

## Abstract

### THE RESULTS OF EXPERIMENTAL RESEARCHES OF THE WORKING UNITES OF THE MACHINE FOR APPLYING ORGANIC FERTILIZERS

S. Geruk, V. Borovskiy, S. Khomenko, S. Sakhnjuk

*The results of experimental researches of the working unites of the machine for applying solid organic fertilizers have been presented and their rational parameters have been established.*

УДК 621.665.35.022

### МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІЧНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ СИСТЕМИ ЗВОЛОЖЕННЯ ПОВІТРЯ І АВТОМАТИЗАЦІЯ КЕРУВАННЯ НИМИ

Котов Б.І., д.т.н., проф., Грищенко В.О., асист.

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

*В статті розглянута математична модель процесу зволоження повітря паром при холодильній обробці продуктів та структура системи керування.*

**Вступ.** При зберіганні плодоовочевої продукції в замкненому об'ємі камер в умовах штучного охолодження відносна вологість повітря зменшується за рахунок зовнішніх теплопритоків і тепловиділень продукцією. Видалення надлишків теплоти пов'язано з конденсацією вологи на поверхні повітроохолоджувачів, де охолоджується циркулююче повітря. При цьому зменшується вологовміст повітря і відповідно його вологість.

Зменшення відносної вологості повітря з одночасним підвищенням температури приводить до збільшення усушки продукту (втрата маси) та втрат від загнивання і псування через плісняву [1].

**Сутність проблеми.** Кондиціонування повітря тобто автоматичне підтримання в холодильних камерах оптимальних параметрів температури і вологості є досить ефективним способом збереження якості плодоовочевої продукції.

При зберіганні охолоджених продуктів температура в камерах приймається близькою до 0°C в залежності від виду продукції та регулюється з точністю  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ . Вологість повітря регламентується в більш широких межах 80-95%. Але за умов мінімізації загальних втрат продукції в процесі зберігання [2] існує оптимум значення вологості 88-92% (при низьких значеннях вологості збільшуються втрати від усушки, а при більшій – втрати від загнивання). Рекомендуєма точність підтримання відносної вологості в холодильних камерах  $\pm 2-2,5\%$  [1, 3].

З множини відомих способів зволоження повітря в холодильних камерах використовують тільки домішування перегрітої пари [4, 7] та тонке розпилювання ( $\delta=20-50$  мкм) води [8]. Зволоження подачею пари, яка швидко поглинається повітрям технологічно вигідне, але енергозатратне (1 кг пари

збільшує на 2257 кДж навантаження на холодильну установку). Зволоження розпилюванню водою вимагає підвищених витрат 1,25 л на кожні 4190 кДж/год холодопродуктивності машини [3].

Виходячи з умов мінімізації споживання матеріало-енергоресурсів. Необхідно як можна точніше регулювати вологість повітря, що може забезпечити тільки автоматичне регулювання.

При зволоженні повітря паром використовують електропарогенератори з відкритою поверхнею випаровування [6,7] та парогенератори-кипятильники [1,3] з елементним та інфрачервоним нагрівом води. Але їх динамічні властивості не досліджено. Для розрахунків перехідних режимів і керування продуктивністю зволожувача та вологістю повітря необхідно розробити математичну модель процесу зволоження повітря паром.

**Аналіз останніх публікацій.** Вирішенню питань зволоження повітря, тепло- і масообміну між рідиною (паром) і газовими фазами і енергетики зволожуючих пристроїв присвячені роботи Волкінда І.Л., Драганова Б.Х., Василюва П.А., Акменса П.Ю., Луговського А.Ф., Гоголина О.А., Цгенмана М.М., Кримінського О.І., Нестеренко О.В. та інш. В цих роботах висвітлені питання статички процесів взаємодії повітря з паром, методів інтенсифікації. Динамічні характеристики зволожувачів повітря визначено тільки для зрошувальних камер [4]. Перехідні процеси в парозволожувачах і камерах зволоження з відкритою поверхнею та питання їх автоматизації досліджені недостатньо.

