютна вологість) повітря від температури не залежить, то прямим виміром значень d_{v1} , d_{v2} і $V_{v.ox}$ можна визначити кількість видаленої вологи з продукту використовуючи балансове співвідношення:

$$W = L_v \cdot 10^{-3} \cdot \rho_v \cdot \int_0^{\tau} (d_{v2}(\tau) - d_{v1}(\tau)) d\tau,$$

$$\frac{\Delta W}{\tau} = L_v \cdot 10^{-3} \cdot \rho_v \cdot (d_{v2} - d_{v1}), \quad (2.8)$$

де L_v – об'ємні витрати повітря, м³/год.

Для компенсації негативного впливу змінення параметрів φ_2 і t_2 на стан продукції необхідно вибрати управляючі дії, спрямовані на зменшення величин відхилення значень $t_2(\tau)$ і $\varphi_2(\tau)$ від регламентованих.

2.2 Опис натурних об'єктів та методика досліджень роботи холодильної установки

Об'єкт керування – холодильна установка для зберігання плодоовочевої продукції є досить складна технічна система, містить камеру холодильного зберігання. продукт що зберігається у охолодженому стані, прилади охолодження – повітроохолоджувачі трубно-оребреного типу марки 5MBV30-1-2-020 (табл. Б.1), компресорно-конденсаторний агрегат (ККА) (марка холодильної машини MBV20x2-2-2 (табл. Б.2, рис. Б.1) в складі якої компресор марки 5ПБ20-2-024 (табл. Б.3), електричний зволожувач повітря.

Будівля плодоовочесховища (рис. 2.1) містить окремі камери холодильного зберігання і приміщення де міститься машинне обладнання холодильників. В приміщенні камери 1 знаходиться продукт (плоди або овочі

в контейнерах) сформований у окремі штабелі 2 з проміжками для переміщення обслуговуючого персоналу і транспортних засобів. Приміщення камери не герметизовано і тиск завжди дорівнює атмосферному. Для забезпечення низької температури зберігання камера обладнана системою охолодження і розподілу повітря 3. Повітроохолоджувач з вбудованими вентиляторами підключений до ККА 4, який розміщено поза камерою. Для підтримання заданої вологості повітря камера обладнана парозволожувачем 5 для вприскування пари. Для відведення талої води з поверхні повітроохолоджувача використовується піддон 6.

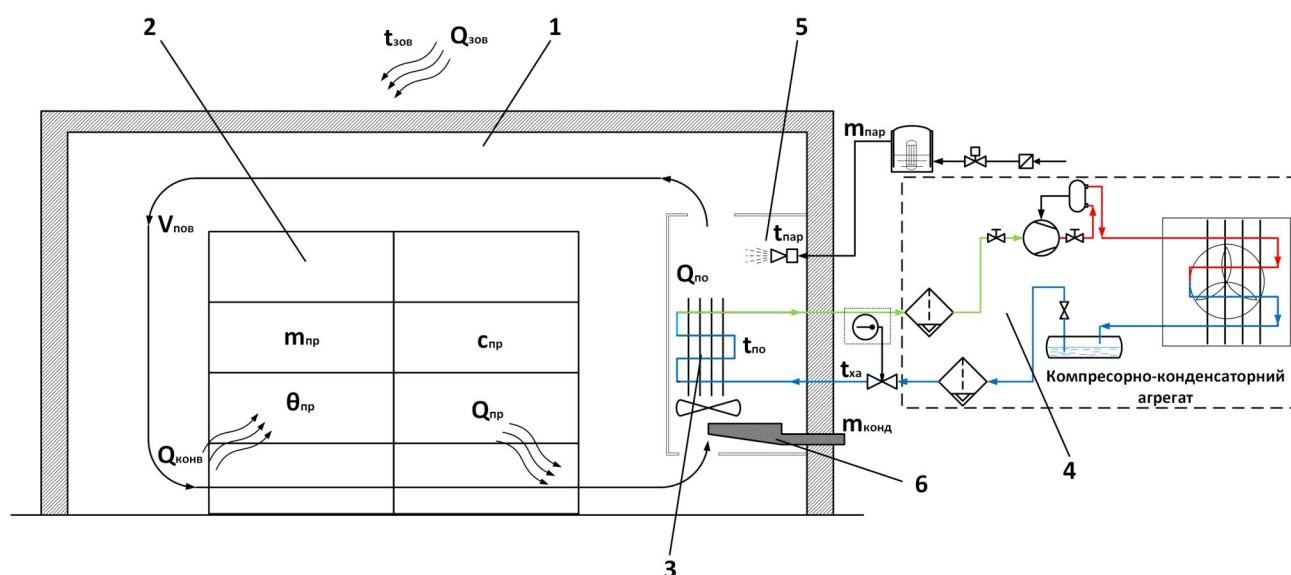


Рис. 2.1. Схема об'єкта автоматизації (холодильна установка)

2.2.1. Методика експериментальних досліджень параметрів повітряного середовища в об'ємі холодильної камери при зберіганні плодової продукції, як об'єкта автоматизації керування температурно-вологісними режимами.

Для того, щоб оцінити коректність припущень при моделюванні процесів підтримання параметрів повітря в камері та відповідність отриманих динамічних характеристик реальним процесам (умовам) потрібно попередньо вирішити питання про ступінь зосередженості параметрів об'єкта. Аналіз експлуатаційних характеристик існуючих холодильних камер

показує, що об'єктами із зосередженими параметрами є тільки камери з примусовою циркуляцією повітря. Оскільки більшість холодильників продовольчих продуктів використовують природню циркуляцію повітря (батарейна система охолодження) виникла необхідність попередньої оцінки температурного поля камери зберігання плодів.

Характеристика холодильної камери. Розміри камери: 12x12x6 м; стінки теплоізовані (ППУ – 80 мм). Маса продукції, що завантажена у штабель на піддонах – 180 тон (додатково враховано масу контейнерів для зберігання). Повітроохолоджувач розміщений в центрі бокової стінки камери на висоті 2.5 м.

Вимірювання температури, відносної вологості та швидкості повітря в охолоджуваному об'ємі камери здійснювалися в процесі охолодження продукту при ввімкненому вентиляторі на повітроохолоджувачі та ККА. Місця вимірювання параметрів повітря визначали шляхом рівномірного поділу об'єму камери на зони (для порівняння з відомими дослідженнями [106]). Точки розміщення датчиків вимірювальних приладів зазначені на рис. Б.2. Для реєстрації параметрів повітря використовувалися датчики температури DS18B20 в капсулі (рис. Б.3, табл. Б.4) та датчики DHT-22 (рис. Б.4, табл. Б.5).

Дослідження температурно-вологісних режимів холодильної камери виконувалися при наявності впливу зовнішніх факторів – збурень у вигляді добової зміни температури повітря, вологості повітря і сонячної інсоляції. Ці параметри контролювали вимірами зовнішньої температури і вологості повітря в безпосередній близькості до будівлі (верхнього покриття).

2.2.2. Технічний комплекс для автоматичної реєстрації параметрів температурно-вологісного режиму.

Для проведення експериментальних досліджень, була створена система автоматичного збору та контролю температури та вологості повітря

в плодосховищі, яка представляє собою програмно-технічний комплекс (рис. 2.3), який підключається до ЕОМ.

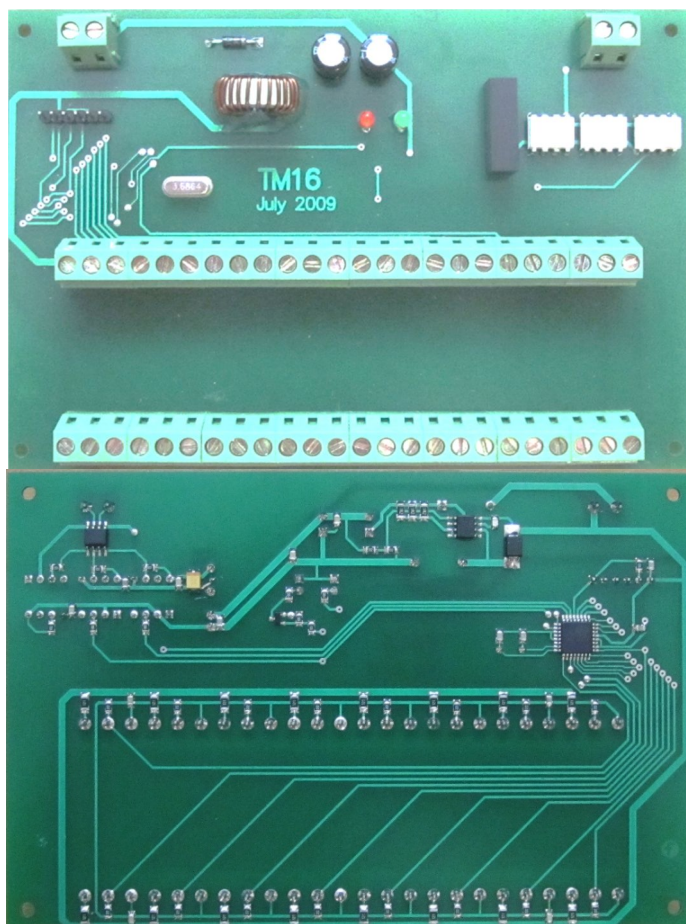


Рис. 2.3. Загальний вигляд плати керування програмно-технічного комплексу.

Функціональні можливості дослідної установки – контроль температури та вологості повітря в плодовоовочесховищі; стеження за температурою та вологістю зовнішнього повітря; передача даних на ЕОМ.

Технічний комплекс містить (рис. 2.4): 16 каналів з них 4 – канали для датчиків DHT-22 та 12 – каналів для під'єднання датчиків DS18B20. Датчики DHT-22 вимірюють відносну вологість та температуру повітря, отже загальна кількість датчиків для вимірювання температури повітря складає 16. Для зв'язку з ЕОМ використовується конвертер ICP DAS ICP CON – 7520 (рис. Б.5, табл. Б.6), який перетворює інтерфейс RS-485 в RS-232. На ЕОМ встановлено OPC сервер який опитує датчики та передає цю інформацію до бази даних SQL.

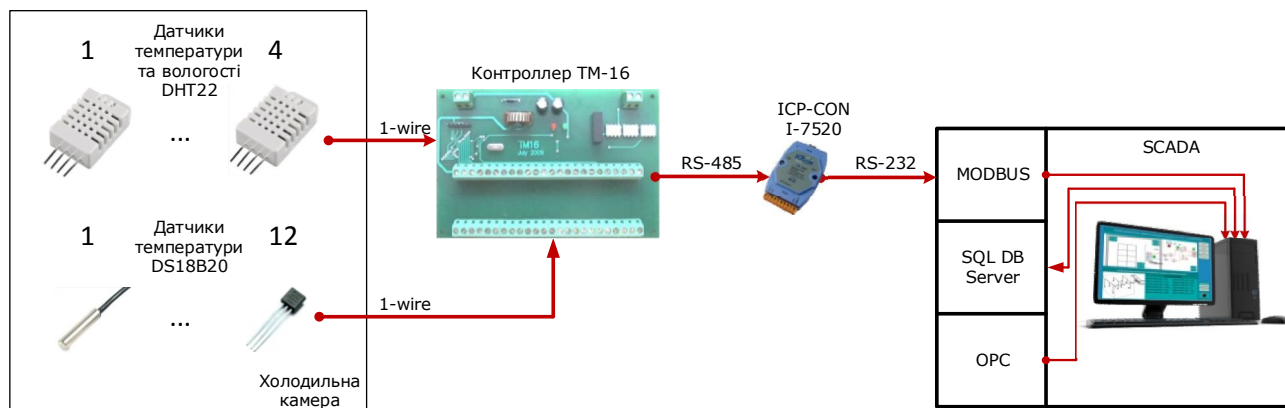


Рис. 2.4. Структурна схема програмно-технічного комплексу.

2.2.3. Методика експериментального дослідження динамічних характеристик повітроохолоджувача.

Для отримання динамічних і статичних характеристик повітроохолоджувача і даних для моделювання (розрахунку) проводились експериментальні дослідження на натурному об'єкті – повітроохолоджувачі марки 5MBV30-1-2-020 з осьовими вентиляторами, що мають п'ять фіксованих швидкостей обертання.

Для визначення витрат повітря перед вентиляторами встановлювався повітрозабірний кожух з круглим отвором. Швидкість повітря вимірювалась термоанемометром Testo-405-V1 (рис. Б.6, табл. Б.7) в шістьох точках вздовж радіусу кола. Величину швидкості повітря розраховували як середньо арифметичне значення V_a . Об'ємні витрати повітря визначались розрахунком за формулою:

$$L = \frac{\pi \cdot D_{vo}^2}{4} V_a, \quad (2.9)$$

де D_{vo} – діаметр вимірювального отвору, м.

Масові витрати обраховувались за формулою

$$G_v = L \cdot \rho_v. \quad (2.10)$$

Величина густини повітря визначалась за непрямыми вимірами параметрів: t , ϕ , P_o , за формулою:

$$\rho_v(t, \varphi, P_{\bar{\theta}}) = \frac{P_{\bar{\theta}} - \varphi \cdot P_n(t_v)}{R_z \cdot (273 + t_v)} + \frac{\varphi \cdot P_n(t_v)}{R_n \cdot (273 + t_v)}, \quad (2.11)$$

де R_z – питома газова стала сухого повітря, $R_z = 287$ Дж/(кг·К);
 R_n – питома газова стала водяної пари, $R_n = 463$ Дж/(кг·К).

Температура та відносна вологість повітря вимірювались датчиками встановленими на вході і виході повітроохолоджувача (рис. 2.5). Температура поверхні випарника вимірювалась датчиками встановленими на ребреній поверхні (ребрі в центрі випарника).

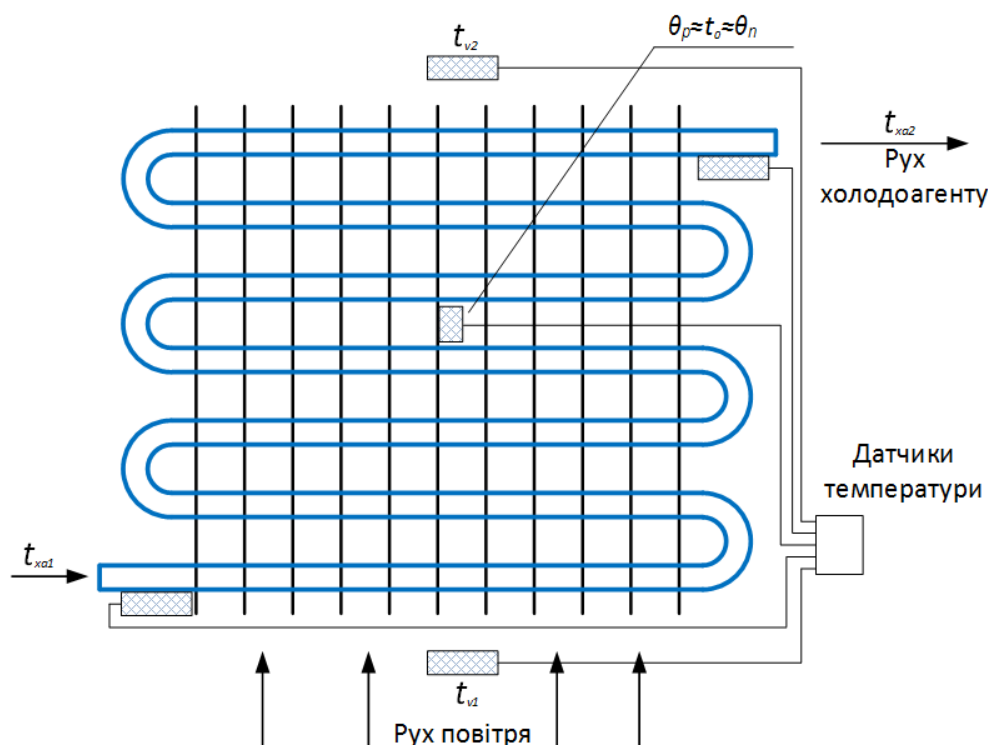


Рис. 2.5. План розміщення позицій для вимірювання параметрів випарника та повітря в ньому.

Вологовміст повітря розраховувався за даними вимірів відносної вологи і температури повітря за формулою:

$$d_v = 622 \frac{\varphi \cdot P_n(t_v)}{10^5 - \varphi \cdot P_n(t_v)}. \quad (2.12)$$

Величина парціального тиску вологи в повітрі в стані насичення розраховувалася за формулою

$$P_n(t_v) = \frac{2}{15} \exp\left(18.5916 - \frac{3991.4}{t_v + 233.84}\right). \quad (2.13)$$

Холодопродуктивність повітроохолоджувача розраховувалась за формулою:

$$Q_0 = L \cdot \rho_v \cdot (i_{\text{вх}} - i_{\text{вих}}), \quad (2.14)$$

де $i = c_v \cdot t_v + X \cdot (1.86 \cdot t_v + 2500)$.

В розрахунках Q_0 величина ентальпії визначалась за формулою І. І. Кринецького – В. В. Вичужаніна [103]

$$i = 0.0276 \cdot \varphi \cdot t_v^2 + 0.9184 \cdot \varphi \cdot t_v + 1.0056 \cdot t_v + 8.8828 \cdot \varphi. \quad (2.15)$$

Перехідний процес визначали шляхом одночасного ввімкнення компресора і вентиляторів при наступному вимірюванні і реєстрації параметрів повітря та температури поверхні оребрення випарника. Показники вимірних параметрів фіксувалися протягом 20 хвилин, кожен секунду.

Досліди проводились для трьох значень витрат повітря, при відсутності продукції в камері зберігання.

Кількість інею, що наростає на поверхні випарника визначали, при відтаюванні за кількістю талої води у піддоні.

2.2.4. Методика експериментального визначення впливу температурно-вологісних режимів на втрати продукції.

Експериментальні дослідження впливу кліматичних факторів на втрати маси плодами при охолодженні та зберіганні проводились на базі державного підприємства "Дослідне господарство "Мелітопольське" Мелітопольської дослідної станції садівництва імені М. Ф. Сидоренка Інституту садівництва Національної академії аграрних наук України". Об'єктом були плоди яблуні сорту Голден Делишес урожаю 2011 року. Плоди у знімальній стиглості, відібрані для випробувань завантажувались в експериментальну камеру об'ємом 27 м^3 , куди вентилятором подавалась підготовлене повітря. Кількість повітря, що подається в шар за одиницю часу

(питомі витрати) регулювались перемиканням швидкості вентиляторів відповідно до рекомендованих норм кратності повітрообміну n [19, 32, 150]:

$$n = \frac{L}{V_k}, \quad (2.16)$$

де L – витрати повітря, $\text{м}^3/\text{год}$; V_k – порожній об'єм камери, м^3 .

Яблука закладалися в контейнери, дослідні зразки масою 3–4 кг, в еластичних сітках вкладалися в контейнери (попередньо зважувались окремі плоди). Швидкість повітря вимірювалась термоанемометром "Testo-405-V1" безпосередньо в просторі між плодами з обох боків контейнера (фронтальна та тильна частини відносно руху повітря).

Втрату маси визначали за різницею ваги плодів до та після обробки підготовленим повітрям з точністю до 0.01°C . Час обробки 24 години. Зважування відбувалося в холодильній камері для виключення можливості відпрівання плодів під час вимірів.

Залежність швидкості повітря, що омиває плоди в шарі, від масових витрат повітря та кратності повітрообміну в камері, отримана за даними експериментів наведена на рис. 2.6.

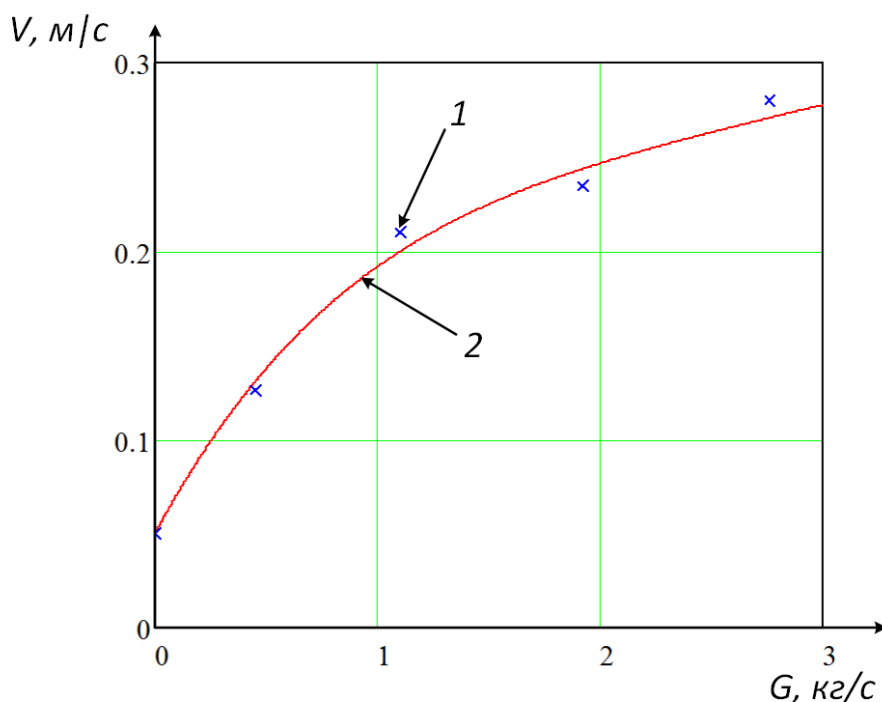


Рис. 2.6. Графік швидкості повітря від масової витрати повітря (1 – експериментальні дані, 2 – результат апроксимації).

Витрати повітря:

$$G_v = L \cdot \rho_v = V_0 \cdot S_0 \cdot \rho_v, \quad (2.17)$$

де V_0 – швидкість повітря на виході вентилятора, $\text{м}^2/\text{с}$; S_0 – площа повного перетину вхідного патрубка (до камери), м^2 .

Експериментальна перевірка та уточнення впливу параметрів повітря: температури, відносної вологості та швидкості руху відносно плодів (сорту Голден Делишес урожаю 2011 року) на втрату маси проводились методами планування багатофакторного експерименту [28] за планом 3^3 . Вибір плану трифакторного експерименту на трьох рівнях обрано враховуючи визначений теоретично нелінійний характер залежностей $\Delta G(t, \varphi, v)$ формула (2.6) [128].

Фактори варіювання: температура повітря t ($^{\circ}\text{C}$) – X_1 ; відносна вологість повітря φ (%) – X_2 ; швидкість повітря V ($\text{м}/\text{с}$) – X_3 .

Таблиця 2.1.

Змінні фактори трифакторного експерименту 3^3 та рівні їх варіювання при визначенні залежності величини усушки плодів від змінних параметрів повітря

Назва фактору	Одиниця виміру	Позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання натуральні			Рівні варіювання кодові		
				верхній	основний	нижній	верхній	основний	нижній
Температура повітря, t	$^{\circ}\text{C}$	X_1	3	5	2	-1	+1	0	-1
Відносна вологість повітря, φ	%	X_2	0.05	0.95	0.9	0.85	+1	0	-1
Швидкість повітря, V	$\text{м}/\text{с}$	X_3	0.2	0.4	0.2	0	+1	0	-1

Для контрольних зразків відбиралися доброякісні плоди 1 сорту оптимального ступеня зрілості. Кожен плід зважувався на вагах марки ВЛТК-500 з точністю до 0.01 мг, потім поміщалися в сітки, що складаються з десяти плодів кожна. При дослідженнях не вимірювалися розмір плодів та їх вологовміст: середні значення розмірів плодів і розмір шару плодів в напрямку руху повітря використовували при обробці експериментальних даних.

Фактори варіювання (їх кількість) вибрані з урахуванням даних літературних джерел [117, 128] і попередніх досліджень. Перед початком досліджень проведено кодування факторів [28].

Матриця планування експериментів (табл. 2.2) включала 15 дослідів (трифакторний план Бокса-Бенкіна).

Таблиця 2.2

Матриця планування трифакторного експерименту

№ п/п	X_1	X_2	X_3
1	-1	-1	-1
2	-1	-1	1
3	-1	1	-1
4	-1	1	1
5	1	-1	-1
6	1	-1	1
7	1	1	-1
8	1	1	1
9	0	0	0
10	1	0	0
11	-1	0	0
12	0	1	0
13	0	-1	0
14	0	0	1
15	0	0	-1

Очікуваний нелінійний характер функцій відгуку у досліджуваній області факторного простору представляли поліноміальним описом процесу за допомогою рівняння регресії другого порядку, яке в загальному випадку має вигляд [28]:

$$Y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i \leq j}^k b_{ij} x_i x_j + \sum_{i \leq j}^k b_i x_i^2 + \dots, \quad (2.18)$$

де b_i – коефіцієнт регресії i -го фактора; k – кількість факторів.

Визначення коефіцієнтів рівнянь регресії, проведення статистичного аналізу рівнянь регресії та оцінка їх адекватності виконана по методу [79].

Отримані результати дослідів оброблялись на ЕОМ з використанням програми STATISTICA 7.

2.3 Методика створення системи керування холодильним обладнанням плодоовочесховищ на основі апарату нечіткої логіки з нейромережевою адаптацією

Задача забезпечення мінімальних втрат продукції, вирішується шляхом регулювання температурно-вологісного режиму в межах обумовлених нормативними матеріалами [61]. Виходячи з умов енергозбереження та ефективного використання електричної енергії необхідне часове (на протязі часу) узгодження теплового навантаження на охолоджуючі прилади (які зумовлено внутрішніми і зовнішніми теплопритоками з холодопродуктивністю ККА.

Значна добова та сезонна нерівномірність теплового навантаження на холодильну камеру і відповідно на ККА, "пікові сплески" теплових надходжень при відкриванні дверей, поточне розвантаження сховища практично виключають використання традиційних способів регулювання параметрів повітря, для забезпечення нормованого рівня зберігання продукції.

Одним з ефективних напрямів рішення задач керування об'єктами з нелінійними багатопараметричними характеристиками в умовах повної або часткової невизначеності є використання апарату нечіткої логіки з нейромережевою адаптацією [46].

Нечіткі нейронні мережі об'єднують в собі переваги нейронних мереж та системи нечіткого виводу. Структурно це два окремих математичних апарати.

Традиційні формально-логічні системи не в повній мірі описують характер людського міркування і хід думок на відміну від нечіткої логіки, яка робить це більш природно.

В 1965 році в публікації "Fuzzy Sets" американський математик А. Zadeh запропонував теорію нечітких множин – теорію і техніку для аналізу і представлення невизначених чи неточних понять про події і фактори для опису відносин між об'єктами і діями [200]. Він запропонував, що значення істинності висловлювань приймає значення з інтервалу $[0, 1]$. Інтервал $[0, 1]$ дає кількісну оцінку ступеня істинності висловлювань, відносно яких не можна з впевненістю зробити висновок про їх адекватність реальним умовам [200].

Згідно визначення класичної логіки, що всі висловлювання в формальних логічних системах можуть мати лише значення "істина" $\{I, 1\}$ "фальш" $\{F, 0\}$, воно по своїй суті ігнорує проблему невизначеності. В нечіткій логіці істинність міркувань оцінюється з певним ступенем, який може приймати й інші відмінні значення $\{I, F\}$.

Нечітке керування являє собою деяку процедуру чи алгоритм отримання нечітких висновків на основі нечітких умов з використанням понять нечіткої логіки [110].

При формуванні системи керування на базі нечіткої логіки виходять насамперед з того, що стан складної динамічної системи та керуючий вплив САК розглядається як лінгвістичні змінні, які оцінюються якісними термами (засобами природної мови). Кожен терм розглядається як нечітка множина і формалізується за допомогою функції належності.

Формування керуючого впливу здійснюється на основі певного набору правил, які встановлюють зв'язок між станом динамічної системи та керуючим впливом у САК. Визначення керуючого впливу здійснюється

шляхом реалізації процедури переходу від функції належності до конкретного числового значення, яке і передається на виконавчий механізм.

Алгоритм функціонування системи керування на базі нечіткої логіки наведено на рис. 2.7. Основні етапи можна реалізувати різними способами. Для цього можна скористатися алгоритмами нечіткого виведення: Мамдані, Цукамото, Сугено, Ларсена [46, 83, 130, 189].



Рис. 2.7. Загальний алгоритм роботи нечіткої САК.

Штучні нейронні мережі – це сукупність моделей біологічних нейронних мереж, які являють собою мережу елементів – штучних нейронів – зв'язаних між собою синаптичними з'єднаннями.

Базовий елемент нейронних мереж штучний нейрон (рис. 2.8.) має групу синапсів – однонаправлених вхідних зв'язків, з'єднаних з виходами інших нейронів, а також аксон – вихідний канал, через який сигнал (збудження або гальмування) надходить на синапси наступних нейронів.

Кожний вхід множиться на відповідний ваговий коефіцієнт (вагу), аналогічний синаптичній силі, і всі добутки сумують, визначаючи рівень активації.

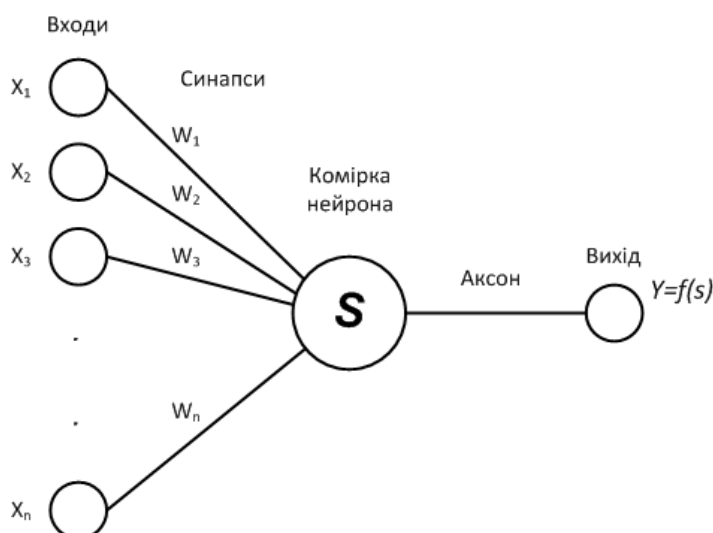


Рис. 2.8. Штучний нейрон:

$X_1, X_2, \dots, X_n$ – входи; $W_1, W_2, \dots, W_n$ – синаптичні ваги; S – алгебраїчний суматор зважених входів; Y – вихід; $f(s)$ – нелінійна активаційна функція.

В якості активаційної функції доцільно використати нелінійну функцію активації S – подібного виду з насиченням (сігмоїдна або логічна функція з насиченням)

$$f(s) = \frac{1}{1 + e^{-\alpha \cdot s}}. \quad (2.19)$$

Нейрон реалізує скалярну функцію векторного аргументу. Його математична модель [130]:

$$S = \sum_{i=1}^n W_i \cdot X_i + b, \quad (2.20)$$

де W_i – вага синапса (при $i = 1, 2, \dots, n$); b – значення зміщення; S – результат сумування; X_i – компонент вхідного вектору (вхідний сигнал) (при $i = 1, 2, \dots, n$); n – число входів нейрона.

Процес функціонування нейронної мережі залежить від величини синаптичних ваг. Для певної структури мережі (залежно від поставленої задачі), необхідно знайти оптимальне значення всіх змінних вагових коефіцієнтів – цей етап називається навчанням нейронної мережі: від того наскільки якісно він буде проведений, залежить здатність нейронної мережі вирішувати у процесі функціонування поставлені перед нею задачі.

В результаті роботи нейронна мережа формує вихідний сигнал (Y) відповідно з вхідним сигналом (X), реалізуючи деяку функцію: $Y = g(X)$. В разі якщо архітектура мережі задана, то вигляд функціональної залежності визначається величинами синаптичних ваг та зміщень мережі.

Позначимо через G множину всіх можливих функцій g , що відповідають заданій архітектурі мережі.

Прийmemo, що розв'язком деякої задачі є функція $v : Y = v(X)$, задана парами вхідних-вихідних даних $(X^1, Y^1), \dots, ()$, для яких $Y^k = v(X^k)$, де $k = 1 \dots N$ (число елементів навчальної вибірки). E – функція помилки (функціонал якості), що показує для кожної із функцій g ступінь близькості до v [46].

В результаті після вирішення задачі за допомогою певної нейронної мережі – це побудова функції g з множини G , підібравши значення синаптичних ваг та зміщень таким чином, щоб функціонал якості перетворювався на оптимум для всіх пар (X^k, Y^k) .

Тобто, задача навчання нейронної мережі визначається сукупністю п'яти компонентів: $\langle X, Y, v, G, E \rangle$. Процес навчання полягає в ітераційному створенні функції g , оптимальній по E [46].

Існує багато САК та ЕС із нечіткими та нейромережевими регуляторами, переважаючи традиційні аналоги при роботі із нелінійними та нестационарними об'єктами (процесами) [10, 46, 83, 176, 186, 189, 194], до яких відноситься і холодильне зберігання плодоовочевої продукції.

Перевагами розробок із використанням нечіткої логіки та нейронних мереж є:

- робота в умовах невизначеності щодо характеру вхідних сигналів;
- надійне функціонування при великій кількості порівняно з традиційними системами вхідних змінних.

Недоліки використання нейронних мереж:

- тривалий час навчання;
- складність аналізу структури "навченої" мережі, відповідно неможливість її оптимізації;
- неможливість введення апріорної (експертної) інформації для прискорення навчання мережі.

Недоліки систем із використанням нечіткої логіки:

- неможливість автоматичного здобуття знань у процесі функціонування;
- необхідність розбиття універсальних множин на окремі області створює граничну кількість вхідних параметрів.

Для підвищення продуктивності роботи систем керування та керованих об'єктів (процесів) необхідно усунути ці недоліки. Цього можна досягнути шляхом створення гібридних нейронних мереж, де висновки робляться на основі апарату нечіткої логіки, а відповідні функції належності підстроюються із використанням алгоритму навчання нейронних мереж. Розроблені системи можуть не лише використовувати апріорну інформацію, а і отримувати в процесі функціонування нові знання [186, 189].

Тобто, нечітка нейронна мережа – нейронна мережа з чіткими сигналами, вагами і активаційною функцією, але для об'єднання їх використовуються t – норми або інші неперервні операції [176, 189, 194].

Враховуючи вищевикладене можна вважати, що системи створення температурно-вологісних режимів в холодильній камері плодоовочесховищ працюють в умовах невизначеності та нечіткої інформації. Тому для синтезу енергоефективної САК доцільним є створення продукційної моделі процесу

зберігання плодоовочевої продукції в холодильній камері плодоовочесховищ із використанням апарату адаптивної мережі нечіткого виводу ANFIS.

Для створення такої моделі доцільно використати нейронні мережі для отримання лінгвістичної бази правил для нечіткої логіки на базі регресивної залежності керувальних параметрів (t, G_v, φ) від збурень (t_z) і керуючих дій $(Q_0(N))$.

Для розробки ЕС режиму роботи холодильної установки використовується статична модель, яку можна отримати числовим факторним експериментом на основі регресивної статичної характеристики об'єкта. Тобто функціональної залежності температури повітря на виході з камери t_{k2} від збурювальних дій: зовнішньої температури повітря t_z , внутрішніх теплонадходжень Q_k при дії керуючого фактору G_v і регулюючих дій $Q_0(N)$.

Для отримання статичної моделі було визначено групу факторів, що більше за всіх впливають на режим роботи холодильної установки, та встановлено рівні їх варіювання (табл. 2.3). В матрицю планування були внесені: зовнішня температура повітря, витрати повітря, температура повітря на виході з камери, внутрішні теплові навантаження (табл. 2.3).

Таблиця 2.3.

Фактори та рівні їх варіювання

№	Фактори	Позначення	Рівні варіювання
1	Витрати повітря, кг/с	X_1	0.1...1.7
2	Температура повітря на виході з камери, °C	X_2	1...9
3	Температура зовнішнього повітря, °C	X_3	1...25
4	Внутрішні теплові навантаження, Вт	X_4	100...1500

Матриця планування експериментів (табл. 2.4) включала 27 дослідів (чотирьох факторний план McLean і Anderson, 1984).

Таблиця 2.4

Матриця планування чотирьох факторного експерименту

№ п/п	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄
1	0	1	0	-1
2	0	-1	0	1
3	0	-1	-1	0
4	0	1	0	1
5	0	0	1	1
6	0	1	1	0
7	1	0	0	-1
8	0	1	-1	0
9	0	1	0	0
10	1	-1	0	0
11	-1	0	1	0
12	0	0	0	0
13	1	0	1	0
14	-1	1	0	0
15	-1	0	0	1
16	1	1	-1	1
17	1	1	0	0
18	-1	0	0	-1
19	0	-1	0	-1
20	1	0	0	1
21	-1	0	-1	0
22	0	0	-1	1
23	1	0	-1	0
24	0	0	1	-1
25	0	-1	1	0
26	0	0	-1	-1
27	-1	-1	0	0

В результаті проведення експерименту функція відгуку буде представлена поліномом виду

$$\begin{aligned}
 Q(N) = & a_0 + a_1 \cdot G_v + a_2 \cdot t_{k2} + a_3 \cdot t_z + a_4 \cdot Q_k + a_5 \cdot G_v^2 + a_6 \cdot t_{k2}^2 + \\
 & + a_7 \cdot t_z^2 + a_8 \cdot Q_k^2 + a_9 \cdot G_v \cdot t_{k2} + a_{10} \cdot G_v \cdot t_z + a_{11} \cdot G_v \cdot Q_k + a_{12} \cdot t_{k2} \cdot t_z + \\
 & + a_{13} \cdot t_{k2} \cdot Q_k + a_{14} \cdot t_z \cdot Q_k.
 \end{aligned} \quad (2.21)$$

Для створення ANFIS-моделі залежності холодопродуктивності від вхідних параметрів використаємо графічний інтерфейс гібридних нейронних

мереж реалізований у пакеті прикладних програм ANFIS Editor (Fuzzy Logic Toolbox) системи MATLAB [46, 130] (рис. 2.9).

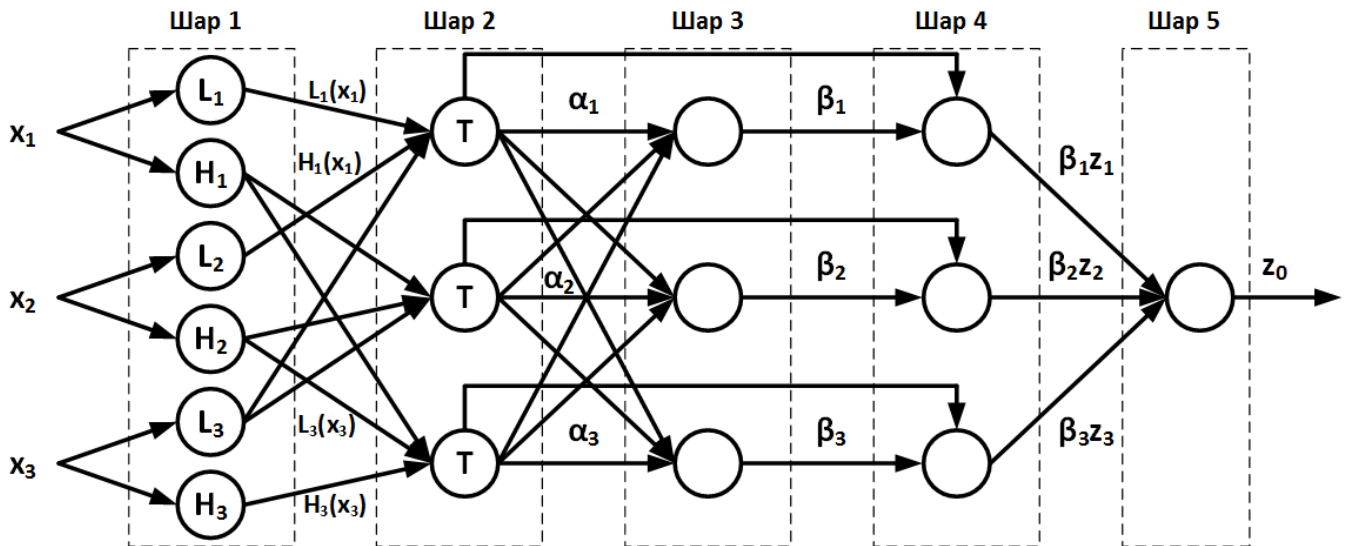


Рис. 2.9. Структура нечіткої нейронної мережі (архітектура ANFIS).

Узагальнено дану мережу можна описати наступним чином.

Шап 1. Виходи нейронів цього шару являють собою значення функції належності при конкретних (заданих) значеннях входів.

Шап 2. Виходами нейронів цього шару є ступені істинності передумов кожного правила бази знань системи, вираховуються за формулами

$$\begin{aligned}\alpha_1 &= L_1(x_1) \wedge L_2(x_2) \wedge L_3(x_3), \\ \alpha_2 &= H_1(x_1) \wedge H_2(x_2) \wedge L_3(x_3), \\ \alpha_3 &= H_1(x_1) \wedge H_2(x_2) \wedge H_3(x_3).\end{aligned}\quad (2.22)$$

Усі нейрони шару позначені літерою T , що означає їх функціональну можливість реалізувати довільну t -норму для моделювання операції " $\wedge$ ".

Шап 3. Нейрони цього шару вираховують величини:

$$\beta_1 = \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3}, \beta_2 = \frac{\alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3}, \beta_3 = \frac{\alpha_3}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3}. \quad (2.23)$$

Шап 4. Нейрони даного шару виконують операції:

$$\beta_1 \cdot z_1 = \beta_1 \cdot G^{-1}(\alpha_1), \beta_2 \cdot z_2 = \beta_2 \cdot P^{-1}(\alpha_2), \beta_3 \cdot z_3 = \beta_3 \cdot R^{-1}(\alpha_3). \quad (2.24)$$

При чому коефіцієнти G , P та R встановлюють із співвідношень:

$$\begin{aligned}
G(z_1) &= (1 + \exp(-b_4 \cdot (z_1 - c_4 + c_5)))^{-1}, \\
P(z_2) &= (1 + \exp(-b_4 \cdot (z_2 - c_4)))^{-1}, \\
R(z_3) &= (1 + \exp(b_4 \cdot (z_3 - c_4)))^{-1}.
\end{aligned} \tag{2.25}$$

Шар 5. Нейрон цього шару розраховує вихід мережі

$$z_0 = \beta_1 \cdot z_1 + \beta_2 \cdot z_2 + \beta_3 \cdot z_3. \tag{2.26}$$

Коригування параметрів мережі для функцій належності G , P та R відбуваються відповідно до вибраного алгоритму за формулами:

$$\begin{aligned}
b_4 &= b'_4 - \frac{\eta}{b_4'^2} \cdot \delta_k \cdot \frac{\alpha_1 + \alpha_2 - \alpha_3}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3}; c_4 = c'_4 + \eta \cdot \delta_k; \\
c_5 &= c'_5 + \eta \cdot \delta_k \frac{\alpha_1}{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3}; \delta_k = y^k - o^k; \quad k = 1 \dots N.
\end{aligned} \tag{2.27}$$

де η – задана швидкість навчання нейронної мережі; y^k – еталонний вихід нейронної мережі; o^k – фактичний вихід нейронної мережі; b'_4, c'_4, c'_5 – значення цих самих коефіцієнтів на попередньому етапі ітераційного навчання нейронної мережі; N – кількість комплектів зразкових наборів вхідних (навчальних) даних.

2.4 Визначення енергоефективних температурно-вологісних режимів холодильного зберігання

В результаті проведених натурних експериментальних досліджень отримано регресійну математичну модель втрат маси продукту в залежності від параметрів повітря в об'ємі камери охолодження: температури, відносної вологості і швидкості переміщення на вході в контейнер:

$$\begin{aligned}
\Delta G_{np} &= -5.3938 + 1.6683 \cdot t_v + 38.7316 \cdot V + 40.0053 \cdot \varphi + \\
&+ 0.0294 \cdot t_v^2 + 1.4887 \cdot t_v \cdot V - 1.9517 \cdot t_v \cdot \varphi - 0.2096 \cdot V^2 + \\
&+ -40.1167 \cdot V \cdot \varphi - 34.9448 \cdot \varphi^2
\end{aligned} \tag{2.28}$$

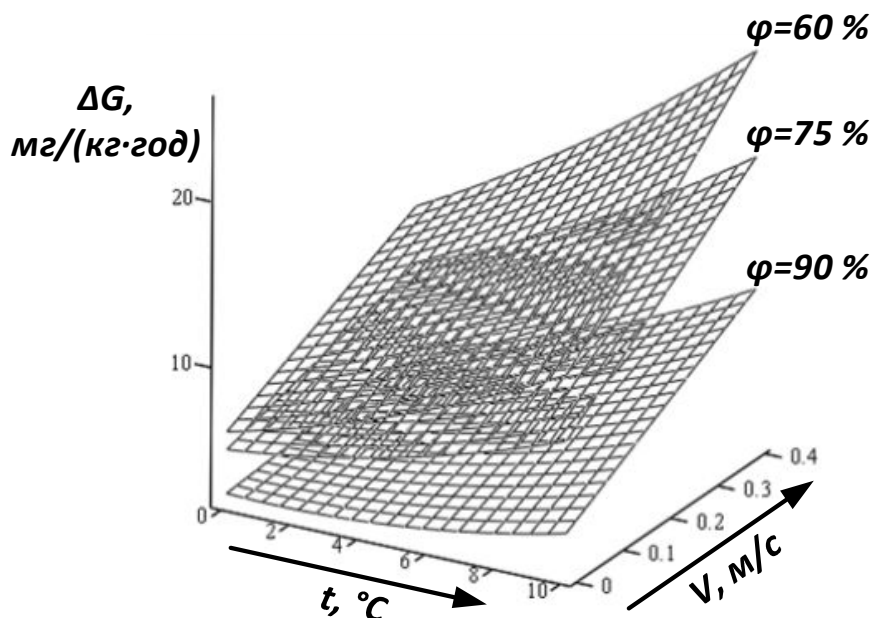


Рис. 2.10. Залежність втрати маси плодів від температури та швидкості повітря.

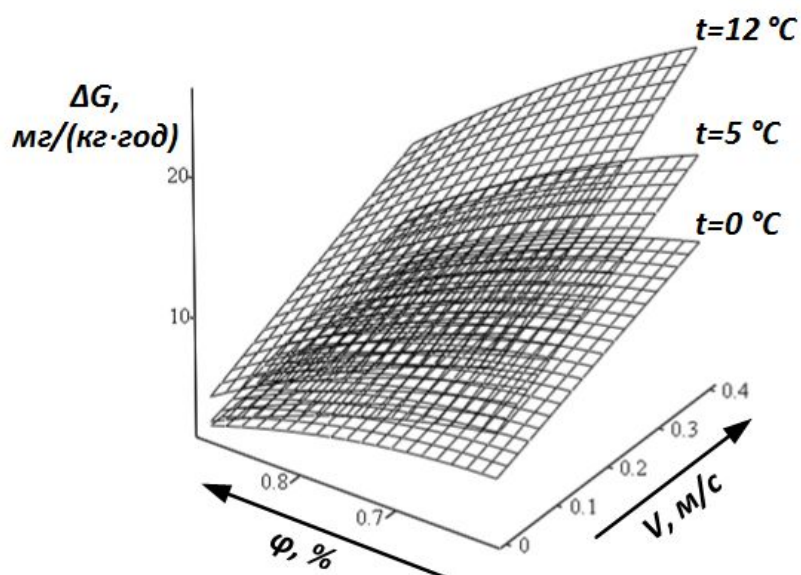


Рис. 2.11. Залежність втрати маси плодів від вологості та швидкості повітря.

Аналіз графічної інтерпретації (рис. 2.10 – 2.11) отриманої залежності (2.28) показав, що в межах зміни параметрів: $t_v = -1.5 \dots +3^{\circ}\text{C}$; $\varphi = 85 \dots 95\%$; $V = 0.05 \dots 0.2 \text{ м}/\text{с}$ залежність зменшення усушки продукту від параметрів середовища можна апроксимувати лінійною регресією у вигляді:

$$\Delta G = b_0 + b_1 \cdot t_k - b_2 \cdot \varphi_k + b_3 \cdot G_v, \quad (2.29)$$

де G_v – масові витрати повітря крізь повітроохолоджувач (випарник холодильної машини), кг/с; t_k – температура повітря у камері, °С; φ_k – вологість повітря у камері, %; $b_0 = 0.018426$; $b_1 = 0.0001656$; $b_2 = -0.0185947$; $b_3 = 0.0005104$.

Величина $G_v (V_v)$ визначена з емпірично отриманої формули:

$$G_v = \frac{1}{k_v} \ln \frac{b_v - V_0}{V - b_v}. \quad (2.30)$$

Температура та вологість повітря в камері визначаються, як середньо арифметичні значення між параметрами на вході в камеру t_{k1}, φ_{k1} і на виході з камери t_{k2}, φ_{k2} :

$$t_k = 0.5 \cdot (t_{k1} + t_{k2}), \quad \varphi_k = 0.5 \cdot (\varphi_{k1} + \varphi_{k2}). \quad (2.31)$$

Підставляючи значення (2.31) в рівняння (2.29) будемо мати

$$\Delta G = (b_0 + 0.5 \cdot b_1 \cdot t_{k1} - 0.5 \cdot b_2 \cdot \varphi_{k1}) + b_1 \cdot t_{k2} - b_2 \cdot \varphi_{k2} + b_3 \cdot G_v. \quad (2.32)$$

Вираз в дужках позначимо $B = b_0 + 0.5 \cdot b_1 \cdot t_{k1} - 0.5 \cdot b_2 \cdot \varphi_{k1}$ і будемо вважати його сталою (постійною) величиною, бо параметри на вході в камеру можна стабілізувати на заданому рівні засобами автоматики.

Величину φ_2 визначимо з формули [129] для вологовмісту повітря:

$$d = 622 \frac{\varphi \cdot P''(T_v)}{P_\theta - \varphi \cdot P''(T_v)}, \quad (\text{де } P''(T_v) = a \cdot t_v + b), \quad \text{враховуючи, що барометричний}$$

тиск $P_\theta \gg \varphi \cdot P''(T_v)$, і використовуючи залежність $P''(T_v)$, з рівняння (2.5) отримаємо значення

$$\varphi_{k2} = \frac{d_{k2}}{P''(T_v)} \frac{10^5}{622} = \frac{d_{k2}}{a \cdot t_v + b} \frac{10^5}{622}. \quad (2.33)$$

Величину вологовмісту на виході камери d_{k2} визначимо з рівняння матеріального балансу для вологи в повітрі камери

$$d_{k2} = \frac{\Delta G \cdot 10^{-3}}{G_v} + d_{k1}. \quad (2.34)$$

Тоді

$$\varphi_{k2} = \frac{k^{-1}}{a \cdot t_{k2} + b} \left(\frac{\Delta G}{G_v} + d_{k1} \right). \quad (2.35)$$

З урахуванням виразу (2.35) величину усушки продукту з рівняння (2.29) визначимо як:

$$\Delta G = B + b_2 \cdot t_{k2} + a_3 \cdot G_v - \frac{b_2 \cdot k}{a \cdot t_{k2} + b} \left(\frac{\Delta G}{G_v} + d_{k1} \right), \quad (2.36)$$

де $k = 622/10^5$,

або після перетворень:

$$\Delta G = 0.5 \cdot G_v \left(\frac{(2 \cdot b_3 \cdot a \cdot t_{k2} + 2 \cdot b_3 \cdot b) \cdot G_v + (a \cdot t_{k2} + b) \cdot G_v - 500 \cdot b_2 \cdot k}{(a \cdot t_{k2} + b) \cdot G_v - 500 \cdot b_2 \cdot k} + \frac{2 \cdot B \cdot a \cdot t_{k2} + 2 \cdot B \cdot b + b_1 \cdot t_{k2}^2 \cdot a + b_1 \cdot t_{k2} \cdot b + b_2 \cdot d_1 \cdot k}{(a \cdot t_{k2} + b) \cdot G_v - 500 \cdot b_2 \cdot k} \right). \quad (2.37)$$

Аналізуючи вираз (2.37), можна зазначити, що при постійному значенні величин t_{k1} , φ_{k1} , d_{k1} і G_v величина втрат продукту від усушки однозначно визначається величиною температури повітря на виході камери холодильного зберігання t_{k2} .

На графіках (рис. 2.12 – 2.13) наведено залежність втрат маси продукту від величини температури повітря на виході з камери при нормативних значеннях величин t_{k1} , φ_{k1} , d_{k1} для різних масових витрат повітря.

