

Київський національний університет будівництва і архітектури  
Міністерство освіти і науки України  
Київський національний університет будівництва і архітектури  
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Євдокименко Юрій Миколайович**

УДК 697.93

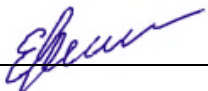
**ДИСЕРТАЦІЯ**

**ЕНЕРГООЩАДНА СИСТЕМА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З  
НАПІВПРОНИКНОЮ МЕМБРАНОЮ ПРИМІЩЕНЬ ДЛЯ  
ЗБЕРІГАННЯ НАСІННЯ РОДИНИ ГАРБУЗОВИХ**

05.23.03 - Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання  
192 – Будівництво та цивільна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

  
Ю.М. Євдокименко

Науковий керівник Задоянний Олександр Васильович, кандидат технічних наук,  
доцент

Київ – 2021

## АНОТАЦІЯ

*Євдокименко Ю.М.* Енергоощадна система кондиціонування повітря з напівпроникною мембраною приміщень для зберігання насіння родини гарбузових – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.23.03 «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання». – Київський національний університет будівництва та архітектури, МОН України, Київ, 2021.

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуального питання зниження енерговитрат в процесах обробки повітря, а саме осушення припливного повітря в системах кондиціонування повітря (далі СКП) для приміщень зберігання сільськогосподарської продукції (на прикладі приміщення для зберігання насіння гарбузу).

В роботі проведений літературний аналіз технології зберігання насіння родини гарбузових. Розглянуті відомі на сьогодні методи осушення повітря для підтримання відносної вологості повітря в СКП приміщень для зберігання насіння родини гарбузових, а саме: конденсаційний, адсорбційний мембранний та комбінації цих методів. Проаналізовані теоретичні основи застосування ізотермічного мембранного осушення повітря. Представлена математична модель осушення повітря на напівпроникних ПВХ мембранах.

Порівняння можливих способів осушення повітря для приміщення зберігання насіння гарбузу проводили методом поглибленого ексергоекономічного аналізу. Виходячи з наявних енергоресурсів та технічної можливості їх реалізації до порівняння були вибрані три способи осушення повітря. Перший - традиційне конденсаційне осушення з охолодженням повітря нижче точки роси та двома рециркуляціями для зниження витрат на другий підігрів повітря, а також з подальшим підігрівом припливного повітря (далі DCM). Другий - комбіноване конденсаційно-адсорбційне осушення, поєднання стадій попереднього конденсаційного осушення та подальшого доосушення в секції

адсорбційного осушувача. Система з електричним ТЕНовим нагрівачем для регенерації адсорбера (далі DAM). Третій - комбіноване конденсаційне осушення з доосушенням повітря в секції мембранного осушувача (далі DMM).

Методом поглибленого ексергетичного аналізу визначали витрати ексергії механічної, термічної та вологісної складових потоку вологого повітря. Для порівняння та аналізу отриманих результатів нами було побудовано потокові ексергетичні діаграми вологого повітря. Потоківі діаграми відображають зміну потенціалів складових ексергії вологого повітря при обробці його в секціях СКП від повітрязабірної решітки до викиду повітря назовні. Процеси подачі повітря в приміщення, асиміляції теплоти та вологи, а також видалення повітря з приміщення – також відображаються на потоковій діаграмі зміною потенціалів відповідних складових потоку вологого повітря.

Для порівняння ексергетичної ефективності оброблення повітря для кожного з способу осушення повітря в складі СКП використовували ексергетичні коефіцієнти корисної дії. Відповідно до теорії поглибленого ексергетичного аналізу визначали показники ексергетичної ефективності (далі ЕКД) «нетто» та «брутто». ЕККД «нетто» - ефективність процесів обробки повітря в СКП, але без урахування втрат підведеної ексергії. ЕККД СКП «брутто» - ефективність процесів обробки повітря з урахування втрат в системі підведеної зовні ексергії. Значення коефіцієнтів ексергетичної ефективності «нетто» для вибраних способів осушення повітря, згідно результатів розрахунків складає: для DCM – 1,93 %, для DAM – 1,17 %, для DMM – 2,36 %. Значення коефіцієнтів ексергетичної ефективності «брутто» для вибраних способів осушення повітря, згідно результатів розрахунків складає: для DCM – 0,65 %, для DAM – 0,52 %, для DMM – 1,22 %.

Визначення економічних показників, вартості на здійснення процесів обробки повітря в СКП проводили по запропонованій нами методиці ексергоекономічного аналізу. Для оцінки вартості оброблення повітря визначаються сумарні накопичення затрат ексергії вологого повітря на оброблення в секціях СКП від повітрязабірної решітки до видалення повітря на

зовні. Затрати являють собою добуток питомої ексергії енергоносіїв помноженої на ціну потоку ексергії. Тариф на енергоносії приймається за даними компанії постачальника, для певного регіону, наприклад за тарифами «Київенерго».