**Мета роботи.** Розробити математичну модель динамічних характеристик парозволожувачів повітря і на її основі вдосконалити систему регулювання вологості.

**Результати досліджень.** З точки зору математичного опису 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. 1).

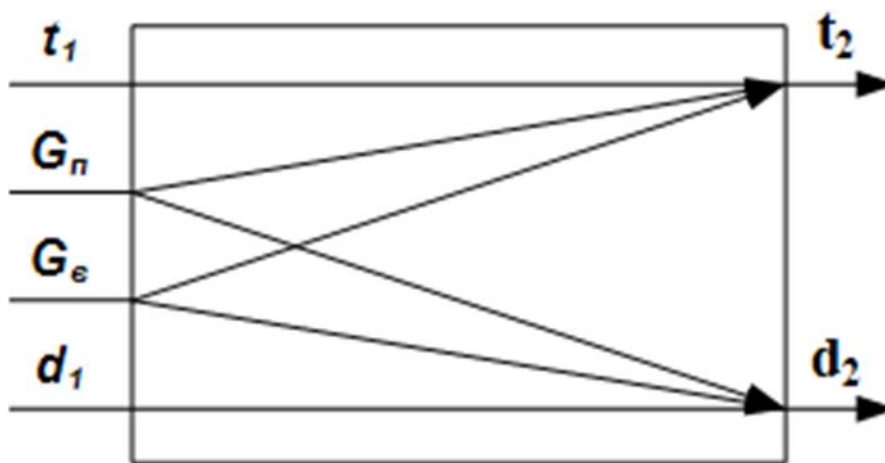


Рис. 1. – Інформаційна модель парозволожувача

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 (взаємодіючих) 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 нестационарного режимів парозволожувача може бути записана у такому вигляді:

$$m_v \frac{dI_2}{d\tau} = G_n i_n - G_v (I_2 - I_1), \quad (1)$$

$$m_v \frac{dd_2}{d\tau} = G_n 10^3 - G_v (d_2 - d_1), \quad (2)$$

де:  $I_2, d_2$  - питома ентальпія і вологовміст повітря на виході і парозволожувача, відповідно в кДж/кг та г/кг<sub>сп</sub>;  
 $m_v$  - маса повітря (сухого) в об'ємі зволожувача, кг;  
 $G_n, G_v$  - витрати водяної пари і повітря, кг/сек.;

$$i_n - \text{ентальпія водяної пари } i_n = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} 10^3;$$

$I_1, d_1$  питома ентальпія і вологовміст повітря на вході в парозволожувач, відповідно в кДж/кг та г/кг<sub>сп</sub>.

Ентальпія перегрітої водяної пари у ненасиченому вологовому повітрі [3]:

$$i'_n = 2500 + 1,86t_n, \quad (3)$$

де:  $t_n$  - температура пари, °С.

Система рівнянь (1)-(2) не є взаємопов'язаною і не враховує перехресні зв'язки, які можна визначити розкриваючи значення  $i(t, d)$  за відомою формулою:

$$i = c_p t + d(1,86t + 2500)10^{-3}. \quad (4)$$

В діапазоні незначних змінень параметрів  $t, d$  (-2...+2°С, 2.5...3.6г/кг<sub>сп</sub>) вираз (4) можна спростити:

$$i(\tau) = c_p t_v(\tau) + r_0 d_v(\tau)10^{-3}, \quad (5)$$

де:  $c_p$  - питома теплоємність повітря, кДж/(кг·К);  
 $r_0$  - питома теплота пароутворення, кДж/кг.

Для визначення взаємозв'язку  $t_2 \rightarrow d_1 \rightarrow G_n$  розв'яжемо рівняння (1)-(2)

для сталого режиму ( $\frac{di_2}{d\tau} = \frac{dd_2}{d\tau} = 0$ ) з урахуванням (5). Отримаємо залежність:

$$t_2 = \frac{G_n}{G_v} \left( \frac{i_n}{a} - \frac{b}{a} 10^3 \right) + t_1. \quad (6)$$

Таким чином визначено, що величина температури повітря на виході паро-зволожувача від вологовмісту повітря не залежить.