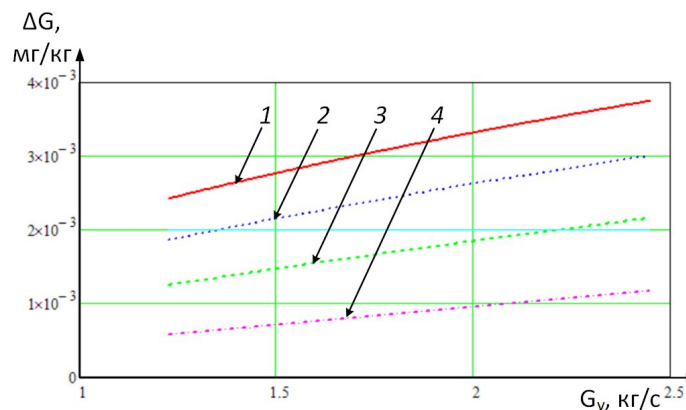


Рис. 2.12. Залежності усушки продукції від масових витрат повітря (при температурі повітря на вході в камеру -1°C та відносній вологості 92 %) (при 1 – $t_{k2} = 5^{\circ}\text{C}$, 2 – $t_{k2} = 3^{\circ}\text{C}$, 3 – $t_{k2} = 1^{\circ}\text{C}$, 4 – $t_{k2} = -1^{\circ}\text{C}$) [61]).

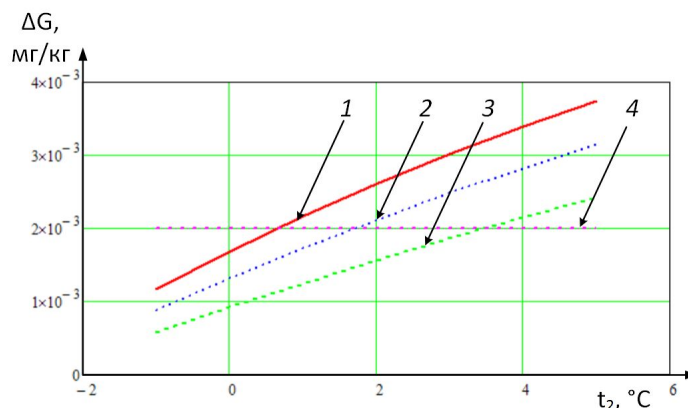


Рис. 2.13. Залежності усушки продукції від температури повітря на виході з камери (при температурі повітря на вході в камеру $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ та відносній вологості 92 %): (при 1 – $G_v = 2.45\text{ кг/с}$, 2 – $G_v = 1.84\text{ кг/с}$, 3 – $G_v = 1.22\text{ кг/с}$, 4 – нормовані втрати маси продукцією під час зберігання [61]).

Таким чином, виходячи з виразу (2.36) і графіків залежностей $\Delta G(t_{k2})$, за умов стабілізації параметрів повітря на вході в камеру засобами автоматичного регулювання, задача ідентифікації стану продукту (швидкість втрати маси продуктом через видалення вологи) зводиться до вибору способу вимірювання та розрахунків параметрів повітря на виході камери.

Відповідно до [17], якщо основним збуренням в камері холодильного зберігання, як об'єкта керування мікрокліматом є теплове навантаження Q_k , то в усталеному режимі дійсна рівність:

$$Q_k = Q_{\text{вип}} = Q_o, \quad (2.38)$$

де Q_k – теплове навантаження камери, Вт; $Q_{\text{вип}}$ – теплова потужність (продуктивність) випарника холодильної установки, Вт; Q_o – холодопродуктивність компресора, Вт.

Теплове навантаження камери визначається сумою теплопритоків:

$$Q_k = \sum k_z \cdot F_z \cdot (t_z - t_k) + m_{np} \cdot q(t_k), \quad (2.39)$$

де $\sum k_z F_z$ – сумарна теплопередача крізь огороження камери, Вт/ $^{\circ}\text{C}$; $q(t_k)$ – тепловиділення продукту, Вт ($q(t_k) = q_0 \cdot e^{\beta \cdot t_k} = a_1 \cdot t_k + c_1$).

Величину зовнішньої температури представимо з урахуванням впливу сонячної радіації [25]:

$$t_z = t_a + t_p = t_a + \frac{J \cdot \sigma}{\alpha_z}, \quad (2.40)$$

де t_a – температура атмосферного повітря, °C; σ – коефіцієнт поглинання сонячного випромінювання поверхнею, огорожень, $\sigma = 0.8 \dots 0.95$; α_z – коефіцієнт теплообміну зовнішньої поверхні огороження з повітрям, Вт/(м²·°C) ($\alpha_z = 8.3 + 5.3 \cdot V_z$).

Теплова потужність випарника

$$Q_{\text{вип}} = G_v \cdot c_p \cdot (t_{v1} - t_{v2}). \quad (2.41)$$

Розкриваючи складові рівняння (2.38) запишемо:

$$k_z \cdot F_z \cdot (t_z - t_k) = G_v \cdot c_p \cdot (t_{v1} - t_{v2}), \quad (2.42)$$

$$G_v \cdot c_p \cdot (t_{v1} - t_{v2}) = k_o \cdot F_o \cdot (t_z - t_k). \quad (2.43)$$

З рівняння (2.43) при лінійній апроксимації залежності питомих тепловиділень продукту від температури $q(t_k) = a_1 \cdot t_k + c_1$, (де a_1, c_1 – коефіцієнти апроксимації; $a_1 = 0.0969$, $c_1 = 11.853$) визначимо значення температури на виході камери

$$t_{k2} = \frac{m_{np} \cdot c_1 + k_z \cdot F_z \cdot \left(t_a + \frac{J \cdot \sigma}{\alpha_z} \right)}{G_v \cdot c_p + 0.5 \cdot (k_z \cdot F_z - m_{np} \cdot a_1)} + \frac{G_v \cdot c_p - 0.5 \cdot (k_z \cdot F_z - m_{np} \cdot a_1)}{G_v \cdot c_p + 0.5 \cdot (k_z \cdot F_z - m_{np} \cdot a_1)} t_{k1}. \quad (2.44)$$

Аналізуючи вираз (2.44) можна зазначити, що на зміну величини вихідної температури t_2 впливають зовнішні збурення – температура атмосферного повітря, його швидкість так як $\alpha_z = f(V_a)$, та інтенсивність сонячної радіації J . При цьому змінювання $t_a(\tau)$, $V_a(\tau)$, $J(\tau)$ мають добовий і сезонний характер. Крім того, величина температури t_{k2} залежить від внутрішніх збурень – тепловиділень від продукції (при температурі в камері нуль градусів теплова потужність тепловиділень дорівнює $q_0(0) = c_1 = 12$ Вт/т).

Для компенсації негативного впливу від збільшення температури на виході камери t_{k2} , яке викликано зовнішніми і внутрішніми збуреннями і спричиняє відповідне зменшення відносної вологості в камері ϕ_{k2} (і тим самим приводить до суттєвих втрат продукту) необхідно вибрати (визначити) керувальні дії, спрямовані на зменшення відхилень параметрів $\Delta t_{k2}(\tau)$, $\Delta \phi_{k2}(\tau)$ (в залежності від значень збурювальних факторів) для забезпечення регламентованих величин $t_k(\tau)$, $\phi_k(\tau)$ в камері.

З рівняння (2.43) визначимо значення температури повітря на вході:

$$G_v = \frac{Q_o}{c_p \cdot (t_{v2} - t_{v1})}, \quad (2.45)$$

і (2.44) запишемо у вигляді:

$$t_{k2} = \frac{m_{np} \cdot c_1 + k_z \cdot F_z \cdot \left(t_a + \frac{J \cdot \sigma}{\alpha_z} \right)}{\frac{Q_o}{(t_{v2} - t_{v1})} + 0.5 \cdot (k_z \cdot F_z - m_{np} \cdot a_1)} + \frac{\frac{Q_o}{(t_{v2} - t_{v1})} - 0.5 \cdot (k_z \cdot F_z - m_{np} \cdot a_1)}{\frac{Q_o}{(t_{v2} - t_{v1})} + 0.5 \cdot (k_z \cdot F_z - m_{np} \cdot a_1)} t_{k1}. \quad (2.46)$$

Оскільки величина t_{k1} є температура повітря на вході в камеру, яка при застосовуємі системі вентилявання камери дорівнює температурі повітря на вході в повітроохолоджувач t_{v2} .

З аналізу залежності (2.46) можна визначити, що компенсувати змінення величин зовнішніх $f_1(t_a, V_a, J)$ і внутрішніх збурень $f_2(m_{np} c_1)$ (у вигляді змінення теплового навантаження) можна зміненням комплексного параметра $f_3(Q_o, G_v)$.

Збільшення холодопродуктивності випарника холодильної установки для компенсації дії збурень можна здійснити збільшенням масової втрати повітря G_v або пониженням температури повітря на виході t_{v2} . Але зниження температури повітря, що подається в камеру, обмежено значеннями

$-1 \dots -1.5$ °C, так як при використанні загальнообмінної системи вентиляції камери з подачею повітря зверху існує реальна небезпека підморожування верхніх шарів продукції. Щоб уникнути цього явища, температуру повітря на вході в камеру треба підтримувати на постійному рівні: $-1 \dots -1.5$ °C при відхиленнях ± 0.1 °C [173].

При цьому температуру на виході камери t_{k2} доцільно регулювати зміненням витрати повітря $G_v(\tau)$ і, відповідно, холодопродуктивності компресорно-конденсаторного агрегату Q_0 .

Розв'язуючи сумісно рівняння (2.42) і (2.43) і виключаючи $t_{k2} = t_{v1}$ матимемо

$$Q_0 = (t_{v2} - t_0) \cdot \left[\frac{-k_o \cdot F_o + 2 \cdot G_v \cdot c_p}{k_o \cdot F_o \cdot 2 \cdot G_v \cdot c_p} \right]^{-1}, \quad (2.47)$$

або

$$t_{v2} = t_0 - \frac{Q_0}{J}; \quad J = \left[\frac{1}{k_o \cdot F_o} - \frac{1}{2 \cdot G_v \cdot c_p} \right]^{-1}. \quad (2.48)$$

З аналізу теоретичних досліджень впливає неоднозначність впливу величини витрат повітря на процес втрати маси плодів. Збільшення витрат повітря при постійному значенні вхідної температури повітря в камеру збільшує "кількість холоду", що поступає в камеру $G_v \cdot c_p \cdot t_{k1}$. Але при цьому збільшується швидкість переміщення повітря, яке циркулює в камері, та відповідно швидкість фільтрації повітря крізь шар (об'єм) насипного вантажу – плодів в контейнерах, що відповідно до (2.3) збільшує коефіцієнт масообміну і втрати маси плодів.

Залежність величини температури повітря на виході камери від масової витрати повітря G_v знайдемо розв'язавши рівняння (2.42) і (2.43) відносно t_{k2} :

$$t_{k2} = \frac{\frac{F_o \cdot k_o}{0.5 \cdot F_o \cdot k_o + G_v \cdot c_p}}{1 - \frac{0.5 \cdot F_o \cdot k_o + G_v \cdot c_p}{0.5 \cdot F_o \cdot k_o + G_v \cdot c_p}} t_0 - \frac{\frac{F_z \cdot k_z}{0.5 \cdot F_z \cdot k_z - G_v \cdot c_p}}{1 - \frac{-0.5 \cdot F_o \cdot k_o + G_v \cdot c_p}{0.5 \cdot F_o \cdot k_o + G_v \cdot c_p}} t_z. \quad (2.49)$$

Величина температури кипіння холодоагенту t_0 визначається із статичної характеристики компресора:

$$Q_0 = a_0 + b_1 \cdot t_0 + b_2 \cdot t_{kx}, \quad (2.50)$$

де t_{kx} – температура конденсації холодоагенту, °С.

$$\text{Звідки } t_0 = a \cdot Q_0 - b, \quad a = \frac{1}{b_1}, \quad b = \frac{a_1}{b_1}, \quad a_1 = a_0 + b_2 \cdot t_{kx}.$$

Графічна інтерпретація отриманих залежностей наведена на рис. 2.14. Аналіз графіків показує, що при збільшенні масової витрати повітря через повітроохолоджувач (збільшення кратності повітрообміну від 0.25 кг/с до 0.75 кг/с) значно зменшується температура на виході камери (і середня температура в камері). При цьому збільшується відносна вологість повітря, так як:

$$\varphi_{k2} = \frac{d_{k2} \cdot 10^5}{a \cdot t_{k2} + b \cdot 622}. \quad (2.51)$$

Зміна вологості повітря від величини витрат показана на рис. 2.15. Тобто основні параметри повітря φ_v і t_v позитивно впливають на зменшення втрат маси.

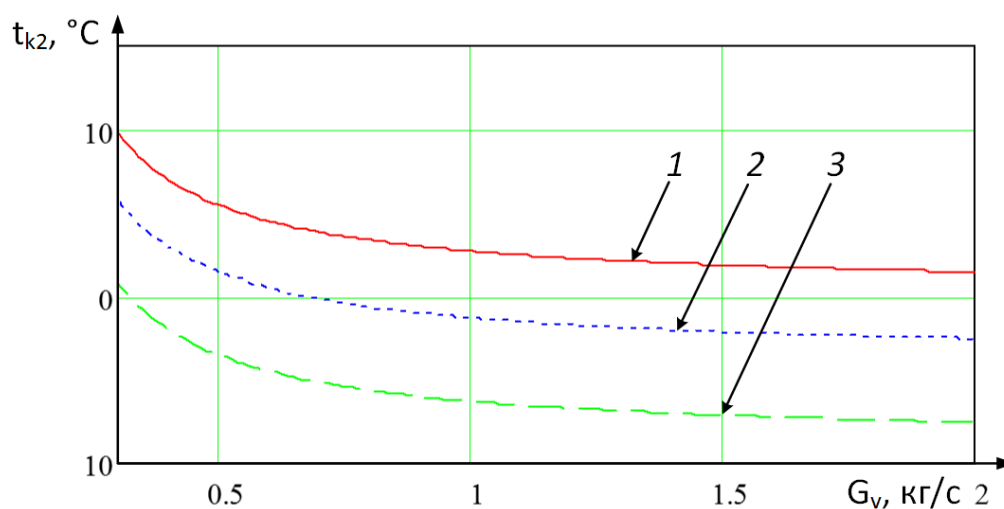


Рис. 2.14. Залежність температури повітря на виході з камери від масових витрат повітря (при 1 – $t_{k1} = -1^{\circ}\text{C}$, 2 – $t_{k1} = -5^{\circ}\text{C}$, $t_{k1} = -10^{\circ}\text{C}$).

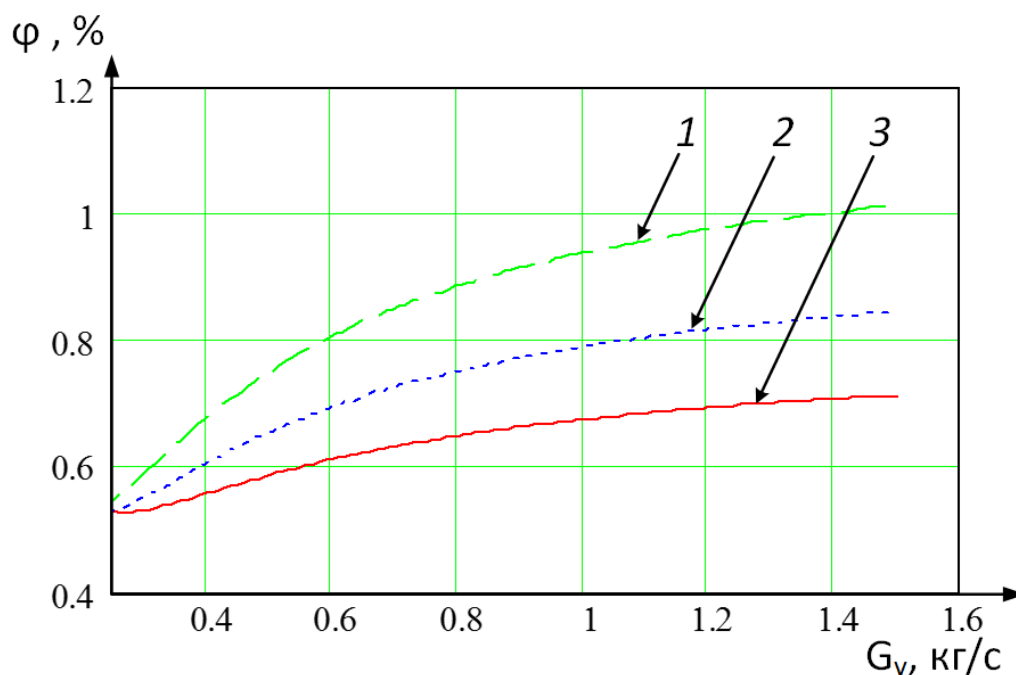


Рис. 2.15. Залежність вологості повітря в камері від величини витрат повітря в камері (при 1 – $t_{k2} = -1^{\circ}\text{C}$, 2 – $t_{k2} = 5^{\circ}\text{C}$, 3 – $t_{k2} = 10^{\circ}\text{C}$).

Таким чином, з проведеного аналізу визначено наступне:

1. Зміна величини температури на виході камери (на вході в повітроохолоджувач $t_{k2} = t_{v1}$) визначає якісну і кількісну оцінки зміни (добового, сезонного) теплового навантаження на випарник, так як повністю характеризує зовнішні та внутрішні теплопритоки в камеру і, відповідно, до продукту.
2. Компенсація зміни (теплового навантаження) теплопритоків в камеру може бути здійснена збільшенням кількості холоду, що подається в камеру шляхом збільшення подання повітря в камеру, за умови стабілізації його температури (і вологості) на вході в камеру.

3. Збільшення подання повітря через випарник повітроохолоджувача приводить до інтенсифікації випарування холодоагенту (фреону) і відповідно збільшується температура на виході повітроохолоджувача, що постійно потребує збільшення об'ємних витрат холодоагенту через контур холодильної машини, тобто холодопродуктивності компресора.
4. Збільшення кількості холоду для компенсації теплопритоків доцільно здійснювати одночасно зміною витрат повітря і холодопродуктивності компресора; холодопродуктивність компресора регулюють відповідно зміною об'ємних витрат холодоагенту в компресорі.

2.5 Обґрунтування енергоефективного керування режимами холодильного зберігання плодоовочевої продукції

Як відомо [168] холодильна установка підбирається та проектується на максимальну холодопродуктивність Q_{0MAX} в залежності від теплового навантаження на повітроохолоджувач Q_{no} (які розраховуються на максимальні річні теплопритоки): $Q_{0MAX} = 1.1 \dots 1.2 \cdot Q_{noMAX}$.

Але на поточних змінних (добових, сезонних) режимах холодильна установка виробляє, а об'єкт споживає, значно менше холоду, тобто $Q_0 \leq Q_{0MAX}$.

З точки зору максимальної енергетичної ефективності (економічності), задача автоматичного регулювання параметрів мікроклімату в сховищах зводиться до підтримання холодопродуктивності $Q_{0MAX} = Q_{no} = Q_0(\tau)$ на рівні, що дорівнює фактичному навантаженню на повітроохолоджувачі.

Таким чином, сутність енергоефективного керування зводиться до наступного [88]:

1. Стабілізація (автоматичне регулювання) температури повітря на вході в камеру, шляхом регулювання заповнення об'єму випарника

терморегулюючим клапаном (датчик температури повітря на виході повітроохолоджувача).

2. Регулювання холодопродуктивності компресора в функції температури повітря на виході камери (датчик на вході повітроохолоджувача), шляхом зміни об'ємних витрат холодоагенту (зміною частоти обертання валу компресора).
3. Моніторинг (поточна ідентифікація) стану об'єкта. Він здійснюється за параметрами:

— інтенсивність зменшення маси – різниця вологовмісту повітря на вході і виході повітроохолоджувача:

$$\Delta G = \beta \cdot F \cdot \int_0^{\tau} [d_n''(\tau) - \bar{d}_v(\tau)] d\tau, \quad (2.52)$$

$$\Delta G = L_v \cdot \rho_v \cdot \int_0^{\tau} [d_{v2}(\tau) - d_{v1}(\tau)] d\tau, \quad (2.53)$$

де $d_n''(\tau)$ – вологовміст насиченого повітря при температурі поверхні випарника, г/кг_{с.п.}; L_v – об'ємні витрати повітря через повітроохолоджувач, м³/год;

— інтенсивність теплопритоків – різниця температури повітря на вході та виході повітроохолоджувача:

$$\Delta Q = L_v \cdot \rho_v \cdot c_p \cdot \int_0^{\tau} [t_{v1}(\tau) - t_{v2}(\tau)] d\tau; \quad (2.54)$$

— кількість потенційно можливої видаленої з продукту води:

$$\Delta W = \frac{\Delta Q}{r_0}. \quad (2.55)$$

Структура модельного уявлення запропонованої САК режимами холодильного зберігання плодоовочевої продукції подана на рис. 2.16, а функціональна схема САК на рис. 2.17.

Запропонована САК режимом холодильного зберігання реалізує енергоефективний принцип керування, сутність якого полягає в тому, що холодозабезпечення камери відбувається в залежності від змінних в часі потреб в холоді. Тобто при збільшенні теплопритоків (наприклад добових) відповідно збільшується кількість холоду який виробляється.

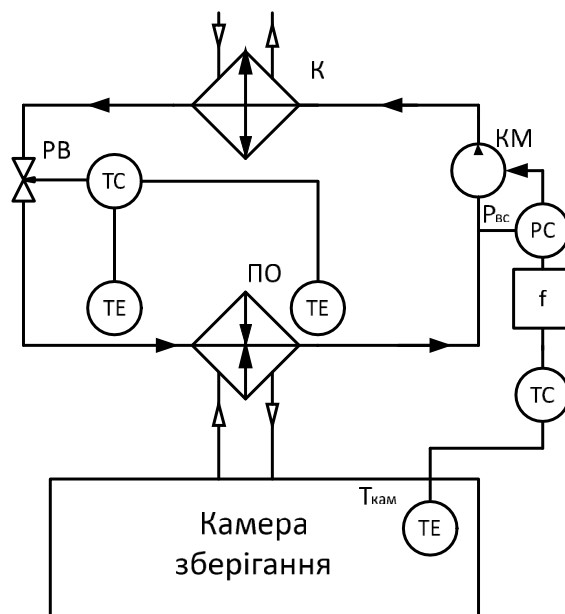


Рис. 2.16. Функціональна схема узагальненої моделі системи автоматичного керування режимами холодильного зберігання плодовоовочевої продукції.

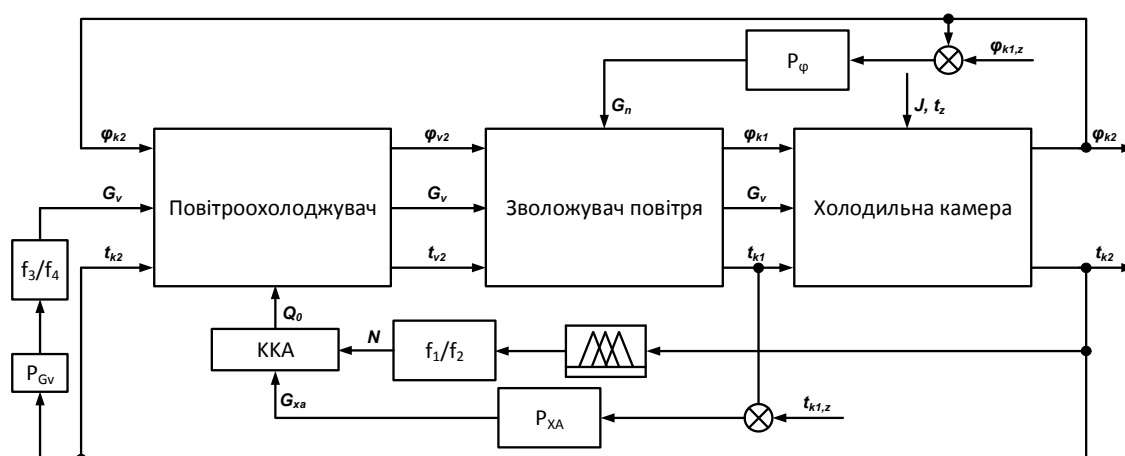


Рис. 2.17. Схема узагальненої САК холодильного обладнання в плодовоовочесховищі з використанням нечіткого регулятора:

P_{G_v} – регулятор витрат повітря повітроохолоджувача;

P_{XA} – регулятор подання (рідкого) холодоагенту у повітроохолоджувач; P_{φ} – регулятор повітрозволожувача.

2.6 Енергетична ефективність процесу керування температурно-вологісними режимами

Критерієм, що визначає енергоємність процесу холодильного зберігання продукції, можуть бути питомі витрати енергії, які визначаються співвідношенням:

$$e = \frac{N_k \cdot \tau_{ox}}{G_{np} - \Delta G} \rightarrow \min, \quad (2.56)$$

де N_k – потужність компресора, кВт; τ_{ox} – час охолодження, год; G_{np} – маса продукції в камері (на початку зберігання), т; ΔG – втрати продукції в камері за час зберігання, т ($3 \leq \Delta G \leq 6\%$).

Потужність на валу компресора в загальному вигляді можна (записати) визначити із співвідношення [168, 172]:

$$N_k = \frac{\xi \cdot Q_o}{\left(\frac{T_o}{T_{kx}} + b \cdot t_o \right) \cdot \eta_{mex} \frac{q_o}{l_o}}, \quad (2.57)$$

де ξ – коефіцієнт, що враховує втрати при транспортуванні холоду; Q_o – навантаження на повітроохолоджувач (випарник), Вт; T_o, t_o – температура кипіння (в °К і °С) холодоагенту; T_{kx} – температура конденсації холодоагенту, °К; b – коефіцієнт, для фреонових компресорів, $b = 0.0025$; q_o – холодопродуктивність 1 кг холодоагенту; l_o – теоретична робота стиснення за цикл.

Співвідношення $\frac{q_o}{l_o}$ в залежності від температури кипіння (при $t_{kx} = 35^\circ\text{C}$) апроксимується лінійною функцією [51]:

$$\frac{q_o}{l_o} = 6.3 + 0.15 \cdot t_o. \quad (2.58)$$

З урахуванням останньої залежності (2.57) величину потужності компресора визначимо з рівняння

$$N_k = \frac{1.07 \cdot Q_o \cdot (273 + t_k)}{1720 + 52.25 \cdot t_o + 0.2693 \cdot t_o^2} \quad (2.59)$$

в розгорнутому вигляді як питомих витрат енергії

$$e = \left[\frac{1.07 \cdot G_v \cdot c_p \cdot (t_{v2} - t_{v1})}{\left(\frac{273 + t_o}{273 + t_{kx}} + 0.0025 \cdot t_o \right) \cdot (6.3 + 0.15 \cdot t_o)} \right] \frac{\tau_{ox}}{G_{np} - \Delta G}, \quad (2.60)$$

де t_o, t_{kx} – температура кипіння і конденсації холодоагенту, °С;

$Q_o = G_v \cdot (i_{k2} - i_{k1})$ – теплове навантаження на камеру, Вт;

$$i_{k1,2} = c_v \cdot t_{1,2} + r_o \cdot d_{1,2} \cdot 10^{-3}.$$

Величина e визначає питомі витрати енергії на одиницю продукції.

Запишемо потужність компресора у вигляді

$$N_k = \frac{1.08 \cdot G_v \cdot (t_{k1} - t_{k2})}{\left(\frac{273 + t_o}{273 + t_{kx}} + 0.0025 \cdot t_o \right) \cdot \eta_{mex} \cdot (6.3 + 0.15 \cdot t_o)}. \quad (2.61)$$

Підставляючи замість t_{k2} її залежність від зовнішніх теплопритоків

$t_{k2} = f(t_z, G_v)$ (2.49), отримаємо формулу для визначення потужності компресора від зовнішніх теплопритоків:

$$N_k = \frac{1.08 \cdot G_v}{\left(\frac{273 + t_o}{273 + t_{kx}} + 0.0025 \cdot t_o \right) \cdot \eta_{mex} \cdot (6.3 + 0.15 \cdot t_o)} \times$$

$$\times \left(t_{k1} - \frac{\frac{F_o \cdot k_o}{0.5 \cdot F_o \cdot k_o + G_v \cdot c_p}}{1 - \frac{-0.5 \cdot F_o \cdot k_o + G_v \cdot c_p}{0.5 \cdot F_o \cdot k_o + G_v \cdot c_p}} t_o - \frac{\frac{F_z \cdot k_z}{0.5 \cdot F_z \cdot k_z - G_v \cdot c_p}}{1 - \frac{-0.5 \cdot F_o \cdot k_o + G_v \cdot c_p}{0.5 \cdot F_o \cdot k_o + G_v \cdot c_p}} t_z \right), \quad (2.62)$$

На рис. 2.18 зображено залежність потужності компресора від зміни температури зовнішнього повітря та в часі при зміні теплового навантаження (рис. 2.19).

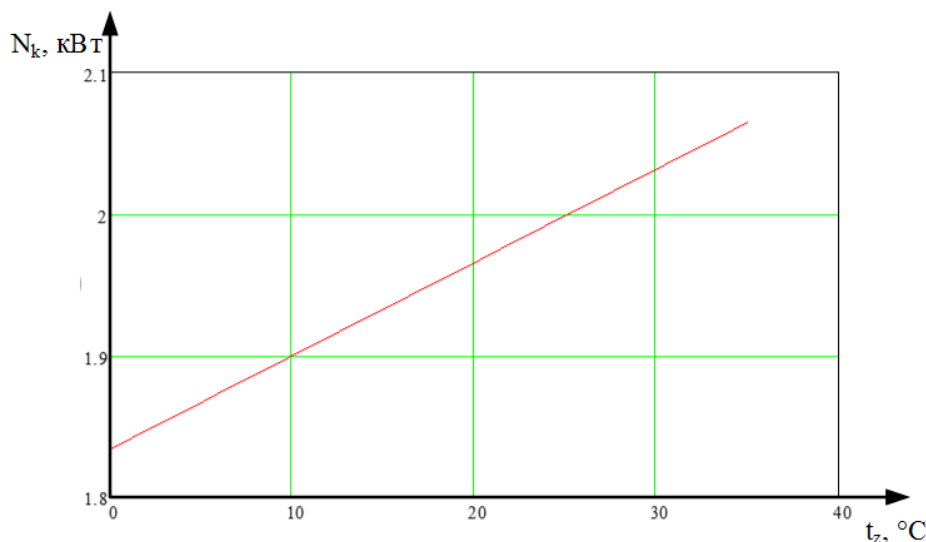


Рис. 2.18. Залежність потужності на валу компресора від зміни температури зовнішнього повітря.

Використання температури повітря на вході в повітроохолоджувач ("вихід" повітря з камери) дозволяє враховувати зміну теплових надходжень до камери і змінювати потужність компресора у відповідності до теплопритоків (як зовнішніх так і внутрішніх (тепловиділення)).

На основі аналізу узагальненої статичної характеристики (2.62), що пов'язує холодопродуктивність ККА з питомою холодопродуктивністю (об'ємною) та об'ємною витратою холодильного агенту, величина якої зв'язана з конструктивними особливостями компресора проаналізовано можливі способи регулювання.

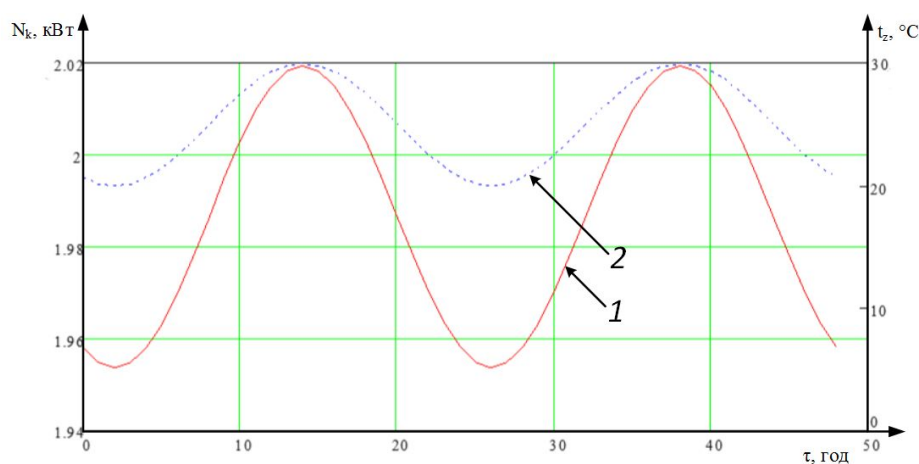


Рис. 2.19. Залежність потужності компресора (1 від зміни температури зовнішнього повітря (2) в часі.

Величина холодопродуктивності компресора визначається відомим співвідношенням [44, 100]:

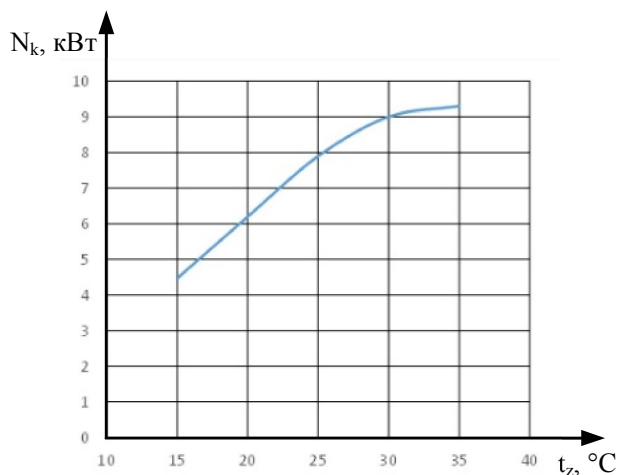
$$Q_0 = \left[V_u \cdot Z \cdot \lambda \cdot n \frac{\tau_p}{\tau_u} \right] \cdot q_v, \quad (2.63)$$

де V_u – робочий об'єм циліндрів компресора, м^3 ; Z – кількість циліндрів; λ – коефіцієнт подачі компресора; n – частота обертання валу компресора; τ_p – циклічна тривалість роботи компресора; τ_u – період циклу; q_v – питома холодопродуктивність холодильного агенту, кДж/м^3 .

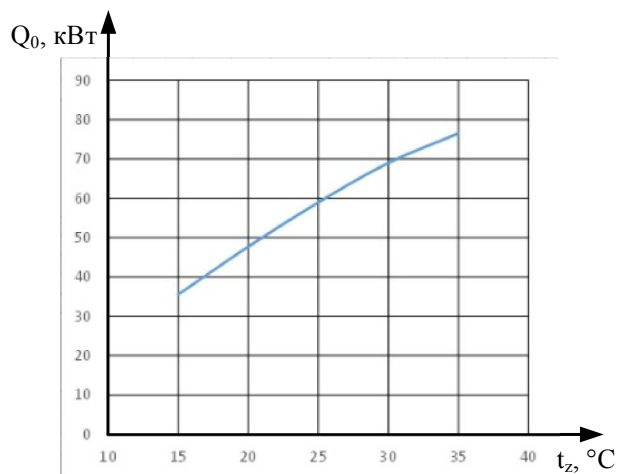
Основні способи регулювання холодопродуктивності як практично реалізовані: зміна коефіцієнта робочого часу – часу роботи компресора (двопозиційне регулювання температури в камері: вмикання – вимикання); зміна частоти обертання валу компресора.

Розглянемо найбільш розповсюджений спосіб регулювання температури в камері "пуск-зупинка" компресора по сигналу датчика температури в камері. Аналіз процесу регулювання температури повітря в камері охолодження в середовищі "CoolPack" при постійному значенні холодопродуктивності компресора (рис. Б.7) і при зміні холодопродуктивності пропорційне величині теплопритоків (рис. Б.8) дозволив визначити наступне:

- при регулюванні температури в камері двопозиційним способом із зміною кількості холодильного агенту в холодильній установці потужність компресора (споживана) зменшується (рис. 2.20), при цьому різниця збільшується при збільшенні теплового навантаження;
- холодопродуктивність – витрачена теплова енергія на охолодження продукту практично однакова для обох способів регулювання.



а)



б)

Рис. 2.20. Потужність на валу компресора від зовнішньої температури повітря (а) та холодильна потужність повітроохолоджувача від зовнішньої температури повітря (б).

Останнє положення пояснюється самою сутністю двопозиційного регулювання – при зменшенні витрат холодильного агенту збільшується час роботи компресора та енергія залишається незмінною так як $N \cdot \tau_p = const$.

Таким чином, для більш ефективного керування компресорною установкою необхідно застосовувати безперервне регулювання кількості холодоагенту в контурі холодильної машини в функції температури на виході камери.

Висновки по розділу

1. Найбільш інформативним параметром, який характеризує стан об'єкта (інтенсивність тепловиділень продукту і зовнішніх теплопритоків в камеру), є температура повітря на "виході камери" або вході в повітроохолоджувач. І саме цей параметр визначено як регульовану величину.
2. Регулюючими параметрами – доцільно прийняти: витрати повітря і холодильного агенту, за умов стабілізації температури на вході в

камеру, бо в цьому випадку збільшення витрат повітря призводить до пропорційного збільшення "кількості холоду".

3. За умови стабілізації температури повітря на виході повітроохолоджувача, холодопродуктивність ККА доцільно змінювати у функції температури повітря на вході в повітроохолоджувач. Це дозволяє регулювати холодопродуктивність компресора у повній відповідності до теплових надходжень в камеру або навантаженню на випарник повітроохолоджувача. Саме цим і забезпечується енергоефективне керування, яке забезпечує надходження холоду в камеру в кількості яка відповідає завданню компенсації теплових надходжень в камеру.
4. Для синтезу безперервної багатоконтурної САК температурно-вологісними режимами визначено статичну математичну модель залежності потужності компресора (відповідно до його холодопродуктивності) від параметрів: t_{k2} , t_{v2} , G_v . Отримана математична модель може бути використана для розробки навчаємої адаптивної ЕС.
5. Для дослідження динаміки САК необхідно мати також і динамічні характеристики об'єкту керування (всіх його елементів, що входять в контур САК).

РОЗДІЛ 3

МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

3.1 Математична модель динамічних режимів холодильної камери плодоовочесховища

Для синтезу САК температурно-вологісними режимами необхідно мати математичний опис динамічних процесів в окремих елементах обладнання, приміщення та продукції, яка охолоджується або зберігається (з урахуванням її розігріву під час відтаювання повітроохолоджувачів).

Математичні моделі повинні якомога точніше відображати фізичну сутність процесів (це, в основному процеси тепло- і масообміну), що протікають в елементах обладнання, штабелях з продукцією (насипах), в приміщенні і враховувати основні зв'язки між параметрами та збурювальними діями (як зовнішніми так і внутрішніми), які призводять до змінювання температурно-вологісного режиму та відповідно втрат продукції.

Розроблено ряд математичних [15, 34, 142] і структурних схем моделей [84, 95, 142] технологічних процесів кондиціювання мікроклімату та процесів тепло- і масообміну при взаємодії кондиційованого повітря з рослинною – "дихаючою" продукцією [100, 101]. На основі даної інформації і накопиченого досвіду [52, 87, 89] в цьому розділі розроблено ряд моделей і структурних схем моделей тепло- та масообмінних процесів охолодження і зберігання плодоовочевої продукції при використанні штучного або природного холоду.

В даному дослідженні моделі основних елементів (сховище з продуктом, повітроохолоджувач, зволожувач) (рис. 3.1), які містять інформацію про раніше не враховані фактори та враховують теплофізичні та

Камера холодильного зберігання плодоовочевої продукції являє собою об'єкт, що складається з чотирьох (п'яти ланок – ємностей, кожна з яких є джерелом виділення або поглинання теплоти і вологи: огороження, продукт, що зберігається, повітря в міжштабельному просторі, повітроохолоджувач, зволожувач.

Процеси в камері як об'єкті керування можна характеризувати такими основними параметрами.

Регульовані параметри: температура на виході з камери, вологість повітря на вході в камеру.

Регульовальні параметри: температура кипіння холодоагенту, витрати холодоагенту, витрати повітря через повітроохолоджувач.

Збурюючи параметри: температура поверхні огороження, тепловологовиділення продукту, інею утворення на поверхні охолоджувача.

Відомо, що камери холодильного зберігання плодоовочевої продукції функціонують в умовах нестационарного температурно-вологісного режиму. Причинами порушення стаціонарних режимів зберігання продукції є сезонні та добові змінення температури зовнішнього повітря та інтенсивності сонячного випромінювання, періодичне видалення частини продукції, що зберігається втрати холоду та надходження вологи при відкриванні дверей, позиційна САР температури холодильного агента. Коливання температури повітря в камерах призводить до виникання теплових потоків і відведенні вологи [7, 17, 29], збільшення втрат продукції від усушки.

Для математичного опису перехідних процесів тепло- і масообміну в сховищах холодильного зберігання механізм обміну представимо повним балансом теплових і масових потоків.

Теплота Q_{np} , яка виділяється продуктом, частково витрачається на випаровування вологи $Q_{вип}$, частково відводиться від продукту охолоджувальним повітрям $Q_{нов}^k$ конвекційним шляхом та випромінюванням

$Q_{\text{л}}$ до більш холодних поверхонь. Теплота, яка відводиться від продукту, дорівнює зниженню ентальпії продукту.

Теплота оточуючого середовища (атмосферного повітря), яка передається поверхням огородження конвекційним шляхом $Q_3^{\text{к}}$ та випромінюванням $Q_3^{\text{вип}}$, витрачається на нагрівання огородження $Q_{\text{огор}}$ і передається повітрю камери конвекцією $Q_{\text{вн}}^{\text{к}}$ та поверхням штабелів продукту випромінюванням $Q_{\text{вн}}^{\text{вип}}$. Теплота передана від поверхонь огородження витрачається на нагрівання повітря та частково передається конвекцією до продукту. Волога від продукту відводиться під дією різниці парціальних тисків водяної пари в повітрі та на поверхні матеріалу та накопичується у вигляді снігової шуби на поверхні повітроохолоджувача.

Таким чином реальний об'єкт керування є складним нелінійним об'єктом з розподіленими параметрами, при цьому його динамічні властивості змінюються за часом і точний математичний опис в загальному вигляді є виключно складною задачею.

Тому систему доцільно розділити на ланки, які будемо розглядати як об'єкти із зосередженими параметрами при таких загальноприйнятих припущеннях і спрощеннях.

Теплофізичні параметри елементів системи та коефіцієнти тепло- і масообміну приймаємо постійними (незалежними від температури та вологості).

Процеси теплообміну відбуваються за законом Ньютона, а масообміну за законом Дальтона. Поверхня масообміну набагато менша за поверхню теплообміну і її співвідношення характеризується величиною коефіцієнта $\varepsilon_{\text{л}}$ [63, 64, 65].

Теплообмін випромінювання враховується ефективним коефіцієнтом теплообміну

$$\alpha' = (\alpha_{\text{к}} + \delta \cdot \alpha_{\text{л}}), \quad (3.1)$$

де α_k, α_l – коефіцієнт теплообміну конвекцією та випромінюванням (лінеаризований [95]); δ – ваговий коефіцієнт;

$$\alpha_l = \psi \cdot \varepsilon_{np} \cdot c_0 \cdot \left[\left(\frac{\theta_c}{100} \right)^4 - \left(\frac{\theta_{np}}{100} \right)^4 \right], \quad (3.2)$$

де ψ – коефіцієнт опромінюваності; ε_{np} – приведений коефіцієнт чорноти поверхні стіни та продукту; c_0 – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла.

Для врахування теплового внутрішнього опору огороження вводяться коефіцієнти теплопередачі стіни:

$$\text{зовнішній } \frac{1}{\alpha_{c,z}} = \frac{1}{\alpha'_z} + \sum \frac{\delta_z}{\lambda_c}, \quad (3.3)$$

$$\text{внутрішній } \frac{1}{\alpha_{c,v}} = \frac{1}{\alpha'_v} + \sum \frac{\delta_v}{\lambda_c}, \quad (3.4)$$

де α'_z – коефіцієнт теплообміну із зовнішньої поверхні огороження; α'_v – коефіцієнт теплообміну із внутрішньої поверхні огороження; δ_z, δ_v – половина товщини стіни та даху; λ_c – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки.

Тепловий внутрішній опір плодів враховується поправкою до коефіцієнта теплообміну між повітрям і поверхнею елементів продукту та, відповідно до [78], визначається заміною останнього на сумарний коефіцієнт теплопередачі

$$\alpha_{np} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha'_{np}} + \frac{R}{\psi' \cdot \lambda}}, \quad (3.5)$$

де ψ' – коефіцієнт форми; R – радіус плоду.

З урахуванням зроблених спрощень та припущень математичну модель представимо повними балансами теплових і вологісних потоків.

При цьому приймаємо, що камера холодильного зберігання як об'єкт керування складається з вище наведених ланок: продукт, огороження, повітря в міжштабельному просторі, повітроохолоджувачі, зволожувачі.

Тепловий баланс огорожувальних конструкцій описується рівнянням

$$\sum c_c \cdot m_c \frac{dQ_c}{d\tau} = -Q_{c.v} + Q_{c.z} + Q_{c.p} \quad (3.6)$$

Тепловий баланс продукту, що зберігається описується рівнянням

$$(m_{np} \cdot c_{np} + m_m \cdot c_m) \frac{dQ_{np}}{d\tau} = Q_{np} - Q_{vun} - Q_{np-n} \quad (3.7)$$

Тепловий баланс повітря в камері описується рівнянням

$$0.5 \cdot m_v \cdot c_p \frac{dt_{k2}}{d\tau} = Q_{c.v} + Q_{np-n} - Q_{G_2} + Q_{G_1} + Q_{G_n} \quad (3.8)$$

Матеріальний баланс повітря в камері описується рівнянням

$$m_{vk} \frac{dd_{k2}}{d\tau} = W_{vun} - W_{G_2} + W_{G_1} \quad (3.9)$$

В рівняннях (3.6) – (3.9) позначено:

- тепловий потік від внутрішньої поверхні до повітря в камері

$$Q_{c.v} = \alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v} \cdot (\theta_c - \bar{t}_k); \quad (3.10)$$

- тепловий потік від зовнішнього повітря до огороження

$$Q_{c.z} = \alpha'_{c.z} \cdot f_{c.z} \cdot (t_z - \theta_c); \quad (3.11)$$

- теплоприток від сонячного випромінювання

$$Q_{c.p} = J \cdot F_{sv} \cdot \varphi_v; \quad (3.12)$$

- теплоприток від продукту за рахунок самозігрівання

$$Q_{np} = m_{np} \cdot (a_1 + b_1 \cdot \theta_{np}); \quad (3.13)$$

- витрати теплоти на випаровування вологи

$$Q_{vun} = r_0 \cdot \beta \cdot f_u \cdot \varepsilon_u \cdot (a \cdot \theta_{np} + c - b \cdot \bar{d}_k); \quad (3.14)$$

- тепловий потік між продуктом і повітрям в камері

$$Q_{np-n} = \alpha_{np} \cdot f_{np} \cdot (\theta_{np} - \bar{t}_k); \quad (3.15)$$

- тепловий потік, що відводиться з повітрям камери

$$Q_{G_2} = G_v \cdot c_p \cdot t_{k2}; \quad (3.16)$$

- тепловий потік, що підводиться до камери повітрям від охолоджувача

$$Q_{G_1} = G_v \cdot c_p \cdot t_{k1}; \quad (3.17)$$

- теплота, що поступає з вологою від парогенератора (враховується тільки при зволоженні повітря паром)

$$Q_n = G_n \cdot c_n \cdot (t_n - \bar{t}_k); \quad (3.18)$$

- вологоприток від продукту

$$W_{sun} = \beta \cdot f_u \cdot \varepsilon_v \cdot (a \cdot \theta_{np} + c - b \cdot \bar{d}_k); \quad (3.19)$$

- вологовідведення з повітря камери шляхом конденсації (інеюутворення) на поверхні охолоджувача (враховується при розрахунку з охолоджувачем)

$$W_{G_{1-2}} = G_v \cdot (d_{k2} - d_{k1}), \quad (3.20)$$

де a, c, b – константи лінеаризованого рівняння $P_n''(\theta_{np})$ та $P_n''(d)$;

a_1, b_1 – константи лінеаризованого рівняння.

Розкриваючи значення складових Q_i та W_j які входять до рівнянь (3.6

– 3.9) після відповідних перетворень отримаємо систему рівнянь:

$$\begin{aligned} \frac{m_{vk} \cdot c_p}{\alpha_{np} \cdot f_{np}} \frac{dt_{k2}(\tau)}{d\tau} = & \left(\frac{G_v \cdot c_p}{\alpha_{np} \cdot f_{np}} - 0.5 - \frac{\alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v}}{2 \cdot \alpha_{np} \cdot f_{np}} - \frac{G_n \cdot c_n}{2 \cdot \alpha_{np} \cdot f_{np}} \right) \cdot t_1 + \\ & - \left(0.5 + \frac{\alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v}}{2 \cdot \alpha_{np} \cdot f_{np}} + \frac{G_v \cdot c_p}{\alpha_{np} \cdot f_{np}} + \frac{G_n \cdot c_n}{2 \cdot \alpha_{np} \cdot f_{np}} \right) \cdot t_{k2}(\tau) + \\ & + \frac{\alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v}}{\alpha_{np} \cdot f_{np}} \cdot \theta_c(\tau) + \frac{G_n \cdot c_n}{\alpha_{np} \cdot f_{np}} \cdot t_n + \theta_{np}(\tau), \end{aligned} \quad (3.21)$$

$$\begin{aligned} \frac{m_{np} \cdot c_{np}}{\alpha_{np} \cdot f_{np}} \frac{d\theta_{np}(\tau)}{d\tau} + \left(1 - \frac{m_{np} \cdot b'_1}{\alpha_{np} \cdot f_{np}} + \frac{r_0 \cdot k_v \cdot a}{\alpha_{np} \cdot f_{np}} \right) \cdot \theta_{np}(\tau) = \\ = \frac{r_0 \cdot k_v \cdot b}{2 \cdot \alpha_{np} \cdot f_{np}} \cdot d_{k2}(\tau) + \frac{m_{np} \cdot a'_1}{\alpha_{np} \cdot f_{np}} - \frac{r_0 \cdot k_v}{\alpha_{np} \cdot f_{np}} \cdot (c - 0.5 \cdot b \cdot d_{k1}) + - \\ + 0.5 \cdot t_{k1} + 0.5 \cdot t_{k2}(\tau), \end{aligned} \quad (3.22)$$

$$\frac{m_c \cdot c_c}{\alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v}} \cdot \frac{d\theta_c(\tau)}{d\tau} = - \left(1 + \frac{\alpha'_{c.z} \cdot f_{c.z}}{\alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v}} \right) \cdot \theta_c(\tau) + 0.5 \cdot t_{k1} + 0.5 \cdot t_{k2}(\tau) + \frac{\alpha'_{c.z} \cdot f_{c.z}}{\alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v}} \cdot t_z + \frac{J \cdot F_{sv} \cdot \Phi_v}{\alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v}}, \quad (3.23)$$

$$\frac{m_{vk}}{k_v} \cdot \frac{dd_{k2}(\tau)}{d\tau} = \left(0.5 \cdot b + \frac{G_v}{k_v} \right) \cdot d_{k1} + \left(-0.5 \cdot b - \frac{G_v}{k_v} \right) \cdot d_{k2}(\tau) + a \cdot \theta_{np}(\tau) + c, \quad (3.24)$$

де $k_v = \beta \cdot f_u \cdot \varepsilon_u$.

Чисельний розв'язок системи рівнянь (3.21 – 3.24) при початкових умов: $d_{k2}|_{\tau=0} = d_0$; $\theta_{np}|_{\tau=0} = \theta_{np0} = t_z$; $\theta_c|_{\tau=0} = \theta_{c0} = t_z$; $t_{k2}|_{\tau=0} = t_{k20} = t_z$, (де $\theta_{np0}, \theta_{c0}, t_{k20}$ – початкові значення температур на початку охолодження, які прийняті рівними температурі зовнішнього (атмосферного) повітря) виконаний в середовищі MathCAD, ілюструють графіки залежності $t_{k2} = f_1(\tau)$, $\theta_{np} = f_2(\tau)$, $d_{k2} = f_3(\tau)$ наведені на рис. 3.2 – 3.5.