Для оцінки вартості оброблення повітря по методу ексергоекономічного аналізу визначали сумарні накопичення затрат ексергії вологого повітря на оброблення в секціях СКП від повітрязабірної решітки до видалення повітря назовні. Затрати являють собою добуток питомої ексергії енергоносіїв помноженої на ціну потоку ексергії. Для розрахунків вартість енергоносіїв прийнята за даними тарифів Укренерго для теплової енергії  $0,3139 \times 10^{-3}$  грн/кДж, для електричної енергії  $0,456 \times 10^{-3}$  грн/кДж. За результатами теоретичних розрахунків ексергоекономічного аналізу було встановлено, що для системи DMM витрати складають 2,36 грн/1000кг. Для систем DCM та DAM відповідні значення складають 5,05 грн/1000кг та 6,36 грн/1000кг. Проведений ексергоекономічний аналіз різних способів осушення повітря показав переваги застосування схеми DMM в СКП для осушення повітря, який дає зменшення витрат на обробку повітря вдвічі в порівнянні з DCM та DAM.

Можливості застосування DMM способу осушення повітря в СКП оцінювали методом фізичного моделювання процесу обробки повітря на лабораторній установці. Для визначення проникності мембрани при умовах експериментального дослідження штучно створювались та підтримувались необхідні параметри температури та відносної вологості повітря на вході в мембрану.

Для дослідження коефіцієнту проникності DMM осушення повітря вибрана мембрана типу Strotex 1300 Basic з коефіцієнтом проникності  $1,5 \cdot 10^{-6}$  кг/(с $\cdot$ м $^2$  $\cdot$ Па) при стандартних умовах випробування (температура 23 °C та 85 % відносної вологості повітря).

За результатами експериментальних досліджень проникності мембрани типу Strotex 1300 Basic встановлено, що напівпроникна мембрана може застосовуватись для осушення в системах кондиціонування повітря з конденсаційним осушенням, як друга ступінь осушення, для уникнення

можливого обмерзання теплообмінника при низькій температурі охолодження. Найбільше значення осушення повітря в умовах експериментального дослідження складало  $\Delta d \in (1,1 \dots 1,2)$  г/кг.

На підставі проведених досліджень одержано оптимальне значення питомого повітряного навантаження на мембрану Strotex 1300 Basic, що для умов експерименту складає  $89 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{м}^2)$ .

За результатами проведених експериментальних досліджень темпу осушення повітря, провели коригування рівняння для визначення теоретичного темпу осушення повітря при проходженні його крізь мембранний модуль осушення повітря. Запропонований емпіричний коефіцієнт  $k_u = 0,0769$ , який враховує відношення кутів нахилу до позитивного напрямку осі  $Ox$  прямих ліній фактичного та теоретичного темпів осушення повітря в мембранному модулі осушення.

За результатами проведених досліджень запропонована конструкція тристадійного мембранного модуля осушення повітря для приміщення зберігання сільськогосподарської продукції (насіння гарбуза) в с. Голодьки, Вінницької обл. Опираючись на отриманні значення проникності мембрани в умовах експериментального дослідження, фактичного темпу осушення повітря отримана теоретична розрахункова площа поверхні мембрани для кожної стадії осушення: для першої стадії  $463,49 \text{ м}^2$ , для другої стадії  $230,19 \text{ м}^2$ , для третьої стадії  $59,38 \text{ м}^2$ . Подано опис модернізації існуючої системи вентиляції та кондиціонування повітря шляхом включення в неї модуля тристадійного мембранного модуля осушення повітря.

### **Наукова новизна отриманих результатів:**

*Вперше:*

- розроблено фізичну модель процесу осушення повітря при русі його вздовж поверхні мембрани, яку описано запропонованою системою диференціальних рівнянь;
- науково обґрунтовано потокові діаграми складових ексергії вологого повітря при обробленні його в секціях систем кондиціонування повітря

приміщень для зберігання насіння родини гарбузових;

– отримана експериментальна залежність зменшення вологовмісту повітряного потоку по довжині мембранного модуля при обробці повітря в секції мембранного осушення.

*Набуло подальшого розвитку:*

– наукове обґрунтування та поглиблення методики ексергоекономічного аналізу для систем кондиціонування повітря приміщення для зберігання насіння родини гарбузових;

### **Практичне значення отриманих результатів.**

Полягає в тому, що в результаті експериментальних та теоретичних досліджень розроблено схему, яка дає змогу підвищити енергоощадність та експлуатаційну надійність системи кондиціонування повітря приміщення для зберігання насіння родини гарбузових, з застосуванням ізотермічного, мембранного способу осушення повітря.

*Ключові слова:* поглиблений ексергетичний аналіз, поглиблений ексергоекономічний аналіз, потокові ексергетичні діаграми, мембранне осушення повітря, системи кондиціонування повітря, ексергетична ефективність, ексергетичний коефіцієнт корисної дії «нетто», ексергетичний коефіцієнт корисної дії «брутто», проникність.

### **ABSTRACT**

*Evdokimenko Yu.M. Energy-saving system of air conditioning with a semi-permeable membrane for storage rooms of pumpkin seeds - Qualitative scientific work on the rights of manuscript.*

The dissertation on competition of a scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.23.03 "Ventilation, lighting and heat and gas supply". - Kyiv National University of Construction and Architecture, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kyiv, 2021.