Диференціюючи рівняння (5) за часом і розв'язуючи його відносно  $\frac{dt_2(\tau)}{d\tau}$  сумісно з рівнянням (2) будемо мати диференціальне рівняння, яке визначає перехідний процес змінення температури повітря при додаванні в нього водяної пари:

$$\frac{dt_2(\tau)}{d\tau} = \frac{G_n(\tau)}{m_v c_p} (i_n - r_0) - \frac{G_v}{m_v} t_2(\tau) - \frac{G_v}{m_v} t_1; \quad (7)$$

або

$$\frac{m_v}{G_v(\tau)} \frac{dt_2(\tau)}{d\tau} + t_2(\tau) = \frac{G_n(\tau)}{G_v(\tau)} (i_n - r_0) + t_1. \quad (8)$$

Розв'язком рівнянь (2) і (7) при початкових умовах:  $d_2(\tau)|_{\tau=0} = d_{20}$ ,  $t_2(\tau)|_{\tau=0} = t_{20}$  отримані перехідні характеристики паразволожувача:

$$d_2(\tau) = A - (A - d_{20}) e^{\frac{-\tau}{T}}, \quad (9)$$

$$t_2(\tau) = B - (B - t_{20}) e^{\frac{-\tau}{T}}, \quad (10)$$

де:  $A = \frac{G_n}{G_v} 10^3 + d_1;$

$$T = \frac{m_v}{G_v};$$

$$B = \frac{G_n}{G_v} (i_n - r_0) + t_1.$$

Після перетворення рівнянь (2) і (6) за Лапласом з урахуванням апроксимації  $\left( \frac{10^3}{G_v} = a_1 - b_1 G_v \right)$  отримані передаточні функції по каналах управління і збурення:

$$W_1(p) = \frac{t_2(p)}{G_n(p)} = \frac{k_1}{Tp + 1}; \quad k_1 = a_1 (i_n - r_0);$$

$$\begin{aligned}
W_2(p) &= \frac{t_2(p)}{G_v(p)} = \frac{k_2}{Tp+1}; \quad k_2 = -G_n b_1 (i_n - r_0); \\
W_3(p) &= \frac{t_2(p)}{t_1(p)} = \frac{1}{Tp+1}; \\
W_4(p) &= \frac{d_2(p)}{G_n(p)} = \frac{k_4}{Tp+1}; \quad k_4 = a_1; \\
W_5(p) &= \frac{d_2(p)}{G_v(p)} = \frac{k_5}{Tp+1}; \quad k_5 = -G_n b_1; \\
W_6(p) &= \frac{d_2(p)}{d_1(p)} = \frac{1}{Tp+1}.
\end{aligned} \tag{11}$$

Регулюючим параметром об'єкта є витрати пари  $G_n(\tau)$ . Величини  $t_1(\tau), d_2(\tau), G_v(\tau)$  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  $\frac{G_n(\tau)}{G_v(\tau)} = const$ , величину  $G_v$  можна прийняти сталою для певного режиму роботи системи (охолодження, зберігання).