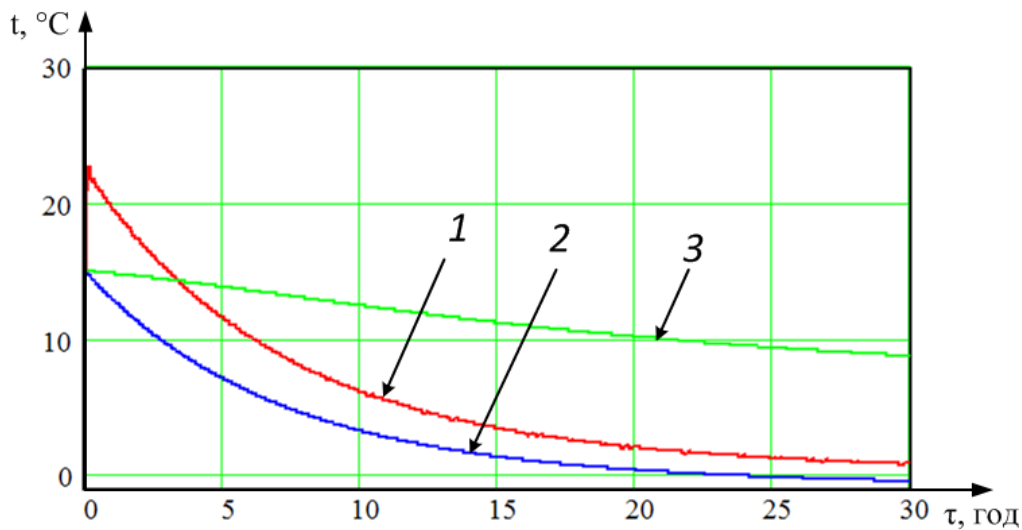


Рис. 3.2. Зміна температури повітря на виході з камери t_{k2} (1), температури покриття θ_c (3) (стіни та стеля) та температури продукту θ_{np} (2) у часі в процесі охолодження (при $G_v = 0.5$ кг/с).

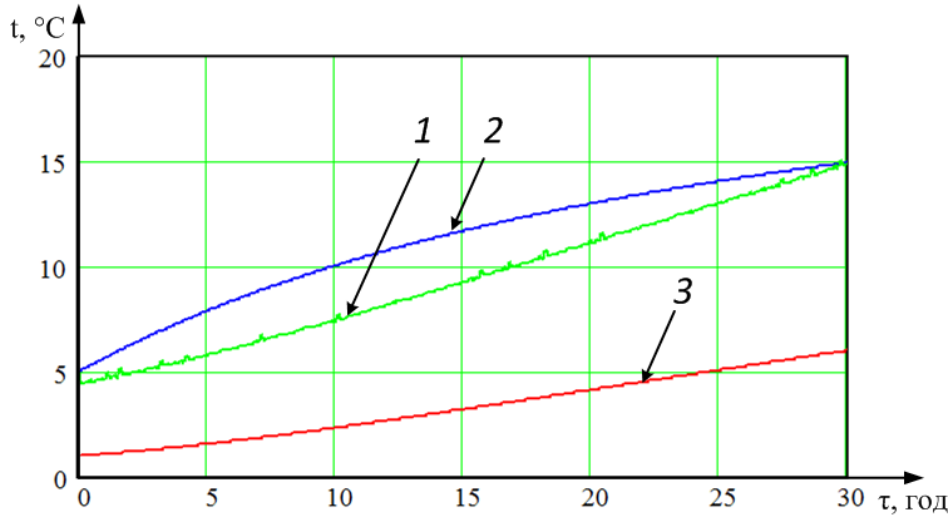


Рис. 3.3. Зміна температури повітря на виході з камери t_{k2} (1), температури покриття θ_c (3) (стіни та стеля) та температури продукту θ_{np} (2) у часі в процесі нагрівання (при $G_v = 0.01$ кг /с).

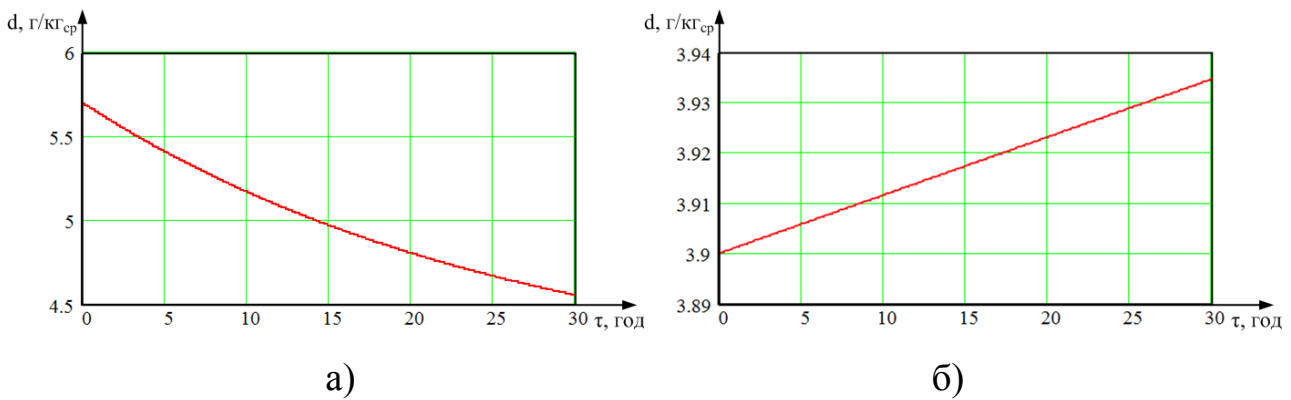


Рис. 3.4. Динаміка зміни вологовмісту повітря в камері в процесі охолодження (а) та нагрівання (б).

Усушка продукту в процесі охолодження визначається виразом:

$$-G_{np} \cdot \frac{du}{d\tau} = r_0 \cdot \beta \cdot f_u \cdot \varepsilon_u \cdot (a \cdot \theta_{np} + c - b \cdot 0.5 \cdot (d_{k1} + d_{k2})). \quad (3.25)$$

Введемо такі позначення сталих коефіцієнтів в рівняннях (3.21) – (3.24):

$$T_1 = \frac{2 \cdot m_{vk} \cdot c_p}{\alpha_{np} \cdot f_{np} + \alpha'_{c,v} \cdot f_{c,v} + 2 \cdot G_v \cdot c_p + G_n \cdot c_n}; \quad T_2 = \frac{m_{np} \cdot c_{np}}{\alpha_{np} \cdot f_{np} - m_{np} \cdot b'_1 + r_0 \cdot k_v \cdot a};$$

$$T_3 = \frac{m_c \cdot c_c}{\alpha'_{c,v} \cdot f_{c,v} + \alpha'_{c,z} \cdot f_{c,z}}; \quad T_4 = \frac{m_{vk}}{0.5 \cdot b \cdot k_v + G_v};$$

$$\begin{aligned}
a_1 &= \frac{2 \cdot \alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v}}{\alpha_{np} \cdot f_{np} + \alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v} + 2 \cdot G_v \cdot c_p + G_n \cdot c_n}; \quad a_2 = \frac{0.5 \cdot r_0 \cdot k_v \cdot b}{\alpha_{np} \cdot f_{np} - m_{np} \cdot b'_1 + r_0 \cdot k_v \cdot a}; \\
a_3 &= \frac{0.5 \cdot \alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v}}{\alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v} + \alpha'_{c.z} \cdot f_{c.z}}; \quad a_4 = \frac{2 \cdot a \cdot k_v}{b \cdot k_v + 2 \cdot G_v}; \\
b_1 &= \frac{2 \cdot \alpha_{np} \cdot f_{np}}{\alpha_{np} \cdot f_{np} + \alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v} + 2 \cdot G_v \cdot c_p + G_n \cdot c_n}; \quad b_2 = \frac{0.5 \cdot \alpha_{np} \cdot f_{np}}{\alpha_{np} \cdot f_{np} - m_{np} \cdot b'_1 + r_0 \cdot k_v \cdot a}; \\
c_1 &= \frac{2 \cdot G_v \cdot c_p - \alpha_{np} \cdot f_{np} - \alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v} - G_n \cdot c_n}{\alpha_{np} \cdot f_{np} + \alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v} + 2 \cdot G_v \cdot c_p + G_n \cdot c_n} \cdot t_{k1} + \\
&+ \frac{2 \cdot G_n \cdot c_n}{\alpha_{np} \cdot f_{np} + \alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v} + 2 \cdot G_v \cdot c_p + G_n \cdot c_n} \cdot t_n; \\
c_2 &= \frac{0.5 \cdot r_0 \cdot k_v \cdot b}{\alpha_{np} \cdot f_{np} - m_{np} \cdot b'_1 + r_0 \cdot k_v \cdot a} \cdot d_{k1} + \frac{m_{np} \cdot a'_1 - r_0 \cdot k_v}{\alpha_{np} \cdot f_{np} - m_{np} \cdot b'_1 + r_0 \cdot k_v \cdot a} + \\
&+ \frac{0.5 \cdot \alpha_{np} \cdot f_{np}}{\alpha_{np} \cdot f_{np} - m_{np} \cdot b'_1 + r_0 \cdot k_v \cdot a} \cdot t_{k1}; \\
c_3 &= \frac{0.5 \cdot \alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v}}{\alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v} + \alpha'_{c.z} \cdot f_{c.z}} \cdot t_{k1} + \frac{\alpha'_{c.z} \cdot f_{c.z}}{\alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v} + \alpha'_{c.z} \cdot f_{c.z}} \cdot t_z + \frac{J \cdot F_{sv} \cdot \Phi_v}{\alpha'_{c.v} \cdot f_{c.v} + \alpha'_{c.z} \cdot f_{c.z}}; \\
c_4 &= \frac{2 \cdot G_v - b \cdot k_v}{b \cdot k_v + 2 \cdot G_v} \cdot d_1 + \frac{2 \cdot c \cdot k_v}{b \cdot k_v + 2 \cdot G_v}.
\end{aligned}$$

Застосовуючи до рівнянь (3.21) – (3.24) перетворення Лапласа при нульових початкових умовах запишемо цю систему в операторній формі; з врахуванням прийнятих позначень рівняння, які описують динаміку цього процесу набувають вигляд:

$$(T_{k1} \cdot p + 1) \cdot t_{k2}(p) = a_1 \cdot \theta_c(p) + b_1 \cdot \theta_{np}(p) + c_1, \quad (3.26)$$

$$(T_{k2} \cdot p + 1) \cdot \theta_{np}(p) = a_2 \cdot d_{k2}(p) + b_2 \cdot t_{k2}(p) + c_2, \quad (3.27)$$

$$(T_{k3} \cdot p + 1) \cdot \theta_c(p) = a_3 \cdot t_{k2}(p) + c_3, \quad (3.28)$$

$$(T_{k4} \cdot p + 1) \cdot d_{k2}(p) = a_4 \cdot \theta_{np}(p) + c_4. \quad (3.29)$$

Розв'язок системи рівняння (3.26) – (3.29) запишемо у вигляді передатних функцій за різними каналами, обумовлених взаємозв'язком залежних і незалежних змінних.

Передатні функція по окремих каналах мають вигляд:

– температура повітря на виході камера – температура повітря на вході в камеру:

$$W_{k1}(p) = \frac{t_{k2}(p)}{t_{k1}(p)} = k_{k1} \cdot \frac{Bk_3 \cdot p^3 + Bk_2 \cdot p^2 + Bk_1 \cdot p + 1}{Ak_4 \cdot p^4 + Ak_3 \cdot p^3 + Ak_2 \cdot p^2 + Ak_1 \cdot p + 1}, \quad (3.30)$$

де $k_{k1} = \frac{Bk_0}{Ak_0}$ – коефіцієнт передачі;

$$Bk_3 = \frac{-c_{1t} \cdot T_{k3} \cdot T_{k2} \cdot T_{k4}}{a_1 \cdot a_2 \cdot a_4 \cdot c_{3t} + c_{1t} \cdot a_2 \cdot a_4 - a_1 \cdot c_{3t} - b_1 \cdot c_{2t} - c_{1t}};$$

$$Bk_2 = \frac{-c_{1t} \cdot T_{k3} \cdot T_{k2} - a_1 \cdot c_{3t} \cdot T_{k2} \cdot T_{k4} - c_{1t} \cdot T_{k2} \cdot T_{k4} - c_{1t} \cdot T_{k3} \cdot T_{k4} - b_1 \cdot c_{2t} \cdot T_{k3} \cdot T_{k4}}{a_1 \cdot c_{3t} \cdot a_2 \cdot a_4 + c_{1t} \cdot a_2 \cdot a_4 - a_1 \cdot c_{3t} - b_1 \cdot c_{2t} - c_{1t}};$$

$$Bk_1 = \frac{-a_1 \cdot c_{3t} \cdot T_{k4} - b_1 \cdot c_{2t} \cdot T_{k4} - b_1 \cdot c_{2t} \cdot T_{k3}}{a_1 \cdot c_{3t} \cdot a_2 \cdot a_4 + c_{1t} \cdot a_2 \cdot a_4 - a_1 \cdot c_{3t} - b_1 \cdot c_{2t} - c_{1t}} + \\ + \frac{c_{1t} \cdot T_{k3} \cdot a_2 \cdot a_4 - a_1 \cdot c_{3t} \cdot T_{k2} - c_{1t} \cdot T_{k2} - c_{1t} \cdot T_{k3} - c_{1t} \cdot T_{k4}}{a_1 \cdot c_{3t} \cdot a_2 \cdot a_4 + c_{1t} \cdot a_2 \cdot a_4 - a_1 \cdot c_{3t} - b_1 \cdot c_{2t} - c_{1t}};$$

$$Bk_0 = a_1 \cdot c_{3t} \cdot a_2 \cdot a_4 + c_{1t} \cdot a_2 \cdot a_4 - a_1 \cdot c_{3t} - b_1 \cdot c_{2t} - c_{1t};$$

$$Ak_4 = \frac{-T_{k1} \cdot T_{k2} \cdot T_{k3} \cdot T_{k4}}{-1 + a_2 \cdot a_4 + a_1 \cdot a_3 + b_1 \cdot b_2 - a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4};$$

$$Ak_3 = \frac{T_{k1} \cdot T_{k3} \cdot T_{k4} + T_{k1} \cdot T_{k2} \cdot T_{k4} + T_{k2} \cdot T_{k3} \cdot T_{k4} + T_{k1} \cdot T_{k2} \cdot T_{k3}}{1 - a_2 \cdot a_4 - a_1 \cdot a_3 - b_1 \cdot b_2 + a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4};$$

$$Ak_2 = \frac{-T_{k3} \cdot T_{k4} - T_{k2} \cdot T_{k4} - T_{k1} \cdot T_{k4} - T_{k2} \cdot T_{k3} - T_{k1} \cdot T_{k2} + b_1 \cdot b_2 \cdot T_{k3} \cdot T_{k4}}{-1 + a_2 \cdot a_4 + a_1 \cdot a_3 + b_1 \cdot b_2 - a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4} +$$

$$+ \frac{a_1 \cdot a_3 \cdot T_{k2} \cdot T_{k4} + T_{k1} \cdot T_{k3} \cdot a_2 \cdot a_4 - T_{k1} \cdot T_{k3}}{-1 + a_2 \cdot a_4 + a_1 \cdot a_3 + b_1 \cdot b_2 - a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4};$$

$$Ak_2 = \frac{-T_{k3} \cdot T_{k4} - T_{k2} \cdot T_{k4} - T_{k1} \cdot T_{k4} - T_{k2} \cdot T_{k3} - T_{k1} \cdot T_{k2} + b_1 \cdot b_2 \cdot T_{k3} \cdot T_{k4}}{-1 + a_2 \cdot a_4 + a_1 \cdot a_3 + b_1 \cdot b_2 - a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4} +$$

$$+ \frac{a_1 \cdot a_3 \cdot T_{k2} \cdot T_{k4} + T_{k1} \cdot T_{k3} \cdot a_2 \cdot a_4 - T_{k1} \cdot T_{k3}}{-1 + a_2 \cdot a_4 + a_1 \cdot a_3 + b_1 \cdot b_2 - a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4};$$

$$Ak_1 = \frac{-T_{k1} - T_{k2} + a_2 \cdot a_4 \cdot T_{k3} + b_1 \cdot b_2 \cdot T_{k3} + a_2 \cdot a_4 \cdot T_{k1} + a_1 \cdot a_3 \cdot T_{k4}}{-1 + a_2 \cdot a_4 + a_1 \cdot a_3 + b_1 \cdot b_2 - a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4} +$$

$$+ \frac{b_1 \cdot b_2 \cdot T_{k4} - T_{k3} - T_{k4}}{-1 + a_2 \cdot a_4 + a_1 \cdot a_3 + b_1 \cdot b_2 - a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4};$$

$$Ak_0 = -1 + a_2 \cdot a_4 + a_1 \cdot a_3 + b_1 \cdot b_2 - a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot a_4;$$

– температура повітря на виході камери – температура зовнішнього повітря (збурення):

$$W_{k2}(p) = \frac{t_{k2}(p)}{t_z(p)} = k_{k2} \cdot \frac{Ck_2 \cdot p^2 + Ck_1 \cdot p + 1}{Ak_4 \cdot p^4 + Ak_3 \cdot p^3 + Ak_2 \cdot p^2 + Ak_1 \cdot p + 1}, \quad (3.31)$$

де $k_{k2} = \frac{Ck_0}{Ak_0}$ – коефіцієнт передачі;

$$Ck_2 = \frac{-a_1 \cdot c_{3z} \cdot T_{k2} \cdot T_{k4}}{a_1 \cdot a_2 \cdot a_4 \cdot c_{3z} - a_1 \cdot c_{3z}}; \quad Ck_1 = \frac{-a_1 \cdot c_{3z} \cdot T_{k2} \cdot T_{k4}}{a_1 \cdot a_2 \cdot a_4 \cdot c_{3z} - a_1 \cdot c_{3z}};$$

$$Ck_0 = a_1 \cdot a_2 \cdot a_4 \cdot c_{3z} - a_1 \cdot c_{3z};$$

– температура повітря на виході камери – вологовміст повітря на вході в камеру:

$$W_{k3}(p) = \frac{t_{k2}(p)}{d_{k1}(p)} = k_{k3} \cdot \frac{Dk_2 \cdot p^2 + Dk_1 \cdot p + 1}{Ak_4 \cdot p^4 + Ak_3 \cdot p^3 + Ak_2 \cdot p^2 + Ak_1 \cdot p + 1}; \quad (3.32)$$

де $k_{k3} = \frac{Dk_0}{Ak_0}$ – коефіцієнт передачі; $Dk_2 = \frac{-b_1 \cdot c_{2d} \cdot T_{k3} \cdot T_{k4}}{-b_1 \cdot a_2 \cdot c_{4d} - b_1 \cdot c_{2d}};$

$$Dk_1 = \frac{-b_1 \cdot a_2 \cdot c_{4d} \cdot T_{k3} - b_1 \cdot c_{2d} \cdot T_{k4} - b_1 \cdot c_{2d} \cdot T_{k3}}{-b_1 \cdot a_2 \cdot c_{4d} - b_1 \cdot c_{2d}}; \quad Dk_0 = -b_1 \cdot a_2 \cdot c_{4d} - b_1 \cdot c_{2d};$$

– вологовміст повітря на виході камери – вологовміст повітря на вході в камеру:

$$W_{k4}(p) = \frac{d_{k2}(p)}{d_{k1}(p)} = k_{k4} \cdot \frac{Ek_3 \cdot p^3 + Ek_2 \cdot p^2 + Ek_1 \cdot p + 1}{Ak_4 \cdot p^4 + Ak_3 \cdot p^3 + Ak_2 \cdot p^2 + Ak_1 \cdot p + 1}; \quad (3.33)$$

де $k_{k4} = \frac{Ek_0}{A_0}$ – коефіцієнт передачі;

$$Ek_3 = \frac{-c_{4d} \cdot T_{k1} \cdot T_{k2} \cdot T_{k3}}{-c_{2d} - c_{4d} + c_{2d} \cdot a_1 \cdot a_3 + c_{4d} \cdot b_1 \cdot b_2 + c_{4d} \cdot a_1 \cdot a_3};$$

$$Ek_2 = \frac{-c_{4d} \cdot T_{k1} \cdot T_{k3} - c_{2d} \cdot T_{k1} \cdot T_{k3} - c_{4d} \cdot T_{k2} \cdot T_{k3} - c_{4d} \cdot T_{k1} \cdot T_{k2}}{-c_{2d} - c_{4d} + c_{2d} \cdot a_1 \cdot a_3 + c_{4d} \cdot b_1 \cdot b_2 + c_{4d} \cdot a_1 \cdot a_3};$$

$$Ek_1 = \frac{-c_{4d} \cdot T_{k1} - c_{4d} \cdot T_{k3} + c_{4d} \cdot b_1 \cdot b_2 \cdot T_{k3} - c_{2d} \cdot T_{k3} - c_{2d} \cdot T_{k1}}{-c_{2d} - c_{4d} + c_{2d} \cdot a_1 \cdot a_3 + c_{4d} \cdot b_1 \cdot b_2 + c_{4d} \cdot a_1 \cdot a_3} +$$

$$+ \frac{c_{4d} \cdot a_1 \cdot a_3 \cdot T_{k2} - c_{4d} \cdot T_{k2}}{-c_{2d} - c_{4d} + c_{2d} \cdot a_1 \cdot a_3 + c_{4d} \cdot b_1 \cdot b_2 + c_{4d} \cdot a_1 \cdot a_3};$$

$$Ek_0 = -c_{2d} - c_{4d} + c_{2d} \cdot a_1 \cdot a_3 + c_{4d} \cdot b_1 \cdot b_2 + c_{4d} \cdot a_1 \cdot a_3;$$

– вологовміст повітря на виході камери – температура повітря на вході в камеру:

$$W_{k5}(p) = \frac{d_{k2}(p)}{t_{k1}(p)} = k_{k5} \cdot \frac{Fk_2 \cdot p^2 + Fk_1 \cdot p + 1}{Ak_4 \cdot p^4 + Ak_3 \cdot p^3 + Ak_2 \cdot p^2 + Ak_1 \cdot p + 1}; \quad (3.34)$$

де $k_{k5} = \frac{Fk_0}{Ak_0}$ – коефіцієнт передачі;

$$Fk_2 = \frac{-c_{2d} \cdot T_{k1} \cdot T_{k3}}{-c_{2d} - b_2 \cdot a_1 \cdot c_{3d} + c_{2d} \cdot a_1 \cdot a_3 - b_2 \cdot c_{1d}};$$

$$Fk_1 = \frac{-b_2 \cdot c_{1d} \cdot T_{k3} - c_{2d} \cdot T_{k3} - c_{2d} \cdot T_{k1}}{-c_{2d} - b_2 \cdot a_1 \cdot c_{3d} + c_{2d} \cdot a_1 \cdot a_3 - b_2 \cdot c_{1d}};$$

$$Fk_0 = -c_{2d} - b_2 \cdot a_1 \cdot c_{3d} + c_{2d} \cdot a_1 \cdot a_3 - b_2 \cdot c_{1d}.$$

Передатні функції по каналах температура повітря на виході камери $t_{k2}(\tau)$ – витрати повітря G_v та вологовміст повітря на виході камери $d_{k2}(\tau)$ – витрати повітря, визначені шляхом графічної інтерпретації залежностей $t_{k2}(\tau) = f(G_v)$ та $d_{k2}(\tau) = f_1(G_v)$ отриманих розв'язків рівнянь (3.21) – (3.24) мають вигляд:

$$W_{k6}(p) = \frac{t_{k2}(p)}{G_v(p)} = \frac{k_{k1}}{T_{k1} \cdot p + 1} e^{-p\tau}, \quad (3.35)$$

та

$$W_{k7}(p) = \frac{d_{k2}(p)}{G_v(p)} = \frac{k_{k1}}{T_{k1} \cdot p + 1} e^{-p\tau}, \quad (3.36)$$

де $T_{k1} = m_{vk} / G_v$.

Розглянемо можливість апроксимації розв'язку рівнянь (3.26) – (3.29) перехідних процесів у вигляді передатних функцій (3.30) – (3.34) шляхом пониження порядку поліномів (бо $T_{k1}, T_{k2}, T_{k3}, T_{k4} \approx 0.0003 \ll 1$). Для цього оцінюємо значення порядку часу $T_{k1}, T_{k2}, T_{k3}, T_{k4}$ і відповідно значень $Ak_1, Ak_2, Ak_3, Ak_4, Bk_1, Bk_2, Bk_3, Bk_4, Ck_1, Ck_2, D_{k1}, D_{k2}, Ek_1, Ek_2, Ek_3, Ek_4, Fk_1, Fk_2$.

Аналіз числових значень коефіцієнтів при операторах четвертого - першого (другого) порядку виявив можливість знехтувати коефіцієнтами при операторах четвертого (p^4) і третього (p^3) порядків і з достатньою для інженерних розрахунків точністю прирівняти їх до нуля.

Таким чином передатні функції рівнянь (3.26) – (3.29) можуть бути заміщені апроксимованими ланками другого порядку:

$$W(p) = \frac{k \cdot e^{-\tau \cdot p}}{T_1^2 \cdot p^2 + T_2 \cdot p + 1}, \quad (3.37)$$

що погоджується із експериментальними даними [36].

Структурна схема камери холодильного зберігання плодоовочевої продукції, як об'єкта автоматизації керування температурно-вологісними режимами (режим охолодження, режимом зберігання) наведена на рис. 3.6.

Залежність відносної вологості повітря від температури та вологовмісту в діапазоні змінення параметрів $\bar{t} = -2...+2^\circ\text{C}$, $\varphi = 87...95\%$ апроксимована лінійною залежністю:

$$\varphi = k_d \cdot d - k_t \cdot t, \quad (3.38)$$

де k_d, k_t – коефіцієнти лінеаризації функції $\varphi(t, P_s^n)$.

В структурній схемі чотири входи та три виходи. Вхідні параметри представлені: 1 – масовими витратами повітря G_v ; 2 – температурою повітря на вході в камеру t_{k1} ; 3 – вологовмістом повітря на вході в камеру d_{k1} ; 4 – збурювальними параметрами є температура зовнішнього повітря t_z і інтенсивність сонячного випромінювання, яка врахована в значенні умовної зовнішньої температури відповідно до [25] (2.39).

Керованими параметрами є температура та вологовміст повітря на виході з камери ($t_{k2}, d_{k2}, \varphi_{k2}$).

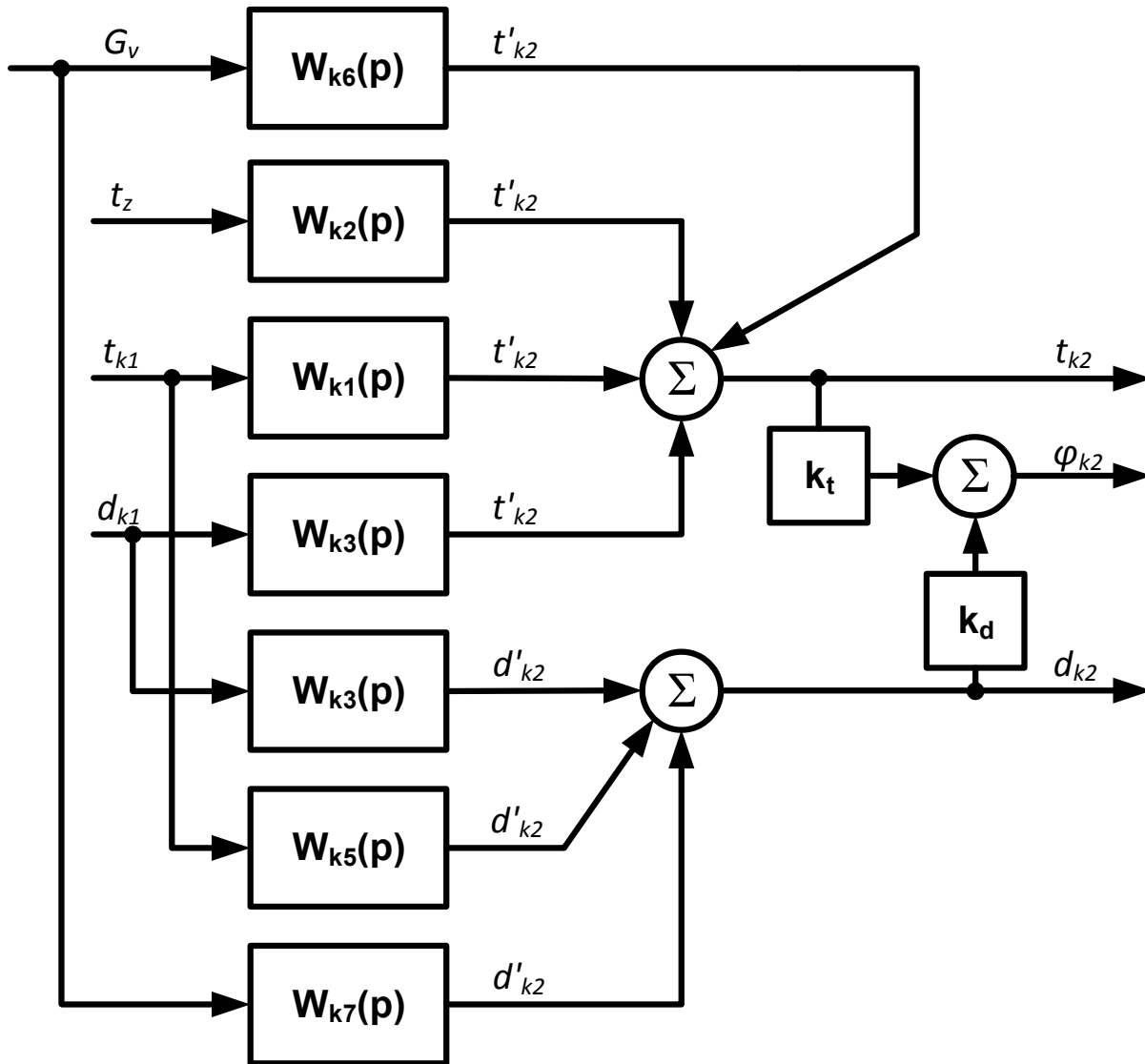


Рис. 3.6. Структурна схема камери холодильного зберігання
плодоовочевої продукції.

Математичні моделі холодильної камери з продуктом, в які входять, змінна величина витрат повітря є нелінійними, так як містять добутки двох змінних параметрів $G_v \cdot t_{k1}$.

Для визначення перехідних процесів математична модель у вигляді системи рівнянь (3.21) – (3.24) була реалізована в середовищі MATLAB/Simulink. Структура моделі зображена на рис. 3.7, а результати моделювання та експериментальні дані на рис. 3.8 – 3.12.

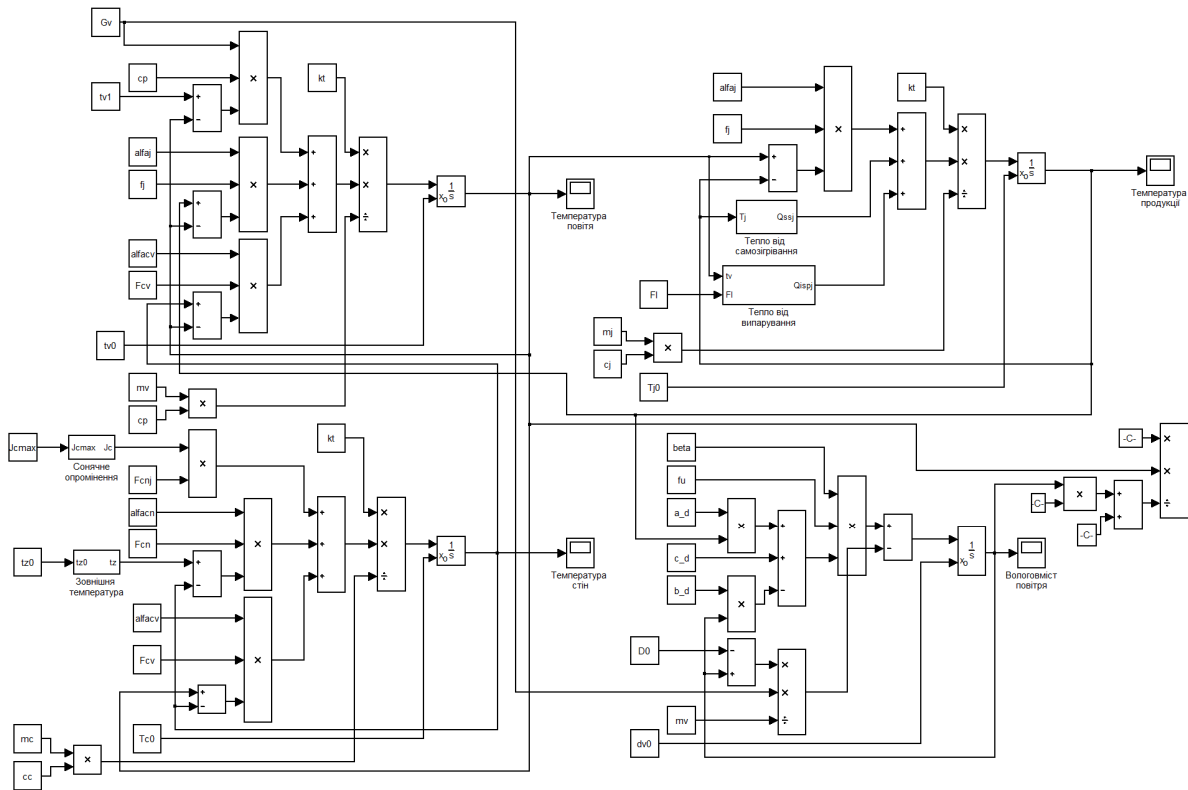


Рис. 3.7. Імітаційна модель в системі MATLAB/Simulink
холодильної камери з продуктом зберігання.

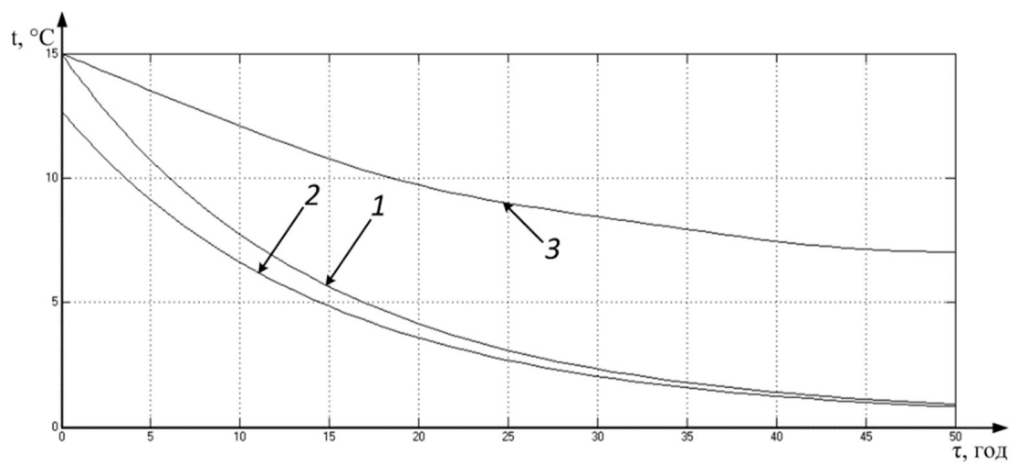


Рис. 3.8. Зміна температури холодильної камери з продуктом зберігання в часі при охолодженні (подача охолодженого повітря в камеру): 1 – температура продукції, 2 – температура повітря, 3 – температура огорожі (стін та даху).

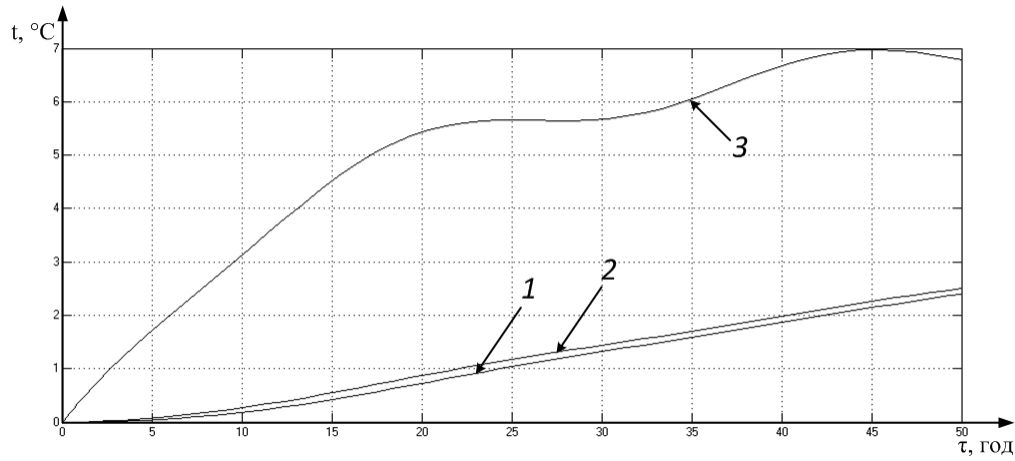


Рис. 3.9. Зміна температури холодильної камери з продуктом зберігання в часі при розігріві (вимкнена холодильна машина): 1 – температура продукції, 2 – температура повітря, 3 – температура огорожі (стін та даху).

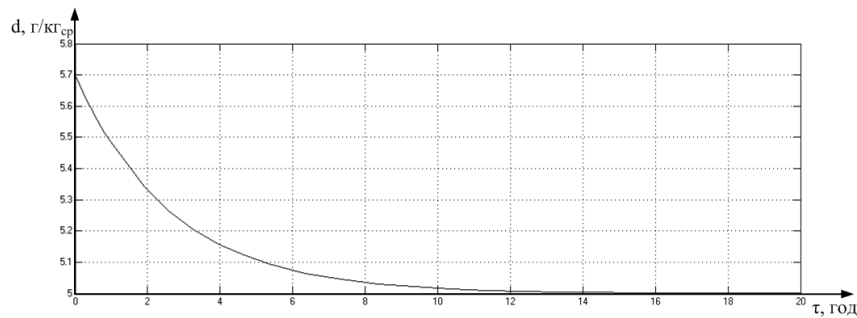


Рис. 3.10. Графічна залежність зміни вологовмісту повітря.

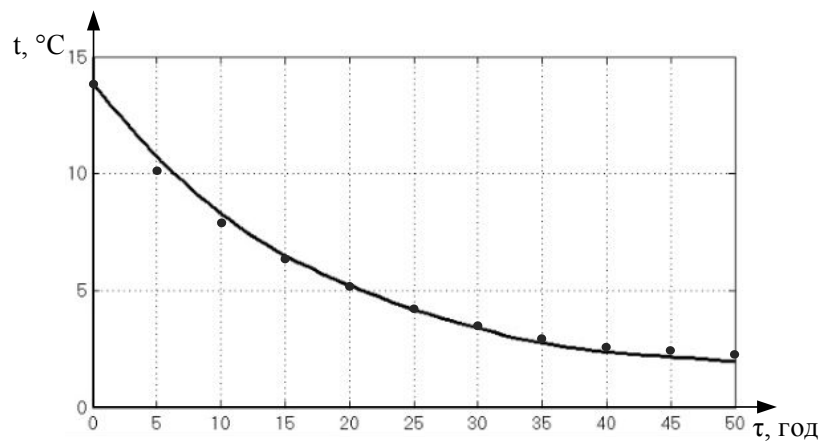


Рис. 3.11 Зміна температури повітря в холодильній камері з продуктом зберігання в часі при охолодженні (подача охолодженого повітря в камеру) (експериментальні дані(крапки), модель адекватна, відносна похибка для температури повітря 3 %).

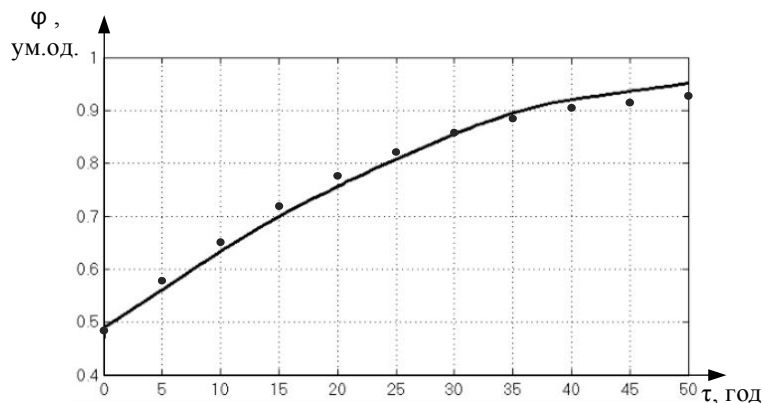


Рис. 3.12 Зміна вологості повітря в холодильній камері з продуктом зберігання в часі при охолодженні (подача охолодженого повітря в камеру) (експериментальні дані(крапки), модель адекватна, відносна похибка для вологості повітря 5 %).

3.2 Математична модель динамічних режимів повітроохолоджувача

Повітроохолоджувач, що розглядається, являє собою теплообмінник з площинним оребренням, в трубках якого проходить холодоагент, а через оребрення охолоджуване повітря. Охолодження повітря супроводжується його зневодненням з випаданням вологи на поверхні оребрення у вигляді інею. Теплообмінні апарати такого типу являють собою багатоемнісні об'єкти (в нашому випадку чотирьох ємнісний об'єкт), для яких характерна розподіленість параметрів, тобто залежність параметрів повітря та холодоагенту від координат в напрямку їх руху.

Як показано в роботах [7, 44, 164], в ряді випадків (як перше наближення) можна прийняти, що змінення параметрів вздовж просторових координат відбувається за прямолінійною залежністю. В таких випадках осереднення рівнянь за об'ємом апарата приводить до моделі реактора ідеального змішування безперервної дії та параметри, які характеризують роботу апарата, можна вважати зосередженими в одній точці простору (наприклад на виході апарата).

Рівняннями, що описують динамічні характеристики повітроохолоджувача як ланки об'єкта керування, є рівняння балансів

теплоти та маси для чотирьох ємнісних з зосередженими параметрами. Змінення температури на вході повітроохолоджувача (виході камери зберігання) можна визначити за диференційними рівняннями балансів теплоти та маси, приймаючи загальнотехнічні (для даного класу моделей) припущення:

- сталість теплофізичних параметрів;
- ефекти випромінювання, теплопровідність, масопровідність враховуються коефіцієнтами тепловіддачі, масообміну та теплопередачі;
- температура стінки теплообмінника та "снігової шуби" приймається однаковою;
- теплоємність теплообмінника дорівнює сумі теплоємності металу та утворюваного інею (метал і "снігова шуба" розглядається, як одноємнісний об'єкт).

Рівняннями, що описують динамічні режими повітроохолоджувача є:

- рівняння теплового балансу для повітря:

$$m_{vv} \cdot c_p \frac{dt_{v2}}{d\tau} = Q_{v1} - Q_{v2} - Q_{ox} - Q_{in}, \quad (3.39)$$

- рівняння теплового балансу для випарника:

$$c_{ox} \frac{d(m_{ox} \cdot \theta_{ox})}{d\tau} = Q_{ox1} - Q_{ox2} + Q_{in}, \quad (3.41)$$

- рівняння теплового балансу для холодоагенту:

$$m_{xa} \cdot c_{xa} \frac{dt_{xa}}{d\tau} = Q_{xa1} - Q_{xa2} - Q_{ox}, \quad (3.42)$$

- рівняння матеріального балансу разом для повітря та поверхні охолодження:

$$G_v \frac{dd_{v2}}{d\tau} = W_{v1} - W_{v2} - W_{in}, \quad (3.43)$$

- рівняння кінетики нарощування інею на поверхні теплообмінника:

$$\frac{dm_{in}}{d\tau} = a_{in} + b_{in} \cdot \varphi_1, \quad a_{in} = k \cdot (\rho_v \cdot v_v)^{0.7}, \quad (3.44)$$

– матеріальний баланс при інеюутворенні:

$$\frac{dm_{in}}{d\tau} = -m_{vv} \frac{dd_{k2}}{d\tau}. \quad (3.45)$$

Окремі складові рівнянь (3.40) – (3.45) визначаються так:

$Q_{v_1} = G_v \cdot c_p \cdot t_{v1}$ – тепловий потік, (кількість теплоти за одиницею часу),

що підводиться до охолоджувача, Дж/с (Вт);

$Q_{v_2} = G_v \cdot c_p \cdot t_{v2}$ – тепловий потік, що відводиться з повітрям після

охолоджувача, Дж/с (Вт);

$Q_{ox_1} = k_{o.np} \cdot F_{o.n} \cdot (\bar{t}_v - \theta_{ox}'')$ – кількість теплоти, переданої поверхні

випарника (поверхні інею) від повітря за одиницю часу,

Вт;

$Q_{ox_2} = k_{o.v} \cdot F_{o.v} \cdot (\theta_{ox}^* - \bar{t}_{xa})$ – кількість теплоти, відведеної від внутрішньої

поверхні трубок охолоджувача холодоагентом в

одиницю часу, Вт;

$Q_{in} = \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot (\bar{d}_v - d_{ox}''(\theta_{in}))$ – тепловий потік від повітря до поверхні

охолоджувача на інеюутворення (захована теплота

передана до поверхні охолоджувача), Вт;

$Q_{xa_1} = G_{xa} \cdot c_{xa} \cdot t_0$ – теплота, що відводиться від внутрішньої поверхні

трубок холодоагентом і витрачається на його

випаровування, Вт;

$Q_{xa_2} = G_{xa} \cdot c_{xa} \cdot t_{xa2}$ – теплота, що видаляється з холодоагентом після

випарування в трубках охолоджувача, Вт;

$W_{v_1} = G_v \cdot d_{v1}$ – потік маси до поверхні охолоджувача від повітря, кг/с;

$W_{v_2} = G_v \cdot d_{v2}$ – потік маси вологи, що видаляється з охолоджувача, кг/с;

$W_{in} = \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot (\bar{d}_v - d_{ox}''(\theta_{in}))$ – потік маси вологи, що припадає інеєм на

поверхні випарника, кг/с;

де $d''_{ox}(\theta_{ox}), d''_{ox}(\theta_{in})$ – насичений вологовміст повітря на поверхні охолоджувача (інею) при температурі поверхні, г/(кг_{c.p}).

Величина коефіцієнта теплопередачі визначається очевидним співвідношенням із урахування наявності шару інею:

$$k_{o.n} = \left(\frac{1}{\alpha_v} + \frac{\delta_{in}}{\lambda_{in}} \right)^{-1},$$

де $\delta_{in}, \lambda_{in}$ – товщина та теплопровідність шару інею.

Коефіцієнт вологообміну при конденсації можна визначити за співвідношеннями: $\sigma_0 = k_{o.np}/c_w$ [107], або $\sigma_0 = \alpha_{np}/c_w$ [107], і $\alpha_v = (0.21 \dots 0.25) \cdot \beta_{\Delta d}$.

Підставляючи значення відповідних складових рівнянь (3.40) – (3.45) і розкриваючи диференціал в рівнянні (3.41)

$$c_{ox} \frac{d(m_{ox} \cdot \theta_{ox})}{d\tau} = c_{ox} \left(\theta_{ox} \frac{dm_{ox}}{d\tau} + m_{ox} \frac{d\theta_{ox}}{d\tau} \right)$$

та маючи на увазі $m_{ox} = m_m + m_{in}$, отримаємо математичну модель динаміки повітроохолоджувача, яка представлена системою диференціальних рівнянь:

$$0.5 \cdot m_{vv} \cdot c_p \frac{dt_{v2}}{d\tau} = G_v \cdot c_p \cdot t_{v1} - G_v \cdot c_v \cdot t_{v2} - k_{o.np} \cdot F_{o.n} (\bar{t}_v - \theta_{ox}) - \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot (\bar{d}_v - d''_{ox}(\theta_{ox})); \quad (3.46)$$

$$(c_{ox} \cdot m_{ox} + c_{in} \cdot m_{in}) \frac{d\theta_{ox}}{d\tau} + \theta_{ox} \frac{dm_{ox}}{d\tau} = k_{o.np} \cdot F_{o.n} \cdot (\bar{t}_v - \theta_{ox}) - k_{o.v} \cdot F_{o.v} \cdot (\theta''_{ox} - \bar{t}_{xa}) + \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot (\bar{d}_v - d''_{ox}(\theta_{ox})); \quad (3.47)$$

$$m_{xa} \cdot c_{xa} \frac{dt_{xa2}}{d\tau} = G_{xa} \cdot c_{xa} \cdot t_0 - G_{xa} \cdot c_{xa} \cdot t_{xa2} - k_{o.v} \cdot F_{o.v} \cdot (\theta''_{ox} - \bar{t}_{xa}); \quad (3.48)$$

$$m_{vv} \frac{dd_{v2}}{d\tau} = G_v \cdot d_{v1} - G_v \cdot d_{v2} - \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot (\bar{d}_v - d''_{ox}(\theta_{ox})). \quad (3.49)$$

Оскільки параметри математичної моделі: G_{xa}, t_0, dt_{xa2} – є характеристиками ККА і визначаються режимами їх роботи, то для їх визначення систему рівнянь (3.46) – (3.49) треба доповнити рівнянням, яке характеризує параметри ККА.

Режим роботи холодильного агрегату, в залежності від кількості холоду, яке він повинен виробляти (визначається із розрахунку теплопритоків з урахуванням втрат теплоти в трубопроводах), визначається чотирма основними температурами:

- температурою випарування холодоагенту у випарнику (із зниженням температури кипіння холодоагенту холодопродуктивність агрегату зменшується):

$$t_0 = \frac{t_{v1} - t_{v2}}{2} - (4 \dots 6)^\circ\text{C},$$

- температурою всмоктування парів холодоагенту в циліндр компресора (температура перегріву) – приймається на $15 - 30^\circ\text{C}$ вище від t_0 (для забезпечення сухого ходу компресора):

$$t_{ec} = t_{nx} = t_0 + (15 \dots 30)^\circ\text{C},$$

де t_{nx} – температура пари холодоагенту на виході випарника, $^\circ\text{C}$;

- температурою конденсації холодильного агента, яка для забезпечення теплопередачі в конденсаторі повинна бути на $3 - 5^\circ\text{C}$ вище середньої температури середовища (повітря) охолоджуючого конденсатора:

$$t_{kx} = 0.5 \cdot (t_{a1} - t_{a2}) + (3 \dots 5)^\circ\text{C},$$

де t_{a1}, t_{a2} – температура повітря на вході та виході конденсатора (з підвищенням температури конденсації парів холодильного агента холодопродуктивність машини зменшується);

- температурою переохолодження рідкого холодильного агента перед терморегулюючий вентиль (ТРВ) (клапаном), яка приймається на $3 - 5^\circ\text{C}$ нижче температури конденсації і визначається за формулою:

$$t_{nx} = t_{kx} - (3 \dots 5)^\circ\text{C}.$$

Таким чином, в загальному вигляді характеристика компресора може бути визначена як функція режимних параметрів [107]:

$$Q_0 = f(t_0, t_{kx}, \Delta t_{ec}, \Delta t_{nx}), \quad (3.50)$$

$$N_i = f(t_0, t_{kx}, \Delta t_{\text{вс}}, \Delta t_{\text{нх}}), \quad (3.51)$$

$$G_{\text{нх}} = f(t_0, t_{kx}, \Delta t_{\text{вс}}, \Delta t_{\text{нх}}, \Delta P_{\text{вс}}), \quad (3.52)$$

де N_i – індикаторна потужність компресора, кВт; $G_{\text{нх}}$ – витрати пари холодоагенту, кг/с.

Рівняння збереження енергії для холодильного агрегату:

$$Q_0 = Q_k - N_i. \quad (3.53)$$

При визначенні параметрів холодильної машини використовувалися їх характеристики, а саме графіки $Q_0 = f_1(t_0, t_{kx})$ і $N_i = f_2(t_0, t_{kx})$, побудованими за даними заводських випробувань. На рис. 3.13 і рис. 3.14 наведено графічні залежності холодопродуктивності та потужності компресорної установки від температури кипіння і конденсації холодоагенту (фреон 22).

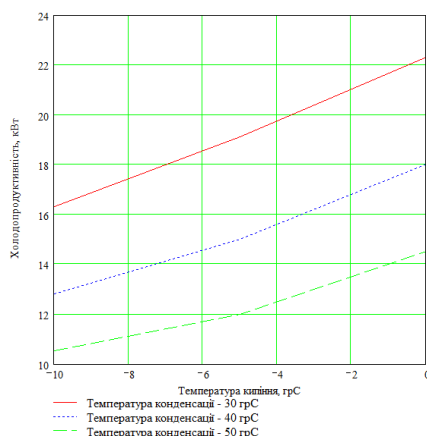


Рис. 3.13. Залежність холодопродуктивності від температури кипіння і конденсації холодоагенту.

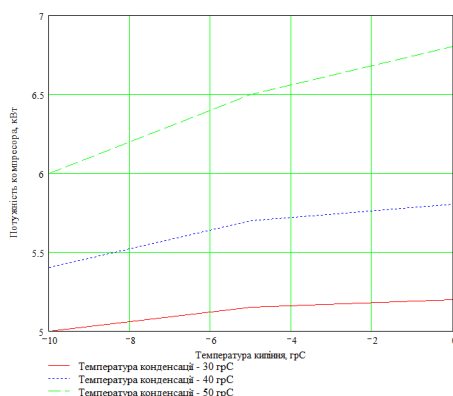


Рис. 3.14. Залежність потужності компресорної установки від температури кипіння і конденсації холодоагенту.