The dissertation is devoted to solving the topical issue of reducing energy consumption in air treatment processes, namely the dehumidification of supply air in air conditioning systems (hereinafter ACS) for storage facilities for agricultural products (for example, storage facilities for pumpkin seeds).

The literature analysis of the technology of storage of pumpkin seeds is carried out in the work. The currently known methods of air dehumidification to maintain the relative humidity of the repetition in the ACS of premises for storage of pumpkin seeds, namely: condensation, adsorption membrane and combinations of these methods. Theoretical bases of isothermal membrane dehumidification of air are analyzed. A mathematical model of air dehumidification on semipermeable PVC membranes is presented.

Comparison of possible methods of air dehumidification for pumpkin seed storage was performed by the method of in-depth exergoeconomic analysis. Based on the available energy resources and the technical feasibility of their implementation, three methods of air dehumidification were selected for comparison. The first is a traditional condensing dehumidification with air cooling below the dew point and two recirculations to reduce the cost of the second air heating, as well as with subsequent supply air heating (hereinafter DCM). The second - combined condensation-adsorption drying, a combination of stages of pre-condensation drying and subsequent additional drying in the section of the adsorption dryer. System with electric heating heater for adsorber regeneration (hereinafter DAM). The third is a combined condensation dehumidification with additional dehumidification of the air in the membrane dehumidifier section (hereinafter DMM).

The method of in-depth exergy analysis was used to determine the costs of exergy of mechanical, thermal and wet components of the humid air flow. To compare and analyze the obtained results, we constructed flow exerget diagrams of humid air. Flow diagrams show the change in the potentials of the components of the exergy of moist air during its processing in the sections of the ACS from the air intake grille to the release of air to the outside. The processes of air supply to the room, assimilation of heat and

moisture, as well as removal of air from the room - are also reflected in the flow chart by changing the potentials of the respective components of the flow of moist air.

To compare the exergetic efficiency of air treatment for each method of air dehumidification in the composition of the ACS used exergetic efficiency. According to the theory of in-depth exergy analysis, the indicators of exergy efficiency (hereinafter ECD) "net" and "gross" were determined. EKKD "net" - the efficiency of air treatment processes in the ACS, but without taking into account the loss of the supplied exergy. EKKD ACS "gross" - the efficiency of air treatment processes, taking into account the losses in the system of external exergy. The value of the coefficients of exergy efficiency "net" for the selected methods of air dehumidification, according to the results of calculations is: for DCM - 1.93%, for DAM - 1.17%, for DMM - 2.36%. The value of exergetic efficiency coefficients "gross" for the selected methods of air dehumidification, according to the results of calculations is: for DCM - 0.65%, for DAM - 0.52%, for DMM - 1.22%.

Determination of economic indicators, the cost of the implementation of air treatment processes in the ACS was carried out according to our proposed method of exergoeconomic analysis. To estimate the cost of air treatment, the total accumulation of costs of exergy of moist air for treatment in the sections of the ACS from the air intake grille to the removal of air to the outside is determined. Costs are the product of the specific exergy of energy multiplied by the price of exergy flow. The energy tariff is accepted according to the supplier's company, for a certain region, for example according to Kyivenerho's tariffs.

To estimate the cost of air treatment by the method of exergoeconomic analysis, the total accumulation of costs of wet air exergy for treatment in sections of the ACS from the air intake grille to the removal of air to the outside was determined. Costs are the product of the specific exergy of energy multiplied by the price of exergy flow. For calculations, the cost of energy is accepted according to Ukrenergo tariffs for thermal energy  $0.3139 \times 10^{-3}$  UAH / kJ, for electricity  $0.456 \times 10^{-3}$  UAH / kJ. According to the results of theoretical calculations of exergoeconomic analysis, it was found that the costs for the DMM system are 2.36 UAH / 1000 kg. For DCM and DAM systems, the



corresponding values are UAH 5.05 / 1000 kg and UAH 6.36 / 1000 kg. The exergoeconomic analysis of different methods of air dehumidification showed the advantages of using the DMM scheme in the ACS for air dehumidification, which reduces the cost of air treatment by half compared to DCM and DAM.

The possibilities of using the DMM method of air dehumidification in ACS were evaluated by the method of physical modeling of the air treatment process in a laboratory installation. To determine the permeability of the membrane under the conditions of the experimental study, the necessary parameters of temperature and relative humidity at the entrance to the membrane were artificially created and maintained.

A Strotex 1300 Basic membrane with a permeability coefficient of  $1.5 \cdot 10^{-6} \text{ kg} / (\text{s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{Pa})$  under standard test conditions (temperature 23 °C and 85% relative humidity) was selected to study the DMM permeability coefficient. .

According to the results of experimental studies of the permeability of the membrane type Strotex 1300 Basic, it is established that the semipermeable membrane can be used for drying in air conditioning systems with condensation drying, as the second stage of drying, to avoid possible icing of the heat exchanger at low cooling temperature. The highest value of air dehumidification in the experimental study was  $\Delta d \epsilon (1.1 \dots 1.2) \text{ g} / \text{kg}$ .

Based on the conducted research, the optimal value of the specific air load on the Strotex 1300 Basic membrane was obtained, which for the experimental conditions is  $89 \text{ m}^3 / (\text{h} \cdot \text{m}^2)$ .