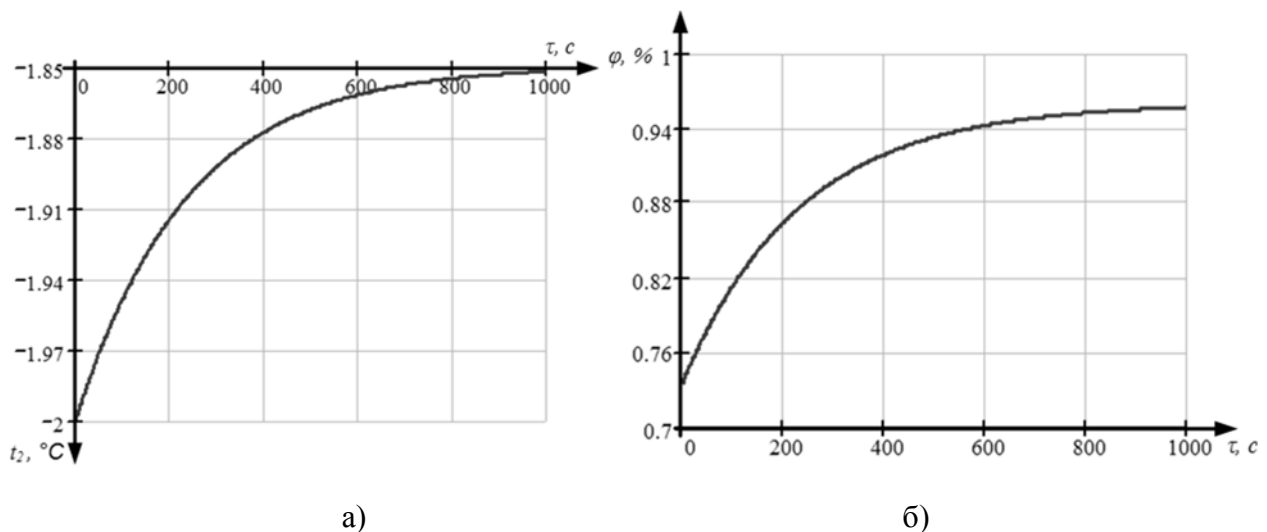


Рис. 2 – Перехідні процеси змінення температури (а), вологості (б) повітря

Подача водяної пари в паро-зволожувач відбувається від парогенератора з водяним баком із елементними електродними (електродний котел) або інфрачервоними нагрівачами.

Характеристики парогенератора випарника отримано з рівняння теплового балансу:

$$rdG_n = dP_n \tau - c_w m_w \Delta \theta_w \tag{12}$$

де:  $c_w, m_w, \Delta \theta_w$  - питома теплоємність, маса і температура води у випарнику, відповідно кДж/(кг·гр), кг, °С;

$P_n$  - електрична потужність, кВт.

Другий член правої частини рівняння (12) враховує динаміку нагрівання води до температури кипіння. Як правило паро-зволожувач (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  $\Delta\theta_w$ , донагрівання можна врахувати величиною чистого запізнення:

$$\tau = \frac{c_w m_w \Delta\theta_w}{P_n}. \quad (13)$$

Тоді передаточну функцію по каналу паропродуктивність  $\Delta G_n$ , потужність нагрівача  $\Delta P_n$  отримаємо у вигляді:

$$W_{nc}(p) = \frac{\Delta G_n}{\Delta P_n} = k_3 e^{-\tau p}, \quad (14)$$

де:  $k_3 = r_0^{-1}$ .

Зволоження повітря холодильної камери шляхом подачі водяної пари, яка повністю поглинається повітрям набуло поширення в промисловості при централізованому паропостачанні.

При використанні автономних паро-зволожувачів доцільно використовувати безконтактне випаровування води із застосуванням ІЧ-випромінювачів [10].

На рис. 3 наведено структурну схему динамічної моделі парозволожувача повітря для холодильної камери плодоовочесховищ, а вирази (11) конкретизують її зміст.

Ілюстрація функціонування повної моделі парозволожувача, з двопозиційною САР з алгоритмом управління, що відповідає штатній двопозиційній САР вологістю повітря відтворена на рис. 4.

Наведені часові графіки відображають режими роботи САР вологості повітря на виході парозволожувача яка підтримується в регламентованих нормах: 88-95%.

## Висновки:

1. Отримано математичну модель динамічних характеристик парозволожувача повітря, яка дозволяє аналізувати перехідні процеси при нанесені управляючих і збурюючих впливів.
2. Моделювання на ПОМ системи регулювання двопозиційної дії встановлено чисельні значення автоколивань вологості повітря на виході зволожувача, які задовольняють нормативним вимогам.