На рис. 3.15. наведено графічне зображення циклу одноступінчастої холодильної машини в Т-і діаграмі.

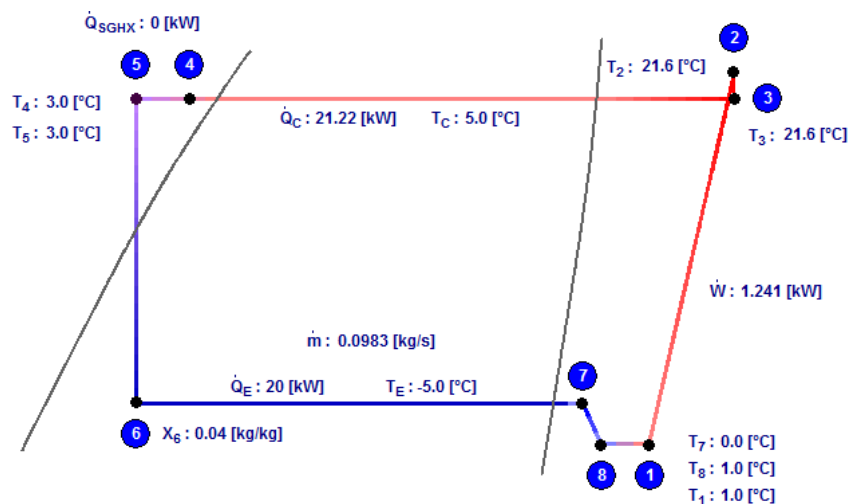


Рис. 3.15. Цикл одноступінчастої холодильної машини в Т-і діаграмі.

З зображення холодильного циклу рис. 3.14. випливає, що різниця величини ентальпії холодильного агента на всмоктуванні пари і кипінні $i_1 - i_4$ дорівнює величині питомої масової холодопродуктивності:

$$q_0 = i_7 - i_6 = i_{nx} - i_{px}, \quad (3.54)$$

де i_{nx}, i_{px} – ентальпія парової і рідкої фази холодоагенту, кДж/кг.

В рівнянні (3.48) величина G_{xa} визначає витрати холодильного агента в контурі холодильного агрегату, а c_{xa} – середню теплоємність холодоагенту. У випарнику холодильний агент знаходиться як в рідкій (кипіння рідини в кількості G_{px}), так і паровій фазах (кількість пари G_{nx}). Тоді загальна кількість холодильного агента у випарнику визначається як сума:

$$G_{xa} = G_{px} + G_{nx}. \quad (3.55)$$

Запишемо рівняння статки для випарника:

$$G_{xa} \cdot c_{xa} \cdot (t_{xa2} - t_{xa1}) = G_{xa} \cdot (i_{nx} - i_{px}) = G_{xa} \cdot (i_{nx} - i_0), \quad (3.56)$$

де i_0 – ентальпія холодоагенту при температурі кипіння t_0 ,

або з урахуванням (3.54) і (3.55):

$$G_{xa} \cdot c_{xa} \cdot (t_{xa2} - t_0) = q_0 \cdot (G_{nx} - G_{px}). \quad (3.57)$$

Тоді рівняння (3.48) можна переписати у вигляді:

$$m_{xa} \cdot c_{xa} \frac{dt_{xa}}{d\tau} = k_{o.v} \cdot F_{o.v} \cdot (\theta_{ox}'' - t_{xc}) - q_0 \cdot (G_{nx} + G_{px}), \quad (3.58)$$

де $t_{xc} = 0.5 \cdot (t_0 + t_{xa})$ – середня температура холодильного агента в трубах випарника, °C.

Кількість парової фази (масова витрата) холодильного агента визначиться очевидною формулою:

$$G_{nx} = G_{xa} \cdot \chi, \quad (3.59)$$

де χ – масовий паровміст холодильного агента, кг/кг.

Витрати рідкої фази холодоагенту:

$$G_{px} = G_{xa} - G_{nx}, \quad (3.60)$$

$$G_{xa} = \frac{Q_0}{q_0}. \quad (3.61)$$

Об'ємні витрати пари холодоагенту:

$$V_{nx} = \frac{G_{nx}}{\rho_{nx}}, \quad (3.62)$$

де ρ_{nx} – густина парової фази холодоагенту, кг/м³.

Як показав аналіз проведених досліджень впливу навантаження на випарника на режимні параметри холодильного циклу (комп'ютерне середовище CoolPack), величини ρ_{nx} і χ залежать від температури кипіння холодоагенту t_0 .

В робочому діапазоні зміни параметрів холодильного агрегату ці залежності апроксимовані лінійними рівняннями у вигляді:

$$\rho_{nx} = 0.55 \cdot t_0 + 19.92, \quad (3.63)$$

$$\chi = 0.1983 - 0.004 \cdot t_0. \quad (3.64)$$

Підставляючи визначені значення параметрів (3.59) – (3.62), в рівняння (3.58), і розділивши всі члени рівняння на ρ_{nx} , матимемо:

$$m_{xa} \cdot c_{xa} \frac{dt_{xa}}{d\tau} = \frac{k_{o.v} \cdot F_{o.v}}{\rho_{nx}} (\theta_{ox}'' - 0.5 \cdot t_0 - 0.5 \cdot t_{xa}) - G_{px} \frac{q_0}{\rho_{nx}} - q_0 \cdot V_{nx}. \quad (3.65)$$

В останньому рівнянні величина G_{px} – визначає заповнення випарника холодоагентом, кг/с; V_{nx} – холодопродуктивність компресора, м³/с.

Годинна холодопродуктивність холодильного агрегату визначається кількістю циркулюючого через установку холодоагенту G_{xa} (кг/с) і питомою масовою холодопродуктивністю холодильного агента q_0 (кДж/(кг·с))

$$Q_{ox} = G_{xa} \cdot q_0 \cdot 3600,$$

або

$$Q_{ox} = V_{nx} \cdot q_v \cdot 3600,$$

де $q_v = q_0 / \rho_{vc}.$

Дійсний об'єм пари холодоагенту V_{nx} можна виразити через об'єм, що описують поршні компресора:

$$V_{nx} = \lambda \cdot V_{np} \cdot Z,$$

де V_{np} – об'єм поршня, м³; Z – кількість поршнів, шт.; λ – коефіцієнт подачі компресора.

Об'єм пари, що описують поршні компресора за годину визначається розмірами циліндра за відомою формулою [81]:

$$V_{np} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \cdot Z \cdot n \cdot 60,$$

де D – діаметр поршня, м; S – хід поршня, м; n – частота обертання валу компресора, об/хв.

Таким чином, холодопродуктивність компресора може бути визначена за формулою:

$$Q_k = q_v \cdot \lambda \frac{\pi \cdot D^2}{4} S \cdot Z \cdot n \cdot 60. \quad (3.66)$$

При заданому значенні температури кипіння холодоагенту $t_0 = (5 - 7) - t_v$ зміною частоти обертання валу компресора можна керувати холодопродуктивністю ККА.

Для агрегованих поршневих двоступінчастих компресорів різної холодопродуктивності сімейства $W200/2A$ (виробник Польща) отримані [81] узагальнені рівняння їх характеристик:

$$Q_k = V_{nx} \cdot (6420 \cdot t_{kx} + 216318) \cdot (-t_0)^{-(0.00475 \cdot t_{kx} + 1.98)}, \quad (3.67)$$

$$N_i = Q_0 \cdot \left[(1.08 \cdot 10^5 - 1.49 \cdot 10^3 \cdot t_{kx}) \cdot t_0 - 1.17 \cdot 10^6 \cdot t_{kx} + 8.33 \cdot 10^6 \right]^1. \quad (3.68)$$

Залежність вологовмісту повітря на зовнішній поверхні від температури самої поверхні лінеаризовано за даними роботи [112] у вигляді:

$$d''_{ox}(\theta_{ox}) = a_2 + b_2 \cdot \theta_{n.ox.(in)}, \quad (3.69)$$

де $\theta_{n.ox.(in)}$ – температура поверхні охолоджувача (інею), °C; $a_2 = 4 \text{ з/кг}_{с.р.}$; $b_2 = 0.2$.

Таким чином система диференціальних рівнянь (3.46) – (3.48) і (3.65) разом із співвідношенням (3.59) – (3.66) дає можливість досить повно описати динаміку теплових процесів в ККА, а рівняння (3.67) – (3.68) отримані за даними експериментів [81] повністю характеризують параметри ККА.

В роботах [69, 145] обґрунтовано технологічну (зменшення втрат продукції) ефективність стабілізації температури кипіння холодоагенту у випарнику холодильної машини (ХМ).

Якщо врахувати, що будь яка ХМ обладнана ТРВ, за допомогою якого стабілізується температура кипіння холодоагенту, то з рівняння (3.65) вбачається можливість стабілізації температури перегріву ТРВ шляхом зміни величини G_{px} (заповнення випарника). Для сталого режиму холодопродуктивність компресора буде дорівнювати холодопродуктивності охолоджувача:

$$Q_0 = G_v \cdot c_p \cdot (t_{v1} - t_{v2}) = G_v \cdot (i_{x2} - i_{x1}). \quad (3.70)$$

Для спрощення математичної моделі можна використати приведений коефіцієнт теплообміну, який враховує збільшення теплового потоку за рахунок фазового переходу $k_{o.np} = \alpha_v \cdot \xi$, де ξ – коефіцієнт вологовипадіння

який дорівнює відношенню повного теплового потоку від повітря до поверхні до явного теплового потоку переданому конвекцією. Тепловий потік в цьому випадку визначається за формулою [135]: $Q = k_{o.np} \cdot F_{ox} \cdot (t_v - \theta_{n.ox})$, де $\theta_{n.ox}$ – температура поверхні охолоджувача. При введенні приведенного коефіцієнта теплообміну останні члени правої частини рівнянь (3.46) і (3.47) виключається, а значення коефіцієнта теплопередачі $k_{o.n}$ визначається співвідношенням:

$$k_{o.n} = \left(\frac{1}{k_{o.np}} + \frac{\delta_{in}}{\lambda_{in}} \right)^{-1}. \quad (3.71)$$

При складанні рівняння (3.47) було прийнято, що температура металу (ребра та трубки) та інею однакові та дорівнюють середній температурі θ_{ox} , так як між ними існує лінійний зв'язок [100]. Питома теплоємність охолоджувача дорівнює середньозваженій величині

$$c_{ox} = \frac{m_{in} \cdot c_{in} + m_{cm} \cdot c_{cm}}{m_{in} + m_{cm}},$$

де m_{in}, m_{cm} – маса інею (накопиченого за час роботи) і маса металу охолоджувача, кг; c_{in}, c_{cm} – теплоємність інею та металу, Дж/(кг·°C).

Відповідно до даних експериментальних досліджень [112] зростання питомої маси інею на поверхні випарника апроксимована лінійною залежністю, яка відтворює реальний процес інеюутворення в діапазоні змінення відносної вологості повітря на вході у повітроохолоджувач (вихід повітря з камери) $\varphi = 85 \dots 92 \%$:

$$q_{in} = (0.00927 \cdot (\rho_v \cdot V_v) + 0.0005 \cdot t_{v1} + 0.284 \cdot \varphi_{v1}) \cdot \tau, \text{ кг/м}^2 \quad (3.72)$$

де $\rho_v \cdot V_v$ – масова швидкість повітря в охолоджувачі, кг/(м²·с).

Збільшення маси інею за часом, відповідно, виражено спрощеною залежністю:

$$m_{in} = q_{in} \cdot F_3^n = (a_{in} + b_{in} \cdot \varphi_{v1}) \cdot \tau, \quad (3.73)$$

де τ – час роботи охолоджувача, год (с); F_z^n – зовнішня поверхня оребрення та трубок, м²; $a_{in} = (0.00927 \cdot G_v) / S_{n.o}$; $b_{in} = 0.284$; $S_{n.o}$ – площа перетину повітроохолоджувача, м².

Інтенсивність наростання інею на поверхні визначиться так:

$$\frac{dm_{in}}{d\tau} = a_{in} + b_{in} \cdot \varphi_{v1}. \quad (3.74)$$

Величина відносної вологості φ_{v1} визначається відомим [35, 84] співвідношенням $\varphi = d \cdot P_s / (622 + d) \cdot P_s$, де $P_s = a \cdot t + c$. Але в діапазоні змінення вологості повітря 85...95 % функція $\varphi = f(t, d)$ може бути лінеаризовано залежністю:

$$\varphi_{v1} = a_\varphi + a_d \cdot d_{v1} - a_t \cdot t_{v1}, \quad (3.75)$$

де $a_\varphi = 0.087$; $a_t = 0.226$; $a_d = 0.058$.

З урахуванням (3.75) рівняння (3.73) та (3.74) динаміки інеюутворення приймають вигляд:

$$m_{in} = a_{in} + b_{in} \cdot (a_\varphi + a_d \cdot d_{v1} - a_t \cdot t_{v1}) \cdot \tau_p, \quad (3.76)$$

$$\frac{dm_{in}}{d\tau} = a_{in} + b_{in} \cdot (a_\varphi + a_d \cdot d_{v1} - a_t \cdot t_{v1}). \quad (3.77)$$

Підставляючи значення (3.76) і (3.77) в рівняння (3.47), після перетворень будемо мати:

$$m_{ox} \cdot c_{ox} \frac{d\theta_{ox}}{d\tau} = k_{o.n} \cdot F_{o.n} \cdot (\bar{t}_v - \theta_{ox}) + \\ + k_{o.v} \cdot F_{o.v} \cdot (\theta_{ox}'' - \bar{t}_{xa}) - a \cdot G_v + b \cdot a_\varphi + b \cdot a_d \cdot d_{v1} - a_t \cdot t_{v1}. \quad (3.78)$$

Таким чином у спрощеному варіанті математична модель динаміки повітроохолоджувача може бути представлена системою диференціальних рівнянь:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0.5 \cdot m_{vv} \cdot c_p \frac{dt_{v2}}{d\tau} = A'_1 \cdot t_{v1} + B'_1 \cdot t_{v2} + C'_1 \cdot \theta_{ox} + E'_1 \cdot d_{v1} + F'_1 \cdot d_{v2} + I'_1, \\ m_{ox} \cdot c_{ox} \frac{d\theta_{ox}}{d\tau} = A'_2 \cdot t_{v1} + B'_2 \cdot t_{v2} + C'_2 \cdot \theta_{ox} + D'_2 \cdot t_{xa} + \\ + E'_2 \cdot d_{v1} + F'_2 \cdot d_{v2} + G'_2 \cdot t_0 + I'_2, \\ \frac{m_{xa} \cdot c_{xa}}{\rho_{nx}} \frac{dt_{xa}}{d\tau} = C'_3 \cdot \theta_{ox} + D'_3 \cdot t_{xa} + G'_3 \cdot t_0 + H'_3 \cdot G_g + I'_3 \cdot V_k, \\ m_{vv} \frac{dd_{v2}}{d\tau} = E'_3 \cdot d_{v1} + F'_4 \cdot d_{v2} + I'_4, \end{array} \right. \quad (3.79)$$

де $A'_1 = G_v \cdot c_p - 0.5 \cdot \alpha_{oz} \cdot F_{oz}$; $B'_1 = -G_v \cdot c_p - 0.5 \cdot \alpha_{oz} \cdot F_{oz}$; $C'_1 = \alpha_{oz} \cdot F_{oz}$;
 $E'_1 = F'_1 = -0.5 \cdot r_0 \cdot \sigma_0 \cdot F_{in}$; $I'_1 = r_0 \cdot \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot d''_{ox}(\theta_{ox})$; $A'_2 = B'_2 = 0.5 \cdot \alpha_{oz} \cdot F_{oz}$;
 $C'_2 = -\alpha_{oz} \cdot F_{oz} - \alpha_{ov} \cdot F_{ov}$; $D'_2 = G'_2 = 0.5 \cdot \alpha_{ov} \cdot F_{ov}$; $E'_2 = F'_2 = 0.5 \cdot r_0 \cdot \sigma_0 \cdot F_{in}$;
 $I'_2 = -r_0 \cdot \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot d''_{ox}(\theta_{ox})$; $C'_3 = \frac{\alpha_{ov} \cdot F_{ov}}{\rho_n}$; $D'_3 = G'_3 = -0.5 \frac{\alpha_{ov} \cdot F_{ov}}{\rho_n}$;
 $H'_3 = -10^3 \cdot q_v$; $I'_3 = -10^3 \cdot q_0$; $E'_4 = G_v - 0.5 \cdot \sigma_0 \cdot F_{in}$; $F'_4 = -G_v - 0.5 \cdot \sigma_0 \cdot F_{in}$;
 $I'_4 = \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot d''_{ox}(\theta_{ox})$.

Математична модель динаміки повітроохолоджувача відрізняється від відомих, наприклад [44, 100], тим, що враховує динаміку зміни маси випарника та наявності теплоти інеюутворення, змінення масообмінних параметрів за часом.

Перетворюючи рівняння системи (3.79) за Лапласом, при нульових початкових умовах аналогічно попереднім дослідженням отримали передавальні функції по каналах:

– температура повітря на виході повітроохолоджувача – температура повітря на вході повітроохолоджувача:

$$W_{v1}(p) = \frac{t_{v2}(p)}{t_{v1}(p)} = k_{v01} \frac{Bo_3 \cdot p^3 + Bo_2 \cdot p^2 + Bo_1 \cdot p + 1}{Ao_4 \cdot p^4 + Ao_3 \cdot p^3 + Ao_2 \cdot p^2 + Ao_1 \cdot p + 1}, \quad (3.80)$$

– температура повітря на виході повітроохолоджувача – вологовміст повітря на вході повітроохолоджувача:

$$W_{v2}(p) = \frac{t_{v2}(p)}{d_{v1}(p)} = k_{v02} \frac{Co_3 \cdot p^3 + Co_2 \cdot p^2 + Co_1 \cdot p + 1}{Ao_4 \cdot p^4 + Ao_3 \cdot p^3 + Ao_2 \cdot p^2 + Ao_1 \cdot p + 1}, \quad (3.81)$$

– температура повітря на виході повітроохолоджувача – витрати рідкого холодоагенту на вході в повітроохолоджувач:

$$W_{v3}(p) = \frac{t_{v2}(p)}{G_{px}(p)} = k_{vo3} \frac{Do_1 \cdot p + 1}{Ao_4 \cdot p^4 + Ao_3 \cdot p^3 + Ao_2 \cdot p^2 + Ao_1 \cdot p + 1}, \quad (3.82)$$

– вологовміст повітря на виході повітроохолоджувача – температура повітря на вході повітроохолоджувача:

$$W_{v4}(p) = \frac{d_{v2}(p)}{t_{v1}(p)} = k_{vo4} \frac{Fo_2 \cdot p^2 + Fo_1 \cdot p + 1}{Eo_4 \cdot p^4 + Eo_3 \cdot p^3 + Eo_2 \cdot p^2 + Eo_1 \cdot p + 1}, \quad (3.83)$$

– вологовміст повітря на виході повітроохолоджувача – вологовміст повітря на вході повітроохолоджувача:

$$W_{v5}(p) = \frac{d_{v2}(p)}{d_{v1}(p)} = k_{vo5} \frac{Go_3 \cdot p^3 + Go_2 \cdot p^2 + Go_1 \cdot p + 1}{Eo_4 \cdot p^4 + Eo_3 \cdot p^3 + Eo_2 \cdot p^2 + Eo_1 \cdot p + 1}, \quad (3.84)$$

– вологовміст повітря на виході повітроохолоджувача – витрати рідкого холодоагенту на вході в повітроохолоджувач:

$$W_{v6}(p) = \frac{d_{v2}(p)}{G_{px}(p)} = k_{vo6} \frac{Ho_1 \cdot p + 1}{Eo_4 \cdot p^4 + Eo_3 \cdot p^3 + Eo_2 \cdot p^2 + Eo_1 \cdot p + 1}, \quad (3.85)$$

де $k_{vo1} = \frac{Bo_0}{Ao_0}; k_{vo2} = \frac{Co_0}{Ao_0}; k_{vo3} = \frac{Do_0}{Ao_0}; k_{vo4} = \frac{Fo_0}{Eo_0}; k_{vo5} = \frac{Go_0}{Eo_0}; k_{vo6} = \frac{Ho_0}{Eo_0};$

$$Ao_4 = \frac{1}{Ao_0} To_1 \cdot To_2 \cdot To_3 \cdot To_4; \quad Ao_3 = \frac{1}{Ao_0} \left(To_1 \cdot To_2 \cdot To_4 + To_2 \cdot To_3 \cdot To_4 + \right. \\ \left. + To_1 \cdot To_3 \cdot To_4 + To_1 \cdot To_2 \cdot To_3 \right);$$

$$Ao_2 = \frac{1}{Ao_0} \left(To_1 \cdot To_2 + To_1 \cdot To_3 + To_3 \cdot To_4 - To_3 \cdot To_4 \cdot ko_3 \cdot ko_7 + \right. \\ \left. - To_1 \cdot To_3 \cdot ko_5 \cdot ko_{11} + To_2 \cdot To_3 + To_1 \cdot To_4 - 2 \cdot To_1 \cdot To_4 \cdot ko_6 \right);$$

$$Ao_1 = \frac{1}{Ao_0} \left(To_1 + To_4 - To_3 \cdot ko_5 \cdot ko_{11} + To_2 - 2 \cdot To_1 \cdot ko_6 + \right. \\ \left. - 2 \cdot To_4 \cdot ko_6 - To_3 \cdot ko_3 \cdot ko_7 - To_3 \cdot ko_1 \cdot ko_7 \cdot ko_{11} + \right. \\ \left. + To_3 - To_1 \cdot ko_5 \cdot ko_{11} - To_4 \cdot ko_3 \cdot ko_4 \right);$$

$$Ao_0 = 1 - ko_1 \cdot ko_7 \cdot ko_{11} - ko_3 \cdot ko_7 - 2 \cdot ko_6 - ko_5 \cdot ko_{11};$$

$$Bo_3 = \frac{1}{Bo_0} (ko_3 \cdot ko_7 + To_2 \cdot To_3 \cdot To_4 \cdot ko_2);$$

$$Bo_2 = \frac{1}{Bo_0} (To_2 \cdot To_4 \cdot ko_2 + To_3 \cdot To_4 \cdot ko_3 \cdot ko_7 + To_2 \cdot To_3 \cdot ko_2 + To_3 \cdot To_4 \cdot ko_2);$$

$$Bo_1 = \frac{1}{Bo_0} \left(To_4 \cdot ko_2 - 2 \cdot To_4 \cdot ko_2 \cdot ko_6 + To_3 \cdot ko_2 + To_2 \cdot ko_2 + To_3 \cdot ko_1 \cdot ko_7 \cdot ko_{11} + \right. \\ \left. + To_3 \cdot ko_3 \cdot ko_7 + To_4 \cdot ko_3 \cdot ko_7 - To_3 \cdot ko_2 \cdot ko_5 \cdot ko_{11} \right);$$

$$Bo_0 = -ko_2 \cdot ko_5 \cdot ko_{11} + ko_1 \cdot ko_7 \cdot ko_{11} - 2 \cdot ko_2 \cdot ko_6 + ko_2;$$

$$Co_3 = \frac{1}{Co_0} To_2 \cdot To_3 \cdot To_4 \cdot ko_1;$$

$$Co_2 = \frac{1}{Co_0} \left(To_2 \cdot To_4 \cdot ko_1 \cdot ko_{12} + To_3 \cdot To_4 \cdot ko_3 \cdot ko_5 + \right. \\ \left. + To_2 \cdot To_4 \cdot ko_1 + To_2 \cdot To_3 \cdot ko_1 + To_3 \cdot To_4 \cdot ko_1 \right);$$

$$Co_1 = \frac{1}{Co_0} \left(To_2 \cdot ko_1 - 2 \cdot To_4 \cdot ko_1 \cdot ko_6 + To_4 \cdot ko_3 \cdot ko_5 + To_4 \cdot ko_1 + To_3 \cdot ko_1 \cdot ko_{12} + \right. \\ \left. + To_3 \cdot ko_3 \cdot ko_5 \cdot ko_{12} + To_3 \cdot ko_1 + To_3 \cdot ko_3 \cdot ko_5 + To_2 \cdot ko_1 \cdot ko_{12} \right);$$

$$Co_0 = ko_3 \cdot ko_5 + ko_3 \cdot ko_5 \cdot ko_{12} + ko_1 + ko_1 \cdot ko_{12} - 2 \cdot ko_1 \cdot ko_{12} \cdot ko_6 - 2 \cdot ko_1 \cdot ko_6;$$

$$Do_1 = \frac{1}{Do_0} ko_3 \cdot ko_6 \cdot ko_{10} \cdot To_4; \quad Do_0 = ko_1 \cdot ko_6 \cdot ko_{10} \cdot ko_{11} + ko_3 \cdot ko_6 \cdot ko_{10};$$

$$Eo_4 = \frac{1}{Eo_0} To_1 \cdot To_2 \cdot To_3 \cdot To_4; \quad Eo_3 = \frac{1}{Eo_0} \left(To_1 \cdot To_3 \cdot To_4 + To_2 \cdot To_3 \cdot To_4 + \right. \\ \left. + To_1 \cdot To_2 \cdot To_4 + To_1 \cdot To_2 \cdot To_3 \right);$$

$$Eo_2 = \frac{1}{Eo_0} \left(To_1 \cdot To_3 + To_1 \cdot To_4 + To_2 \cdot To_3 + To_2 \cdot To_4 - 2 \cdot To_1 \cdot To_4 \cdot ko_6 + \right. \\ \left. + To_3 \cdot To_4 - To_3 \cdot To_4 \cdot ko_3 \cdot ko_7 - To_1 \cdot To_3 \cdot ko_5 \cdot ko_{11} + To_1 \cdot To_2 \right);$$

$$Eo_1 = \frac{1}{Eo_0} \left(To_3 + To_4 - To_4 \cdot ko_3 \cdot ko_7 - 2 \cdot To_1 \cdot ko_6 + To_1 + To_2 + \right. \\ \left. - To_3 \cdot ko_3 \cdot ko_7 - To_3 \cdot ko_5 \cdot ko_{11} - To_1 \cdot ko_5 \cdot ko_{11} + \right. \\ \left. - To_3 \cdot ko_1 \cdot ko_7 \cdot ko_{11} - 2 \cdot To_4 \cdot ko_6 \right);$$

$$Eo_0 = 1 - ko_1 \cdot ko_7 \cdot ko_{11} - ko_5 \cdot ko_{11} - ko_3 \cdot ko_7 - 2 \cdot ko_6; \quad Fo_2 = \frac{1}{Fo_0} To_1 \cdot To_3 \cdot ko_7 \cdot ko_{11};$$

$$Fo_1 = \frac{1}{Fo_0} (To_1 \cdot ko_7 + To_3 \cdot ko_2 \cdot ko_3 + To_3 \cdot ko_7) \cdot ko_{11}; \quad Fo_0 = (ko_7 + ko_2 \cdot ko_7) \cdot ko_{11};$$

$$Go_3 = \frac{1}{Go_0} To_1 \cdot To_2 \cdot To_3 \cdot ko_{12};$$

$$Go_2 = \frac{1}{Go_0} (To_1 \cdot To_3 \cdot ko_5 \cdot ko_{11} + ko_{12} \cdot (To_1 \cdot To_3 + To_1 \cdot To_2 + To_2 \cdot To_3));$$

$$Go_1 = \frac{1}{Go_0} \left(ko_{11} \cdot (To_1 \cdot ko_5 + To_3 \cdot ko_5 + To_3 \cdot ko_3 \cdot ko_7) + \right. \\ \left. + ko_{12} \cdot (To_1 + To_2 + To_3 - To_3 \cdot ko_3 \cdot ko_5 - 2 \cdot To_1 \cdot ko_6) \right);$$

$$Go_0 = ko_{11} \cdot (ko_1 \cdot ko_7 + ko_5) + ko_{12} \cdot (1 - ko_3 \cdot ko_7 - 2 \cdot ko_6);$$

$$Ho_1 = \frac{1}{Ho_0} To_1 \cdot ko_6 \cdot ko_{10} \cdot ko_{11}; \quad Ho_0 = ko_6 \cdot ko_{10} \cdot ko_{11}; \quad To_1 = \frac{0.5 \cdot m_{vv} \cdot c_p}{G_v \cdot c_p + 0.5 \cdot k_{o,n} \cdot F_{o,n}};$$

$$To_2 = \frac{m_{ox} \cdot c_{ox}}{k_{o,n} \cdot F_{o,n} + k_{o,v} \cdot F_{o,v} + \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot a_d}; \quad To_3 = \frac{2 \cdot m_{xa} \cdot c_{xa}}{k_{o,v} \cdot F_{o,v}};$$

$$To_4 = \frac{m_{vv}}{G_v + 0.5 \cdot \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0}; \quad (\text{позначення коефіцієнтів } ko_1, \dots, ko_{12} \text{ наведено в}$$

додатку В),

та структурну схему (лінеаризовану модель) повітроохолоджувача (рис. 3.16), як об'єкта регулювання температури охолоджуючого повітря t_{v2} .

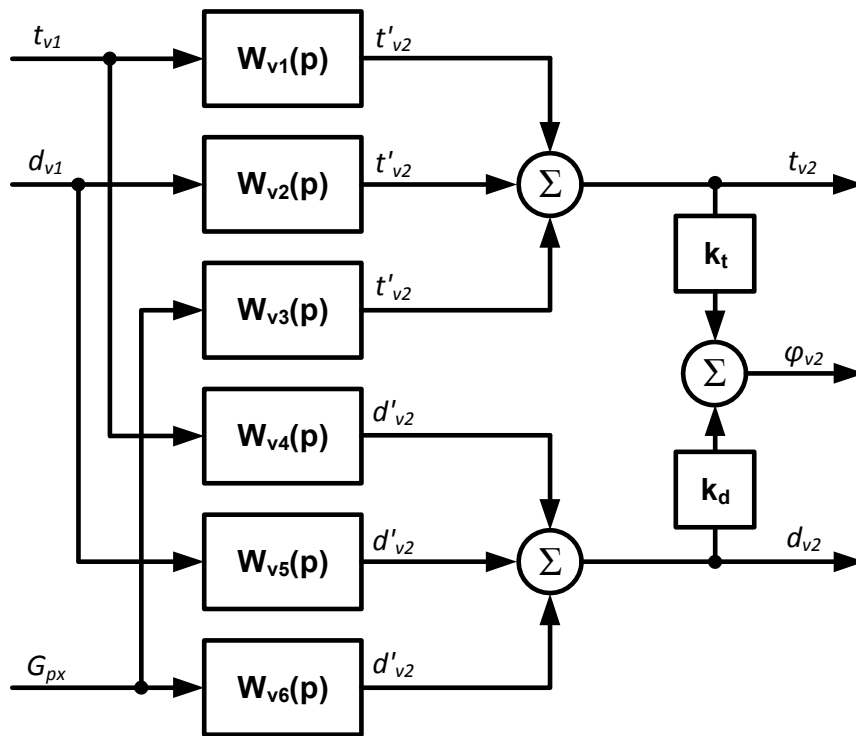


Рис. 3.16. Структурна схема повітроохолоджувача.

Для визначення реальних динамічних характеристик об'єкта (з урахуванням існуючих нелінійностей) система рівнянь (3.61) була розв'язана в середовищі MATLAB/Simulink (рис. 3.17). Результати моделювання представлені на рис. 3.17 і рис. 3.18 у вигляді кривих перехідних процесів $t_{v2}(\tau)$, $d_{v2}(\tau)$ і $\varphi_{v2}(\tau)$.

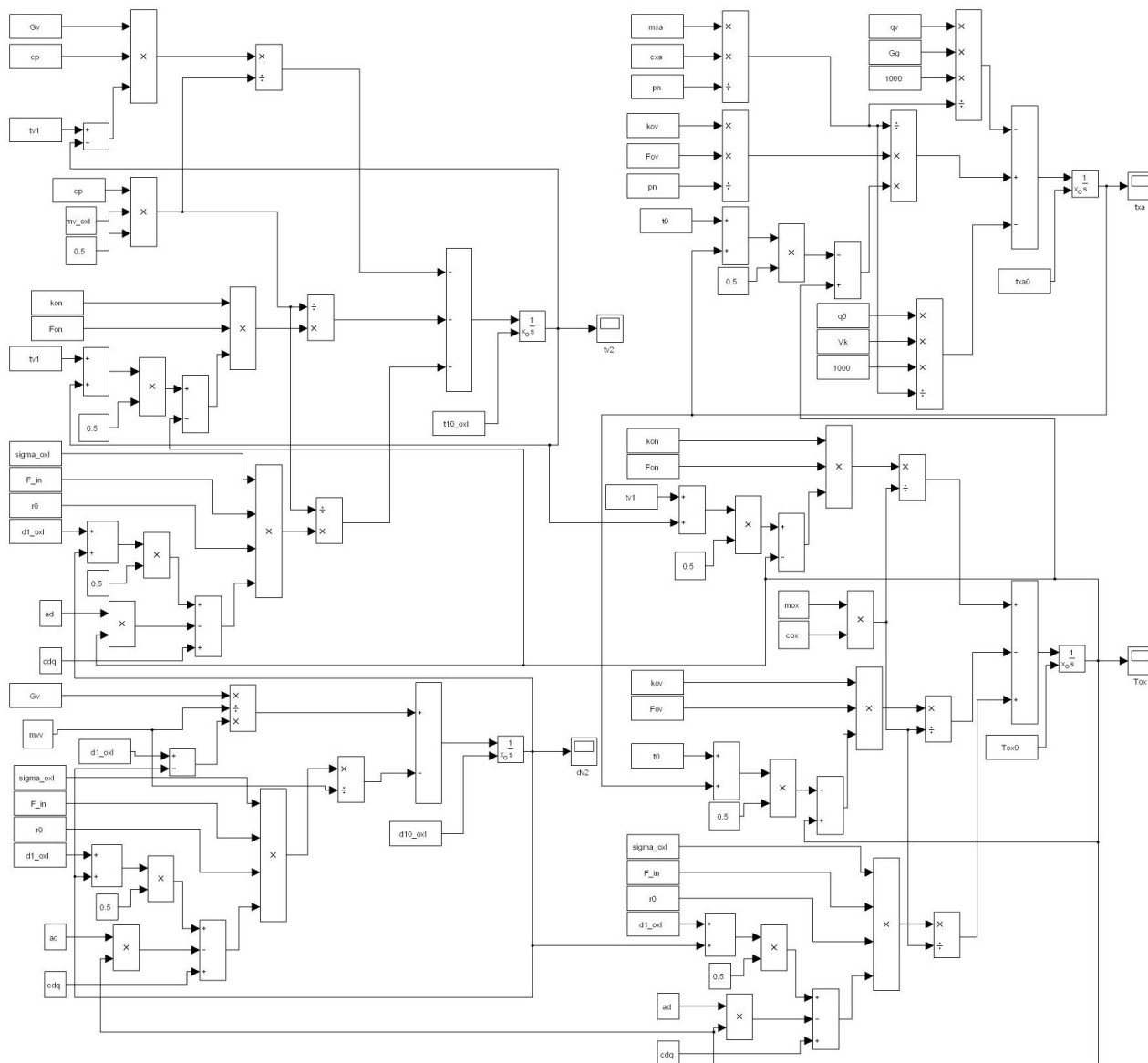


Рис. 3.17. Імітаційна модель в системі MATLAB/Simulink повітроохолоджувача.

Для визначення адекватності отриманої динамічної моделі було проведено експерименти на натурному об'єкті (повітроохолоджувач типу 5MBV30-1-2-020). Регулюючим впливом була зміна (ступінчасто) подачі холодоагенту у випарник. Вимірювались показники температури і відносної вологості на виході повітроохолоджувача. Величина вологовмісту обраховувалась за формулою (2.51). Результати експериментів відмічені крапками на рис. 3.18 і рис. 3.19. Розходження розрахункових і експериментальних даних у всьому діапазоні зміни параметрів не перевищують 3.8–4 %.

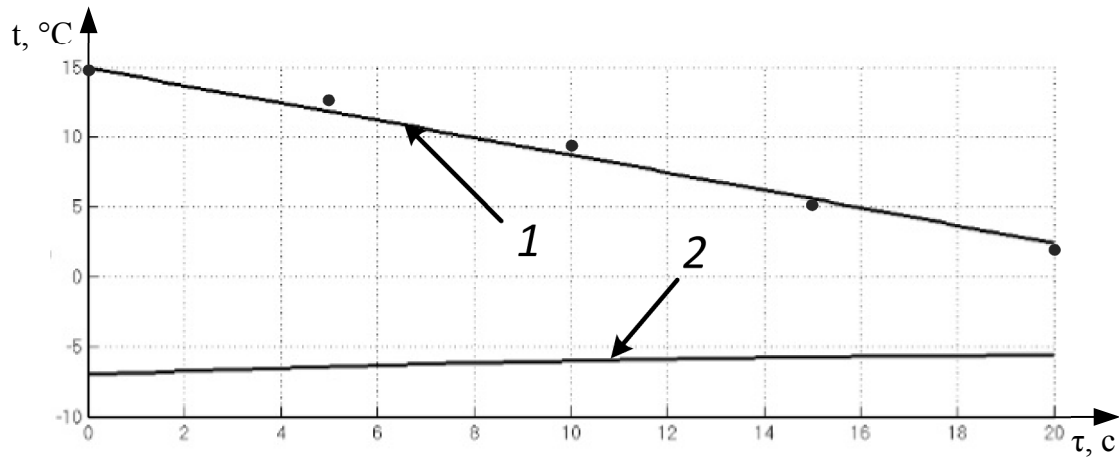


Рис. 3.18. Експериментальні (крапки) та імітаційні динамічні характеристики повітроохолоджувача: температури повітря та температура холодоагенту (модель адекватна, відносна похибка для температури повітря 3.1 % та температури холодоагенту 3.2 %).

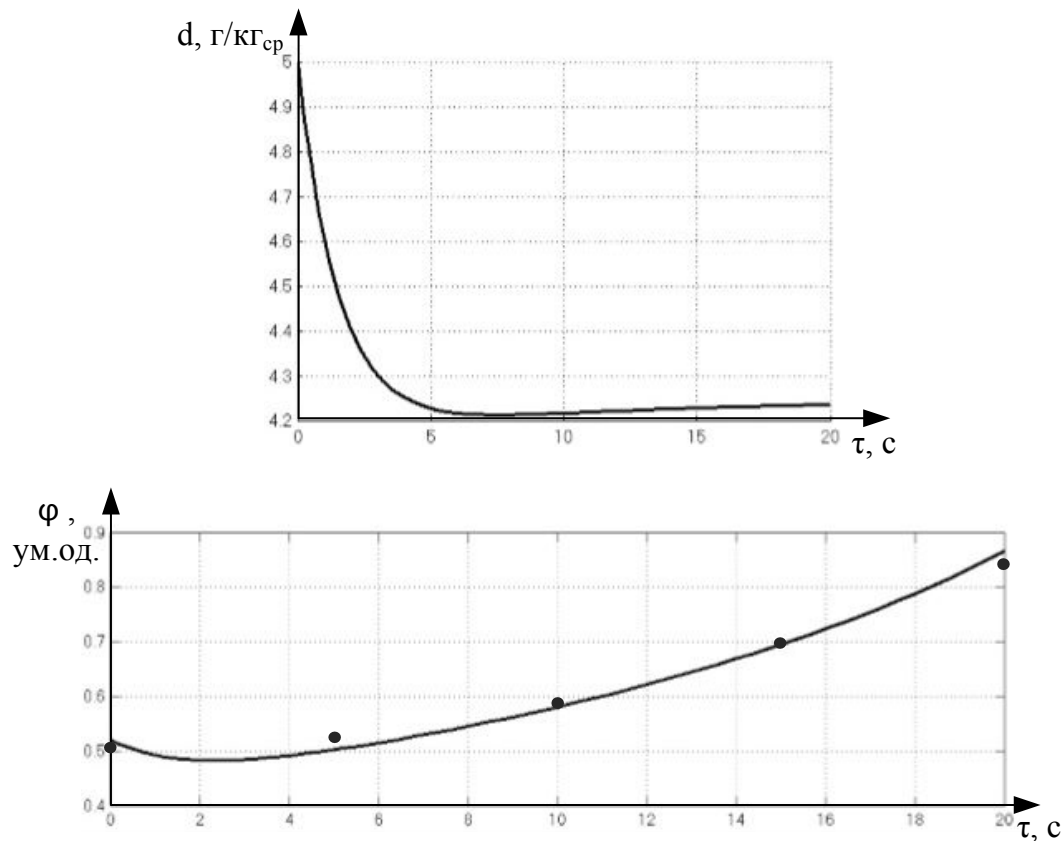


Рис. 3.19. Експериментальні (крапки) та імітаційні динамічні характеристики повітроохолоджувача: вологовміст та відносна вологість повітря, яке проходить крізь повітроохолоджувач (модель адекватна, відносна похибка для температури повітря 5 %).

3.3 Математична модель динамічних режимів парозволожувача

Парозволожувач повітря як об'єкт автоматичного регулювання вологості в умовах низьких температур являє собою складну багатопараметричну систему з чотирма вхідними і трьома вихідними параметрами (рис. 3.20).

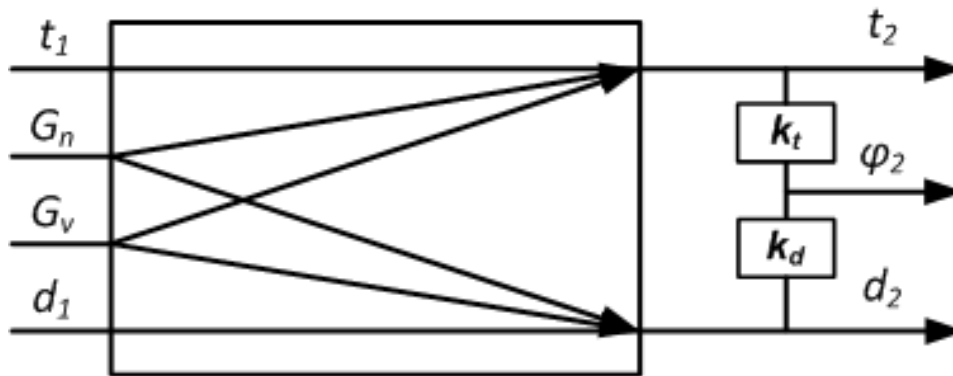


Рис. 3.20. Інформаційна модель парозволожувача.

Камеру змішування повітря на виході з повітроохолоджувача та пари від парозволожувача, як елементу ССТМХК схематично зображено на рис. 3.21.

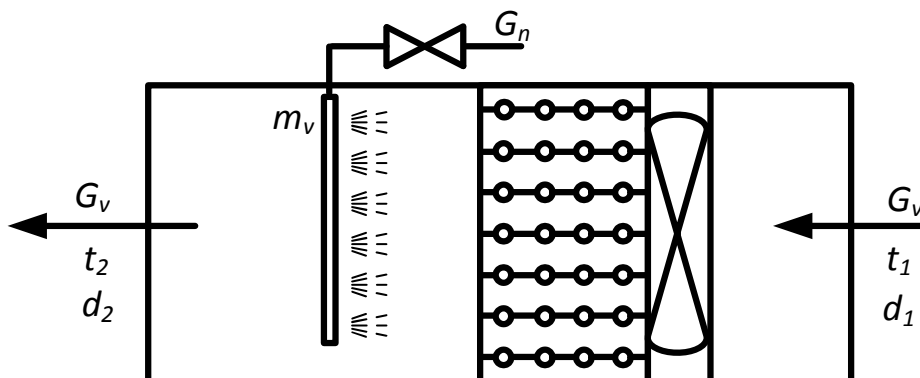


Рис. 3.21. Схема камери змішування повітря для зволоження.

При виведенні рівнянь для опису динамічних властивостей об'єкта прийнято такі припущення:

- зволожувач розглядається як проточний апарат ідеального змішування;
- втрати теплоти в оточуюче середовище не враховуються;

- фізичні властивості робочих (що взаємодіють) середовищ пари-повітря умовно прийняті постійними в часі та незалежними від температури.

Математична модель зволожувача отримана на основі теплового і матеріального балансу у вигляді рівнянь динаміки змінення температури і вологовмісту повітря на виході із апарата ($t_2(\tau)$, $d_2(\tau)$).

З урахуванням прийнятих припущень система рівнянь математичного опису нестационарних режимів парозволожувача може бути записана у наступному вигляді:

$$m_{vn} \frac{dI_2}{d\tau} = G_n \cdot i_n - G_v \cdot (I_2 - I_1), \quad (3.86)$$

$$m_v \frac{dd_2}{d\tau} = G_n \cdot 10^3 - G_v \cdot (d_2 - d_1), \quad (3.87)$$

де I_2, d_2 – питома ентальпія і вологовміст повітря на виході і парозволожувача, відповідно в кДж/кг та г/кг_{сп}; m_{vn} – маса повітря (сухого) в об'ємі зволожувача, кг; G_n – витрати водяної пари, кг/с; i_n – ентальпія водяної пари $i_n = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 10^3$; I_1, d_1 – питома ентальпія і вологовміст повітря на вході в парозволожувач, відповідно в кДж/кг та г/кг_{сп}.

Ентальпія перегрітої водяної пари у ненасиченому вологому повітрі [157]:

$$i'_n = 2500 + 1.86 \cdot t_n, \quad (3.88)$$

де t_n – температура пари, °С.

Система рівнянь (3.86) – (3.87) не є взаємопов'язаною і не враховує перехресні зв'язки, які можна визначити розкриваючи значення $i(t, d)$ за відомою формулою:

$$i = c_p \cdot t + d \cdot (1.86 \cdot t + 2500) \cdot 10^{-3}. \quad (3.89)$$

В діапазоні незначних змінень параметрів t, d (–2...+2 °С, 2.5...3.6 г/кг_{сп}) вираз (3.89) можна спростити:

$$i(\tau) = c_p \cdot t_v(\tau) + r_0 \cdot d_v(\tau) \cdot 10^{-3}. \quad (3.90)$$

Для визначення взаємозв'язку $t_2 \rightarrow d_1 \rightarrow G_n$ розв'яжемо рівняння

(3.86) – (3.87) для сталого режиму ($\frac{di_2}{d\tau} = \frac{dd_2}{d\tau} = 0$) з урахуванням (3.90).

Отримаємо залежності:

$$t_{20} = \frac{G_{n0}}{G_{v0}} \left(\frac{i_n}{a} - \frac{b}{a} 10^3 \right) + t_{10}, \quad d_{20} = \frac{G_{n0}}{G_{v0}} 10^3 + d_{10}. \quad (3.91)$$

Таким чином визначено, що величина температури повітря на виході парозволожувача від вологовмісту повітря не залежить.

Диференціюючи рівняння (3.91) за часом і розв'язуючи його відносно $\frac{dt_2(\tau)}{d\tau}$ сумісно з рівнянням (3.87), будемо мати диференціальне рівняння, яке визначає перехідний процес змінення температури повітря при додаванні в нього водяної пари:

$$\frac{dt_2(\tau)}{d\tau} = \frac{G_n(\tau)}{m_v \cdot c_p} (i_n - r_0) - \frac{G_v}{m_v} t_2(\tau) - \frac{G_v}{m_v} t_1; \quad (3.92)$$

або

$$\frac{m_v}{G_v(\tau)} \frac{dt_2(\tau)}{d\tau} + t_2(\tau) = \frac{G_n(\tau)}{G_v(\tau)} (i_n - r_0) + t_1. \quad (3.93)$$

Перетворюючи рівняння (3.92) та (3.87) за Лапласом при нульових початкових умовах отримані передавальні функції за керуючими діями по каналах:

– температура повітря на виході парозволожувача – витрати пари

$$W_{n1}(p) = \frac{t_{k1}(p)}{G_n(p)} = \frac{k_{n1}}{T_n \cdot p + 1}, \quad (3.40)$$

– температура повітря на виході парозволожувача – температура повітря на вході парозволожувача

$$W_{n2}(p) = \frac{t_{k1}(p)}{t_{v2}(p)} = \frac{1}{T_n \cdot p + 1}, \quad (3.41)$$

– вологовміст повітря на виході парозволожувача – витрати пари

$$W_{n3}(p) = \frac{d_{k1}(p)}{G_n(p)} = \frac{k_{n2}}{T_n \cdot p + 1}, \quad (3.42)$$

– вологовміст повітря на виході парозволожувача – температура повітря на вході парозволожувача

$$W_{n4}(p) = \frac{d_{k1}(p)}{d_{v2}(p)} = \frac{1}{T_n \cdot p + 1}, \quad (3.43)$$

де $T_n = \frac{m_{vn}}{G_v}$; $k_{n1} = \frac{i_n - r_0}{G_v}$; $k_{n2} = \frac{10^3}{G_v}$.

Структурна схема (лінійної моделі) об'єкта автоматичного регулювання вологості повітря на вході в камеру наведено на рис. 3.22.

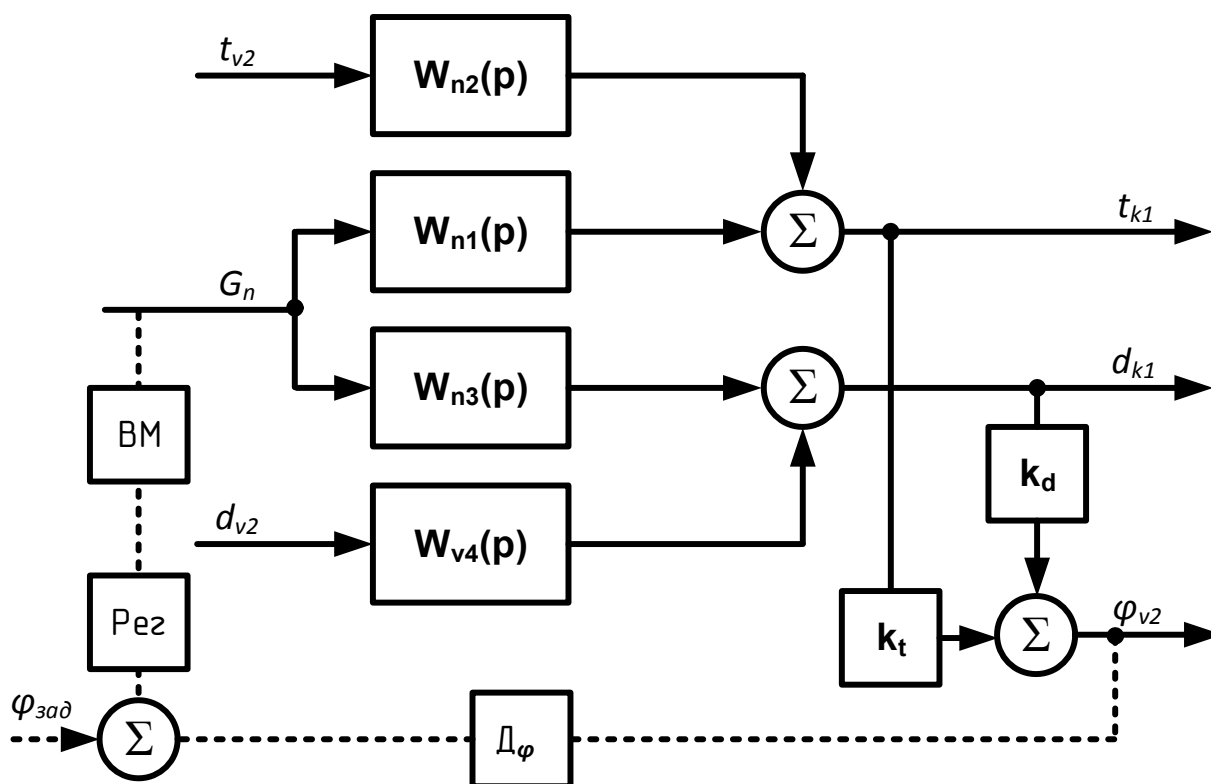


Рис. 3.22. Структурна схема парозволожувача.

Регулювальним параметром об'єкта є витрати пари $G_n(\tau)$. Величини $t_{v2}(\tau), d_{v2}(\tau), G_v(\tau)$ є збуреннями, викликаними нарощуванням інею на поверхні повітроохолоджувача (попередня ланка системи підготовки повітря) та відповідного зміненнями $G_v(\tau)$. Враховуючи, що за умовами технологічного регламенту відношення $\frac{G_n(\tau)}{G_v(\tau)} = d_{зад} = const$, величину G_v можна прийняти сталою для певного режиму роботи системи (охолодження, зберігання).

Подача водяної пари в парозволожувач відбувається від парогенератора з водяним баком із елементними електродними (електродний котел) або інфрачервоними нагрівачами.