According to the results of experimental studies of the rate of air dehumidification, the equation was adjusted to determine the theoretical rate of air dehumidification when passing through the membrane module of air dehumidification. An empirical coefficient  $k_u = 0.0769$  is proposed, which takes into account the ratio of the angles of inclination to the positive direction of the Ox axis of the straight lines of the actual and theoretical rates of air dehumidification in the membrane dehumidification module.

According to the results of the research, the design of a three-stage membrane air dehumidification module for the storage room of agricultural products (pumpkin seeds) in the village of Holodky, Vinnytsia region Based on obtaining the value of membrane

permeability in the experimental study, the actual rate of air dehumidification obtained theoretical theoretical surface area of the membrane for each stage of dehumidification: for the first stage 463.49 m<sup>2</sup>, for the second stage 230.19 m<sup>2</sup>, for the third stage 59.38 m<sup>2</sup>. A description of the modernization of the existing ventilation and air conditioning system by including a three-stage membrane module for air dehumidification is given.

*Scientific novelty of the obtained results:*

For the first time:

- developed a physical model of the process of dehumidification of air during its movement along the surface of the membrane, which is described by the proposed system of differential equations;
- scientifically substantiated flow diagrams of the components of the exergy of moist air during its processing in the sections of air conditioning systems of the premises for storage of pumpkin seeds;
- obtained an experimental dependence of the reduction of the moisture content of the air flow along the length of the membrane module during air treatment in the section of membrane drying.

Further developed:

- scientific substantiation and deepening of the method of exergoeconomic analysis for air conditioning systems of the room for storage of pumpkin seeds;

*The practical significance of the results.*

The fact is that as a result of experimental and theoretical studies developed a scheme that allows to increase energy efficiency and operational reliability of the air conditioning system of the room for storage of pumpkin seeds, using an isothermal, membrane method of air dehumidification.

*Key words:* deepened exergic analysis, deepened exergic economic analysis, in-line exergic diagram, membrane dehumidification, air conditioning systems, exergic efficiency, exergic efficiency "net", exergic efficiency "gross", permeability.

*Список публікацій здобувача*

**Статті у виданнях іноземних держав, які включені до міжнародних наукометричних баз:**

1. O. Zadoiannyi, Y. Yevdokymenko (2021). *Theoretical analysis of membrane air dehumidification in air conditioning systems. New York. TK Meganom LLC. Innovative Solutions in Modern Science. 4(48). doi: 10.26886/2414-634X.4(48)2021.3. ISSN 2414-634X*

*(Особистий внесок здобувача – теоретичні дослідження процесів ізотермічного осушення повітря на напівпроникних мембранах, розроблення фізичної моделі процесу осушення повітря, участь у підготовці та написанні статті).*

**Статті у фахових виданнях:**

2. Можливості ексергоекономічного аналізу при оцінці енергоощадності систем кондиціонування повітря / О. В. Задоянний, Ю. М. Євдокименко // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. - 2013. - Вип. 4. - С. 124-127.

*(Особистий внесок здобувача – проведення та оформлення розрахунків, участь у підготовці та написанні статті).*

3. Задоянний О.В., Євдокименко Ю.М. Порівняльна ексергетична оцінка прямої системи кондиціонування повітря з конденсаційним та комбінованим конденсаційно-адсорбційним осушенням повітря: Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск №52 с.13//відповідальний редактор П.М.Куліков.-К.:КНУБА,2014 р.-364 с.

*(Особистий внесок здобувача – проведення та оформлення розрахунків, участь у підготовці та написанні статті).*

4. Задоянний О.В., Євдокименко Ю.М., Діаграма потоків ексергії вологого повітря для систем кондиціонування повітря: Науково-технічний збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання».- Вип.18 / відповідальний редактор Е.С.Малкін.- КНУБА, 2015.-128 с.

*(Особистий внесок здобувача – проведення та оформлення розрахунків, участь у підготовці та написанні статті).*

5. Задоянний, О. В., Євдокименко Ю.М., Види ексергії в системах кондиціонування повітря та їх визначення / О. В. Задоянний, Ю. М. Євдокименко. - С. 3-15: Науково-технічний збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання».- Вип.19 / відповідальний редактор Е.С.Малкін.- КНУБА, 2016.-145с.

*(Особистий внесок здобувача – проведення та оформлення розрахунків, участь у підготовці та написанні статті).*

6. Exergoeconomic Analysis of Air Cooling Systems / O. V. Zadoyanny, Y. M. Yevdokimenko // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. - 2016. - Вип. 20. - С. 14-23. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/votp\\_2016\\_20\\_4](http://nbuv.gov.ua/UJRN/votp_2016_20_4).

*(Особистий внесок здобувача – проведення та оформлення розрахунків, участь у підготовці та написанні статті).*

7. Задоянний О. В., Євдокименко Ю.М., Особливості визначення ексергетичної ефективності процесу повітрообміну в приміщенні / О. В. Задоянний, Ю. М. Євдокименко // Energy-efficiency in civil engineering and architecture. - 2017. - No. 9. - С. 80-83. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/enef\\_2017\\_9\\_16](http://nbuv.gov.ua/UJRN/enef_2017_9_16).