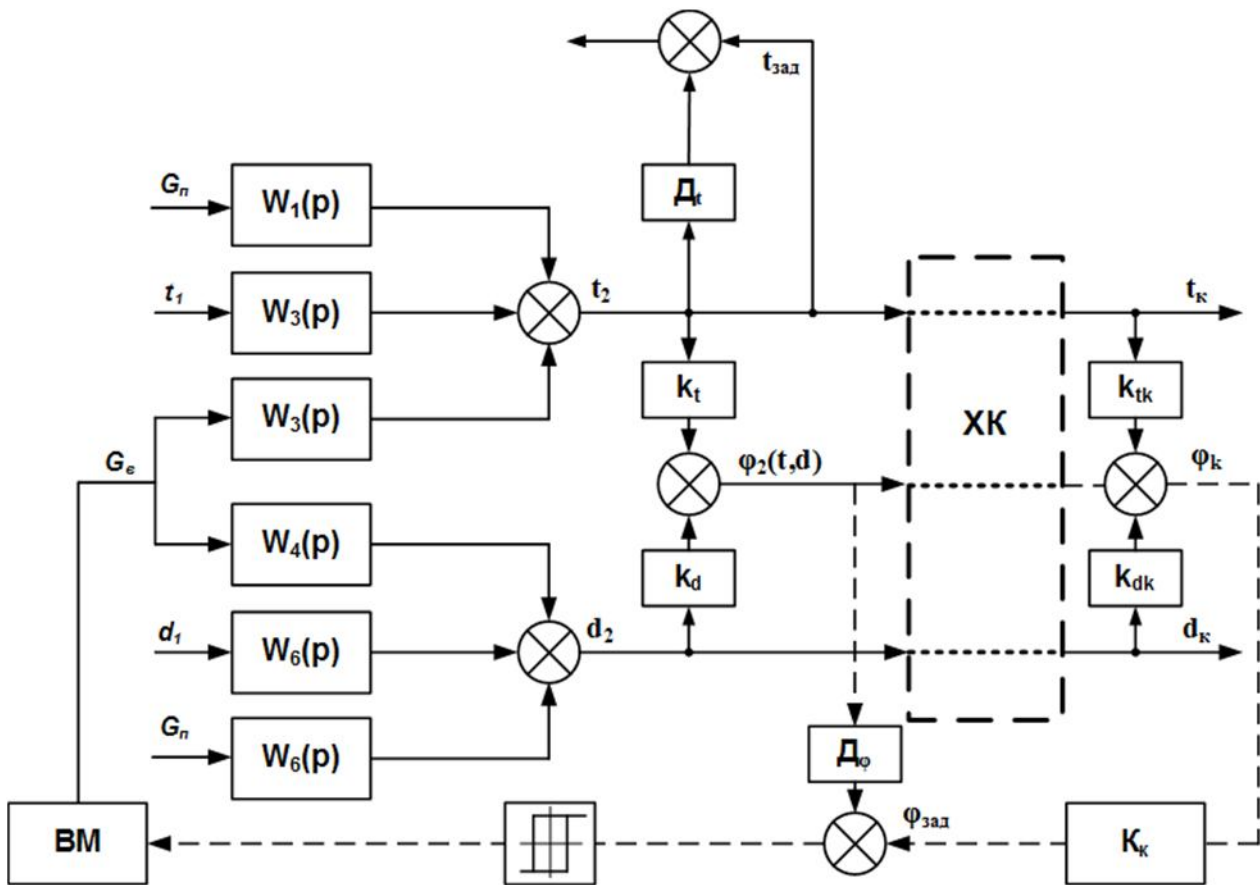


Рис. 3 – Структурна схема САР вологості повітря

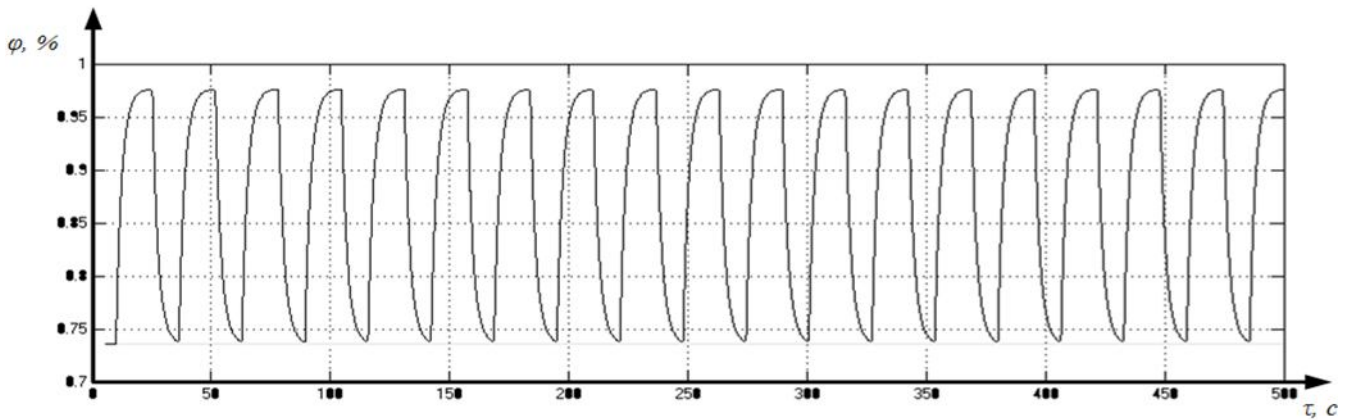


Рис. 4 – Перехідний процес роботи САР вологості повітря на виході парозволожувача

### Список використаних джерел

1. Волкинд И.Л. Промышленная технология хранения картофеля, овощей и плодов. – М.: Агропромиздат, 1989. – 239 с.
2. Гоголин А.А. Кондиционирование воздуха при хранении скоропортящихся продуктов// Холодильная техника. 1970. – № 9. – С.5-9.
3. Цинман М.М., Янюк В.Я. Холодильники для фруктов. – М.:Пищевая промышленность, 1966. – 202 с.
4. Костырко К. Измерение и регулирование влажностью воздуха в помещениях. – М.: Стройиздат, 1982. – 212 с.

5. Драганов Б.Х., Василив П.А. Исследование вертикально-дискового аэрозольного увлажнителя воздуха с системой вентиляции в автоматическом режиме для плодоовощехранилищ // Вестник сельскохозяйственных наук. – 1986. – № 11. – С.78-82.
6. Крымский А.И., Манауков Г.К. Исследование процессов тепло- и массообмена в увлажнителе воздуха для холодильных камер// Холодильная техника и технология, 1988. – Вып. 47. – С. 80-85.