Характеристики парогенератора випарника отримано з рівняння теплового балансу:

$$r \cdot dG_n = P_n \cdot d\tau - c_w \cdot m_w \cdot \Delta\theta_w, \quad (3.44)$$

де $c_w, m_w, \Delta\theta_w$ – питома теплоємність, маса і температура води у випарнику, відповідно кДж/(кг·°C), кг, °C; P_n – електрична потужність, кВт.

Другий член правої частини рівняння (3.44) враховує динаміку нагрівання води до температури кипіння. Як правило паровий канал зволожувача (електродного та елементного типу) вмикають після доведення температури води до значення близького до кипіння, а далі пару перегрівають до температури 110 – 116 °C на виході парогенератора.

Тому, якщо температура води нижча за 100 °C на величину $\Delta\theta_w$, додаткового нагрівання можна врахувати величиною чистого запізнювання:

$$\tau = \frac{c_w \cdot m_w \cdot \Delta\theta_w}{P_n}. \quad (3.45)$$

Тоді передатну функцію по каналу паропродуктивність G_n – потужність нагрівача P_n отримаємо у вигляді:

$$W_{nz}(p) = \frac{G_n}{P_n} = k_{n3} \cdot e^{-\tau \cdot p}, \quad (3.46)$$

де $k_{n3} = r_0^{-1}$.

Зволоження повітря холодильної камери шляхом подання водяної пари, яка повністю поглинається повітрям, набуло поширення в промисловості при централізованому постачанні пари.

При використанні автономних парозволожувачів доцільно використовувати безконтактне випаровування води із застосуванням ІЧ-випромінювачів [194].

Математичні моделі парозволожувача, в які входять змінна величина витрат повітря, є нелінійними, так як містять добутки двох змінних параметрів $G_v \cdot t_{v2}$.

Для визначення перехідних процесів математична модель у вигляді системи рівнянь (3.86) – (3.87) була реалізована в середовищі MATLAB/Simulink. Структура моделі зображена на рис. 3.23, а результати моделювання на рис. 3.24 – 3.25.

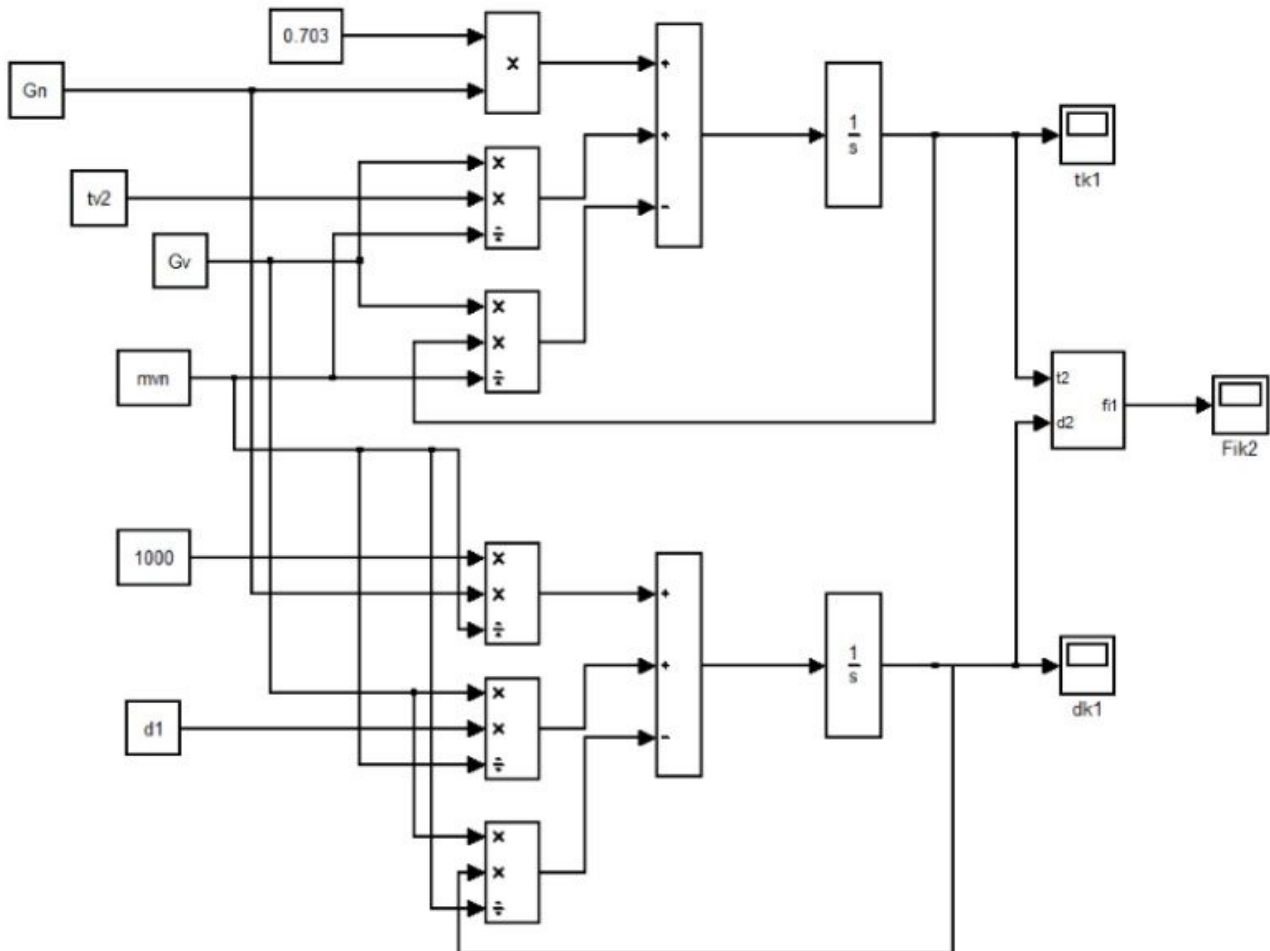


Рис. 3.23. Імітаційна модель динамічних режимів в системі MATLAB/Simulink для парозволожувача.

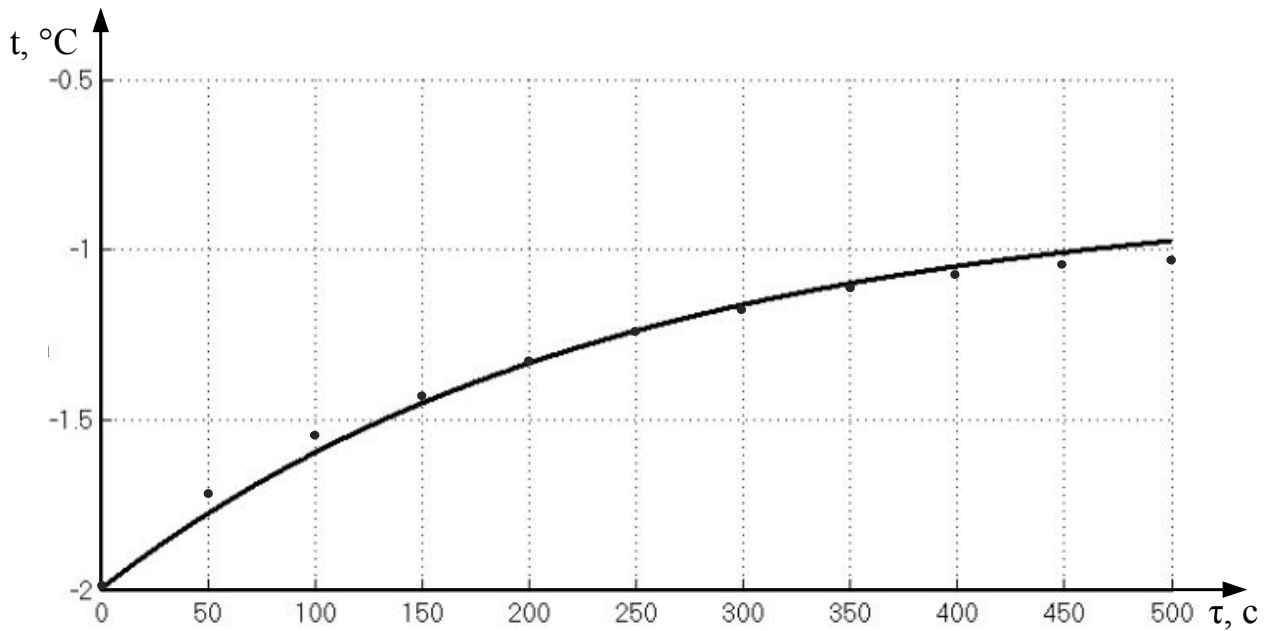


Рис. 3.24. Експериментальні (крапки) та імітаційні динамічні характеристики температури повітря на виході з парозволожувача (модель адекватна, відносна похибка 3.7 %).

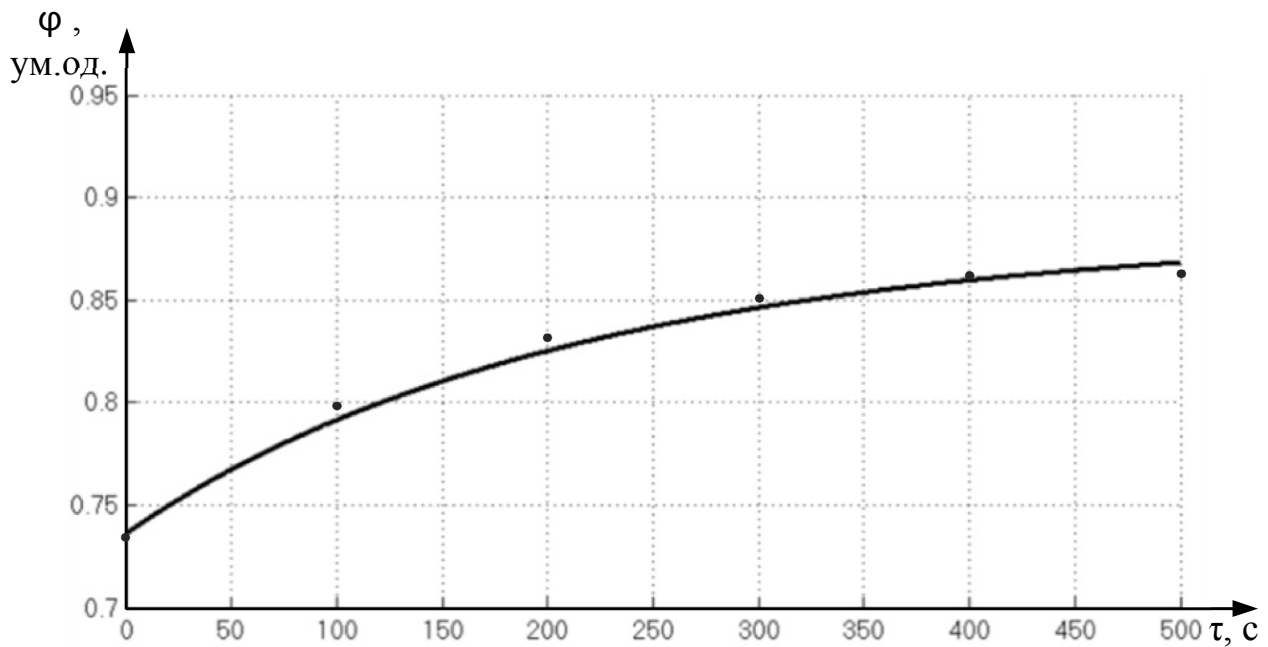


Рис. 3.25. Експериментальні (крапки) та імітаційні динамічні характеристики вологості повітря на виході з парозволожувача (модель адекватна, відносна похибка для вологості повітря 4 %)

3.4 Синтез локальних систем автоматичного регулювання параметрів повітря в об'єктах холодильної установки

На основі визначених передатних функцій і перехідних процесів основних елементів обладнання ХУ, отримано структурні схеми локальних САР параметрів повітря.

3.4.1. Локальна система автоматичного регулювання температури повітря на виході повітроохолоджувача.

На основі аналізу перехідних характеристик повітроохолоджувача, передатна функція ТРВ – по каналу витрат холодоагенту – температура на виході повітроохолоджувача має вигляд:

$$W_{Gxa}(p) = \frac{K_{Gxa}}{T_{Gxa} \cdot p + 1}. \quad (3.47)$$

Визначивши передатні функції датчика, виконавчого механізму та передатної функції повітроохолоджувача, для створення САК заповнення повітроохолоджувача використано ПД– регулятор, параметри якого знайдемо з використанням налаштувань PID Tuner (рис. 3.26 – 3.28).

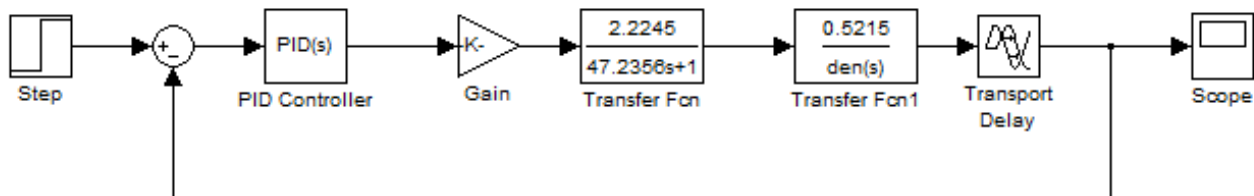


Рис. 3.26. Структурна схема в MATLAB/Simulink системи автоматичного регулювання подання холодоагенту у випарник.

З графіка перехідного процесу системи автоматичного регулювання подання холодоагенту у випарник (рис. 3.27) визначено час регулювання

системи який становить 360 секунд; перерегулювання дорівнює нулю ($\approx 1-2\%$); коливальність системи відсутня.

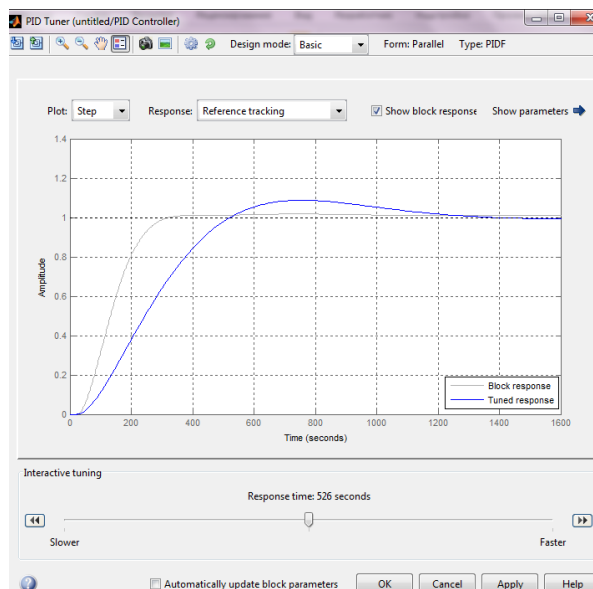


Рис. 3.27. Вікно налаштувань PID Tuner в середовищі MATLAB/Simulink.

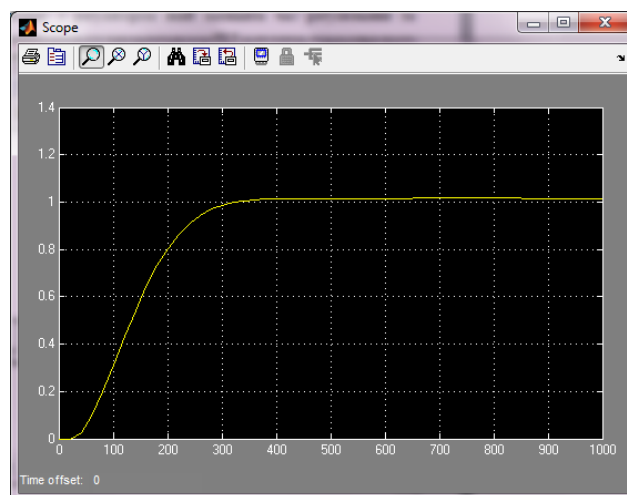


Рис. 3.28. Перехідний процес в MATLAB/Simulink системи автоматичного регулювання подання холодоагенту у випарник з ПД– регулятором.

Використовуючи математичний редактор MathCAD, отримано дані для побудови годографа Найквіста (рис. 3.29).

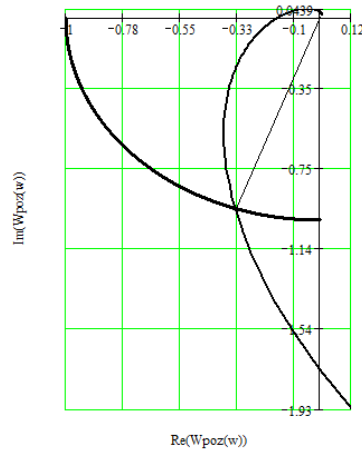


Рис. 3.29. Годограф Найквіста (АФЧХ системи автоматичного регулювання).

Визначені показники стійкості для цієї системи становлять:

- запас стійкості по амплітуді – 12 dB;
- запас стійкості по фазі – 70.7°.

Таким чином запас стійкості задовольняє технологічним вимогам [38, 67, 68, 75, 82] до системи автоматичного регулювання витрат холодоагенту у випарник.

3.4.2. Локальна система регулювання вологості повітря на вході в камеру.

У середовищі MATLAB/Simulink побудовано структурну алгоритмічну схему системи автоматичного регулювання вологістю повітря на вході в камеру (рис. В.1) з П– регулятором.

Визначаємо коефіцієнт підсилення П – регулятора визначено за формулою:

$$K_p = \frac{0.7 \cdot T_o}{K_2} \tau, \quad (4.48)$$

де T_o – стала часу; K_2 – коефіцієнт передачі; τ – час чистого запізнення.

При визначених в попередніх розрахунках значеннях K_2 і T_o обчислюємо K_p (табл. В.1) для процесу з 20% перерегулювання.

З аналізу табл. В.1 можна зробити висновок, що незважаючи на різні параметри об'єкта керування при різних витратах пари, розрахований коефіцієнт підсилення П– регулятора лишається практично незмінним.

Імітацію в середовищі MATLAB/Simulink перехідного процесу САК вологості повітря з П– регулятором подано на рис. В.2.

Статична похибка в цьому варіанті складає $\Delta = 15 \%$, що не забезпечує технологічні вимоги.

Модель використання ПП– регулятора подано на рис. В.3.

Визначено параметри налагодження ПП– регулятора:

$$K_p = \frac{0.7 \cdot T_o}{K_2} \tau = 0.03, \quad (3.49)$$

$$T_i = 0.7 \cdot T_o = 0.7 \cdot 113.2 = 79.2 \text{ с.} \quad (3.50)$$

Результат імітації перехідного процесу системи з ПП – регулятором подано на рис. В.4.

У цьому випадку статична похибка $\Delta = 45 \%$, що не відповідає технологічним вимогам, тому виконано моделювання варіанту системи з ППД– регулятором (рис. В.5).

Параметри налагодження системи з ППД– регулятором визначені за формулою:

$$K_p = \frac{0.7 \cdot T_o}{K_2} \tau = 0.0515. \quad (3.51)$$

Ці значення розраховано для $G_n = 0.17 \text{ кг/с}$.

Визначивши K_p для різних витрат можна констатувати, що коефіцієнт підсилення ППД– регулятора K_p залишається практично незмінним при різних витратах пари.

Інші параметри налагодження не залежать від витрат пари:

$$T_i = 2 \cdot \tau = 2 \cdot 11.4 = 22.8 \text{ с,} \quad (3.52)$$

$$T_o = 0.4 \cdot \tau = 0.4 \cdot 11.4 = 4.56 \text{ с,} \quad (3.53)$$

де T_i – час ізодрому; T_o – час випередження.

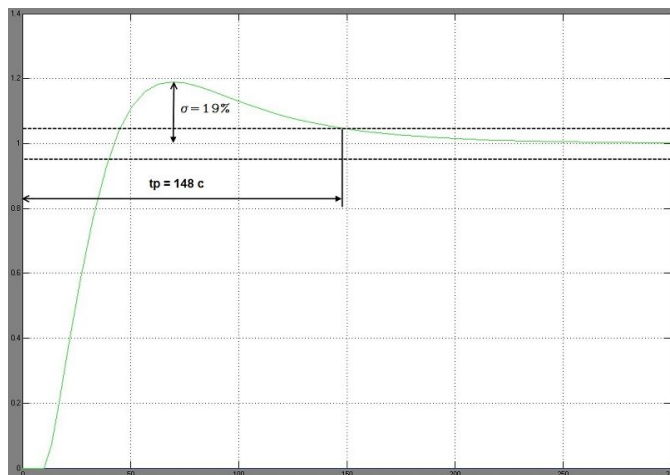


Рис. 3.30. Перехідна характеристика САК температури з ПД– регулятором.

Аналіз перехідного процесу системи з ПД – регулятором (рис. 3.30) дозволяє зробити висновок, що статична похибка $\Delta = 0$, перерегулювання $\sigma = \frac{1.19 - 1.0}{1.0} 100 \% = 19 \%$, час регулювання $t_p = 148$ с, коливальність $n = 0,5$. Ці показники задовольняють технічним вимогам [2, 90] до процесу парозволоження повітря на вході в холодильну камеру.

Таким чином за результатами досліджень визначено наступне.

При математичному моделювання САР в якості регулювальних параметрів прийнято температуру і вологість повітря на виході охолоджувача і зволожувача. Керуючим впливом – витрати енергоносіїв – холодильного агенту і водяної пари. Вплив інших параметрів розглядався як джерела зовнішнього збурення і їх зміна в часі не враховувалась. Але дія збурень нашому випадку, має суттєво нестаціонарних за величиною і в часі характер і, практично невизначеним зовнішнім збурювальним фактором в загальній САК холодильною установкою, як сукупністю всіх елементів обладнання. Тому на її вході необхідно подавляти збурювальні дії з боку зовнішніх і внутрішніх джерел (перезавантаження продукту, заморожування інею, відтаювання і таке інш.), що передбачає синтез нечіткої системи керування розглянутим об'єктом.

На доцільність застосування нечіткої САК вказує і результати аналізу динамічних моделей елементів обладнання: всі дії регулюючих впливів на

об'єкт для компенсації відхилень передбачають зміну витрат енергоносіїв в процесі керування (тобто в часі), що призводить до не лінійності динамічних характеристик об'єктів керування. При цьому традиційний підхід до побудови САК вимагає корегування коефіцієнтів передавальних функцій для компенсації збурень в усіх елементах об'єкту зміною витрат енергоносіїв, що призводить до зміни ефективної або дійсної сталої часу. Повної інформації про стан об'єкта в такому випадку відсутня.

Таким чином, досить проблематичним є використання існуючих стандартних алгоритмів (П-, ПІ-, ПІД) регулювання в процесі синтезу САК холодильною установкою, як єдиним багатоконтурним об'єктом. Тому можна вважати доведеним доцільність і ефективність створення енергоефективної САК холодильною установкою із застосуванням нечітких множин, нейронних мереж, генетичних алгоритмів, тощо. Це забезпечить якість функціонування холодильного обладнання плодоовочесховищ навіть при відсутності повної інформації про об'єкт.

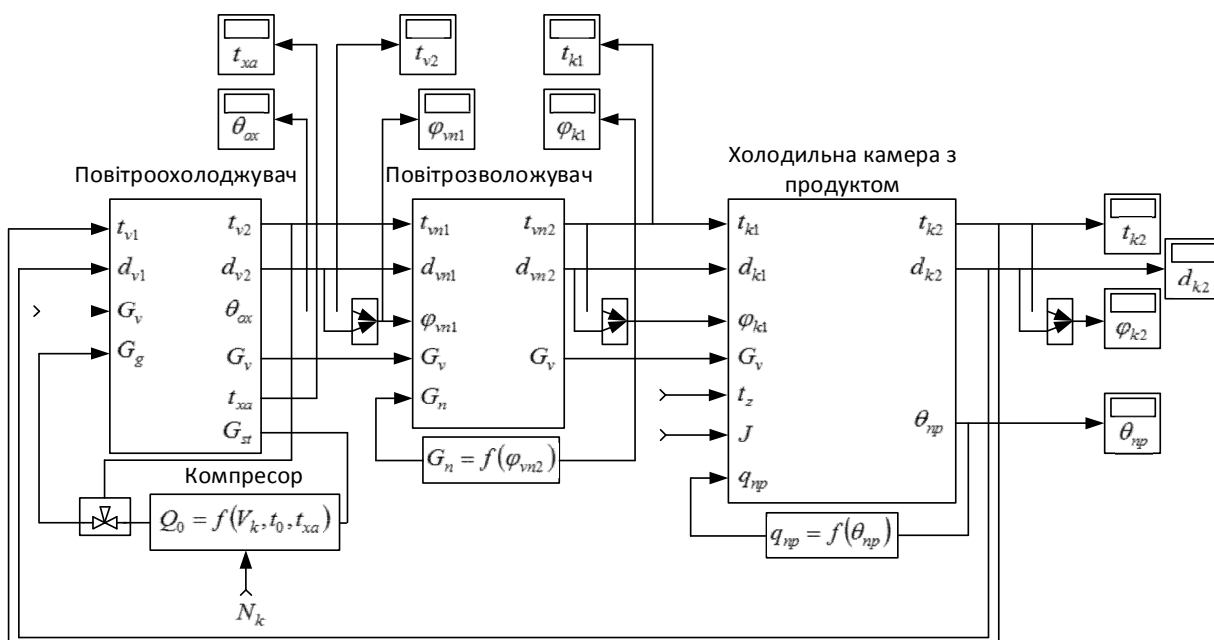


Рис. 3.31. Схема математичної моделі моделювання динамічних режимів холодильної установки у пакеті MATLAB/Simulink.

Оскільки як визначено математичні моделі елементів обладнання, складені для одного апарату, не дають достовірну інформацію про динаміку

процесів, які відбуваються в ньому без врахування режимних параметрів (змінних в часі) інших апаратів, що входять в контури регулювання, то для синтезу нечіткої САК і аналізу динаміки холодильної установки створена узагальнена математична модель холодильної установки як об'єкта автоматизації керування режимами зберігання (рис. 3.31).

Висновки по розділу

1. Розроблено математичну модель камери холодильного зберігання в плодовоовочесховищі, яка дозволяє визначити температуру та вологовміст повітря в динаміці. Запропонована математична модель адекватна реальному процесу, з відхиленням, що не перевищує 4 %, описує досліджуємий процес.

2. Складена математична модель повітроохолоджувача дозволяє визначити температуру повітря та холодоагенту, вологовміст повітря в динаміці; математична модель адекватна реальному процесу, з відхиленням, що не перевищує 5 %, описує досліджуємий процес.

3. Розроблена математичну модель зволожувача повітря дозволяє визначити вологість повітря на виході зі зволожувача в динаміці; математична модель адекватна реальному процесу, з відхиленням, що не перевищує 4 %, описує досліджуємий процес.

4. Локальні системи забезпечують необхідну якість керування температурно-вологісними режимами роботи в діапазоні витрат повітря 1:2 (точність підтримання температури 1 °С, відносної вологості 4 %).

5. Забезпечення необхідної якості керування температурою в плодовоовочесховищі може бути досягнуто шляхом використання нечіткого регулятора в системі керування холодильною установкою.

РОЗДІЛ 4

СИНТЕЗ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗАЦІЇ ПРОЦЕСУ КЕРУВАННЯ ХОЛОДИЛЬНИМ ОБЛАДНАННЯМ В ПЛОДООВОЧЕСХОВИЩАХ

4.1 Синтез нейроінформаційної експертної системи автоматичного керування холодопродуктивністю компресора

Для ефективного моделювання візьмемо три блоки по 27 наборів експериментальних даних (використовувались дані факторного експерименту): навчальні (Training data), контрольні (Testing data), для перевірки (Checking data) (табл. 4.1 – 4.3.).

Таблиця 4.1.

Навчальні експериментальні дані для створення моделей системи автоматичного керування холодопродуктивністю компресора від теплонадходжень.

№	G_v , кг/с	t_{k2} , °C	t_z , °C	Q_k , Вт	N , Вт
1	2	3	4	5	6
1	2.0	20	20	500	8534
2	2.0	0	20	2500	8444
3	2.0	0	5	1500	3736
4	2.0	20	20	2500	12250
5	2.0	10	35	2500	13200
6	2.0	20	35	1500	13240
7	3.5	10	20	500	11610
8	2.0	20	5	1500	7538
9	2.0	20	20	1500	10390
10	3.5	0	20	1500	11530
11	0.5	10	35	1500	2835
12	2.0	10	20	1500	8489
13	3.5	10	35	1500	19850
14	0.5	20	20	1500	2598
15	0.5	10	20	2500	2586
16	3.5	20	5	2500	16440
17	3.5	20	20	1500	18180
18	0.5	10	20	500	1658
19	2.0	0	20	500	4731
20	3.5	10	20	2500	18110
21	0.5	10	5	1500	1409

Продовж. табл. 4.1

1	2	3	4	5	6
22	2.0	10	5	2500	7494
23	3.5	10	5	1500	9865
24	2.0	10	35	500	9484
25	2.0	0	35	1500	9440
26	2.0	10	5	500	3780
27	0.5	0	20	1500	1647

Таблиця 4.2.

Тестові експериментальні дані для створення моделей системи
автоматичного керування холодопродуктивністю компресора від
теплонадходжень.

№	G_v , кг/с	t_{k2} , °C	t_z , °C	Q_k , Вт	N, Вт
1	2	3	4	5	6
1	1.5	12	10	500	3833
2	1.5	0	10	1500	3515
3	1.5	0	5	1000	2106
4	1.5	12	10	1500	5226
5	1.5	6	15	1500	5083
6	1.5	12	15	1000	5243
7	2.5	6	10	500	4963
8	1.5	12	5	1000	3817
9	1.5	12	10	1000	4530
10	2.5	0	10	1000	4698
11	0.5	6	15	1000	1462
12	1.5	6	10	1000	3674
13	2.5	6	15	1000	7312
14	0.5	12	10	1000	1510
15	0.5	6	10	1500	1457
16	2.5	12	5	1500	7522
17	2.5	12	10	1000	7549
18	0.5	6	10	500	993
19	1.5	0	10	500	2122
20	2.5	6	10	1500	7284
21	0.5	6	5	1000	987
22	1.5	6	5	1500	3657
23	2.5	6	5	1000	4935
24	1.5	6	15	500	3691
25	1.5	0	15	1000	3532
26	1.5	6	5	500	2265
27	0.5	0	10	1000	940

Таблиця 4.3.

Контрольні експериментальні дані для створення моделей системи автоматичного керування холодопродуктивністю компресора від теплонадходжень.

№	G_v , кг/с	t_{k2} , °C	t_z , °C	Q_k , Вт	N , Вт
1	1.7	16	13	500	5476
2	1.7	0	13	1900	5100
3	1.7	0	5	1200	2702
4	1.7	16	13	1900	7685
5	1.7	8	21	1900	7685
6	1.7	16	21	1200	7873
7	2.9	8	13	500	7136
8	1.7	16	5	1200	5288
9	1.7	16	13	1200	6581
10	2.9	0	13	1200	6815
11	0.5	8	21	1200	1935
12	1.7	8	13	1200	5288
13	2.9	8	21	1200	11230
14	0.5	16	13	1200	1935
15	0.5	8	13	1900	1880
16	2.9	16	5	1900	10900
17	2.9	16	13	1200	11230
18	0.5	8	13	500	1230
19	1.7	0	13	500	2890
20	2.9	8	13	1900	10900
21	0.5	8	5	1200	1175
22	1.7	8	5	1900	5100
23	2.9	8	5	1200	6815
24	1.7	8	21	500	5476
25	1.7	0	21	1200	5288
26	1.7	8	5	500	2890
27	0.5	0	13	1200	1175

Наявність трьох блоків не є обов'язковою, інколи достатньо лише навчального та контрольного, однак перевірочний блок покращує якість подальшої роботи АСК та ЕС, оскільки дає можливість впевнитись, що не відбулося так званого “перенавчання” мережі.

При навчанні експертної системи із навчальної вибірки (Training data) нами були вибрані настройки за умовчанням, встановлено 100 циклів

(Epochs) самоналаштування. Отримали прийнятну середньоквадратичну похибку, що становила 1.3587 Вт (рис. 4.1 – 4.2).

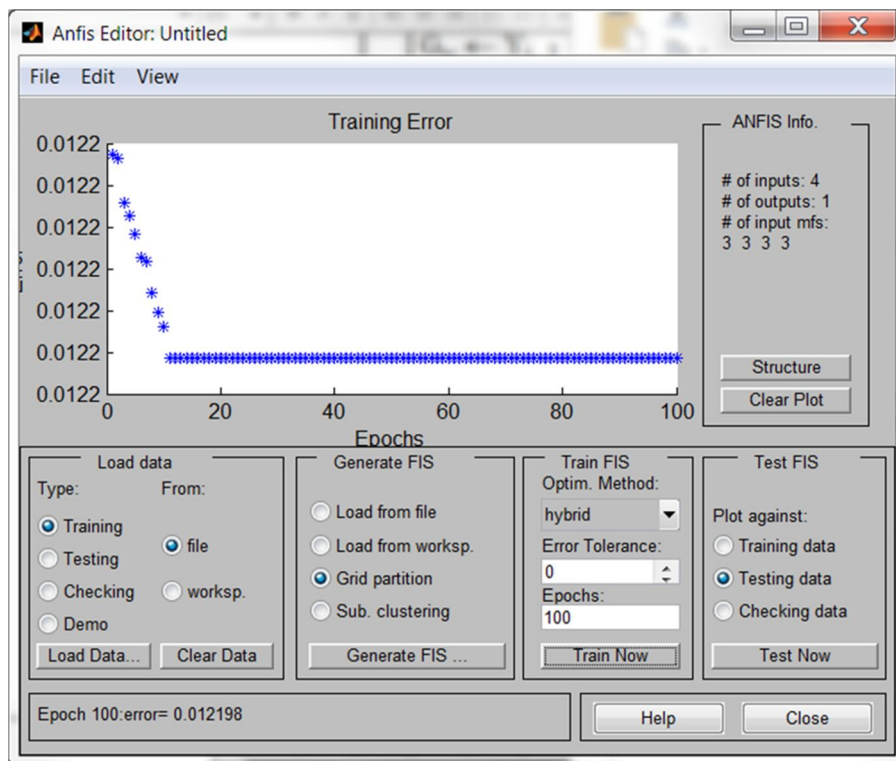


Рис. 4.1. Поетапне зменшення середньоквадратичної похибки при експертному навчанні ANFIS.

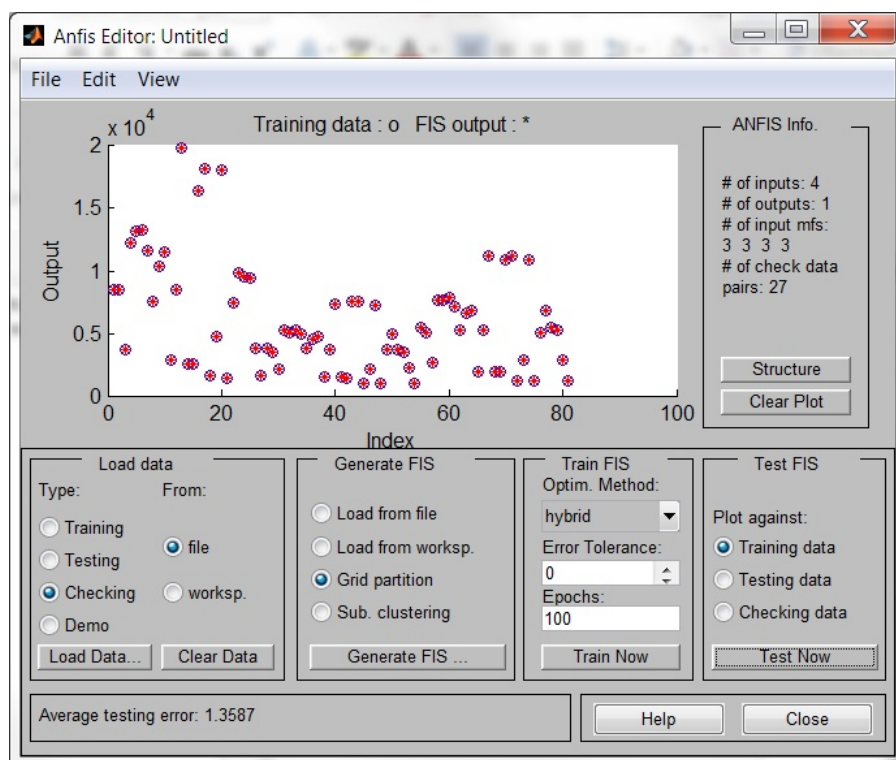


Рис. 4.2. Самоналаштування ANFIS на навчальну вибірку експериментальних даних при настройках параметрів системи.

Далі ввели значення контрольної вибірки (Testing data). Результати, отримані при налаштуваннях за умовчанням, виявились задовільними – середньоквадратична похибка дорівнювала 0.058 Вт (рис. 4.3). Якість роботи гібридної нейронної мережі оцінили, подавши на вхід дані для перевірки (Checking data). Середньоквадратична похибка становила 0.0037 Вт (рис. 4.4). Отже, ANFIS – вважається "навченою".

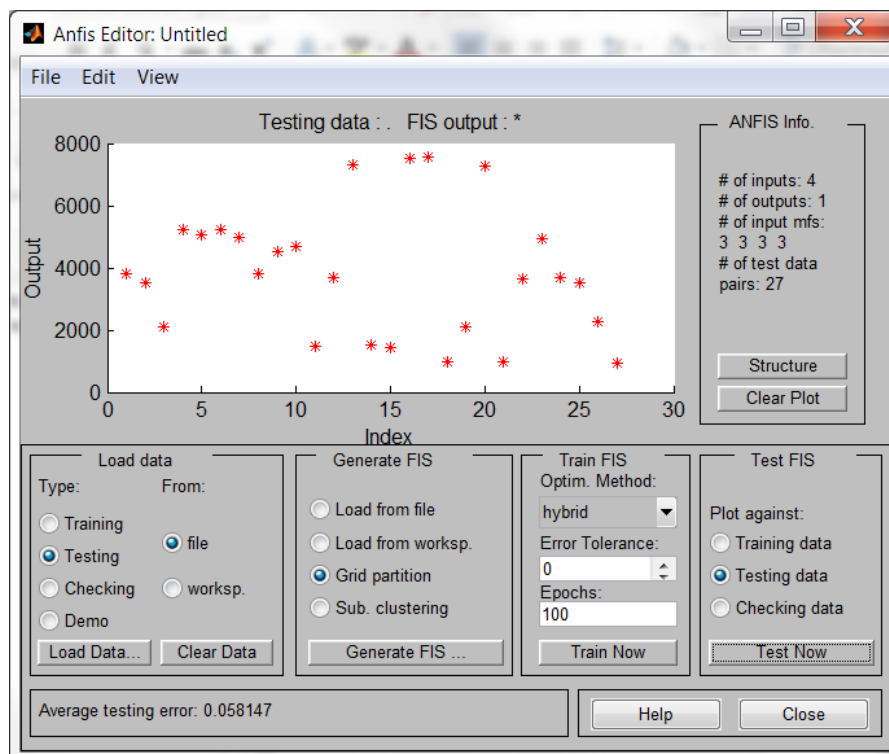


Рис. 4.3. Результати самоналаштування ANFIS на тестовий блок даних після експертного налаштування параметрів системи.

Алгоритм синтезу системи автоматичного керування холодопродуктивністю компресора у FIS-редакторі MATLAB був наступним:

- вхідна температура повітря в камеру, вхідна вологість повітря, витрати повітря були заданими;
- холодопродуктивність (потужність на валу компресора або частота обертання) (рис. 4.5);
- отриманий набір даних увійшов в одну із вибірок (навчальну, тестову або контрольну) при створенні системи автоматичного керування холодопродуктивністю компресора.

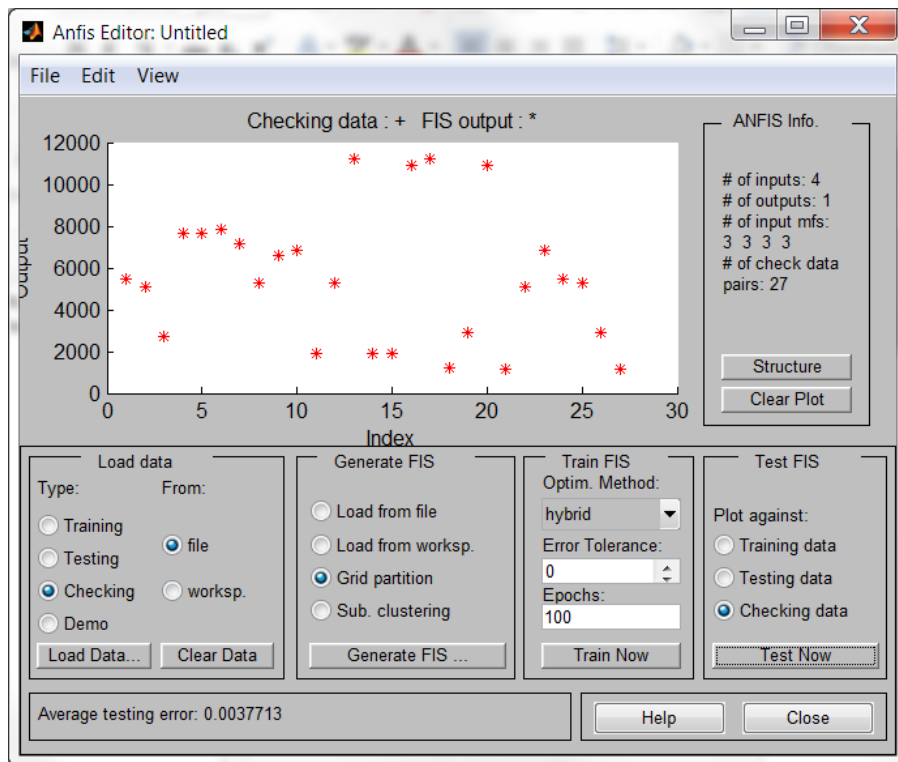


Рис. 4.4. Результати самоналаштування ANFIS на контрольний блок даних після налаштування параметрів системи.

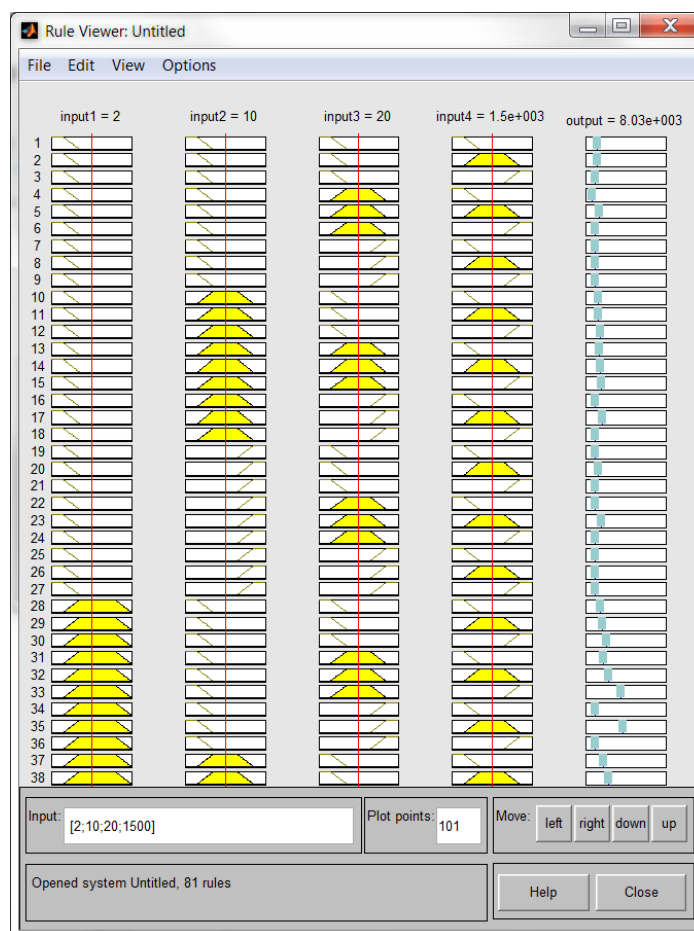


Рис. 4.5. Діалогове вікно "Rule" FIS-редактора середовища MATLAB.

При синтезі системи автоматичного керування холодопродуктивністю компресора вхідними величинами прийняті (рис. 4.6):

1. Витрати повітря G_v , кг/с;
2. Температура на виході камери t_{k2} , °C;
3. Зовнішня температура t_z , °C;
4. Теплове навантаження в камеру Q_k , Вт.

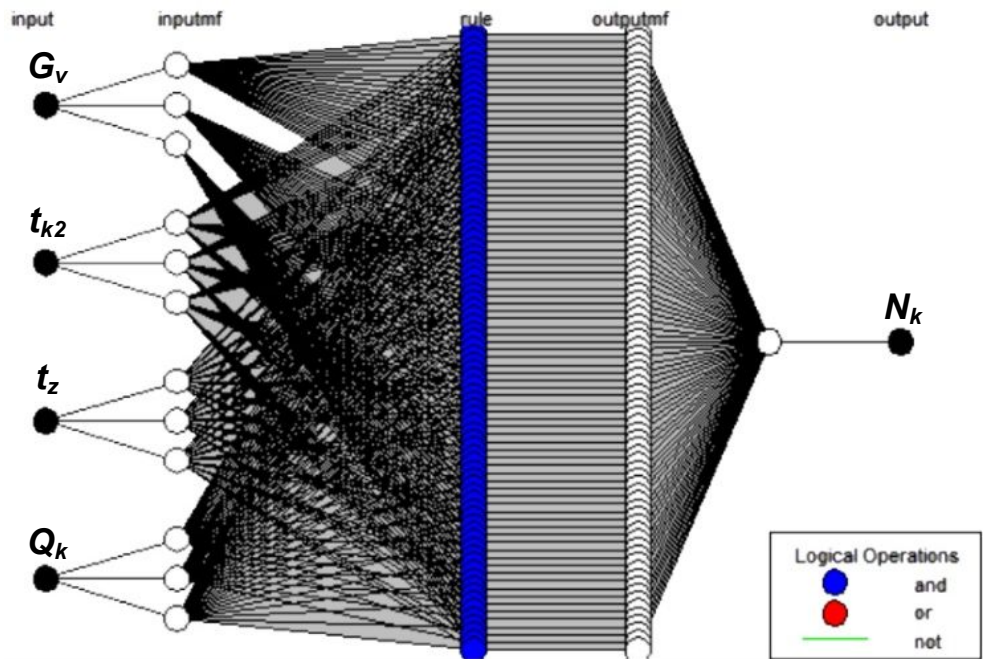


Рис. 4.6. Вікно середовища MATLAB/ ANFIS структури розробленої нейромережевої моделі енергоефективного керування холодильним обладнанням в плодоовочесховищах.

Отримавши налаштовану нечітку нейронну мережу, проаналізували графічні залежності потужності на валу компресора (холодопродуктивності ККА) від вхідних параметрів (рис. 4.7 – 4.12).

Якісно та кількісно вони відповідають попереднім експериментальним та статистичним дослідженням (пункт 2.2).

Мінімальна потужність компресора досягається зменшенням теплонадходжень в камеру, як із зовні (t_z) та і з середини (Q_k) холодильної камери. Масові витрати повітря (G_v) впливають тільки на швидкість охолодження (при рівних теплонадходженнях). Визначення потужності

компресора за допомогою нечітких нейронних мереж відповідає поставленій задачі.

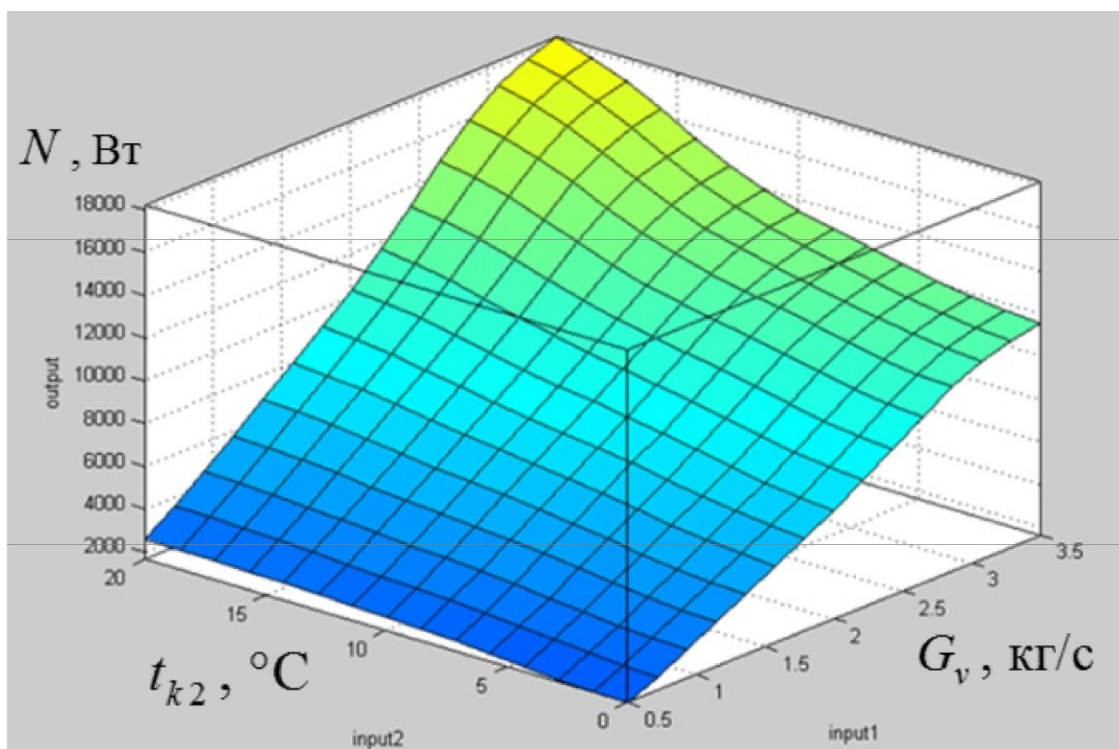


Рис. 4.7. Графік залежності потужності компресора від масових витрат повітря та температури на виході камери.

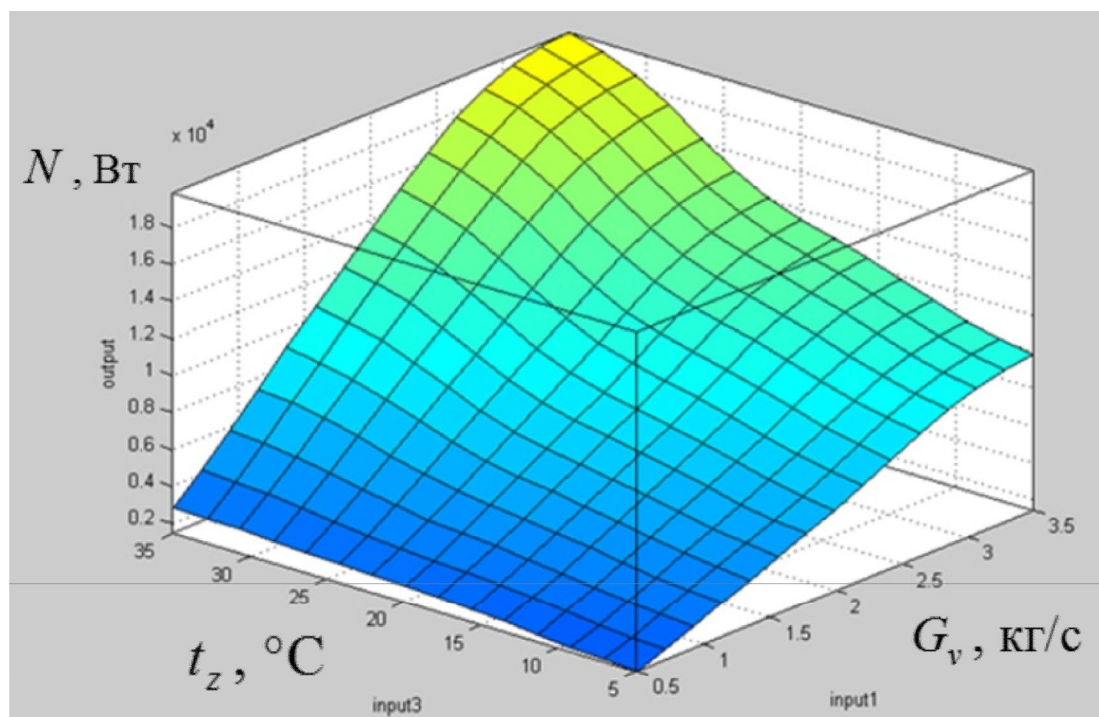


Рис. 4.8. Графік залежності потужності компресора від масових витрат повітря та температури навколишнього середовища.