*(Особистий внесок здобувача – проведення та оформлення розрахунків, участь у підготовці та написанні статті).*

8. Задоянний О. В., Євдокименко Ю.М., Експериментальні дослідження осушення повітря з використанням синтетичних напівпроникних мембран в системах кондиціонування повітря / О. В. Задоянний, Ю. М. Євдокименко // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. - 2018. - Вип. 24. - С. 24-31. - Режим доступу: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/votp\\_2018\\_24\\_7](http://nbuv.gov.ua/UJRN/votp_2018_24_7).

*(Особистий внесок здобувача – проведення експериментальних досліджень процесу осушення повітря, обробка результатів, участь у підготовці та написанні статті).*

9. Задоянний О. В., Євдокименко Ю.М., Поглиблений ексергоекономічний аналіз як дієвий інструмент розроблення енергозбережних схемних рішень у системах кондиціонування повітря (на прикладі системи мембранного осушення

повітря для приміщення зберігання насіння) / О. В. Задоянний, Ю. М. Євдокименко // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. - 2020. - Вип. 32. - С. 44-55. - Режим доступу: <http://vothp.knuba.edu.ua/article/view/210083>

*(Особистий внесок здобувача – розроблено схему модернізації СКП приміщення для зберігання насіння гарбуза з застосуванням мембранного способу осушення повітря, проведення та оформлення розрахунків, участь у підготовці та написанні статті).*

10. Задоянний О. В., Євдокименко Ю.М., Ексергетична ефективність системи кондиціонування повітря з адсорбційним осушенням та регенерацією адсорбенту теплотою конденсації для приміщень арбітражного зберігання ліків / О. В. Задоянний, Ю. М. Євдокименко // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. - 2020. - Вип. 33. - С. 39-46. - Режим доступу: [http://vothp.knuba.edu.ua/article/view/210412/pdf\\_z](http://vothp.knuba.edu.ua/article/view/210412/pdf_z).

*(Особистий внесок здобувача – проведення та оформлення розрахунків, участь у підготовці та написанні статті).*

11. Задоянний А.В., Евдокименко Ю.Н. Углубленный эксергетический анализ основных психрометрических процессов в системах кондиционирования воздуха / А. В. Задоянний, Ю. Н. Евдокименко // Вестник Полоцкого государственного университета. Сер. F, Строительство. Прикладные науки. – 2020. – № 16 – С. 73-77.

*(Особистий внесок здобувача – проведення та оформлення розрахунків, участь у підготовці та написанні статті).*

## ЗМІСТ

ВСТУП	18
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ТА ПОСТАНОВКА ЦІЛЕЙ ТА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ	27
1.1    Опис процесу зберігання насіння родини гарбузових	27
1.1.1.    Вимоги до насіння, що закладається на зберігання	28
1.1.2.    Сушіння насіння	29
1.1.3.    Режими та етапи зберігання насіння	30
1.1.4.    Способи зберігання насіння	32
1.1.5.    Приміщення для зберігання насіння (Насіннесховища)	33
1.1.6.    Контроль за насінням, що зберігається	34
1.2    Мікроклімат приміщень для зберігання насіння родини гарбузових, його особливості та існуючі схемні рішення систем кондиціонування повітря для його забезпечення	36
1.3    Застосування конденсаційного способу осушення повітря в системах кондиціонування повітря	37
1.4    Розрахункові залежності для поверхневих теплообмінних апаратів.	41
1.5    Реалізація конденсаційного (механічного) осушення повітря в СКП.	45
1.6    Застосування адсорбційного способу осушення повітря в системах кондиціонування повітря.	52
1.7    Недоліки застосування конденсаційного та адсорбційного способів осушення повітря в СКП для приміщення зберігання насіння гарбуза	57
1.8    Теоретичні основи застосування мембран для осушення повітря в СКП	61

	15
1.9 Теоретичний аналіз застосування мембранного методу осушення в системах кондиціонування повітря.	64
1.10 Постановка цілей та задач дослідження	72
<b>РОЗДІЛ 2. ЕКСЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ</b>	<b>76</b>
2.1 Теоретичні основи поглибленого ексергетичного порівняльного аналізу систем кондиціонування повітря. Визначення ексергетичних потоків. Визначення видів ексергії. Ексергетична потокова діаграма. Визначення деструкції та втрат ексергії.	76
2.2 Визначення ексергетичної ефективності систем кондиціонування повітря, на основі ексергетичних коефіцієнтів корисної дії (ЕККД). Визначення ЕККД «нетто» та ЕККД «брутто». Визначення деструкції та втрат ексергії.	81
2.3 Основи ексергоекономічної теорії для оцінки вартості потоків ексергії в СКП. Метод СПЕСО	84
2.4 Накопичувальна діаграма ексергетичних та ексергоекономічних потоків СКП	90
2.5 Результати поглибленого, порівняльного ексергетичного аналізу СКП з різними способами осушення повітря	97
2.6 Результати ексергоекономічного порівняльного аналізу СКП з різними способами осушення повітря для приміщення зберігання насіння гарбуза	107
2.7 Висновки по розділу 2	110
<b>РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕМБРАННОГО ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В СКП</b>	<b>112</b>