7. Акменс П.Ю. Увлажнение воздуха паром// Вентиляция и кондиционирование воздуха. – Рига, 1972. – №5. – С. 17-20.
8. Луговской А.В., Луганский А.Ф. Системы подачи жидкости и регулирования производительности в ультразвуковых диспергаторах// Вестник национального технического университета "ХПИ", сер. Машиностроение (Технологии в машиностроении), 2001. – Вып. 129, ч. 2. – С. 137-141.
9. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: ВШ. 1965. – 395 с.
10. Practical Heating Technology, 2<sup>nd</sup> Edition Bill Johnson, Kevin Standiford, William Johnson. NK: Delmar, CENGAGE Learning, 2009. – 515 p.

#### **Аннотация**

### **МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СИСТЕМЫ УВЛАЖНЕНИЯ ВОЗДУХА И АВТОМАТИЗАЦИЯ УПРАВЛЕНИЯ НИМИ**

Котов Б.И., Грищенко В.О.

*В статье рассмотрена математическая модель процесса увлажнения воздуха паром для холодильного хранения продуктов и структура системы управления*

#### **Abstract**

### **MODELING OF DYNAMIC WORK OF SYSTEM COOLING AND AUTOMATIZATION OF THEM**

B. Kotov, V. Grischenko

*In article is considered mathematical model of the process of the moistening the air ferry for refrigeration keeping of the products and structure managerial system*