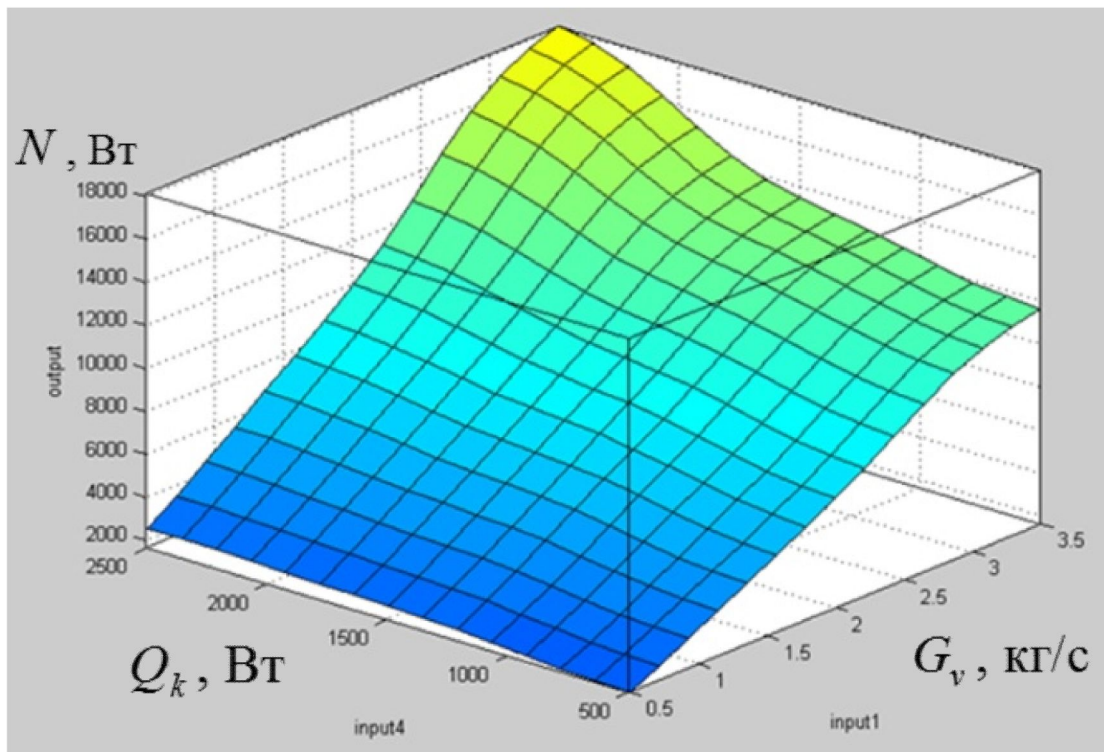


Рис. 4.9. Графік залежності потужності компресора від масових витрат повітря та теплонадходжень.

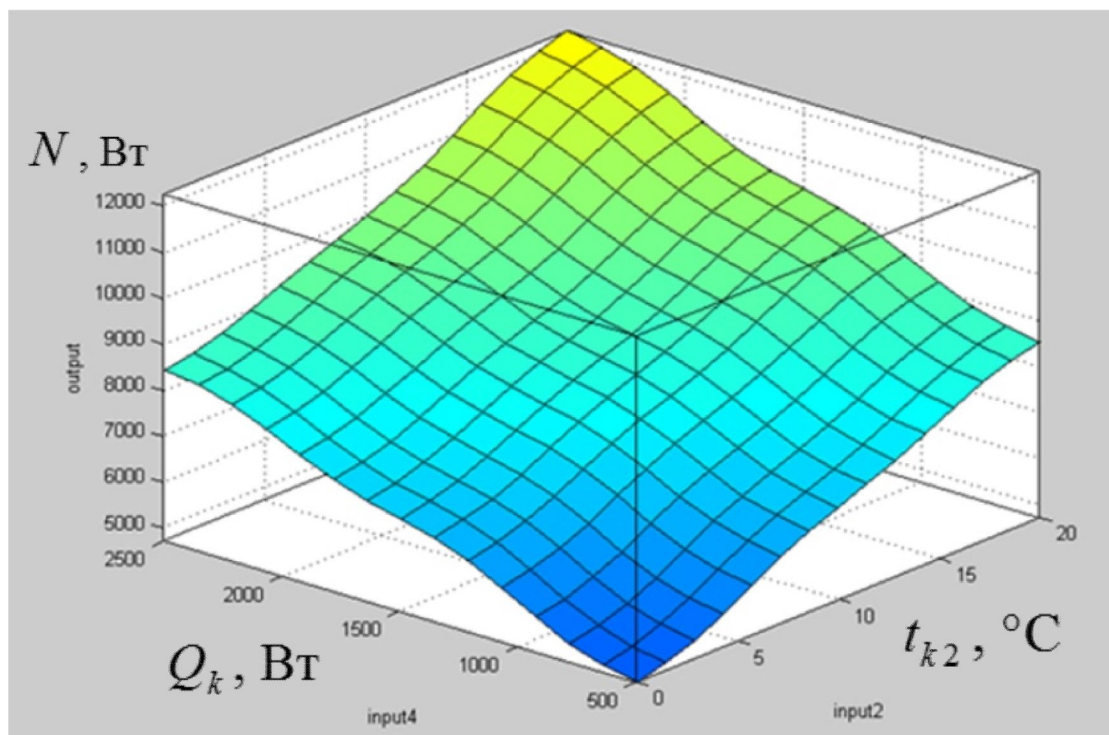


Рис. 4.10. Графік залежності потужності компресора від температури на виході камери та теплонадходжень.

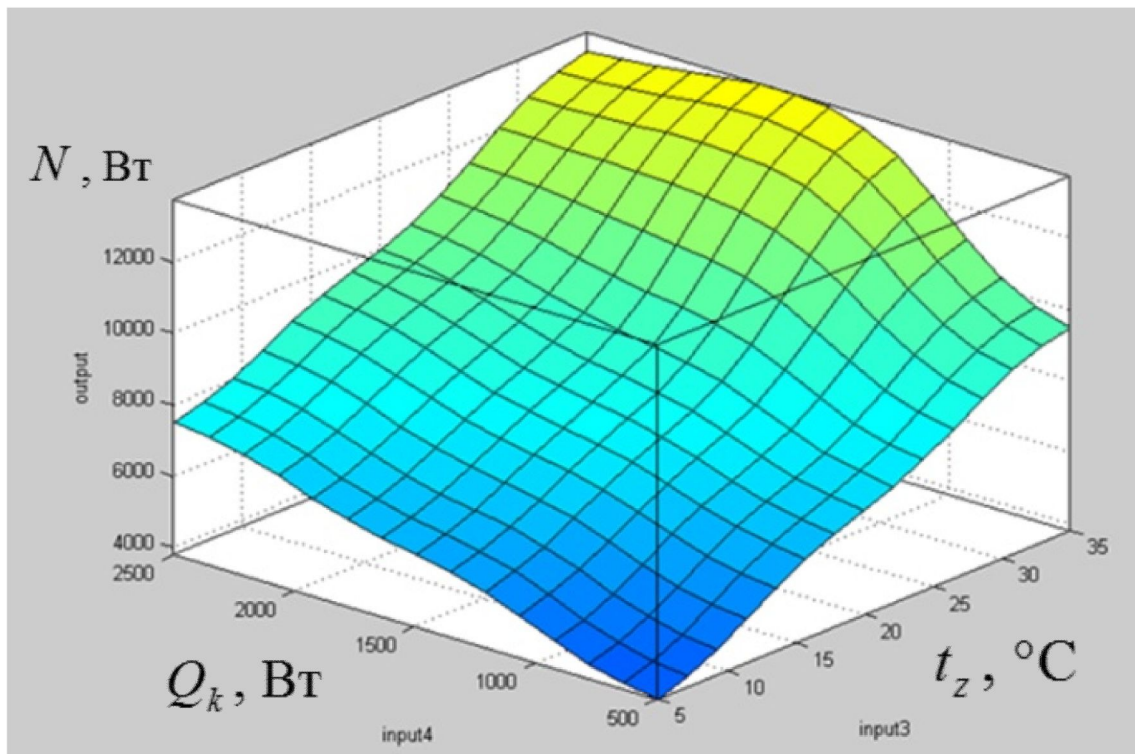


Рис. 4.11. Графік залежності потужності компресора від температури навколишнього середовища та теплонадходжень.

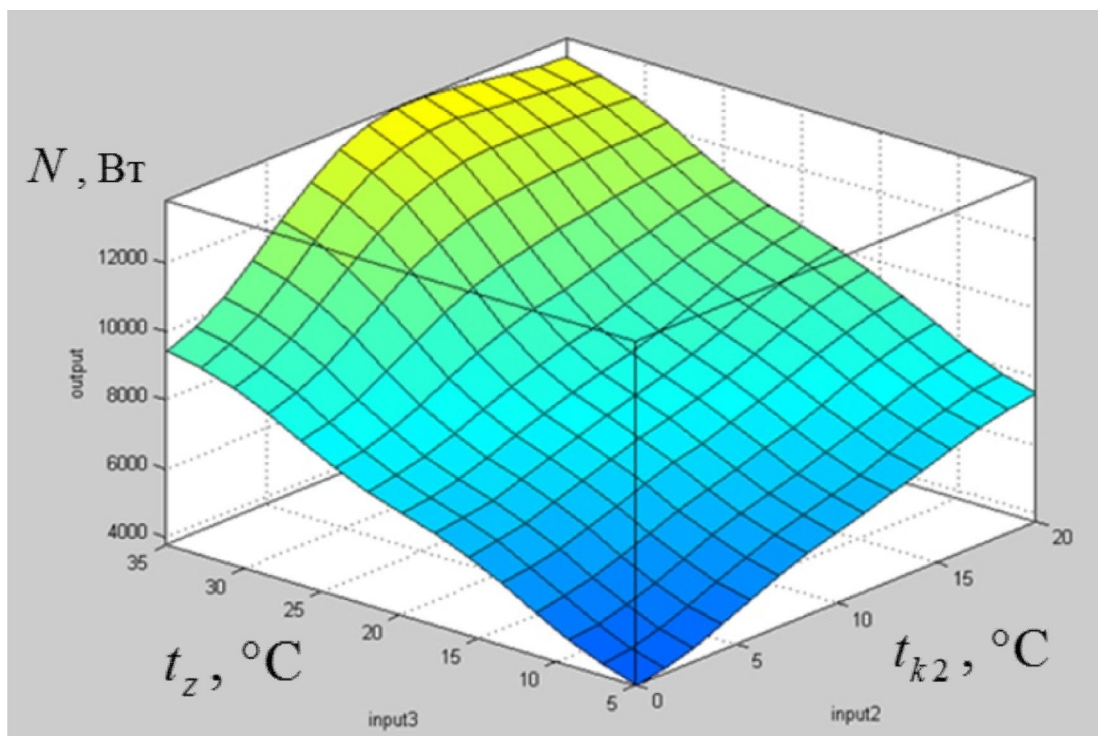


Рис. 4.12. Графік залежності потужності компресора від температури навколишнього середовища та температури на виході камери.

Отримані з використанням нечітких нейронних мереж залежності мають чітко виражений нелінійний характер.

4.2 Аналіз якості функціонування системи автоматичного керування холодопродуктивністю компресора з використанням імітаційного моделювання

Для перевірки функціонування синтезованої системи автоматичного керування холодопродуктивністю компресора створили імітаційну модель в середовищі MATLAB/Simulink (рис. 4.13).

Модель процесу підтримування – це математичні моделі камери та зволожувача повітря, реалізовано в середовищі MATLAB/Simulink у вигляді функціонального блоку (A-Control compressor).

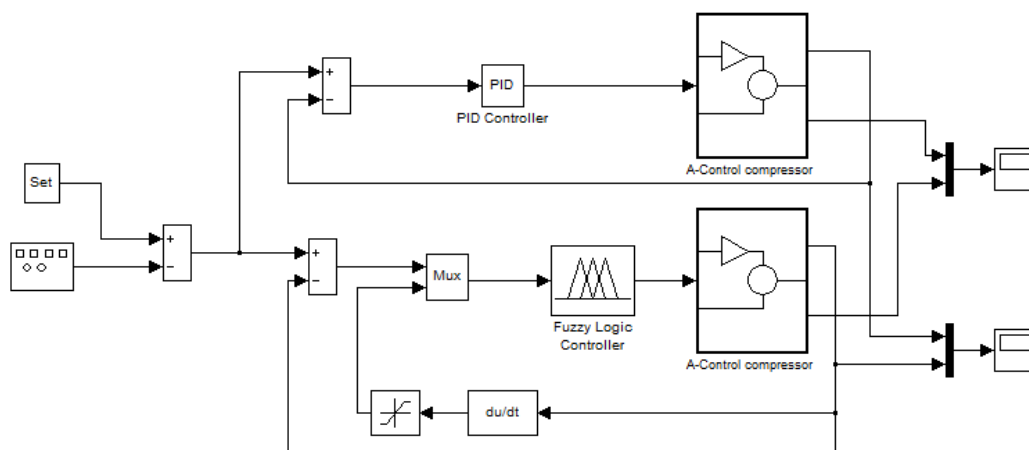


Рис. 4.13. Імітаційна модель роботи системи автоматичного керування холодопродуктивністю компресора в середовищі MATLAB/Simulink на базі гібридних нейронних мереж та ПД-регулятора.

Система автоматичного керування холодопродуктивністю компресора на базі гібридних нейронних мереж (рис. 4.14), навіть при стохастичній зміні амплітуди значень вхідних параметрів (умови, наближені до виробничих),

ефективно функціонувала, виконуючи вимоги щодо підтримування температури повітря в холодильній камері.



Рис. 4.14. Якість роботи нечіткої нейронної системи автоматичного керування холодопродуктивністю компресора в порівнянні з ПІД регулятором.

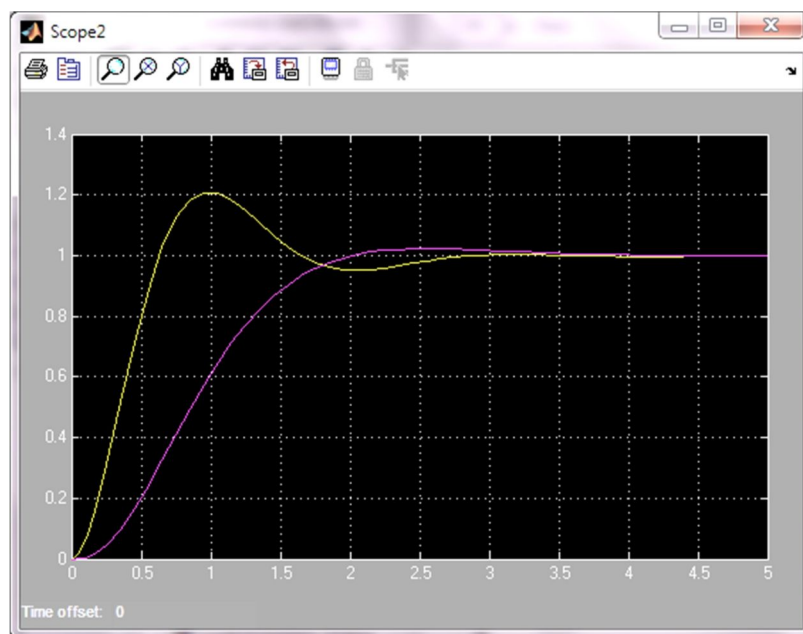


Рис. 4.15. Якість роботи нечіткої нейронної системи автоматичного керування температурою повітря в камері в порівнянні з ПІД регулятором.

Функціонування системи автоматичного керування холодопродуктивністю ККА на основі гібридних нейронних мереж характеризуються такими кількісними показниками:

- час регулювання – 20 – 65 хв. (залежно від комбінації вхідних параметрів);
- перерегулювання – біля 2 %;
- максимальне динамічне відхилення – 0.1 – 0.3 °С;
- статична похибка Δ – 0.

Такі характеристики системи керування задовольняють відповідним технологічним вимогам.

4.3 Апаратна та програмна реалізація енергоефективного керування температурно-вологісними режимами при холодильному зберіганні рослинної продукції з використанням SCADA Трейс Моуд

За основу автоматизованої системи взято принципову схему керування холодильною машиною MBV20x2-2-2 (рис. Б.1., табл. Б.2) з компресором 5ПБ20-2-024 (табл. Б.3) потужністю 8.8 кВт, яка встановлена на дослідницькій камері дослідного господарства "Мелітопольське" Мелітопольської дослідної станції садівництва імені М. Ф. Сидоренка Інституту садівництва Національної академії аграрних наук України".

Для реалізації енергоефективного керування температурно-вологісними режимами при холодильному зберіганні рослинної продукції запропонована така схема системи автоматизованого керування технологічним мікрокліматом в холодильній камері з використанням SCADA системи Трейс Моуд (рис. 4.16).

Здійснюючи апаратну реалізацію енергоефективного керування температурно-вологісними режимами при холодильному зберіганні рослинної продукції було використано два сприймаючих елемента:

- температура повітря;
- відносна вологість повітря.

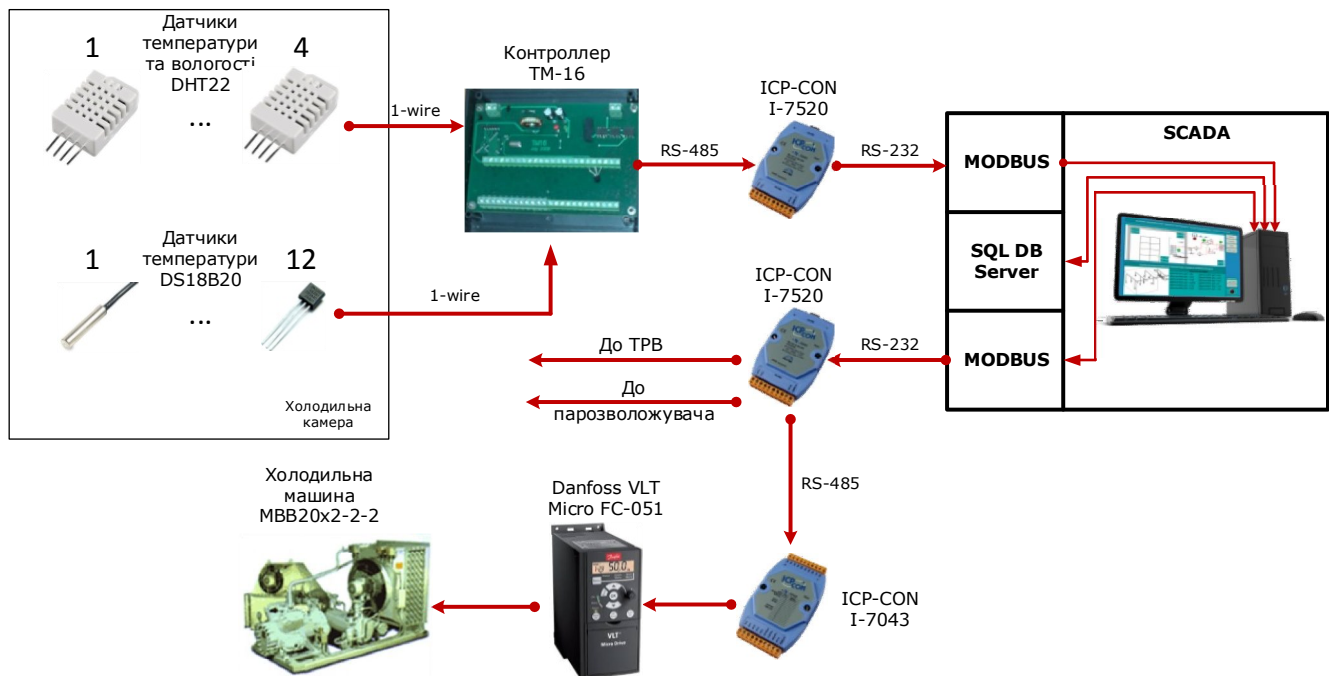


Рис. 4.16. Схема реалізації системи автоматизованого керування технологічним мікрокліматом в холодильній камері з використанням СКАДА системи Трейс Моуд.

Зважаючи на технологічні аспекти: діапазони робочих температур та вологості, нами були вибрані такі сучасні датчики:

- датчик температури повітря DS18b20 (рис. Б.3., табл. Б.4) в капсульному виконанні;
- датчик вологості DHT-22 (рис. Б.4, табл. Б.5).

В якості вимірювального комплексу використано мікропроцесорний блок ТМ-16 на базі мікропроцесора Атмел (рис. 2.3, 4.17, рис. Г.1).

Мікропроцесорний блок ТМ-16 має 16 каналів з них 4 – канали для підмикання датчиків DHT-22 та 12 – каналів для підмикання датчиків DS18b20.

Датчики температури та вологості розташовані в холодильній камері та ззовні згідно рис. Б.2.

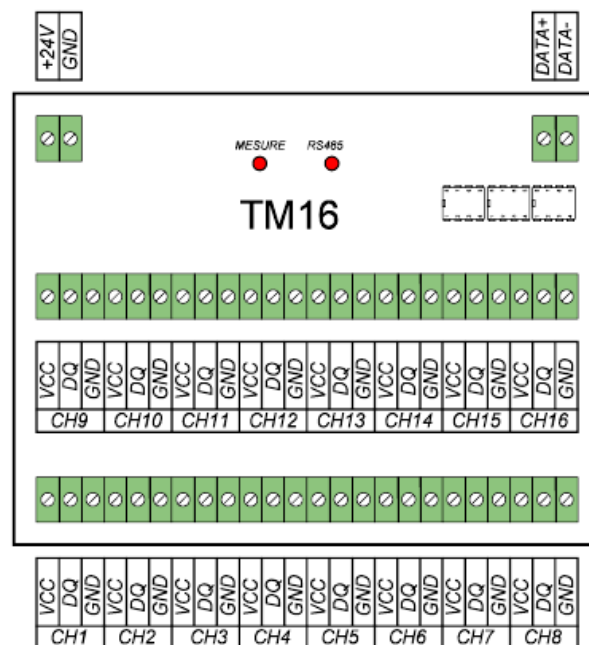


Рис. 4.17. Схема під'єднань мікропроцесорного блоку ТМ-16.

Для керування виконавчими механізмами використовуємо модуль дискретного виведення І-7043 (рис. Г.2, табл. Г.1), він має 16 каналів дискретного виведення та комунікаційний порт RS-485.

Для керування частотою компресора холодильної машини використано частотний перетворювач Danfoss VLT Micro FC-051 11 кВт (типовий код FC-051P11KT4E20H3BXCXXSXXX) (рис. Г.3, табл. Г.2).

В якості системи автоматичного керування використовуємо SCADA (supervisory control and data acquisition (диспетчерське керування та збір даних)) Трейс Моуд, яка дозволяє реалізувати отримання інформації з датчиків температури та вологості повітря, та програмно реалізувати за заданим алгоритмом нечітке керування частотою електродвигуна компресора.

SCADA забезпечують операторський контроль виробничих процесів в реальному часі. Пакет програм встановлюється на промисловий комп'ютер. Зв'язок з об'єктом здійснюється за допомогою драйверів введення-виведення або спеціальних серверів.

Пакет програм TRACE MODE 6 поєднує в собі повний набір засобів розробки АСУТП і керування бізнес-процесами виробництва: операторського інтерфейсу (SCADA/HMI); розподілених систем керування; промислової бази даних реального часу; програм для промислових контролерів; систем керування основними фондами й технічним обслуговуванням устаткування; систем керування виробництвом.

TRACE MODE 6 дозволяє поступово нарощувати функціональність автоматизованої системи керування, починаючи із простого моніторингу й візуалізації технологічного процесу на одному ПК SCADA/HMI і закінчуючи реалізацією складних контурів керування, організацією розподілених обчислень, підключенням додаткових робочих місць і економічних модулів: облік і технічне обслуговування устаткування, облік і керування персоналом і керування виконанням виробництва.

Система TRACE MODE 6 підтримує практично будь-які формати даних, у цьому вона стала більш схожа на універсальне середовище візуального програмування. Крім звичних форматів зберігання дискретних сигналів і значень із плаваючою комою, у цій версії SCADA реалізована підтримка рядків, змінних подвійної точності (double float, hex32), а також міток часу (як самостійних каналів). Для програмування в TRACE MODE 6 використовуємо мови стандарту IEC 6-1131/3, який включає до себе 3 візуальних мови (FBD, SFC, LD) та 2 текстових (ST, IL).

Розроблена автором SCADA (рис. 4.18 – 4.21) енергоефективного керування температурно-вологісними режимами при холодильному зберіганні рослинної продукції підтримує технологічні параметри вологості і температури повітря зміненням холодопродуктивності компресора холодильної машини та кількості водяної пари, яка надходить від зволожувача.

Рациональні технологічні параметри обраховуються за математичною моделлю і потім вводяться в частотний перетворювач у вигляді керувальних дій за допомогою персонального комп'ютера через COM порт по протоколу

MODBUS RTU. Реалізацію нечіткого регулятора розроблено в блоці програмування на мові програмування FBD, використовуючи нечіткий регулятор (FZCTR).

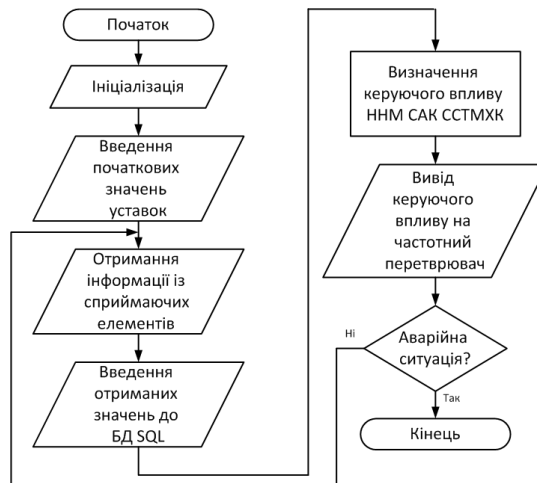


Рис. 4.18. Блок-схема алгоритму роботи програмного забезпечення ННМ SAK SSTMXK.

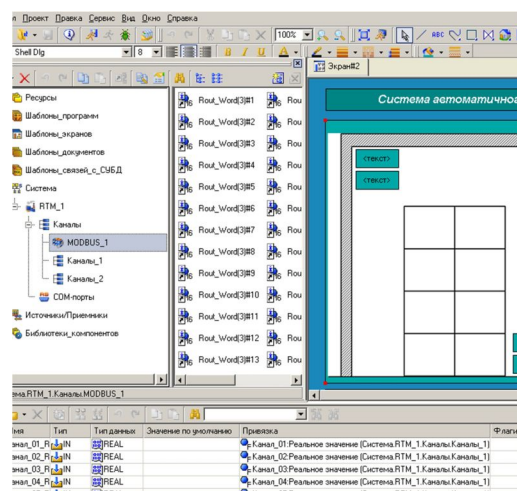


Рис. 4.19. Програмна реалізація SCADA енергоефективного керування температурно-вологісними режимами при холодильному зберіганні рослинної продукції. Канали опитування датчиків по MODBUS.

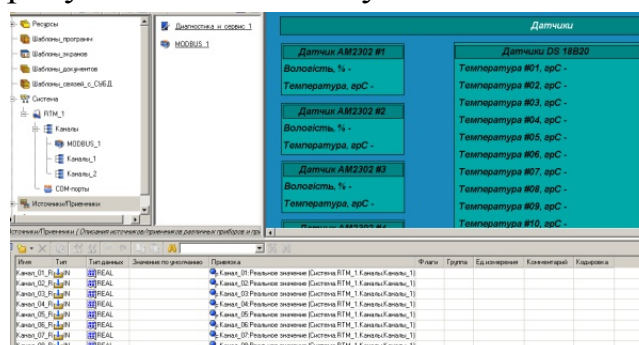


Рис. 4.20. Програмна реалізація SCADA енергоефективного керування температурно-вологісними режимами при холодильному зберіганні рослинної продукції. Вікно спостереження за роботою датчиків.

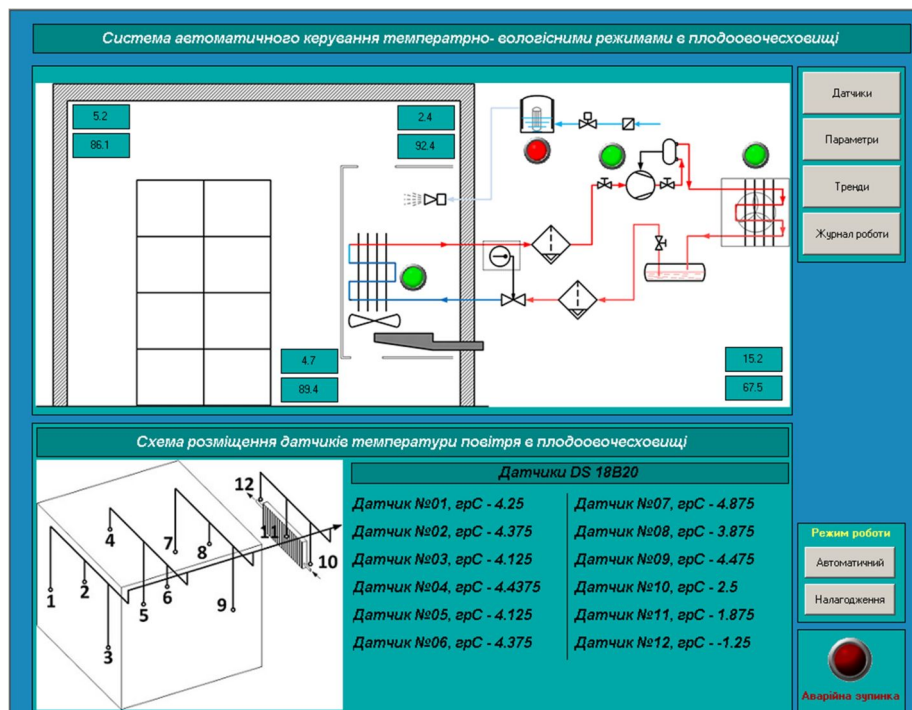


Рис. 4.21. Головний екран SCADA енергоефективного керування температурно-вологісними режимами при холодильному зберіганні рослинної продукції.

Розроблена SCADA енергоефективного керування температурно-вологісними режимами при холодильному зберіганні рослинної продукції була випробувана (рис. 4.22) та впроваджена на холодильній камері для зберігання плодів державного підприємства "Дослідне господарство "Мелітопольське" Мелітопольської дослідної станції садівництва імені М. Ф. Сидоренка Інституту садівництва Національної академії аграрних наук України" (додаток Г).

Результатами виробничої експлуатації розробленої САК температурно-вологісними режимами в плодовоовочесховищах визначено: втрата маси продуктом склала 0.052 кг/год з 20 т маси яблук, що у перерахунку на середній строк зберігання 6 місяців складатиме 1.14 % і відповідає діючим нормам природного убутку. Затрати енергії знижено на 18.5 % при зниженні втрат на 1.7 %.



Рис. 4.22. Випробування SCADA енергоефективного керування температурно-вологісними режимами при холодильному зберіганні рослинної продукції в холодильній камері дослідного господарства "Мелітопольське".

Висновки по розділу

За результатами проведених виробничих випробувань в камері холодильного зберігання можна зробити такі висновки:

- SCADA енергоефективного керування температурно-вологісними режимами при холодильному зберіганні рослинної продукції дозволяє звести до мінімуму зовнішні впливи на продукцію і компенсувати теплопритоки від самозігрівання, використовуючи мінімум енергії завдяки частотному регулюванню двигуна компресора;

- втрати маси плодів зменшились на 3–4 % в залежності від сорту плодів, а витрати електроенергії до 20 % в порівнянні з системою позиційного регулювання температури повітря в камері.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено наукове завдання підвищення енергетичної ефективності системи забезпечення температурно-вологісного режиму в сховищі для зберігання плодової продукції з машинним охолодженням шляхом автоматизації керування основними елементами обладнання.

1. Встановлено, що існуючі системи автоматизації холодильних установок для зберігання плодоовочевої продукції не забезпечують ефективність керування для підтримання регламентованих параметрів технологічного мікроклімату; основною умовою енергоефективного керування визначено забезпечення відповідності холодопродуктивності установки тепловому навантаженню камери.
2. Проведеними експериментальними і теоретичними дослідженнями взаємодії охолоджувального повітря з об'єктом зберігання встановлено визначальний вплив температури на динаміку втрат продукту та визначено основний параметр регулювання.
3. Запропоновано новий підхід до автоматизації керування холодною установкою, який базується на тому, що температура циркулюючого в камері повітря на вході в повітроохолоджувач є мірою впливу комплексного збурювального чинника – часових внутрішніх і зовнішніх теплонадходжень, який можна компенсувати зміною подання повітря і потужності компресора, за умови стабілізації температури повітря на вході в камеру.
4. Розроблено математичні моделі для розрахунку параметрів процесу, через які здійснюється керування режимом холодної установки, (формування керувальних дій на компенсацію внутрішніх і зовнішніх збурень), що відрізняються врахуванням зв'язків між параметрами об'єкту зберігання і холодопостачання, і дозволяють обґрунтувати

спосіб стабілізації режиму зберігання на базі нечітких нейронних мереж отримати лінгвістичної бази правил для нечіткої логіки.

5. Розроблено і реалізовано в пакеті Simulink системи MATLAB імітаційну модель (теплових процесів) холодильної установки для зберігання плодоовочевої продукції, що базується на отриманих аналітичним шляхом диференціальних рівнянь тепломасообмінних процесів окремих елементів обладнання, замкнених в загальну математичну модель.
6. Розроблено алгоритми використання нечітких нейронних мереж для визначення енергоефективних режимів функціонування холодильного обладнання плодоовочесховища.
7. Запропоновано комплекс технічних засобів та розроблено програмне забезпечення для реалізації САК ССТМХК з використанням SCADA.
8. За даними виробничої перевірки (і техніко-економічних розрахунків) встановлено, що практична реалізація вдосконаленої САК режимами зберігання плодоовочевої продукції (на прикладі яблук) дає змогу зменшити втрати продукції на 3 – 4 % при зменшенні затрат енергії на 20 %.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автоматизация систем вентиляции и кондиционирования воздуха: учебное пособие / [Е. С. Бондарь и др.]; под ред. Е. С. Бондарь. – Киев: Аванпост – Прим, 2005. – 560 с.
2. Акменс П. Ю. Исследование и разработка паровых увлажнителей воздуха для систем вентиляции и кондиционирования воздуха: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.23.03 / П. Ю. Акменс. – М., 1979. – 18 с.
3. Акменс П. Ю. Увлажнение воздуха паром / П. Ю. Акменс // Вентиляция и кондиционирование воздуха. – 1972. – № 5. – С. 17–20.
4. Алексеев А. В. Определение тепловлажностных процессов при расчетах потерь продуктов в камерах холодильников / А. В. Алексеев // Холодильная техника. – 1981. – № 1. – С. 40–43.
5. Алексеева О. Н. Совершенствование процессов в безмашинных системах охлаждения плодоовощехранилищ: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.04.03 "Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники, системы кондиционирования и жизнеобеспечения" / О. Н. Алексеева. – Одесса, 1991. – 16 с.
6. Алехин Н. Б. Анализ способов управления температурными режимами в холодильных камерах / Н. Б. Алехин // Холодильная техника и технология. – 1983. – № 37. – С. 92–97.
7. Алехин Н. Б. Методы и средства автоматического управления холодильными установками: автореф. дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук.: спец. 05.13.07 "Автоматизация технологических процессов и производств" / Н. Б. Алехин. – Одесса, 1997. – 33 с.
8. Алехин Н. Б. Система автоматического управления холодильной установкой с контуром циркуляции наружного воздуха / Н. Б. Алехин //

Холодильная техника и технология. – Киев: Техшка, 1991. – Вып. 52. – С. 101–105.

9. Алехин Н. Б. Совершенствование системы автоматического управления производительностью холодильной машины / Н. Б. Алехин, Г. С. Якименко // Холодильная техника и технология. – 1986. – № 43. – С. 99–104.
10. Алиев Р. А. Управление производством при нечеткой исходной информации / Алиев Р. А. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 240 с.
11. Аль-Ахрас Г. Х. М. Теплофізичні аспекти холодильного зберігання плодоовочевої продукції в умовах жаркого клімату: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.04.03 "Холодильна та криогенна техніка, системи кондиціювання" / Аль-Ахрас Гассан Халед Мохаммед. – О., 1999. – 16 с.
12. Алямовский И. Г. Естественные потери при охлаждении пищевых продуктов в воздухе / И. Г. Алямовский // Холодильная техника. – 1971. – № 12. – С. 34–35.
13. Алямовский И. Г. Тепло– и массообмен при охлаждении пищевых продуктов: автореф. дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук: спец. 05.18.14 "Холодильная технология пищевых продуктов" / И. Г. Алямовский. – Ленинград, 1974. – 33 с.
14. Алямовский И. Г. Теплообмен при охлаждении плодов и овощей в штабелях / И. Г. Алямовский // Холодильная техника. – 1973. – № 6. – С. 36–38.
15. Архипов Г. В. Автоматизированные установки кондиционирования воздуха / Г. В. Архипов, В. Г. Архипов. – М.: Энергия, 1975. – 201 с.
16. Бажуряну Н. С. Лежкоспособность плодов и факторы снижающие их потери при длительном хранении / Бажуряну Н. С., Попушой И. С.; АН Респ. Молдова, Ин-т физиологии растений. – Кишинев: Штиинца, 1993. – 91 с.

17. Балан Е. Ф. Биоэнергетические основы холодильной технологии хранения фруктов и овощей : Учеб. пособие для студ. вузов / Е. Ф. Балан, И. Г. Чумак, В. Г. Картофяну, Э. Ж. Иукурдзе; ред.: И. Г. Чумак. – О.; Кишинэу, 2004. – 244 с.
18. Балан Е. Ф. Динамика потерь плодоовощной продукции по этапам непрерывной холодно–транспортной цепи (НХТЦ) [Электронный ресурс] // Е. Ф. Балан, И. Г. Чумак, В. Г. Картофяну, Э. Ж. Иукурдзе Режим доступа: http://www.holodilshchik.ru/index_holodilshchik_best_article_issue_3_2007.htm (12.09.2009). Загол. з экрану.
19. Балыкова Л. И. Исследование охлаждающей системы фруктоовощехранилища с комбинированным использованием естественного и искусственного холода: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.18.14 "Холодильная технология пищевых продуктов" / Л. И. Балыкова. – О., 1978. – 23 с.
20. Барышев Ю. П. Исследование средств регулирования и контроля гидротермического режима в овощехранилищах: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Ю. П. Барышев. – Л., 1971. – 18 с.
21. Бедин Ф. Н. Технология хранения растительного сырья. Физиологические, теплофизические и транспортные свойства: Учеб. пособие для студ. вузов, обучающихся по спец. "Технология хранения, переработки и консервирования плодов и овощей", "Технология хранения и переработки зерна" / Ф. П. Бедин, Е. Ф. Балан, Н. И. Чумак. – О.: Астропринт, 2002. – 306 с.
22. Беляков В. К. Увеличение сроков хранения плодоовощной продукции в регулируемой газовой среде / В. К. Беляков, А. В. Тарасов, В. Г. Аносов. – К.: Из-во "Знание" УССР, 1983. – 15 с.

23. Берман Л. Д. Испарительное охлаждение циркуляционной воды / Л. Д. Берман. – 2-е изд., перераб. – Москва; Ленинград: Госэнергоиздат, 1957. – 320 с.
24. Биохимия хранения картофеля, овощей и плодов / АН СССР отв. ред. В. Л. Кретович, Е. Г. Салькова. – М.: Наука, 1990. – 184 с.
25. Богословский В. Н. Строительная теплофизика (теплофизические основы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха).: Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. школа, 1982. – 415 с.
26. Бодров В. И. Хранение картофеля и овощей: Инженерные методы создания и поддержания технологического микроклимата / В. И. Бодров. – Горький: ВВКИ, 1985. – 224 с.
27. Бондар Ю. С. Передові технології в керуванні кондиціонерами / Холод, м+т. – 2004. – № 4. – С. 38–39.
28. Бондарь А. Г. Планирование эксперимента в химической технологии / Бондарь А. Г., Статюха Г. А. – Киев: Вища школа, 1976. – 184 с.
29. Бруев С. Н. Исследование лежкоспособности плодов и овощей при температурах ниже нуля градусов: автореф. дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук.: спец. 05.18.15 "Технология и товароведение продуктов функционального и специализированного назначения и общественного питания" / С. Н. Бруев. – М., 1974. – 48 с.
30. Верещагин Н. И. Новое в механизации возделывания, уборки и хранения картофеля / Н. И. Верещагин, К. А. Пшеченков // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1966. – № 2. – С. 20–56.
31. Вознесенский В. А. Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях / В. А. Вознесенский. – М.: Финансы и статистика, 1981. – 263 с.
32. Волкинд И. Л. Комплексы для хранения картофеля, овощей и фруктов / И. Л. Волкинд. – М.: Колос, 1981. – 224 с.

33. Волкинд И. Л. Промышленная технология хранения картофеля, овощей и плодов / И. Л. Волкинд. – М.: Агропромиздат, 1989. – 239 с.
34. Волков М. А. Тепло- и массообменные процессы при хранении пищевых продуктов: Монография / М. А. Волков. – М. : Легкая и пищ. пром–сть, 1982. – 272 с.
35. Воронец Д. Влажный воздух: термодинамические свойства и применения / Д. Воронец, Д. Козич. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 135 с.
36. Вычужанин В. В. Исследование характеристик судового центрального кондиционера / В. В. Вычужанин // Холодильная техника. – 1984. – № 3. – С. 28–31.
37. Вычужанин В. В. Комбинированная автоматическая система регулирования параметров воздуха в кондиционере / В. В. Вычужанин // Холодильная техника. – 1985. – № 9. – С. 43–44.
38. Вычужанин В. В. Математическая модель воздухоохладителя при нестационарной нагрузке / В. В. Вычужанин // Холодильная техника и технология. – 2008. – № 2. – С. 61–62.
39. Вычужанин В. В. Модель динамики системы кондиционирования воздуха / В. В. Вычужанин // Холодильная техника и технология. – 2007. – № 2. – С. 31–33.
40. Гельберт М. И. Обоснование параметров и разработка автоматической системы регулирования режима хранения картофеля: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / М. И. Гельберт. – М., 1979. – 19 с.
41. Гинзбург А. С. Массообменные характеристики пищевых продуктов / А. С. Гинзбург, И. М. Савина. – М.: Легкая и пищевая пром–сть, 1982. – 280 с.
42. Гинзбург А. С. Теплофизические характеристики картофеля, овощей и плодов: монография / А. С. Гинзбург, М. А. Громов. – М.: Агропромиздат, 1987. – 272 с.

43. Гоголин А. А. Кондиционирование воздуха при хранении скоропортящихся продуктов / А. А. Гоголин // Холодильная техника. – 1970. – №9. – С. 5–9.
44. Голиков В. А. Научные основы управления микроклиматом судна/ В. А. Голиков. – О., 1999. – 322 с.
45. Горг Мурад Моделирование и оптимальное управление процессами холодильного хранения растительного сырья: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.04.03 "Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования" / Горг Мурад. – Одесса, 1992. – 18 с.
46. Голик О. П. Нейроадаптивний контур нечіткої системи керування автономним енергопостачанням на основі енергій сонця та вітру / О. П. Голик, Р. В. Жесан, В. М. Штепа // Наук. вісн. Національного ун-ту біоресурсів і природокористування України. Сер. «Техніка та енергетика АПК». – 2011. – № 161. – С. 133–142.
47. Грищенко В. О. Автоматизація керування системою створення мікроклімату в камері плодоовочесховищ / В. О. Грищенко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – 2014. – Вип. 194. – Ч. 2 – С. 206–209.
48. Грищенко В. О. Вплив режимних параметрів середовища на втрати ваги маси плодів при зберіганні / В. О. Грищенко // Електрифікація та автоматизація сільського господарства. – 2003. – № 2. – С. 21–25.
49. Грищенко В. О. Енергоспоживання системами створення мікроклімату в плодоовочесховищах та напрямки зниження питомих витрат електроенергії / В. О. Грищенко, Б. І. Котов // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2005. – Вип. 31. – С. 12–18.
50. Грищенко В. О. Застосування примусового вентилявання при зберіганні плодоовочевої продукції / В. О. Грищенко // Конструювання,

виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград, 2004. – Вип. 34. – С. 80–83.

51. Грищенко В. О. Затрати електроенергії на охолодження і зберігання плодоовочевої продукції в залежності від режимів роботи охолоджуючих і вентиляційних систем / В. О. Грищенко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград, 2005. – Вип. 35. – С. 240–244.
52. Грищенко В. О. Реалізація автоматизованої системи керування динамічними режимами камер холодильного зберігання плодоовочевої продукції / В. О. Грищенко // Науковий вісник Ніжинського агротехнічного університету. – Ніжин, 2009. – С. 196–199.
53. Гусев С. А. Хранение картофеля / С. А. Гусев, Л. В. Метлицкий. – М.: Колос, 1982. – 221 с.
54. Дидык Н. Н. Совершенствование температурно–влажностных режимов в плодоовощехранилищах с измененной газовой средой: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Н. Н. Дидык. – Одесса, 1985. – 22 с.
55. Длительное хранение плодов / [Б. Д. Игнатьев, Е. Ф. Демьянец, В. М. Найченко и др.]; под ред. Б. Д. Игнатьева. – К.: Урожай, 1982. – 159 с.
56. Долгих В. В. Разработка и исследование систем автоматического управления микроклимата камер холодильного хранения пищевых продуктов: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / В. В. Долгих. – Краснодар, 1973 – 17 с.
57. Доссат Р. Д. Основы холодильной техники / Рой Дж. Доссат, Томас Дж. Хоран; перевод с англ. С. В. Аникина; под ред. Л. Г. Каплана. – М.: Техносфера, 2008. – 821 с.
58. Драганов Б. Х. Исследование вертикально-дискового аэрозольного увлажнителя воздуха с системой вентиляции в автоматическом режиме

для плодоовощехранилищ / Б. Х. Драганов, П. А. Василив // Вестник сельскохозяйственных наук. – 1986. – № 11. – С. 78–82.

59. Дячек П. И. Научно–технические основы управления температурно-влажностным режимом хранения картофеля и овощей: автореф. дис. на соиск. уч. степ. докт. техн. наук / П. И. Дячек. – Минск, 1997. – 35 с.
60. Егорова С. А. Система автоматического управления техническими процессами фруктохранилища / С. А. Егорова, А. Г. Руденко, М. Е. Берган // Техника в сельском хозяйстве. – 1989. – №5. – С. 10–14.
61. Елистратов П. С. Электрооборудование овощехранилищ: справочник / П. С. Елистратов. – М.: Агропромиздат, 1989. – 199 с.
62. Жадан В. З. Влагообмен в плодоовощехранилищах / В. З. Жадан. – М.: Агропромиздат, 1985. – 197 с.
63. Жадан В. З. Кондиционирование воздуха при хранении сочного растительного сырья: автореф. дис. на соиск. уч. степ. докт. техн. наук / В. З. Жадан. – Одесса, 1969. – 49 с.
64. Жадан В. З. Теоретические основы кондиционирования воздуха при хранении сочного растительного сырья / В. З. Жадан. – М.: Пищевая промышленность, 1972. – 154 с.
65. Жадан В. З. Теплофизические основы хранения сочного растительного сырья на пищевых предприятиях / В. З. Жадан. – М.: Пищевая промышленность, 1976. – 238 с.
66. Желіба Ю. О. Енергозбереження при виробництві та споживанні холоду / Ю. О. Желіба // Холод. – 2004. – № 2. – С. 39–43.
67. Живиця Ю. В. Система інтелектуальної підтримки прийняття рішень для процесів керування холодильними установками: дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.13.07 / Ю. В. Живиця. – Одеса, 2009. – 160 с.
68. Загоруйко В. О. Суднова холодильна техніка: Підруч. / В. О. Загоруйко, О. А. Голіков. – К.: Наук. думка, 2002. – 575 с.

69. Зильберг Я. М. Автоматическое управление оборудованием холодильных камер / Я. М. Зильберберг, В. П. Иржевский. – М., 1971. – 37 с.
70. Зингерман И. В. Промывная камера как звено системы регулирования установок кондиционирования воздуха / А. В. Степанов, И. В. Зингерман. – В кн.: Кондиционирование воздуха промышленных и общественных зданий. – Ташкент: ГИПРОНИИполиграф, 1970 – С. 230–235.
71. Иванова В. С. Нарастание инея в зависимости от условий эксплуатации воздухоохладителей / В. С. Иванова // Холодильная техника. – 1978. – №9. – С. 55–59.
72. Иванова В. С. Теплоотдача оребренных воздухоохладителей при инееобразовании / В. С. Иванова // Холодильная техника. – 1978. – № II. – С. 57–61.
73. Ивахнов В. И. Выбор рациональных режимов активного вентилирования картофеля и овощей при охлаждении и хранении / В. И. Ивахнов, Е. М. Мальцева // Холодильная техника. – 1985. – № 11. – С. 21–26.
74. Изельт П. Увлажнение воздуха. Системы и применение: учебное пособие: пер. с нем. / П. Изельт, У. Арндт, М. Вильке; пер. Л. Н. Казанцева; ред. Г. В. Резников. – М.: Техносфера, 2007. – 216 с.
75. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / А. А. Гоголин, Г. Н. Данилова, В. М. Азарсков, Н. М. Медникова. – М.: Легкая и пищевая промышленность. – 1982. – 224 с.
76. Ідентифікація закономірностей тепло– і масоперенесення у процесах термічної обробки і зберігання рослинної сировини / Котов Б. І., Грищенко В. О., Калініченко Р. А., Лісецький В. О. // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. – Луцьк: ЛДТУ, 2003. – Вип. 11. – С. 59–68.

77. Карпович О. Я. Расширение диапазона регулирования производительности герметичных однопоршневых компрессоров средствами автоматизированного управления / О. Я. Карпович, О. А. Онищенко // Холодильная техника и технология. – 2012. – № 2. – С. 84–87.
78. Китаев Б. И. Теплообмен в доменной печи / Б. И. Китаев, Ю. Г. Ярошенко, Б. Л. Лазарев; Под науч. ред. Б. И. Китаева. – М.: Металлургия, 1966. – 354 с.
79. Ковшов В. Н. Постановка инженерного эксперимента / В. Н. Ковшов. – К.: Вища школа, 1982. – 120 с.
80. Коляка В. Ф. Поддержание заданной относительной влажности в холодильных камерах с воздушной системой охлаждения / В. Ф. Коляка, Г. К. Мнацаканов // Холодильная техника и технология. – 1972. – Вып. 15. – С. 12–14.
81. Константинов Л. И. Судовые холодильные установки / Л. И. Константинов, Л. Г. Мельниченко. – М.: Пищевая промышленность, 1978. – 448 с.
82. Коробкина З. В. Прогрессивные методы хранения плодов и овощей: научное издание / З. В. Коробкина. – К.: Урожай, 1989. – 166 с.
83. Корчемний М. О. Інтелектуальні технології управління та прийняття рішень: навчально–методичний посібник для студ. спец. "Комп'ютерні технології в управлінні та навчанні"; "Інженерна та комп'ютерна графіка". Ч. 2. Нейронні та гібридні мережі / М. О. Корчемний, В. С. Федорейко. – Тернопіль: ТНПУ, 2008. – 140 с.
84. Костырко К. Г. Измерение и регулирование влажности в помещениях / К. Г. Костырко, Б. К. Околович–Грабовска. – М.: Стройиздат, 1982. – 192 с.
85. Котов Б. И. Математическое моделирование динамических режимов принудительного вентилирования плодов и овощей в плотном слое / Б. И. Котов, В. А. Грищенко // Вісник Харківського національного

- технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2014. – Вип. 148. "Механізація сільськогосподарського виробництва". – С. 382–388.
86. Котов Б. И. Разработка системы автоматического управления системой создания микроклимата в камере плодоовощехранилища / Б. И. Котов, В. А. Грищенко // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве: 9 международная научно-техническая конференция, 21–22 мая 2014 г.: тезисы доклада. – М., 2014. – Ч. 5. – С. 219–223.
 87. Котов Б. І. Визначення втрат плодоовочевої продукції на основі моделі тепло- і масоперенесення / Котов Б. І., Грищенко В. О., Толстолік Л. Н. // Праці. Таврійська державна агротехнічна академія. – Мелітополь: ТДАТА, 2004. – Вип. 19. – С. 29–35.
 88. Котов Б. І. Енергозберігаючий алгоритм управління технологічним мікрокліматом / Б. І. Котов, В. О. Грищенко // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія "Техніка та енергетика АПК". – К., 2011. – Вип. 166. – Ч. 4. – С. 147–156.
 89. Котов Б. І. Ідентифікація закономірностей тепло- і масоперенесення в процесах охолодження і зберігання рослинної сировини / Б. І. Котов, В. О. Грищенко // Збірник наукових праць Кіровоградського державного університету. – Кіровоград, 2004. – Вип. 14. – С. 19–24.
 90. Котов Б. І. Інтенсифікація випаровування води з відкритої поверхні при використанні електростатичного поля / Котов Б. І., Грищенко В. О., Неделку І. Г. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 58 "Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних та харчових виробництв". – С. 95–102.
 91. Котов Б. І. Математичні моделі динаміки електричних зволожувачів повітря / Б. І. Котов, В. О. Грищенко // Конструювання, виробництво та

експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград, 2013. – Вип. 43. – Ч. 1. – С. 71–76.