3.1	Експериментальні дослідження процесу проникнення парів вологи через мембрану	112
3.2	Експериментальні дослідження процесу проникнення парів вологи через мембрану	116
3.2.1	Планування експерименту	116
3.2.2	Опис експериментальної установки	118
3.2.3	Результати експерименту	124
3.3	Висновки по розділу 3	131
РОЗДІЛ 4. РОЗРОБЛЕННЯ СХЕМИ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В СКП З ЗАСТОСУВАННЯМ МЕМБРАННОГО СПОСОБУ ОСУШЕННЯ ДЛЯ ПРИМІЩЕННЯ ЗБЕРІГАННЯ НАСІННЯ РОДИНИ ГАРБУЗОВИХ		133
4.1	Методика інженерного розрахунку СКП з мембранним осушенням повітря для приміщення зберігання насіння гарбузу	133
4.2	Компоновка та інженерний розрахунок модулю мембранного осушення повітря для СКП приміщення зберігання насіння гарбузу.	135
4.3	Апробація результатів роботи. Розроблення схемного рішення СКП з мембранним осушенням повітря приміщення для зберігання насіння гарбузових. Техніко-економічне порівняння існуючої СКП та схеми СКП з мембранним осушенням повітря для приміщення зберігання насіння гарбузу.	139
4.4	Техніко-економічне порівняння існуючої СКП та схеми СКП з мембранним осушенням повітря для приміщення для зберігання насіння гарбузу.	154
4.5	Висновки по розділу 4	158
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ		160
ДОДАТКИ		174



## УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

СКП – системи кондиціонування повітря;

ЕККД - ексергетичний коефіцієнт корисної дії;

DCM – конденсаційне осушення повітря;

DAM – адсорбційне осушення повітря;

DMM - мембранне осушення повітря;

ММО - мембранний модуль осушення;

$e$  – питома ексергія повітря, кДж/кг;

$E$  – ексергетичний потік, кДж/с;

$N$  – електрична енергія, кВт;

NTU - число одиниць перенесення;

$\eta$  – ексергетичний коефіцієнт корисної дії;

$L$  – втрати ексергії;

$D$  – деструкція ексергії;

$c_e$  – вартість відповідного потоку ексергії, УАН/кДж;

$C_e$ - ексергетична вартість УАН/кДж;

Індекси та позначення на  $i$ - $d$  діаграмі:

$e_{xt}$  – параметри зовнішнього повітря;

$i_{in}$  – параметри припливного повітря;

$O, O', A, B$  – проміжні параметри повітря;

## ВСТУП

**Обґрунтування вибору теми дослідження.** В сучасних економічних умовах в Україні, забезпечення ефективного використання енергоресурсів стає основним завданням при проектуванні та розробленні енергоперетворювальних систем [1].

Системи кондиціонування повітря (СКП) різного призначення споживають енергоресурси в обсязі, який закладено в проектних рішеннях і які в свою чергу відповідають нормативам для створення та підтримки відповідних комфортних або технологічних параметрів повітря. Для забезпечення цих параметрів в СКП здійснюються такі основні термодинамічні процеси як охолодження, нагрівання, зволоження та осушення повітря. Вказані процеси постійно удосконалюються з метою підвищення ефективності й одночасного зменшення енергоспоживання.

Постановою Верховної Ради України №75/94-ВР від 1.07.94 р. (з останніми змінами від 9 квітня 2015 року N 327-VIII) [2] що затвердила “Закон України про енергозбереження” [3], а також ДБН В.1.2-11-2008 [4] встановлюють основні вимоги щодо зниження енергоспоживання будівельних об’єктів при їх експлуатації з урахуванням кліматичних умов, місцезнаходження та призначення об’єкта будівництва. Вимоги ДБН В.1.2-11-2008 [4] розповсюджуються на використання енергії для опалення та охолодження приміщень, регулювання вологості, вентиляції. Крім того, будівельними нормами встановлюється, що критерієм порівняння ефективного використання енергії при експлуатації інженерних систем в т.ч. систем кондиціонування повітря відбувається за показниками коефіцієнтів корисної дії того чи іншого обладнання. Проте чіткої методики для обчислення та визначення вище вказаних показників ефективності (коефіцієнтів корисної дії) будівельними нормами не визначається.

Оцінка ефективності вказаних процесів та ощадності енергоспоживання достатньо вдало здійснюється методами ексергетичного аналізу, який все частіше використовується в сучасних дослідженнях різних систем кондиціонування повітря [5]. В вказаній роботі, зокрема, автори оцінюють ексергетичну ефективність роботи центрального кондиціонера для «чистих» приміщень. Для

цього вони використовують безрозмірний показник ексергетичної ефективності – ексергетичний коефіцієнт корисної дії (ЕККД), який уявляє собою відношення витраченої корисної ексергії до підведеної ексергії всіх видів енергії. Така оцінка ексергетичної ефективності, яка розроблена ще в 90-і роки минулого сторіччя, є усталеною, дає коректні й надійні результати [1].

Для приміщення зберігання сільськогосподарської продукції певного виду існують, визначені технологічним регламентом, умови зберігання [6, 7, 8], які повинні бути забезпечені впродовж всього періоду зберігання. Підтримання необхідних параметрів мікроклімату, зокрема температури, відносної вологості та рухливості повітряного середовища, вимагає влаштування систем кондиціонування повітря [9]. Як відомо, сьогодні для підтримання відносної вологості в приміщеннях застосовують методи конденсаційного або адсорбційного осушення повітря [10, 11, 12, 13, 14]. Для конденсаційного способу характерні значні витрати енергії для переохолодження повітря нижче точки роси й наступного нагрівання до параметрів припливу. Крім того при переохолодженні нижче 5 °С відбувається обмерзання поверхні теплообмінного апарату [10] і система функціонує в циклічному режимі з періодичним відтаванням теплообмінника. Даного недоліку позбавлені системи осушення повітря на основі сорбентних технологій, в яких здійснюється осушення без конденсації. Проте вони потребують постійної регенерації адсорбенту, що пов'язано з підведенням додаткової енергії в вигляді пари, електричної енергії, газу тощо [10, 13], а також енерговитрат при сухому охолодженні повітря до параметрів притоку. До вказаних недоліків слід додати необхідність в додаткових площах приміщень для розміщення основного обладнання, що разом стримує широке застосування даного методу осушення повітря.

В умовах енергетичної кризи в Україні, для підвищення енергоощадності СКП приміщення зберігання насіння, вибір способу обробки повітря для досягнення необхідних кліматичних умов зберігання продукції, необхідно проводити з використанням методів порівняння ексергетичних ККД СКП з різними способами обробки повітря, що потребує проведення більш детального

аналізу. Зокрема, якщо в роботі [5] автори оцінюють загальну ефективність СКП ексергетичним коефіцієнтом корисної дії ЕККД, то окремі функціональні елементи, що входять до системи залишаються поза увагою. Крім того бажаною є оцінка енергоощадності СКП на різних стадіях проектування, щоб вибрати схему з меншим енергоспоживанням. В роботі [15] було подано пропозиції щодо відокремлення втрат ексергії всередині СКП, або окремого її елемента від втрат ексергії, які обумовлені підводом енергії до системи. Таке розділення дає можливість визначати окремо втрати ексергії від недосконалості термодинамічних процесів СКП в цілому чи її елемента всередині та втрати від передачі енергії до СКП або її елемента. В першому випадку оцінюється відношення деструкції ексергії повітря в приміщенні до сумарного значення деструкції відповідних складових ексергії вологого повітря в обладнанні СКП, а в другому – до деструкції ексергетичних потоків енергоносіїв, які підводиться до СКП або її елемента.

Для більш детального аналізу СКП, необхідне виділення складових елементів СКП. Центральні СКП складаються з декількох функціонально відокремлених секцій, які за показниками функціональної ефективності і енергоспоживанням значно відрізняються одна від одної [1]. Оцінювати, наприклад, деструкцію ексергії за показниками сумарних ексергетичних потоків і порівнювати між собою секції з різними корисними ефектами, як це подано в [1], некоректно. Так як в одній секції корисним ефектом може бути охолодження повітря, а в іншій охолодження з конденсацією, тобто корисні ефекти – різні. На сьогодні не існує єдиної коректної методики оцінки ексергетичного ККД СКП. В роботі [16], наприклад, пропонується підраховувати ефективність роботи СКП за декількома ексергетичними коефіцієнтами корисної дії, які за оцінкою самих авторів не дають однозначної оцінки ефективності СКП.

Діаграми ексергетичних потоків в СКП, які представлено в роботах [1, 17], дають загальну уяву деструкції ексергії і дозволяють оцінити ефективність окремих функціональних вузлів і системи тільки по загальних витратах енергії. Для коректної оцінки ексергетичної ефективності СКП потрібно використовувати

методику, яка враховує ексергетичні складові потоку вологого повітря та дає можливість на цій підставі відділяти витрати та втрати ексергії. Для цього потрібно проводити аналіз складових ексергії вологого повітря: термічної, вологісної та механічної. Кожна з них може характеризуватись відповідним ексергетичним потенціалом та характеризувати корисний ефект в елементі СКП за функціональним призначенням. Основою для цього може служити діаграма ексергетичних потоків [18], яка показує деструкцію кожної складової ексергії вологого повітря. За її допомогою можливо відділити витратну та корисну складові деструкції ексергії відповідно до функціонального призначення елемента СКП.

Поряд з цим експлуатаційні затрати СКП які працюють для підтримання встановлених параметрів повітря для належного перебігання технологічного процесу або підтримання сприятливих умов зберігання продукції певного виду прямопропорційно впливають на вартість такої продукції. Згідно Постановою Кабінету Міністрів України №148 від 5.02.97 р. “Про комплексну державну програму енергозбереження України” [19], в якій визначено основні стратегічні напрямки підвищення енергоефективності та реалізації потенціалу енергозбереження шляхом створення нормативно-правових та економічних механізмів, що сприяють підвищенню енергоефективності та енергозбереженню. Крім того в постанові [19] робиться акцент, на підвищенні рівня експлуатації існуючого енергетичного обладнання, модернізації технологічних процесів, перш за все за рахунок маловитратних заходів, спрямованих зменшення втрат та оптимізацію режимів роботи. Виходячи з цього при оцінці та порівнянні різних СКП мають враховуватись не тільки термодинамічні показники, а й затрати від перетворення енергії певного виду в функціональних блоках СКП. Для порівняння та вибору найменш енерговитратних схем обробки повітря, застосовуються методи ексергоекономічного аналізу [20].