92. Котов Б. І. Моделювання динамічних режимів насипу рослинної продукції при фільтрації повітря, як об'єкта автоматизації з розподіленими параметрами / Б. І. Котов, В. О. Грищенко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград, 2012. – Вип. 42. – Ч. 2. – С. 65–71.
93. Котов Б. І. Моделювання динамічних режимів роботи системи зволоження повітря і автоматизація керування ними / Б. І. Котов, В. О. Грищенко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 107. – Том 1. "Механізація сільськогосподарського виробництва". – С. 101–108.
94. Котов Б. І. Моделювання динамічних характеристик виробних приміщень з біологічними об'єктами, як управляємої частини САУ мікрокліматом / Б. І. Котов, В. О. Грищенко // Міжнародна наукова конференція: праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11. – Т. 5. – С. 138–142.
95. Котов Б. І. Моделювання перехідних режимів обладнання холодильної камери та структури системи автоматичного керування (САК) температурно–вологісним режимом / Б. І. Котов, В. О. Грищенко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград, 2009. – Вип. 39. – С. 62–68.
96. Котов Б. І. Моделювання та автоматизація керування динамічними режимами камер холодильного зберігання плодоовочевої продукції / Б. І. Котов, В. О. Грищенко // Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвідомчий тематичний науковий збірник. УААН, ННЦ "ІМЕСГ". – Глеваха, 2009. – Вип. 93. – С. 277–283.
97. Котов Б. І. Нечітка автоматична система керування охолоджувачем повітря / Б. І. Котов, В. О. Грищенко // Вісник Харківського

національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 103. "Механізація сільськогосподарського виробництва та переробки сільськогосподарської продукції". – С. 116–121.

98. Котов Б. І. Тепло- і масопереносні процеси при зберіганні плодовоовочевої продукції / Б. І. Котов, В. О. Грищенко // Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". – К.: НАУ, 2003. – Том 14. – С. 266–272.
99. Котов Б. І. Технологічні та теплоенергетичні основи підвищення ефективності і сушіння рослинної сировини: автореф. дис. на здобуття наукового ступеня доктора техн. наук.: спец. 05.20.01 / Б. І. Котов. – Глеваха, 1994. – 40 с.
100. Коханский А. И. Теория и методы исследования динамических режимов работы охлаждающих систем: дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук: спец. 05.18.12, 05.13.07 / А. И. Коханский. – Одесса, 1983. – 617 с.
101. Кочетов В. П. Исследование передвижной станции предварительного охлаждения свежего растительного сырья: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / В. П. Кочетов. – Одесса, 1980. – 20 с.
102. Красномовец П. Г. Исследование процессов адиабатического увлажнения воздуха рассолами при температурах близких к 0 °С / П. Г. Красномовец, Н. И. Чумак // Холодильная техника и технология. – 1977. – №25. – С. 101–104.
103. Кринецкий И. И. Расчет энтальпии влажного воздуха / И. И. Кринецкий, В. В. Вычужанин // Холодильная техника. – 1983. – № 3. – С. 29–30.
104. Крымский А. И. Исследование процессов тепло- и массообмена в увлажнителе воздуха для холодильных камер / А. И. Крымский,

- Г. К. Мнацаканов // Холодильная техника и технология. – 1988. – Вып. 47. – С. 80–85.
105. Кувшинов Ю. Я. Энергосбережение при кондиционировании микроклимата гражданских зданий: автореф. дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук: спец. 05.23.03 "Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение, акустика и осветительная техника" / Ю. Я. Кувшинов. – М., 1989. – 48 с.
 106. Кудрін О. Б. Дослідження параметрів повітряного середовища в об'ємі холодильних камер для зберігання овочів / О. Б. Кудрін, В. С. Барабаш, І. А. Пугачов // Обладнання та технології харчових виробництв : темат. зб. наук. пр. – 2006. – Вип. 15. – С. 94–99.
 107. Куприн Д. А. Совершенствование холодильного хранения картофеля и овощей в контейнерах: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Д. А. Куприн. – Л., 1982. – 18 с.
 108. Курылев Е. С. Автоматическое регулирование влажности воздуха в холодильных камерах хранения охлажденных пищевых продуктов / Е. С. Курылев, С. И. Яновский; М-во мясной и молочной пром-сти СССР. Центр. науч.-исслед. ин-т информации и техн.-экон. исследований. – Москва, 1969. – 40 с.
 109. Левитин В. С. Холодильные установки фруктохранилищ / В. С. Левитин, В. М. Шляховецкий. – М.: Колос, 1974. – 144 с.
 110. Леоненко А. В. Нечеткое моделирование в среде MATLAB и FuzzyTech / А. В. Леоненко. – Санкт-Петербург: «БХВ-Петербург», 2005. – 725 с.
 111. Лисовская З. П. Теплофизические вопросы проектирования картофелехранилищ: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 5.23.03 "Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение и освещение" / З. П. Лисовская. – М., 1985. – 23 с.

112. Ловцов В. В. Системы кондиционирования динамического микроклимата помещений / В. В. Ловцов, Ю. Н. Хомутецкий. – Ленинград: Стройиздат, 1991. – 152 с.
113. Луганский В. И. Конструктивные решения плодоовощехранилищ / В. И. Луганский, В. А. Бондарев. – Киев: Урожай, 1988. – 159 с.
114. Луговской А. В. Системы подачи жидкости и регулирования производительности в ультразвуковых диспергаторах / А. В. Луговской, А. Ф. Луганский // Вестник национального технического университета "ХПИ", сер. Машиностроение (Технологии в машиностроении). – 2001. – Вып. 129. – Ч. 2. – С. 137–141.
115. Мальцева Е. М. Тепломассоперенос в насыпном слое плодоовощной продукции при охлаждении и хранении: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Е. М. Мальцева. – Одесса, 1988. – 24 с.
116. Мартыненко И. И. Автоматизация управления температурно–влажностными режимами сельскохозяйственных объектов / Мартыненко И. И., Гирнык Н. Л., Полищук В. М. – М.: Колос, 1984. – 152 с.
117. Мартынова Л. В. Исследование процессов влагообмена в камерах холодильников фруктохранилищ: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Л. В. Мартынова. – Одесса, 1971. – 24 с.
118. Машенков А. Н. Обеспечение термодинамических параметров микроклимата насыпного слоя картофеля системами кондиционирования воздуха: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.23.03 / А. Н. Машенков. – Н. Новгород, 1991. – 18 с.
119. Мельник О. В. Застосування штучного холоду для зберігання продукції плодівництва: автореф. дис. на здобуття вченого ступеня доктора с.–г. наук / О. В. Мельник. – Київ, 1997. – 47 с.

120. Михайленко В. С. Анализ методов разработки нечетких САР для управления сложными взаимосвязанными объектами / В. С. Михайленко, В. Ф. Ложечников // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – 2009. – № 1. – С. 171–176.
121. Михайленко В. С. Методы настройки нечеткого адаптивного ПИД-регулятора / В. С. Михайленко, В. Ф. Ложечников // Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. – 2009. – № 2. – С. 174–179.
122. Михайленко В. С. Нечеткая автоматическая система управления воздушным отоплением выставочного центра / В. С. Михайленко, А. Н. Харабет // Холодильна техніка і технологія. – 2007. – № 5. – С. 72–76.
123. Міхаліна І. Г. Лежкість столових коренеплодів (морква, буряк) в залежності від їх стадії стиглості та температурних режимів зберігання: автореф. дис. на здобуття вченого ступеня канд. с.-г. наук: спец. 06.00.29 / І. Г. Міхаліна. – К., 1995. – 24 с.
124. Мнацаканов Г. К. Оценка влияния колебаний температуры воздуха камеры на усушку продуктов / Г. К. Мнацаканов, И. В. Бушта // Холодильная техника и технология. – 1984. – № 39. – С. 80–82.
125. Мнацаканов Г. К. Процессы тепло- и массообмена в камерах хранения мороженных грузов / Г. К. Мнацаканов, И. В. Бушта, Н. И. Чумак // Холодильная техника. – 1978. – № 12. – С. 23–26.
126. Мнацаканов Г. К. Тепловлажностный режим камеры с воздушным охлаждением и увлажнением воздуха / Мнацаканов Г. К., Косой С. М., Крымский А. Я., Воронина Л. А. // Холодильная техника и технология. – 1985. – № 41. – С. 92–98.
127. Монтеагудо Г. М. Исследование охлаждающей системы фруктохранилищ для тропических условий: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Г. М. Монтеагудо. – О., 1981. – 24 с.

128. Мурашов В. С. Исследование процессов тепло– и влагообмена в штабелях с фруктами при различных системах охлаждения: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / В. С. Мурашов. – Одесса, 1975. – 26 с.
129. Нестеренко А. В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха / А. В. Нестеренко. – М.: ВШ, 1965. – 396 с.
130. Нейронні мережі: навч. посіб. / М. О. Корчемний, В. П. Лисенко, М. В. Чапний, В. М. Штепа. – К.: "Аграр Медіа Груп", 2010. – 136 с.
131. Новые идеи в планировании эксперимента / Под ред. В. В. Налимова. – М.: Наука, 1969. – 336 с.
132. Нормы технологического проектирования фруктохранилищ (НТП–СХ–О–71). [Срок введ. I/XII 1971 г.]. – Орел, 1972. – 56 с.
133. Онищенко О. А. Наукове обґрунтування і розробка автоматизованих систем керування холодильно-компресорними установками малої продуктивності: автореф. дис. на здобуття наукового ступеня доктора техн. наук: спец. 05.13.07 / О. А. Онищенко. – О., 2010. – 36 с.
134. Оніщенко В. П. Наукові основи процесів та апаратів холодильної технології харчових продуктів: автореф. дис. на здобуття вченого ступеня доктора техн. наук: спец. 05.18.14 "Холодильна технологія харчових продуктів" / В. П. Оніщенко. – Одеса, 2000. – 417 с.
135. Поляков А. А. Тепломассообменные аппараты в инженерном оборудовании зданий и сооружений / А. А. Поляков, В. А. Канава. – М.: Стройиздат, 1989. – 200 с.
136. Применение холода в плодоовощном подкомплексе АПК/ Госагропром Молдавской ССР, Гл. упр. внедрения и пропаганды достижений научно-технического прогресса, ВНИКТИплодопром, НПО "Нектар". – Москва: ВНИКТИплодопром, 1988. – 114 с.
137. Пухкал В. А. Теплообмен в насыпном слое растительного сырья в условиях активного вентилирования: автореф. дис. на соискание

- ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.23.03 "Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение, акустика и осветительная техника" / В. А. Пухкал. – Л., 1984. – 25 с.
138. Рослов Н. Н. Хранение картофеля / Н. Н. Рослов. – М.: Агропромиздат, 1988. – 96 с.
 139. Рымкевич А. А. Управление системами кондиционирования воздуха / Рымкевич А. А., Халамейзер М. Б. – М.: Машиностроение, 1977. – 274 с.
 140. Сідлецький В. М. Розробка алгоритмів підсистеми підтримки прийняття рішень для контролю якості роботи дифузійного відділення / В. М. Сідлецький, І. В. Ельперін, А. П. Ладанюк // Автоматика. Автоматизація. Електротехнічні комплекси та системи. – 2006. – № 2. – С. 92 – 97.
 141. Состояние и перспектива применения искусственного холода в сельском хозяйстве и пищевой промышленности/ [Отв. ред. Когарян М. О.]. – Ереван: Арм. НИИВВИП, 1985. – 97 с.
 142. Сотников А. Г. Автоматизация систем кондиционирования воздуха и вентиляции / А. Г. Сотников. – Л.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
 143. Строительство современных хранилищ плодоовощной продукции: Обзорная информация / В. Н. Фелонин, В. И. Луганский. – М., 1986. – 52 с.
 144. Сундиев Н. П. Определение времени промежуточного оттаивания сухих подвесных оребренных воздухоохладителей / Сундиев Н. П., Герасимов Н. А., Сергина И. В. // Холодильная техника, 1979. – № 1. – С. 35–37.
 145. Тимченко Е. Л. Эффективность стабилизации температуры кипения в системе охлаждения камер хранения продуктов / Е. Л. Тимченко, В. П. Чепуренко // Холодильная техника и технология. – К., 1977. – Вып. 25. – С. 82–85.

146. Тітлова О. О. Вдосконалення систем автоматичного керування абсорбційних холодильних приладів: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.13.07 / О. О. Тітлова; Одес. нац. політехн. ун-т. – О., 2012. – 20 с.
147. Толстолік Л. М. Екологічна пластичність перспективних сортів яблуні за ознаками лежкості плодів / Л. М. Толстолік // Садівництво. – 1999. – Вип. 48. – С. 28–31.
148. Трошин В. Г. Обеспечение микроклиматических условий хранения картофеля системами активной вентиляции: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.23.03 "Теплоснабжение, вентиляция, кондиционирование воздуха, газоснабжение, акустика и осветительная техника" / В. Г. Трошин. – М., 1984. – 16 с.
149. Узаков Г. Н. Исследование тепломассообменных процессов и экономия энергии при хранении продуктов в плодоовощехранилищах: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.14.04 "Промышленная теплоэнергетика" / Узаков Гулом Норбаевич. – Ташкент. – 2000. – 19 с.
150. Файнзильберг Е. Я. Воздушно-экранная система охлаждения для фруктовых холодильников / Е. Я. Файнзильберг, Е. Ф. Балан, И. П. Поплавский та др. // Холодильная техника, 1988. – № 2. – С. 22–26.
151. Франчук Е. П. Товарные качества плодов / Е. П. Франчук. – М.: Агропромиздат, 1986. – 269 с.
152. Фрунзе Н. А. Система обеспечения технологического микроклимата фруктохранилища с помощью холодоаккумулятора: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.23.03 / Н. А. Фрунзе. – Москва, 1990. – 16 с.
153. Хобин В. А. Повышение эффективности и ресурса эксплуатации абсорбционных холодильных машин средствами гарантирующего управления / В. А. Хобин, А. В. Мазур // Системный анализ, управление и информационные технологии: Сб. науч. Тр. 12-й

Международ. Конф. по автомт. упр-нию "Автоматика – 2005". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2005. – № 55. – С. 19–24.

154. Хобин В. А. Система автоматического управления с коммутируемой структурой, минимизирующая энергопотребление АДХМ / В. А. Хобин, О. А. Титлова, А. В. Мазур // Наук. праці ОНАХТ. – Одеса, 2007. – Вип. 31, Том 1. – С. 149–151.
155. Хранение плодов / Пер. с нем. И. М. Спичкина; Под ред. и с предисл. А. М. Ульянова. – М.: Колос, 1984. – 367 с.
156. Хранение плодоовощной продукции и картофеля: научное издание/ ред. кол. П. Ф. Сокол. – М.: Колос, 1983. – 304 с.
157. Цинман М. М. Холодильники для фруктов / М. М. Цинман, В. Я. Янюк. – М.: Пищевая промышленность, 1969. – 202 с.
158. Чепурной М. Н. Исследование процесса инеобразования в оребренных воздухоохладителях / Чепурной М. Н., Ломакин В. Н., Шнайдер В. Э., Чепурной В. М. // ИФЖ. – 1985. – Т. 48. – № 1. – С. 44–48.
159. Четверухин Б. М. Исследование температурно-влажностных полей как объекта регулирования в системе кондиционирования воздуха: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / Б. М. Четверухин. – К., 1969. – 27 с.
160. Четверухин Б. М. Контроль и управление искусственным микроклиматом / Б. М. Четверухин. – М.: Стройиздат, 1984. – 135 с.
161. Четверухин Б. М. Управление искусственным климатом: дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук: спец. 05.13.07 / Б. М. Четверухин. – Киев, 1974. – 396 с.
162. Чижов Г. Б. Теплофизические процессы в холодильной технологии пищевых продуктов: научное издание / Г. Б. Чижов. – 2-е изд., перераб. – М.: Пищевая промышленность, 1979. – 271 с.
163. Чуклин С. Г. Современные холодильники для хранения фруктов / С. Г. Чуклин, И. Г. Чумак, Е. Я. Файнзильберг. – Кишинев: Картя молдовеняскэ, 1970. – 171 с.

164. Чумак И. Г. Динамические режимы работы холодильных установок и аппаратов / И. Г. Чумак, А. И. Коханский. – М.: Машиностроение, 1978. – 192 с.
165. Чумак И. Г. Перспективы создания новой холодильной техники для АПК / Чумак И. Г., Кочетов В. П., Нуждин А. С., Новиков М. М. // Холодильная техника. – 1983. – № 4. – С. 33–37.
166. Чумак И. Г. Пути повышения эффективности работы охлаждающих систем производственных холодильников: обзор. информ. / И. Г. Чумак, В. И. Шахневич, В. П. Онищенко и др. – М.: АгроНИИТЭИММП, 1988. – 27 с.
167. Чумак И. Г. Расчет тепло– и влагообмена в штабеле с фруктами при хранении / И. Г. Чумак, В. С. Мурашов, В. П. Кочетов // Холодильная техника и технология. – 1971. – №3. – С. 113–117.
168. Чумак И. Г. Холодильные установки / И. Г. Чумак, В. П. Чепуренко, С. Ю. Ларьяновский. – М.: Агропромиздат, 1991. – 494 с.
169. Шишкина Н. С. Новое в хранении плодов и овощей / Н. С. Шишкина. – М.: Знание, 1987. – 64 с.
170. Шуев И. С. Исследование процесса теплообмена в период охлаждения насыпи картофеля и овощей в хранилищах с активным вентилированием: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / И. С. Шуев. – Киев, 1975. – 19 с.
171. Экономия энергоресурсов и сокращение потерь продукции при холодильной обработке / [И. Г. Чумак, В. И. Шахневич, В. П. Онищенко и др.]. – Киев: Урожай, 1990. – 169 с.
172. Юсеф А. Энергетическая оценка комбинированных методов холодильной технологии хранения свежего растительного сырья: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.18.14 / Юсеф Антон. – О., 1994. – 18 с.

173. Яблука свіжі. Технологія зберігання в холодильних камерах: ДСТУ 2849–94. – [Чинний від 1996–01–01]. – К.: Держстандарт України, 1994. – 25 с.
174. Якименко Г. С. Комплексная система автоматического регулирования температуры воздуха в трюмах для судов типа "Берингов пролив" / Г. С. Якименко, В. К. Оржеховский, В. К. Нечаева // Судостроение. – 1979. – № 2. – С. 31–34.
175. Abbott J. A. Sensory and instrument measurement of apple texture / Abbott J. A., Watada A. E., Massie D. R. // J. Am. Soc. Hortic. Sc. 1984. V. 109. № 2. P. 221–228.
176. Bolle D. Stability properties of Potts neural networks with based patterns and low loading / Bolle D., Dupont P. // Journal Physics. – 1991. – Vol. 24. – P. 1065–1081.
177. De Proft M. L'ethléne en arboriculture fruitiere: possibilités et perspectives // Fruit Belge. – 1984. – Vol. 1. – P. 101–103.
178. Dilley D. R. Assessing fruit maturity and ripening and techniques to delay ripening in storage // Proc. 110–th Annual Rpt. Michigan State Horticultural Society. – 1981. – P. 132–146.
179. Dooly L. R. The effect of calcium and ethylene interactions on the storage breakdown of Jonathan apples / Dooly L. R., Brohier L., Faragher J. // Abstr. 21–th Intern. Hort. Congr. – Hamburg, 1982. – Vol. 1. – P. 12–23.
180. Finney E. E. Measurement techniques for quality control of agricultural products. – St. Joseph, Michigan: ASAE, 1973. – 53 p.
181. Fruit storage division // Rep. (east Malling Res. Stat.). Maidstone, Kent for 1982 (1983). P. 123–139.
182. Fruit storage // Rep. (East Mailing Res. Stat). Maidstone, Kent for 1980 (1981). P. 117–129.
183. The influence of postharvest treatment of apples with calcium chloride on the incidence of storage disorders and fruit quality / I. Guzewska // Fruit Sc. Rep. Skierniewice. – 1984. – Vol. 11. – № 1. – P. 28–35.

184. Herregods M. Influence de conditions fluctuantes sur la conservation des fruits / M. Herregods // Fruit Belge. 1984. – V. 52. – N. 405. – P. 49–51.
185. Herregods M. Les maladies de conservation des fruits// Fruit Belge. 1984. – V. 52. – N. 405. P. 57–60.
186. Herrera F. Tackling real-coded genetic algorithms: operators and tools for the behavior analysis / F. Herrera, M. Lozano, J. Verdegay // Artificial Intelligence Review. – 1998. – Vol. 12. – № 4. – P. 265–319.
187. Kalinov V., Karov T., Vassilevska V., Nikolova N. Effects of some posharvest treatments on the storage of Golden Delicious apples: Progr. conc. et. fonc. equip. frigorif. et procedes trait. fruit et legumes. – Paris, 1982. – P. 190–194.
188. Knee M. The influence of controlled atmosphere storage on the ripening of apples in relation to quality: Qualityin stored and processed vegetabeles and fruits / Knee M., Sharples R.O. // Proc. 7–th Long Ashton symposium. – London e.a.: 1981. – P. 341–352.
189. Lakhmi C. J. Fusion of Neural Networks, Fuzzy Systems and Genetic Algorithms: Industrial Applications / Lakhmi C. Jain, N. M. Martin. – Boca Raton, FL: CRC Press, 1998. – 368 p.
190. Mark H. Doyle Environmental computers. A manufacturers view point/ Paper #86–4533 of ASAE, St. Joseph, 1986, USA
191. Meherink M., Lau O. L., Hall J.W. Effects of some postharvest and storage treatments on incidence of flesh browning in controlled–atmosphere–stored Delicious apples//J. Am. Soc. Hortic. Sc. 1984. – V. 109. – N 3. – P. 290–293.
192. Mohsenin N.N. Phisical properties of plant and animal materials. New–York: Gordon and Breach Sci. Publ. 1970. – 720 p.
193. Munoz–Deglado J.A. Influence of controlled atmospheres on quality stability in food storage: Proc. 5–th Intern. congr. food sci. and technology. Tokyo: 1979. – P. 212–220.

194. Nauck D. Foundations of Neuro-Fuzzy Systems / Nauck D., Klawonn F., Kruse R. – New York: John Wiley & Sons, 1997. – 305 p.
195. Practical Heating Technology, 2nd Edition Bill Johnson, Kevin Standiford, William Johnson. NK: Delmar, CENGAGE Learning, 2009. – 515 p.
196. Sharpies R. O. Influence of climate on the storage quality of some fruits. Climate and the orchard//Res. rev. commonw. bur. plant crops. 1975. – № 5. – P. 113–124.
197. Stoll K. Haltbarkeitsprognosen an äpfeln als anregung zur zusammenarbeit von produzent und lagerhalter // Schweiz. Z. Obst. – Weinbau. 978. Bd. 114 N 21. – S. 605–609.
198. Toledo R. T. Fundamentals of Food Process Engineering / R. T. Toledo . – Athens: Springer US, 1991. – 602 p.
199. Walker C. D. The selection of apples and pears for long-term storage: Quality in stored and processed vegetables and fruit. Proc. 7-th Long Ashton symposium. London e.a.: 1981. – P. 225–231.
200. Zadeh L. A. Fuzzy Sets / L. A. Zadeh // Information and Control. – 1965. – № 8. – P. 338–358.

ДОДАТКИ

Додаток А

Таблиця А.1

Рекомендовані умови зберігання овочів

Вид продукції	Низькотемпературне зберігання		
	$t, ^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	Строк зберігання
1	2	3	4
Артишок	0	92...95	Макс. 6 тижн.
Баклажани	+8...+10	92...95	2 тижн.
Селера	0...+1	92...95	4 тижн.
Капуста кольорова	0	92...95	3-4 тижн.
Броколі	-1...0	92...95	1-2 тижн.
Цикорій	0...+1	До 90	До 4 тижн.
Китайська капуста	0	92...95	4 тижн.
Кріп	-1...0	92...95	1 тижн.
Горох у стручках	-1...0	92...95	10 днів
Валеріанела (вид салату)	-0.5	92...95	3 тижн.
Фенхель	+1	92...95	3 тижн.
Крес-салат	0...+1	92...95	Макс. 1 тижн.
Зелена квасоля	+7...+8	92...95	10 днів
Браунколь (вид капусти)	-2	92...95	Макс. 3 мес
Огірки	+7...+10	92...95	10...14 днів
Картопля	+4...+5	92...95	8 мес
Часник	0	65...75	7 мес
Кольрабі з листям	0	92...95	2 нед
Кольрабі без листя	0	92...95	3 мес
Капуста кочанна	0	До 90	7-8 мес
Салат кочанний	0	92...95	1...3 нед
Гарбуз	>+10	60...70	3 мес
Цибуля зелена	0	92...95	До 8 днів
Хрін	-2...+1	92...95	До 12 мес
Морква	+1	92...95	5—6 мес
Перець	+8...+9	90...93	Макс. 3 нед
Петрушка зелень	-2...+1	До 95	8 нед
Коріння петрушки	+1	92...95	4—6 мес
Гриби	-1...0	85	До 8 днів
Цибуля-порей	0	92...95	2 мес
Боби	0	92...95	3 нед
Редис із бадиллям	0	92...95	1 нед
Редис без бадилля	0	92...95	6 нед
Редька без бадилля	0	92...95	3-5 мес
Ревінь	0...+1	92...95	До 3 нед

Продовж. табл. А.1

1	2	3	4
Брюссельська капуста	-2	92...95	2-3 мес
Буряк столовий	0	92...95	6 мес
Цибуля - Резанец	-2...+1	92...95	2 нед
Корінь селери	0	92...95	4-5 мес
Спаржа	1...2	92...95	2 нед
Шпинат	0	92...95	1 нед
Бруква	0	92...95	6 мес
Цибуля - Севок	0	70...75	8 мес
Помідори напівдостиглі	+12...+15	85...90	3 нед
Помідори зрілі на 3/4	+8...+10	80...85	1 нед
Савойская капуста	0	90...93	2—3 мес
Солодкий горошок	-1...0	92...95	Макс. 3 дня
Кукурудза	0	92...95	1 нед
Цибуля	-1	70...75	8 мес
Груші літні	0...-1	85...90	До 30
Груші осінні	-1...+3	85...90	30...60
Груші зимові	-1...+3	85...90	90...210
Вишня	-1...0	90...95	10...15
Черешня	-1...0	90...95	До 20
Абрикоси	-1...0	90...95	15...30
Персики	-1...0	90...95	20...30
Виноград	-1...+2	90...95	90...180
Суниця	-1...0	85...90	До 5
Малина	-1...+0.5	85...90	До 5
Смородина	0...-2	85...90	До 5
Агрис	-1... -0,5	85...90	До 15

Таблиця А.2

Рекомендовані газові та температурні параметри зберігання яблук

Сорт	Температура зберігання, °С	Склад компонентів атмосфери, %			Тривалість зберігання, міс
		CO ₂	O ₂	N ₂	
1	2	3	4	5	6
Ренет шаманський	0...1	2-3	5-6	92-97	7-9
		4-5	5-6	92-97	7-9
		2-3	3-4	92-97	7-9
		4-5	3-4	92-97	7-9
		4-5	15-16	до 79	7-8
Ренет Симиренко	1...2	2-3	5-6	92-97	7-8
		2-3	3-4	92-97	7-8
		2-3	15-16	до 79	6-7
Бойкен	0...1	2-8	5-6	92-97	7-9
		5-6	5-6	92-97	7-9
		3-5	3-5	92-97	7-9
		4-5	15-16	до 79	7-8

Продовж. табл. А.2

1	2	3	4	5	6
Банан зимовий	0...1	2–8	5–6	92–97	7–9
		5–6	5–6	92–97	7–9
		3–5	3–5	92–97	7–9
		4–5	15–16	до 79	6–7
Голден Делішес	0...1	2–3	5–6	92–97	7–8
		3–5	5–6	92–97	7–8
		4–5	3–4	92–97	7–8
		4–5	15–16	до 79	6–7
Старк	0...1	3–5	3–5	92	7–9
Пепін лондонський	0...1	3–5	5–6	92–97	7–9
		4–5	15–16	до 79	7–8
Ред Делішес	0...1	2–3	3–5	92–97	7–9
		3–5	5–6	92–97	7–9
		5–6	15–16	до 79	6–7
Джонатан	3...4	3–5	3–5	92–97	6–7
		3–5	5–6	92–97	6–7
		5–6	15–16	до 79	5–6
Пепін шафранний	0...1	3–5	3–5	92–94	5–6
Ренет орлеанський	0...1	3–5	3–5	92–94	5–6

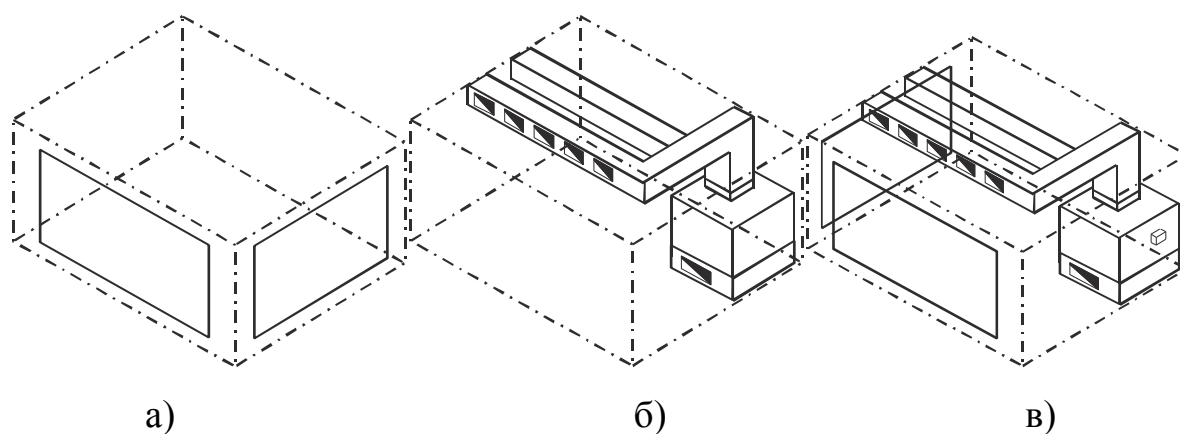


Рис. А.1. Схеми систем охолодження плодовоовочесховищ:

а – батарейна; б – повітряна; в – повітряно-батарейна.

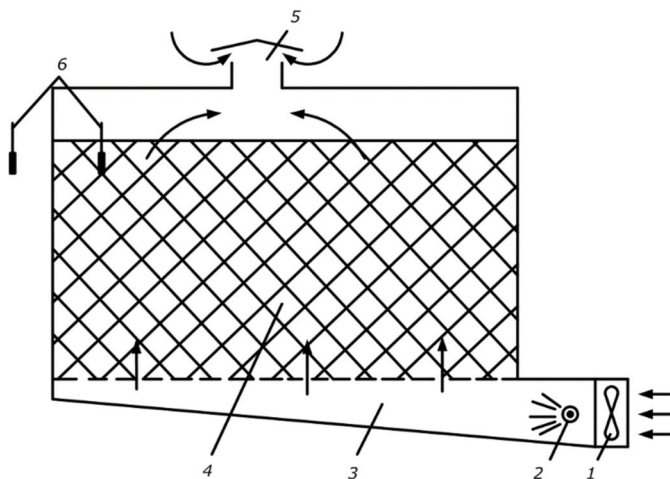


Рис. А.2. Схема прямооточної системи активного вентиляювання атмосферним повітрям: 1 – вентилятор; 2 – зволожувач; 3 – повітропровід; 4 – продукція; 5 – диференціальний терморегулятор; 6 – дефлектор.

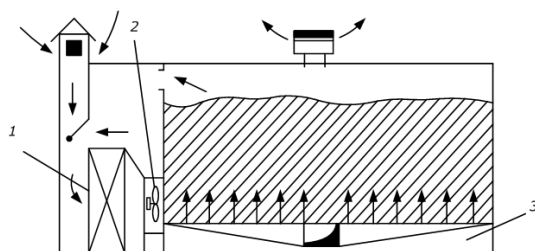


Рис. А.3. Схема прямооточної систем активного вентиляювання при машинному охолодженні повітря: 1 – повітроохолоджувач; 2 – вентилятор; 3 – повітророзподільний канал.

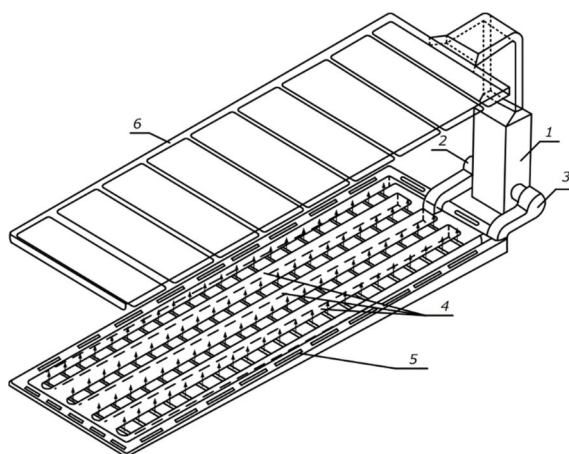


Рис. А.4. Схема системи охолодження з розрізненим виведенням внутрішніх та зовнішніх теплопритоків: 1 – повітроохолоджувач; 2, 3 – відцентровий вентилятор; 4 – розподільні канали; 5 – кільцевий канал; 6 – щілинний канал.

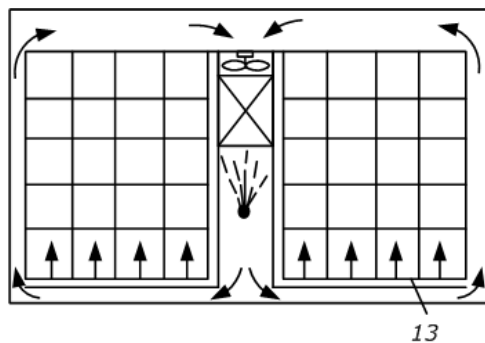


Рис. А.5. Схема машинного охолодження з активним вентиляванням.

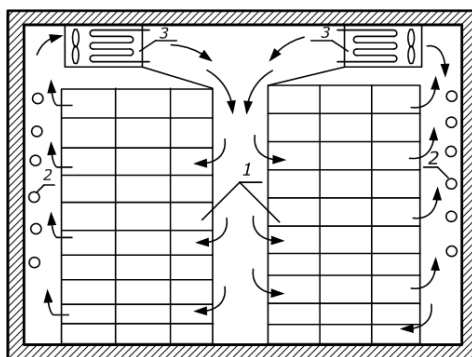


Рис. А.6. Вдосконалена схема машинного охолодження.

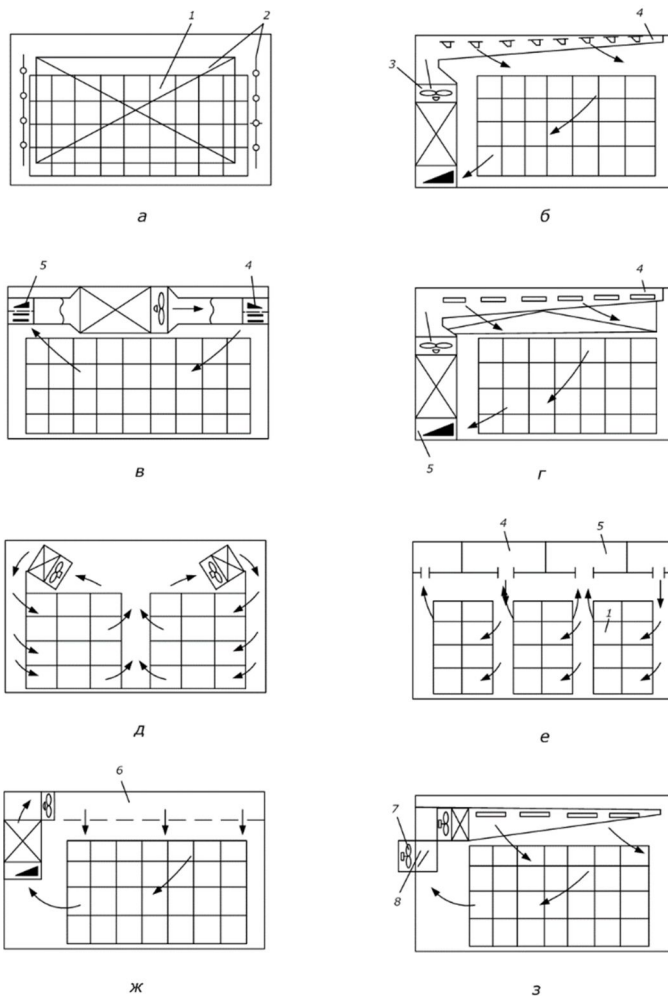


Рис. А.7. Схеми розповсюджених систем повітряного охолодження
плодоовочесховищ.

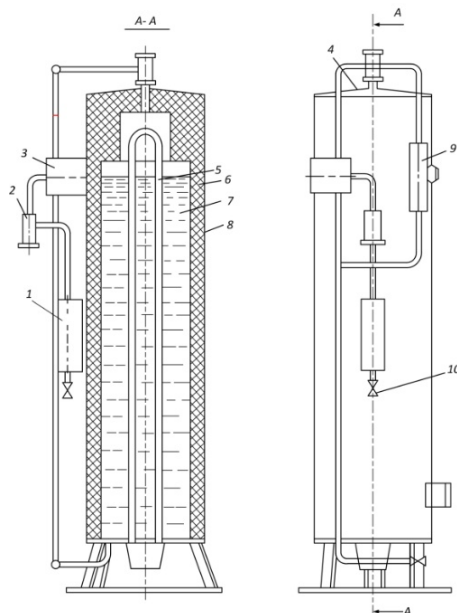


Рис. А.8. Паровий зволожувач повітря АУВ:

1 – протинакипний пристрій; 2 – фільтр; 3, 9 – поплавкові клапани;
4 – кришка корпусу; 5 – електронагрівач; 6,7 – вода; 8 – корпус; 10 – вентиль.

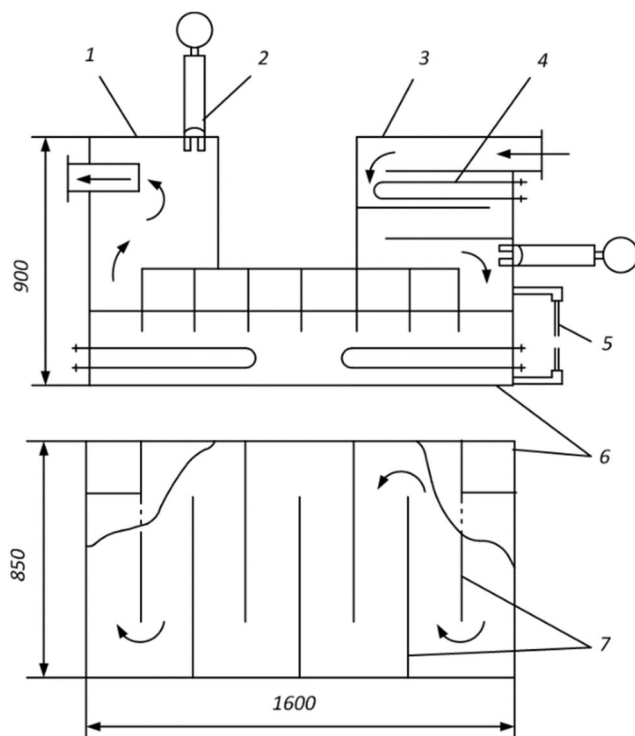


Рис. А.9. Схема парового зволожувача:

1 – краплевіддільник – колектор; 2 – вимірювач вологості; 3 – нагрівач
повітря; 4 – ТЕН; 5 – водопровід; 6 – піддон; 7 – пластини.

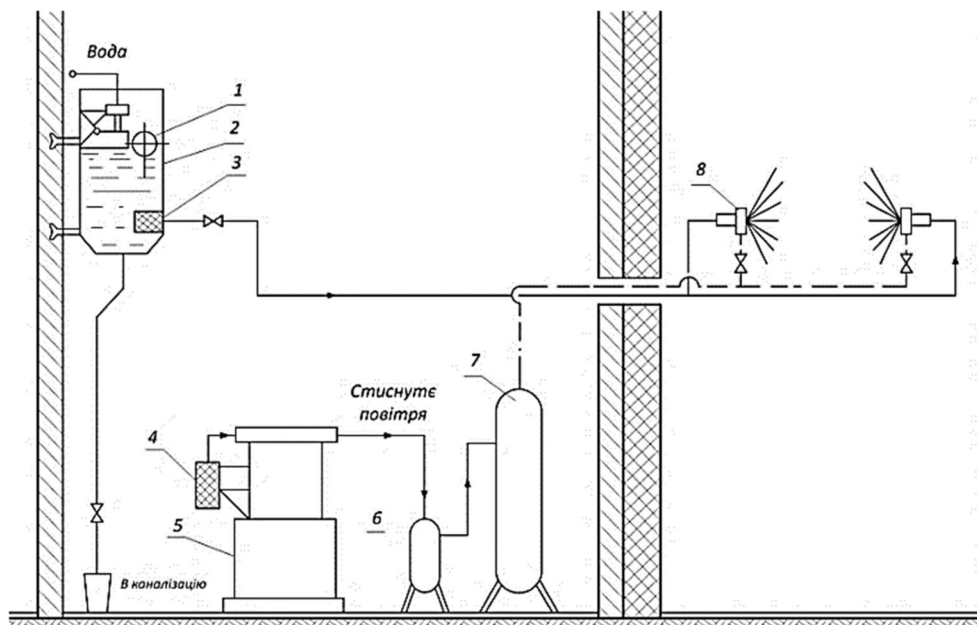


Рис. А.10. Схема зволоження повітря в камері фруктосховища з використанням форсунок РИД: 1 – поплавковий клапан; 2 – бак; 3 – фільтр; 4 – повітряний фільтр; 5 – повітряний компресор; 6 – масловогловіддільник; 7 – повітряний ресивер; 8 – форсунка РИД.

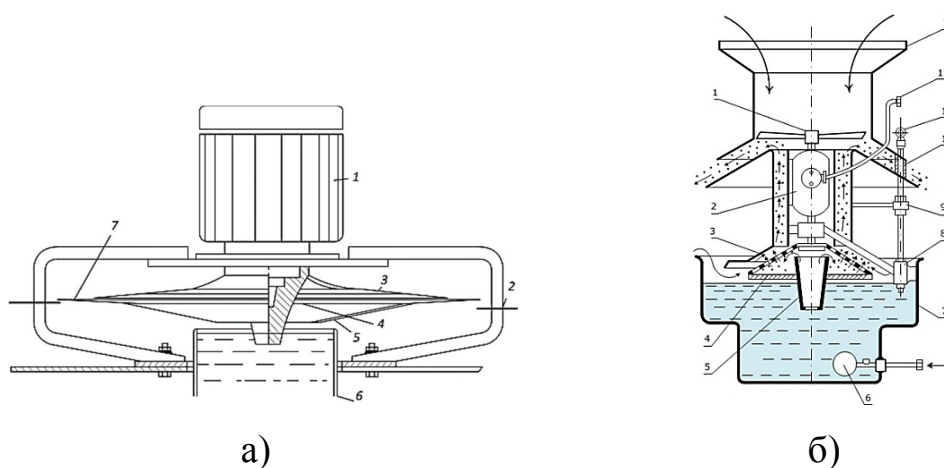


Рис. А.11. Ротаційний зволожувач:

- а) 1 – електродвигун; 2 – днище повітрової системи; 3 – диск; 4 – повітрязабірний конус; 5 – водозбірна лійка; 6 – бак для води; 7 – направляючий апарат;
- б) 1 – вентилятор; 2 – електродвигун; 3 – розпилювач; 4 – диск; 5 – конус; 6 – поплавковий клапан; 7 – корпус; 8 – стійка; 9 – опорне кільце; 10 – розпірні втулки; 11 – кільця підвісні; 12 – кабель; 13 – дифузор.

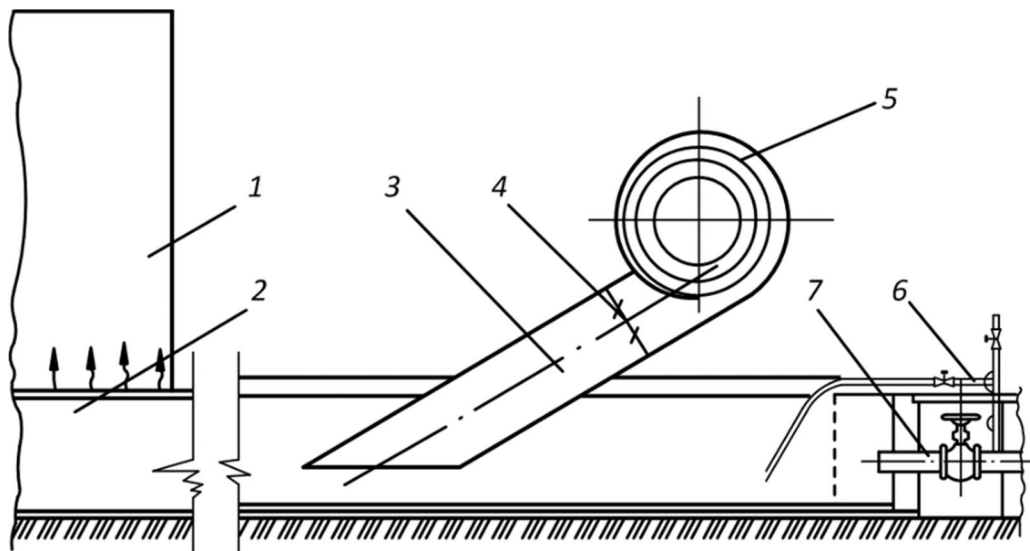


Рис. А.12. Схема зволоження повітря у вентиляційному каналі:

- 1 – сховище; 2 – вентиляційний канал; 3 – патрубок вентилятора;
 4 – регулюючий апарат патрубку; 5 – відцентровий вентилятор;
 6, 7 – патрубок подання води в вентиляційний канал.

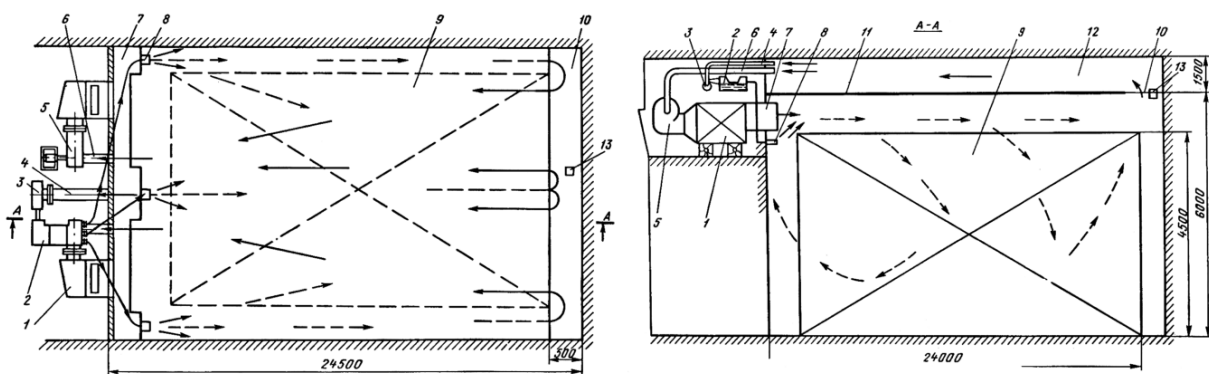


Рис. А.13. Принципова схема камери, яка обладнана зволожувальним пристроєм:

- 1 – повітроохолоджувач; 2 – зволожувач; 3 – вентилятор зволожувача;
 4 – усмоктувальний трубопровід зволожувача; 5 – вентилятор повітроохолоджувача;
 6 – усмоктувальний повітровід повітроохолоджувача; 7 – нагнітальний повітровід повітроохолоджувача;
 8 – трубопровід виходу насиченого повітря з пристрою для зволоження; 9 – штабель продукції;
 10 – щілина екрана; 11 – екран; 12 – повітряний зазор; 13 – датчик вологості.

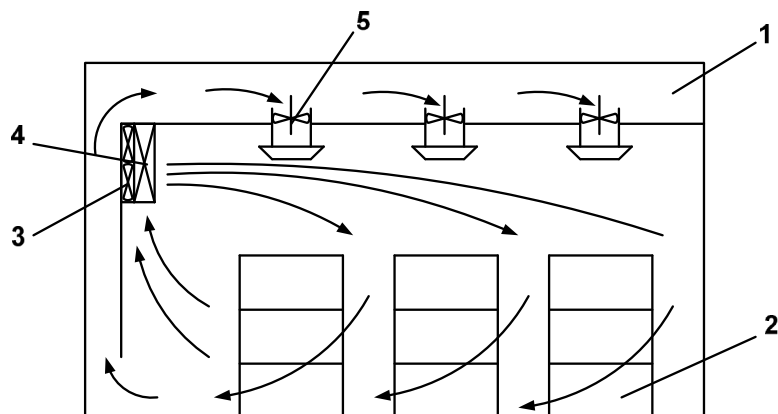


Рис. А.14. Система повітряного охолодження плодовоовочевої продукції з активним зволожувачем повітря: 1 – приміщення; 2 – продукт; 3 – повітроохолоджувач; 4 – вентилятор; 5 – зволожувач ротаційний.

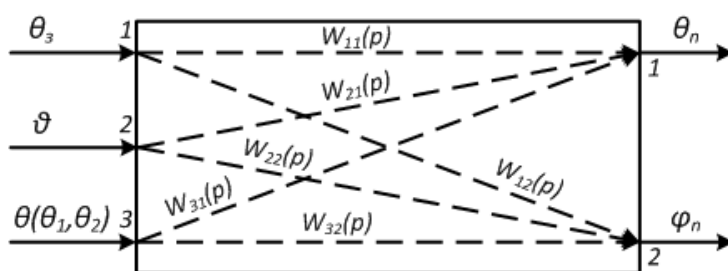


Рис. А.15. Параметрична схема приміщення з кондиціонуванням як об'єкта керування.

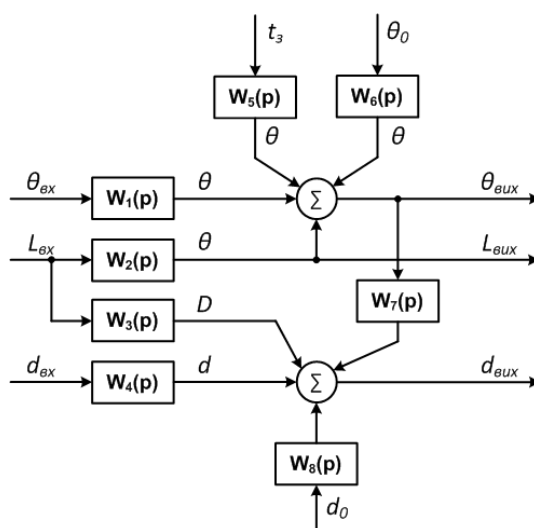


Рис. А.16. Структурна схема об'єкта: $\theta_{вх}$, $L_{вх}$, $d_{вх}$ – температура, витрати повітря, вологовміст, що подається в систему кондиціювання; $\theta_{вих}$, $L_{вих}$, $d_{вих}$ – температура, витрати повітря, вологовміст повітря в системі кондиціювання; d_0 – внутрішнє вологовиділення; t_3 – зовнішнє збурення по температурі; θ_0 – тепловиділення обладнання.

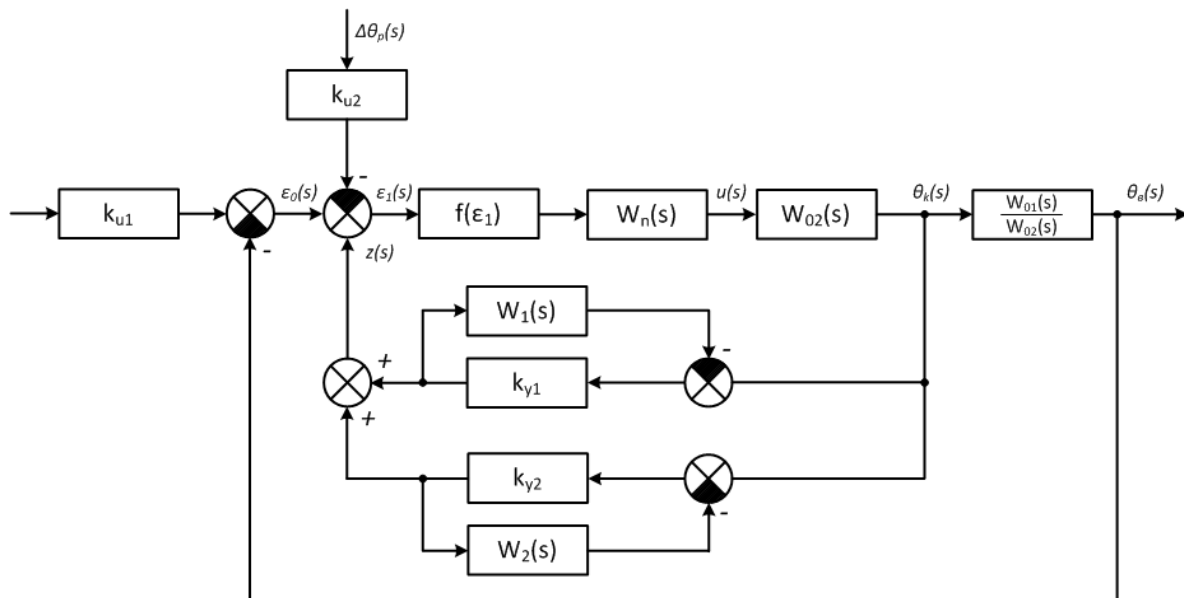


Рис. А.17. Структурна схема системи регулювання температури в трюмі (з блоком БУТ).

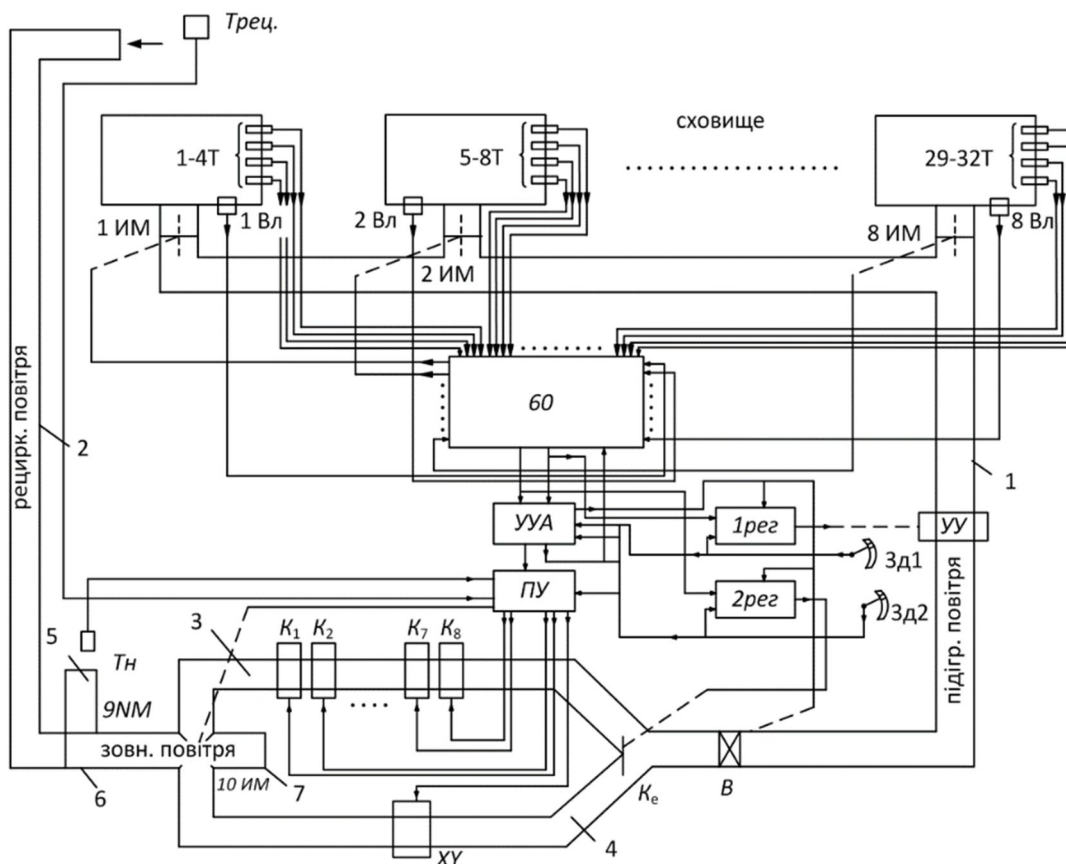


Рис. А.18. Функціональна схема багатоканальної автоматичної системи регулювання режимами зберігання картоплі:

ХУ – холодильна установка; БО – блок опитування; УУ – зволожувальна установка; УУА – пристрій аналізу та управління.

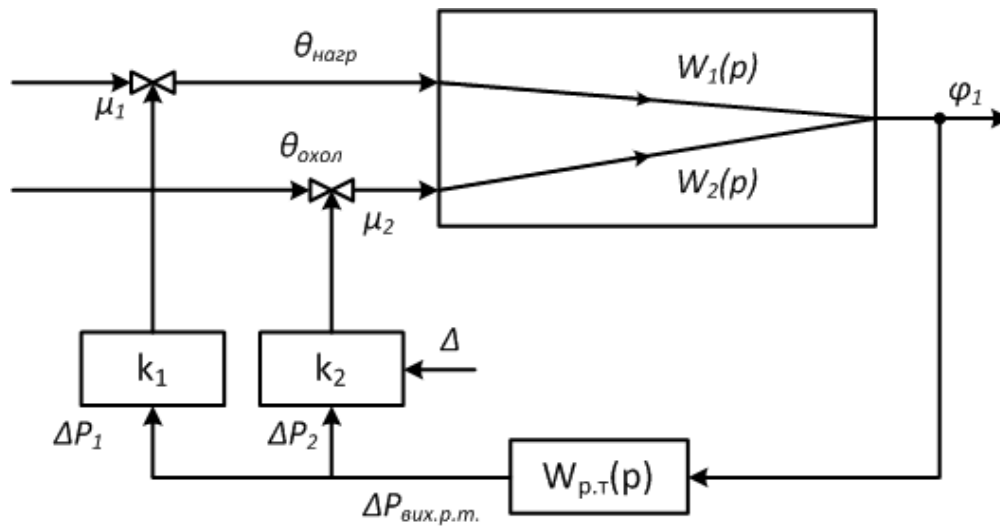


Рис. А.19. Структурна схема системи автоматичного регулювання температурно-вологісним режимом в холодильній камері.

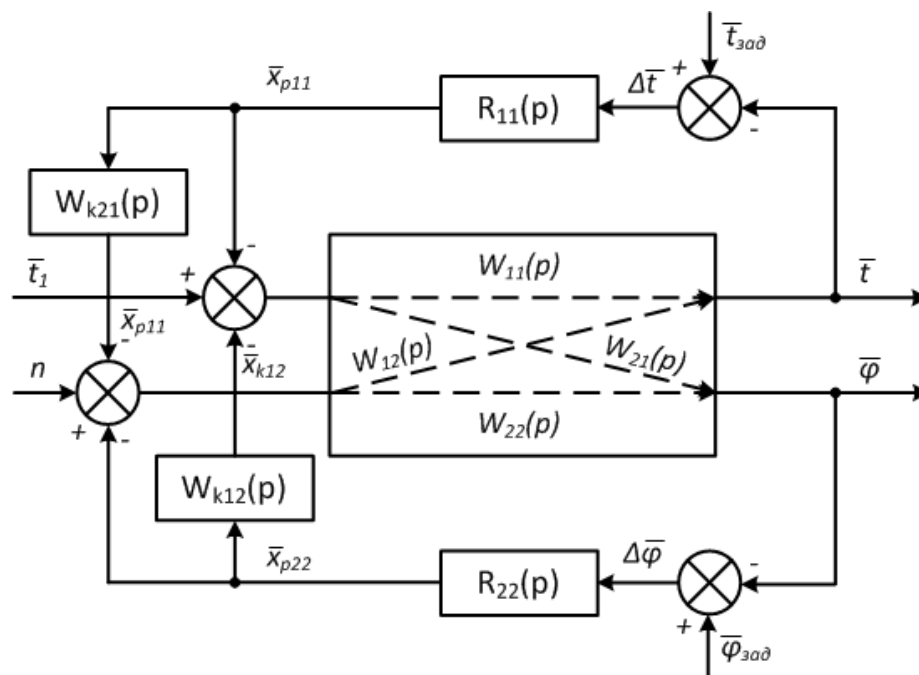


Рис. А.20. Структурна схема автономного керування двох зв'язним об'єктом (овочесховище):

$R_{11}(p)$, $R_{22}(p)$ – передатні функції регуляторів температури і вологості повітря;

$W_{k12}(p)$, $W_{k21}(p)$ – передатні функції коригувальних ланок;

$W_{11}(p)$, $W_{12}(p)$, $W_{22}(p)$, $W_{21}(p)$ – передатні функції об'єкту по відповідних каналах.

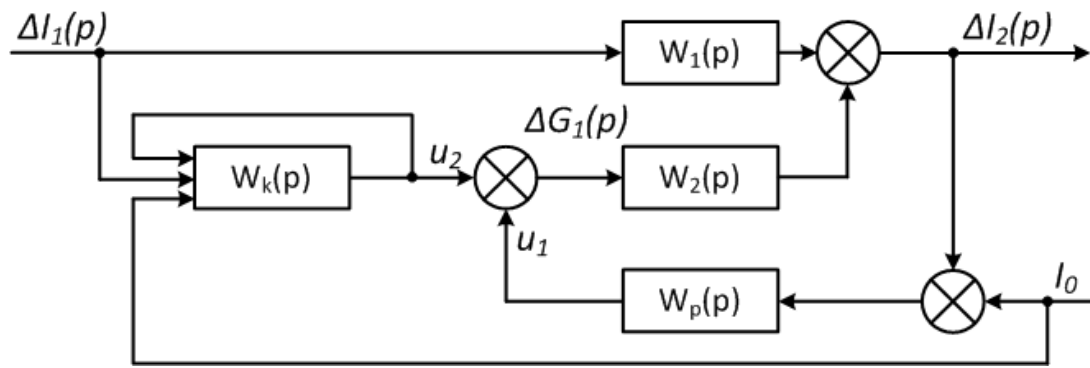


Рис. А.21. Структурна схема комбінованої АСР ентальпії при кондиціюванні мікроклімату.

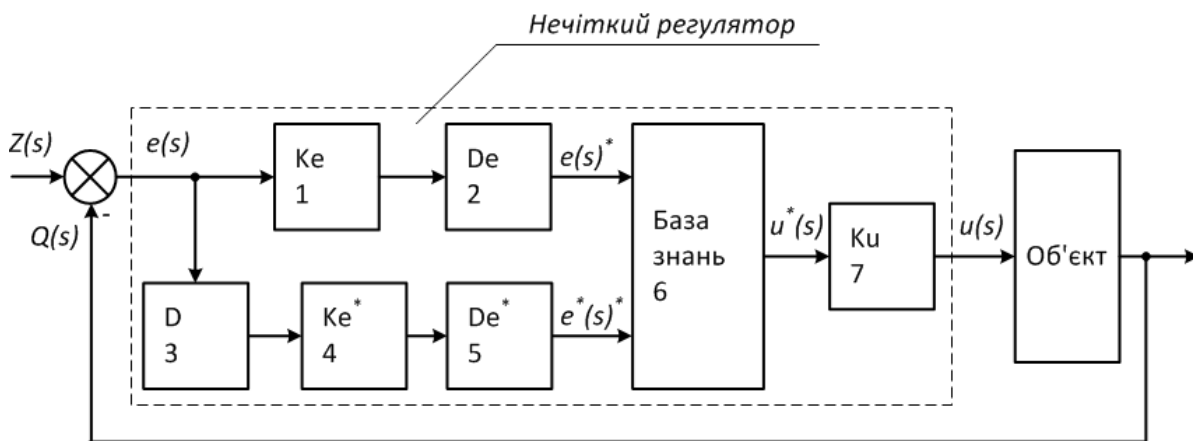


Рис. А.22. Структура системи управління з нечітким регулятором.

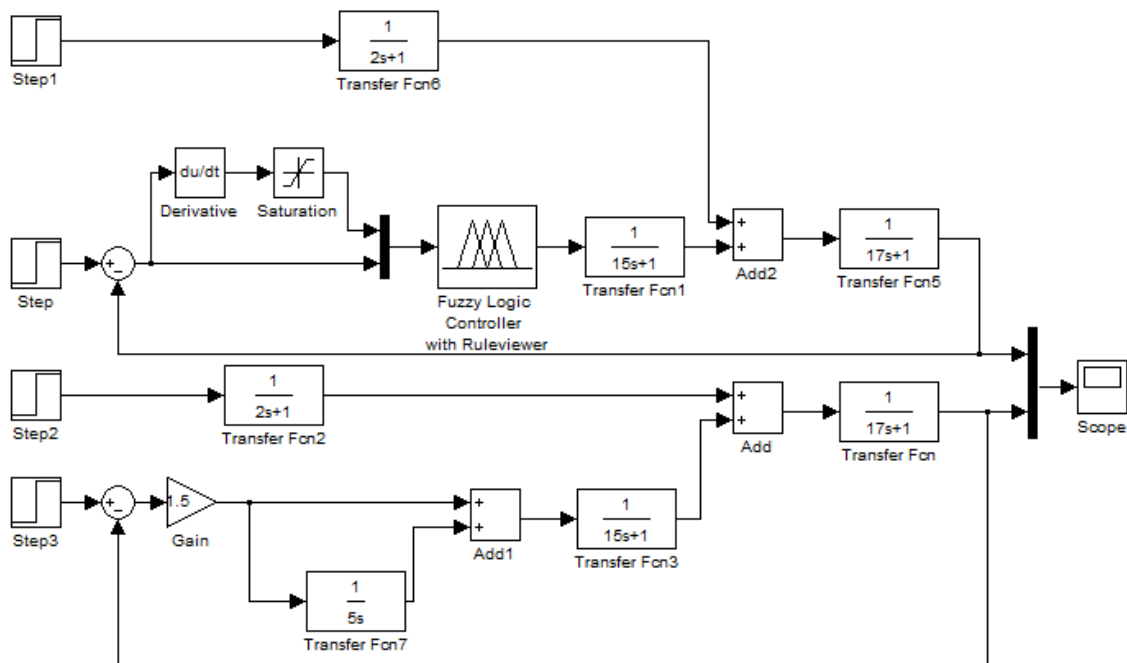


Рис. А.23. Структурна схема САР зі змінними параметрами математичної моделі об'єкта.

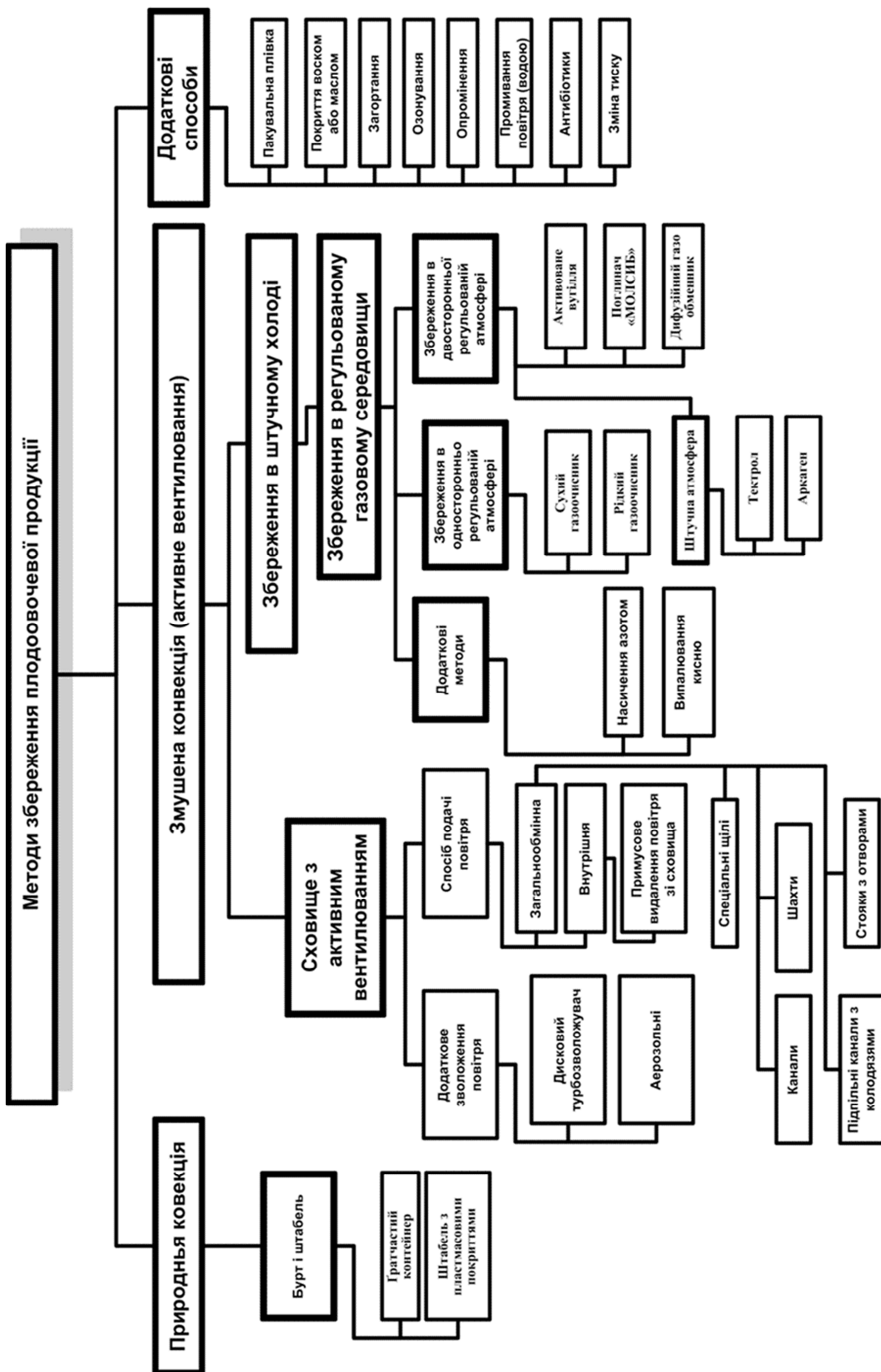


Рис. А.24. Основні способи продовження термінів харчової та товарної придатності плодовоовочевої продукції.

Додаток Б

Таблиця Б.1.

Основні технічні характеристики 5MBV30-1-2-020

Тип	Тепловий потік, кВт (ккал/год)	Витрати повітря, м ³ /год	Тепло-обмінна поверхня, м ²	Електродвигун			Електронагрівач	
				Марка	Потужність, N кВт	Кількість	Марка	Кількість
5MBV30-1-2-020	8(6880)	5400	60	АИР71В2С У2	1.1	1	ТЭН-240Б1/1Т220	12

Таблиця Б.2.

Основні технічні характеристики ККА MBV20x2-2-2

Марка	Діапазон роботи	Холодопродуктивність, Q ₀ кВт (ккал/ч)	Споживана потужність, N, кВт	Маса, кг	Хладагент
MBV20x2-2-2	Температура повітря підтримується від 5°C до мінус 18 °C.	На режимі I: 14(12000) при температурі камери мінус 18°C. На режимі II: 32(27520) при температурі камери 5°C. На режимі I і II температура повітря на вході в конденсатор 35°C, витраті повітря через кожний повітроохолоджувач 5400 м ³ /ч.	1-18 2-26.4	2560	R22

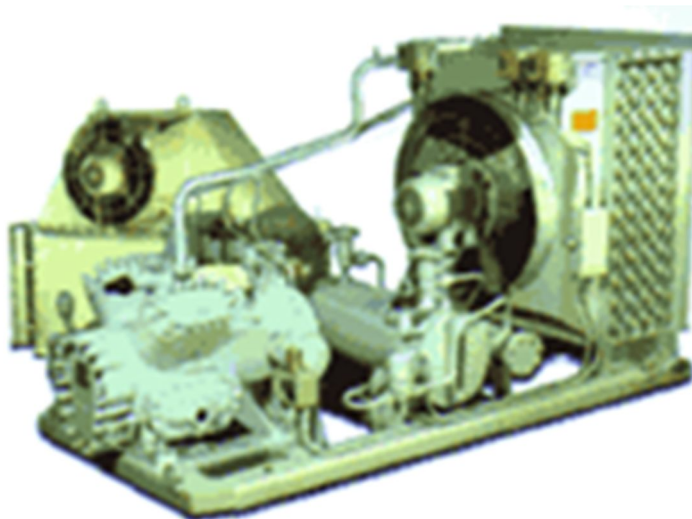


Рис. Б.1. Загальний вид холодильної ККА MBV20x2-2-2.

Таблиця Б.3.

Основні технічні характеристики компресора 5ПБ20-2-024

Марка	Хладон	Q_0 , кВт (ккал/ч)	N, кВт	Температурний режим, °C	К-сть циліндрів, шт	Частота обертання вала, s^{-1}	Електричні дані, В/фаз/Гц	Обсяг, описуваний поршнем, $m^3/ч$
5ПБ20-2-024	R 22	24.4 (20984)	8.8	$T_o = -15$, $T_k = 30$	4	25,0	380/220/3/50	62.0

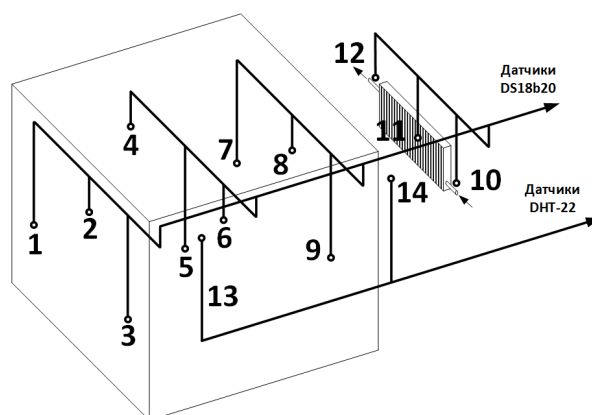


Рис. Б.2. План розміщення позицій для вимірювання параметрів повітряного середовища в об'ємі холодильної камери.



а)



б)

Рис. Б.3. Загальний вигляд датчика температури DS18B20 (а), в капсулі (б).



Рис. Б.4. Загальний вигляд датчика температури та вологості DHT-22.

Таблиця Б.4.

Основні технічні характеристики датчика температури DS18B20

Параметр	Значення
1	2
ІС Тип виходу	Цифровий
Точність в діапазоні	$\pm 0.5\text{ }^{\circ}\text{C}$
Діапазон вимірювання	від $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+125\text{ }^{\circ}\text{C}$
Струм живлення	1 мА
Напруга живлення. Діапазон	3 В до 5.5 В
Розрядність (біт)	9...12

Продовж. табл. Б.

1	2
Кількість контактів	3
Мінімальна робоча температура	-10 °C
Максимальна робоча температура	85 °C
Мінімальна напруга живлення	3 В
Вихідний струм	4 мА

Таблиця Б.5.

Технічні характеристики датчика температури та вологості DHT-22

Параметр	Значення
Інтерфейс	1-провідний
Живлення	від 3.3 до 5.5 В
Вимірювання температури:	
Допустимий діапазон	-40 °C ... +80 °C
Максимальна похибка	±1 °C
Роздільна здатність	0.1 °C
Вимірювання відносної вологості:	
Допустимий діапазон	0...99.9 %
Мінімальна похибка	± 2% @ + 25 °C
Максимальна похибка	±4 %
Роздільна здатність	0.1 %
Мінімальний час між зчитування показань	2 сек



Рис. Б.5. Загальний вигляд ICP CON – 7520 – перетворювача RS-232 в RS-485.

Таблиця Б.6.

Технічні характеристики ICP CON – 7520 – перетворювача RS-232 в RS-485

Параметр	Значення
Вхідна напруга живлення DC	10...30 В
Потужність	1.2 Вт
Інтерфейси введення-виведення:	
COM портів RS-232	1
Максимальна швидкість COM-портів RS-232	115200 Біт/с
Ізоляція COM-портів RS-232	3000 В
COM портів RS-485	1
Максимальна швидкість COM-портів RS-485	115200 Біт/с



Рис. Б.6. Загальний вид термоанемометра Testo-405-V1.

Таблиця Б.7.

Технічні характеристики термоанемометра Testo-405-V1

Параметр	Значення
Тип застосування	Коротке вимірювання
Діапазон вимірювання	0.5 м/с при -20 до 0 °C, від 0 до 10м/с, при температурі від 0 до + 50 °C
Діапазон вимірювання	від 0 до 99990 м ³ /год
Діапазон вимірювання	від 20 до +50 °C
Роздільна здатність	0.01 м/с; 0.1 °C
Точність	± (0.1 м/с + 5 % від М.В.) (до 2 м/с); ± (0.3 м/с + 5 % М.В.) (більше 2 м/с); ± 0.5 °C.
Тип батареї	3x AAA
Діаметр зонда	Ø 12-16 мм

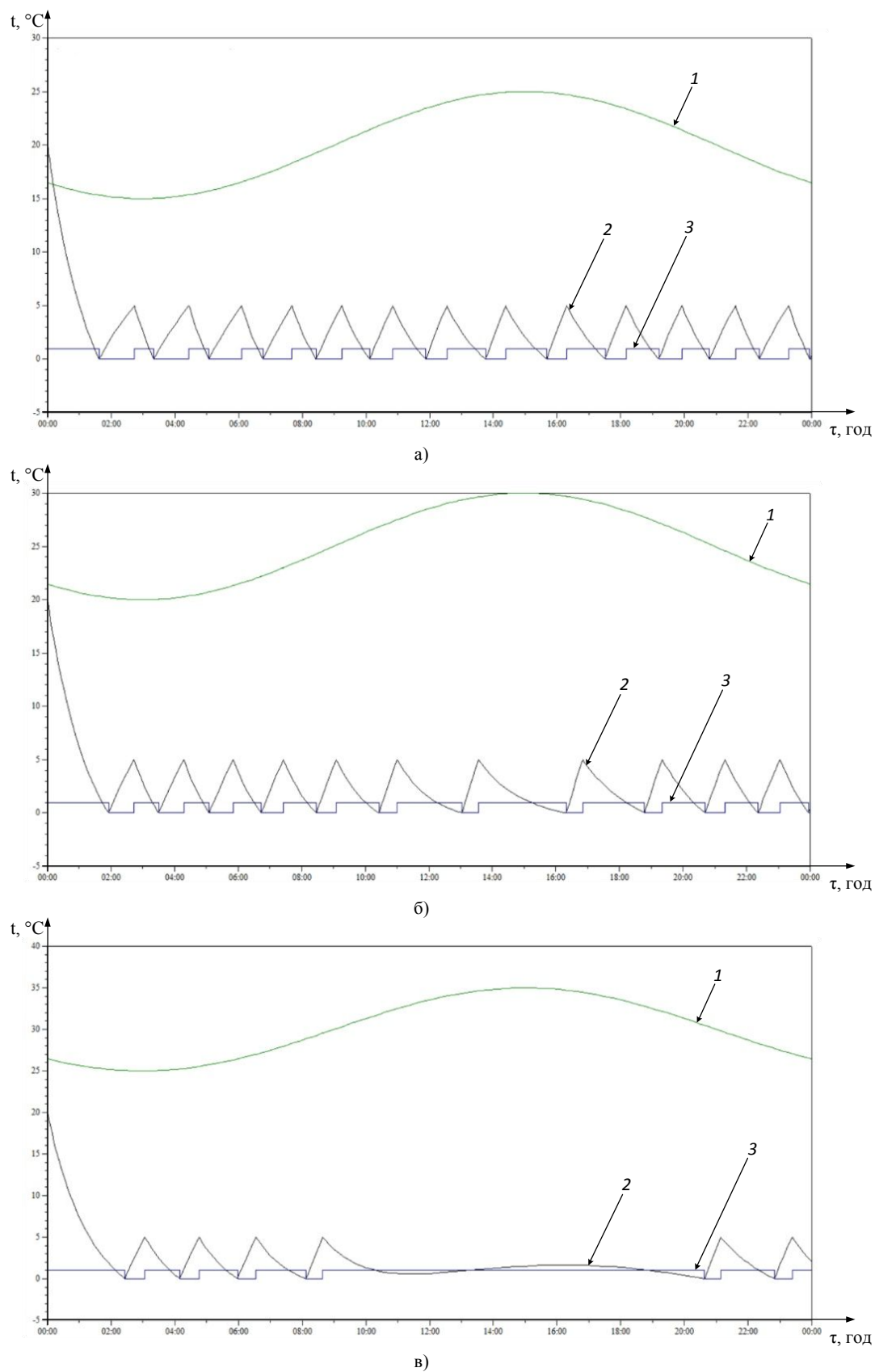


Рис. Б.7. Зміна температури повітря в камері t_k (2) в залежності від різної температури зовнішнього середовища t_z (1) (при сталій холодопродуктивності (3 – цикл роботи компресора)):
а – 20 °C; б – 25 °C; в – 30 °C.

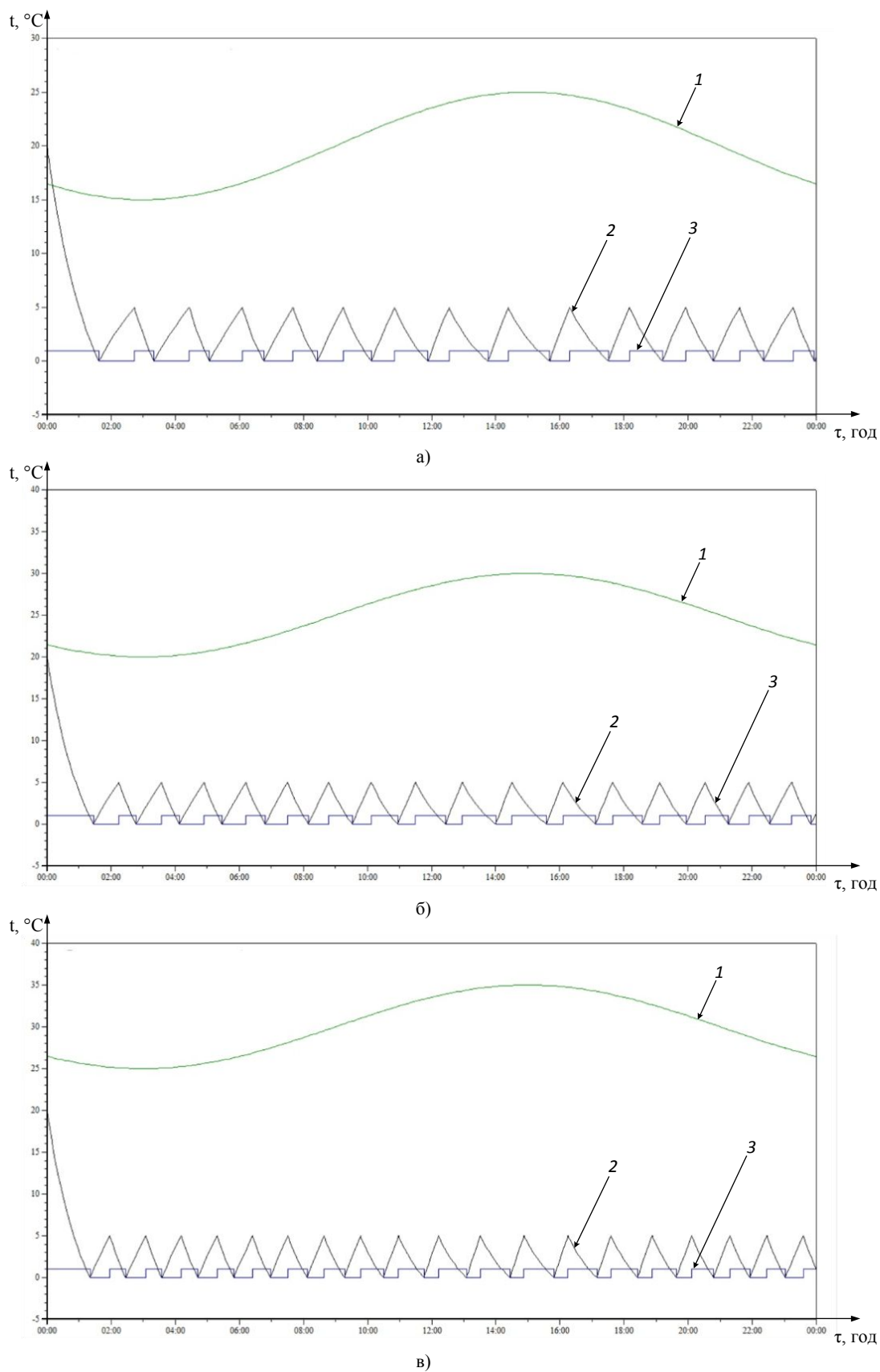


Рис. Б.8. Зміна температури повітря в камері t_k (2) в залежності від різної температури зовнішнього середовища t_z (1) (при змінній холодопродуктивності(3 – цикл роботи компресора)):
а – 20 °C; б – 25 °C; в – 30 °C.

Додаток В

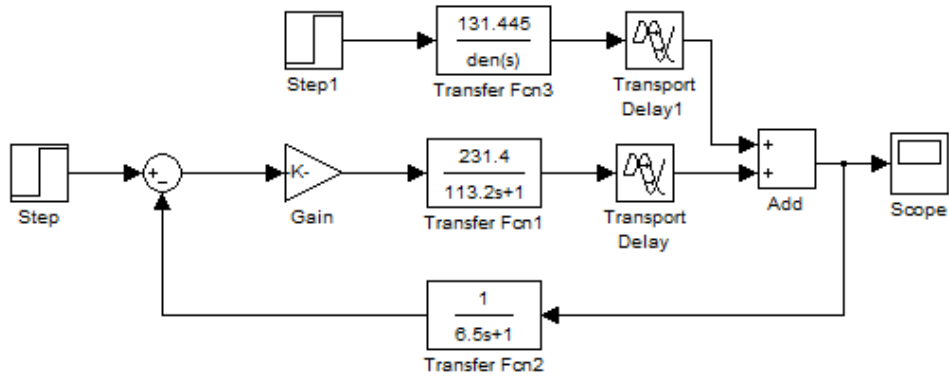


Рис. В.1. Структурно-алгоритмічна схема системи автоматичного керування вологістю повітря на вході в камеру.

Таблиця В.1

Розрахункові дані для визначення параметрів налаштування П – регулятора.

K_2 , В/Вт	T_o , с	K_p , Вт/В
257,9	126,2	0,03005
231,4	113,2	0,03004
209,8	102,7	0,03006

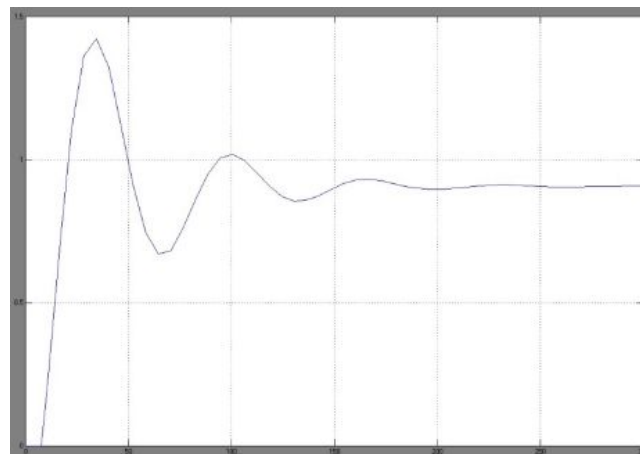


Рис. В.2. Перехідна характеристика САК вологості повітря з П– регулятором

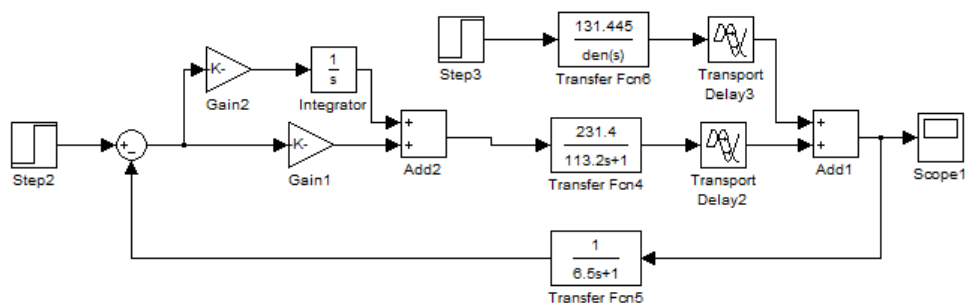


Рис. Б.3. Структурна алгоритмічна схема САК вологості повітря з ПІ–регулятором.

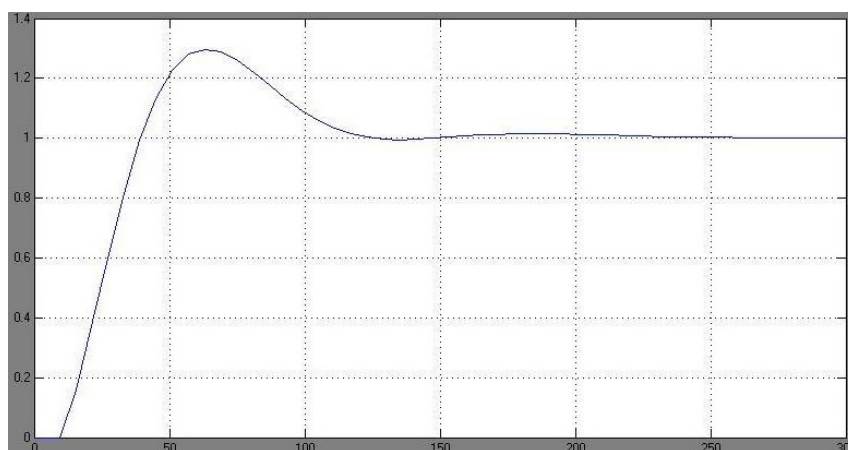


Рис. В.4. Перехідна характеристика САК вологості повітря з ПІ – регулятором.

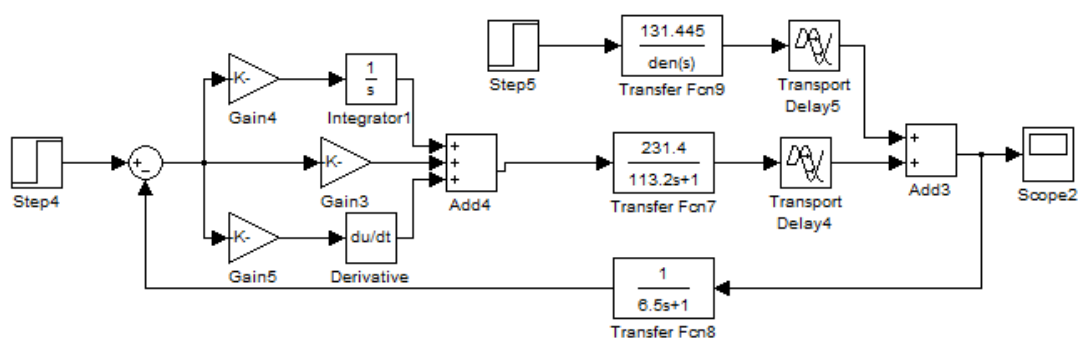


Рис. В.5. Структурна алгоритмічна схема САК вологості повітря з ПІД– регулятором.

$$ko_1 = \frac{\frac{-1}{2} \cdot \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0}{G_v \cdot c_p + \frac{1}{2} \cdot k_{o.n} \cdot F_{o.n}} ; \quad ko_2 = \frac{\left(G_v \cdot c_p - \frac{1}{2} \cdot k_{o.n} \cdot F_{o.n} \right)}{\left(G_v \cdot c_p + \frac{1}{2} \cdot k_{o.n} \cdot F_{o.n} \right)} ;$$

$$ko_3 = \frac{k_{o.n} \cdot F_{o.n} + \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot a_d}{G_v \cdot c_p + \frac{1}{2} \cdot k_{o.n} \cdot F_{o.n}} ; \quad ko_4 = \frac{\sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot c_d}{G_v \cdot c_p + \frac{1}{2} \cdot k_{o.n} \cdot F_{o.n}} ;$$

$$ko_5 = \frac{\frac{1}{2} \cdot \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0}{k_{o.n} \cdot F_{o.n} + k_{o.v} \cdot F_{o.v} + \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot a_d} ;$$

$$ko_6 = \frac{\frac{1}{2} \cdot k_{o.v} \cdot F_{o.v}}{k_{o.n} \cdot F_{o.n} + k_{o.v} \cdot F_{o.v} + \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot a_d} ;$$

$$ko_7 = \frac{\frac{1}{2} \cdot k_{o.n} \cdot F_{o.n}}{k_{o.n} \cdot F_{o.n} + k_{o.v} \cdot F_{o.v} + \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot a_d} ;$$

$$ko_8 = \frac{\frac{1}{2} \cdot k_{o.v} \cdot F_{o.v}}{k_{o.n} \cdot F_{o.n} + k_{o.v} \cdot F_{o.v} + \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot a_d} \cdot t_0 - \frac{\sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot c_d}{k_{o.n} \cdot F_{o.n} + k_{o.v} \cdot F_{o.v} + \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot a_d} ;$$

$$ko_9 = -2000 \cdot \frac{q_v}{k_{o.v} \cdot F_{o.v}} \cdot \rho_n ; \quad ko_{10} = -t_0 - 2000 \cdot \frac{q_o}{k_{o.v} \cdot F_{o.v}} \cdot \rho_n \cdot V_k ;$$

$$ko_{11} = \frac{\sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot a_d}{\left(G_v + \frac{1}{2} \cdot \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \right)} ; \quad ko_{12} = \frac{\left(G_v - \frac{1}{2} \cdot \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \right)}{\left(G_v + \frac{1}{2} \cdot \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \right)} ;$$

$$ko_{13} = \frac{\sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \cdot c_d}{\left(G_v + \frac{1}{2} \cdot \sigma_0 \cdot F_{in} \cdot r_0 \right)} .$$

Додаток Г

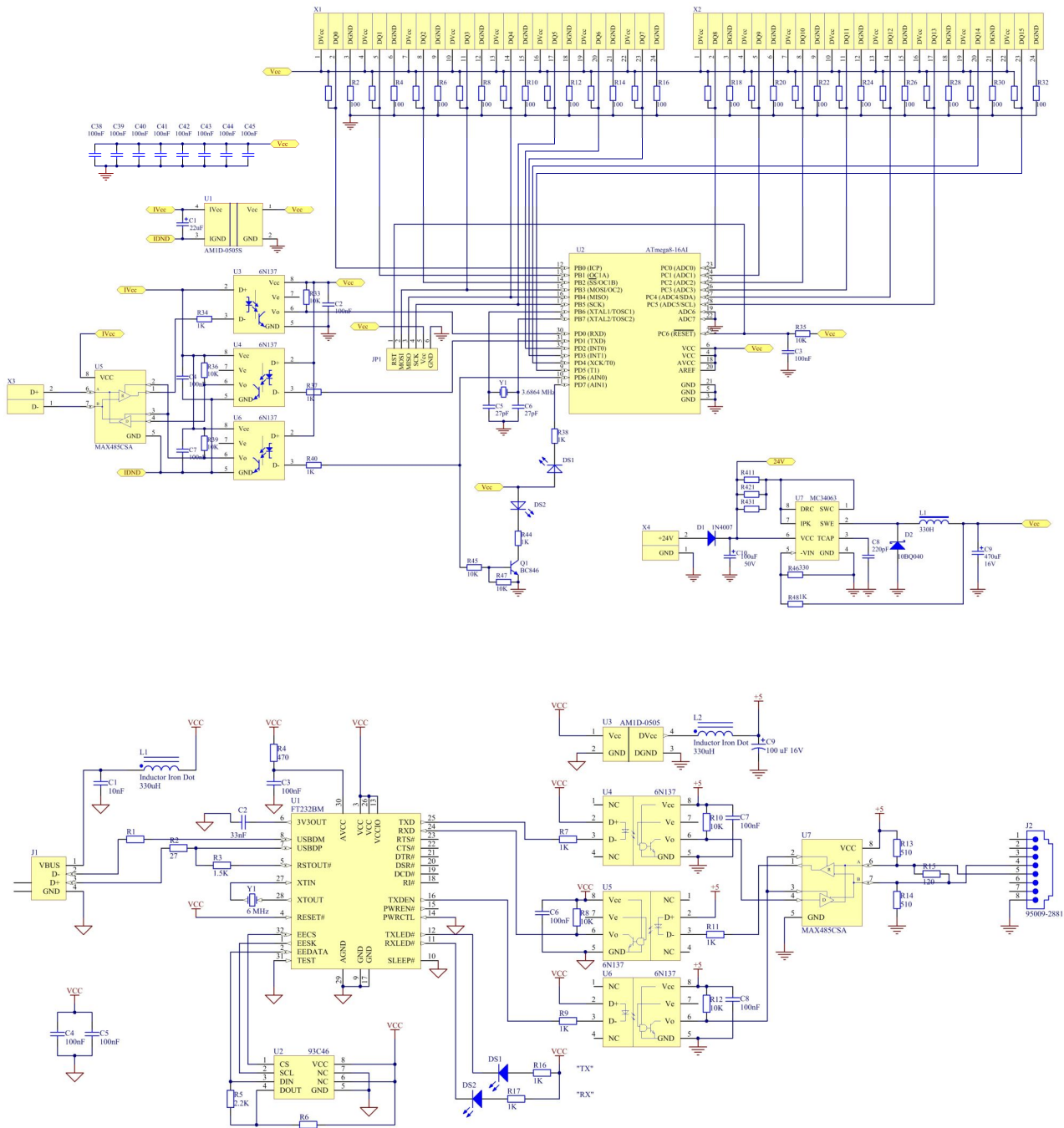


Рис. Г.1. Схема електрична принципова модуля опитування системи автоматизованого керування технологічним мікрокліматом в холодильній камері.



Рис. Г.2. Модуль дискретного виведення ICP CON I-7043.

Таблиця Г.1.

Основні технічні характеристики модулю дискретного виведення
ICP CON I-7043

Параметр	Значення
Інтерфейси введення-виведення COM портів RS-485	1
Максимальна швидкість COM-портів RS-485	115200 Біт/с
Гальванічна ізоляція	3 кВ
Всього каналів дискретного виводу	16
Тип дискретного виводу	Відкритий колектор
Вихідна напруга	3.5 ... 30 В
Максимальний вихідний струм	100 мА
Апаратний/ програмний сторожовий таймер	так
Створення безпечних значень при втраті зв'язку	так
Завдання безпечних значень при включенні модуля	так
Вхідна напруга живлення DC	10 ... 30 В
Потужність	0.4 Вт



Рис. Г.3. Частотний перетворювач Danfoss VLT Micro FC-051.

Таблиця Г.2.

Основні характеристики частотного перетворювача
Danfoss VLT Micro FC-051

Параметр	Значення
Мережа живлення	3 x 380 - 480 В $\pm$ 10%
Частота мережі	50/60 Гц
Максимальна короткочасна асиметрія фаз	3% від номінальної напруги
Програмовані релейні виходи	1
Керування	векторне або скалярне
Кількість програмованих дискретних входів	5, логіка PNP або NPN рівень напруги 0-24 В
Число аналогових входів	2
Режими роботи аналогових входів	1 -токовий, 1 -переключаємий (напруга або струм)
Рівень струму аналогового входу	Від 0.4 до 20 мА (масштабований)
Рівень напруги аналогового входу	0-10 В (масштабований)
Роздільна здатність аналогових входів	10 біт (+ знак)
Комунікація з шинами передачі даних	FC Protocol, Modbus RTU



АКТ

про виробниче випробування наукової розробки

Ми, нижче підписані, представники державного підприємства "Дослідне господарство "Мелітопольське" Мелітопольської дослідної станції садівництва імені М.Ф. Сидоренка Інституту садівництва Національної академії аграрних наук України", 72383, Запорізька обл., Мелітопольський р-н, с. Фруктове, вул. Стара, 1, в.о. директора Шило Ю.Г., інженер – холодильник, головний енергетик Саблін В.П., зав. складом Бондаренко Д. М.

(назва та адреса, головні галузеві спеціалісти)

з одного боку і представники НУБіП України (Національний університет біоресурсів і природокористування), кафедра автоматики та робототехнічних систем ім. акад. І. І. Мартиненка к. т. н., професор Лисенко Віталій Пилипович, д. т. н., професор Котов Борис Іванович, асистент Грищенко Володимир Олександрович

(наукові співробітники)

з другого боку склали даний акт про те, що у період з 1.10.2013 р. по 31.03.2014 р. нами були проведені виробничі випробування системи автоматичного керування температурно-вологісними режимами в камерах холодильного зберігання плодів, розробленої на кафедрі автоматики та робототехнічних систем ім. акад. І. І. Мартиненка (розробники: професор Лисенко В. П., професор Котов Б. І., асистент Грищенко В. О.).

(назва і короткий зміст)

Термін виконання: 1.10.2013 р. по 31.03.2014 р.

Обсяг: камера холодильного зберігання фруктів місткістю 100 тон при зберіганні різних сортів.

Результати обліку, які характеризують ефективність використання наукової розробки порівняно з існуючими. Втрати маси плодів зменшилися на 3-4% в порівнянні з нормами від сорту плодів, а витрати електроенергії на 20-25% в порівнянні з системою позиційного регулювання температури повітря в камері. В період експлуатації віднов та відхилення параметрів повітря від нормативних значень не відбувалося.

(підвищення врожаю, якості продукції, зниження затрат праці і собівартості продукції)

Даний акт не є основою для матеріального заохочення.

Акт складений " 8 " вересня 2014 р.

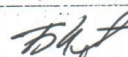
Головні спеціалісти:

 /Саблін В.П./

 /Бондаренко Д.М./

Співробітники НУБіП України, кафедра автоматики та робототехнічних систем ім. акад. І. І. Мартиненка:

 /Лисенко В. П./

 /Котов Б.І./

 /Грищенко В. О./



АКТ

впровадження наукової розробки

Ми, нижче підписані, представники державного підприємства "Дослідне господарство "Мелітопольське" Мелітопольської дослідної станції садівництва імені М.Ф. Сидоренка Інституту садівництва Національної академії аграрних наук України", 72383, Запорізька обл., Мелітопольський р-н, с. Фрутове, вул. Стара, 1, в.о. директора Шило Ю.Г., інженер – холодильник, головний енергетик Саблін В.П., зав. складом Бондаренко Д. М.

(назва та адреса, головні галузеві спеціалісти)

з одного боку і представники НУБіП України (Національний університет біоресурсів і природокористування), кафедра автоматики та робототехнічних систем ім. акад. І. І. Мартиненка к. т. н., професор Лисенко Віталій Пилипович, д. т. н., професор Котов Борис Іванович, асистент Грищенко Володимир Олександрович

(наукові співробітники)

з другого боку склали даний акт впровадження наукової розробки Система автоматичного керування температурно-вологісними режимами в камерах холодильного зберігання плодосховищ.

(назва і короткий зміст)

Термін і об'єм впровадження: 2014 рік, 20-40 тон.

Результати обліку, які характеризують ефективність використання наукової розробки порівняно з існуючими. Використання САК температурно-вологісними режимами в камерах холодильного зберігання плодосховищ, виготовленої НУБіП, зменшило питомі витрати енергії на 20%. Собівартість зберігання 100 т яблук в місяць за умови використання САК температурно-вологісними режимами в камерах холодильного зберігання плодосховищ зменшується на 45 грн. за рахунок затрат електроенергії. Проте з 1 т яблук додатково отримано 6 кг за рахунок покращення якості зберігання, що збільшує прибуток при зберіганні 1 т. яблук на 105 грн. У процесі випробування САК температурно-вологісними режимами в камерах холодильного зберігання плодосховищ продемонструвала: незмінні енергетичні характеристики впродовж досліджень; надійність роботи САК; точність параметрів повітря; ергономічність САК.

(підвищення врожаю, якості продукції, зниження затрат праці і собівартості продукції)

Даний акт не є основою для матеріального заохочення.

Акт складений "10" листопада 2014 р.

Головні спеціалісти:

 /Саблін В.П./
 /Бондаренко Д.М./

Співробітники НУБіП України, кафедра автоматики та робототехнічних систем ім. акад. І. І. Мартиненка:

 /Лисенко В. П./
 /Котов Б. І./
 /Грищенко В. О./