З вище наведеного, можна зробити висновок, що енергоощадність систем забезпечення мікроклімату будівель і споруд є актуальним завданням, яке дає можливість оптимізації систем за показниками енергоспоживання на всіх стадіях життєвого циклу обладнання від розробки конструкцій систем, а також при їх

проектуванні та експлуатації. При виборі схемних рішень СКП та їх порівнянні між собою за ексергетичними критеріями з'являються можливості коректної чисельної оцінки різних за принципом дії окремих функціональних вузлів та агрегатів. Відкриваються також можливості модернізації та розробки нових енергоощадних схемних рішень СКП відповідно до конкретних внутрішніх та зовнішніх параметрів повітря. Існує необхідність в пошуку нових способів осушення повітря для зниження затрат на оброблення повітря в СКП. Поряд з цим постає питання коректного порівняння СКП для пошуку та зниження неефективності перетворення енергії в окремих вузлах установок підготовки повітря, для їх подальшої оптимізації. Крім того оптимізація роботи систем можлива не тільки за ексергетичними, а й також за ексергоекономічними критеріями при виборі, наприклад, варіантів енергопостачання систем.

В даній роботі подані результати аналізу різних способів осушення повітря СКП приміщення зберігання сільськогосподарської продукції (насіння гарбуза), шляхом ексергетичного та ексергоекономічного аналізу. Поряд з цим представлені результати експериментального дослідження можливості зниження вологовмісту повітря для системи технологічного кондиціонування повітря приміщення для зберігання сільськогосподарської продукції із застосуванням напівпроникної мембрани.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана згідно з “Державною програмою підтримки енергоефективних проектів”, безпосередньо пов'язана з планами держбюджетної тематики Київського національного університету будівництва і архітектури, які виконувалися на замовлення Міністерства освіти і науки України (№ держреєстрації 0116U000846).

**Мета і завдання дослідження.** Метою даної дисертаційної роботи є зменшення енергоспоживання систем кондиціонування приміщення для зберігання сільськогосподарської продукції (насіння штирійського голонасінного гарбуза) в процесі обробки повітря шляхом застосування мембранного способу осушення повітря. Підвищення експлуатаційних характеристик СКП, а саме усунення

циклічності в роботі СКП внаслідок обмерзання та відтавання теплообмінника охолодження повітря при конденсаційному осушенні.

Для досягнення цієї мети нами вирішувалися такі **завдання**:

- провести літературний огляд та проаналізувати данні з питань способів боротьби з обмерзанням теплообмінника в процесі конденсаційного осушення повітря приміщення для зберігання насіння гарбуза.
- розробити фізичну модель процесу мембранного осушення повітря;
- провести поглиблений ексергетичний порівняльний аналіз з використанням поточкових діаграм для систем з конденсаційним, адсорбційним та ізотермічним мембранним осушенням повітря з визначенням ексергетичного ККД;
- провести ексергоекономічний порівняльний аналіз систем кондиціонування повітря з конденсаційним, адсорбційним та ізотермічним мембранним осушенням повітря з визначенням витрат ексергії в процесі обробки повітря;
- провести експериментальні дослідження процесу мембранного осушення повітря з визначенням потенціалу осушення повітря на ПВХ мембрані, при заданих вхідних та вихідних параметрах процесу осушення повітря;
- провести економічні порівняння систем кондиціонування повітря приміщення для зберігання насіння родини гарбузових з ізотермічним мембранним осушенням повітря методом поглибленого ексергоекономічного аналізу;
- на основі наукового аналізу, теоретичних та експериментальних даних розробити методику інженерного розрахунку систем кондиціонування повітря з мембранним осушенням приміщень для зберігання насіння гарбузу.

**Об’єкт дослідження** – система кондиціонування повітря приміщення для зберігання насіння гарбуза.

**Предмет дослідження** – енергоощадне ізотермічне осушення повітря за допомогою напівпроникних ПВХ-мембран для приміщення зберігання насіння родини гарбузових.

**Методи дослідження.** Порівняння ефективності перетворення енергії в функціональних блоках СКП при обробці повітря з різними способами осушення

повітря для приміщення зберігання продукції насіння гарбуза проводили методами ексергетичного аналізу, за показниками ЕККД «нетто». Порівняння ефективності перетворення підведеної ззовні енергії в функціональних блоках СКП з різними способами осушення повітря для приміщення зберігання продукції насіння гарбуза проводили методами ексергетичного аналізу, з визначенням ЕККД «брутто». Визначення енергоощадності СКП з мембранним осушенням повітря та порівняння накопичення ексергетичних витрат та вартості ексергії на функціонування СКП з різними способами осушення повітря проведено методом ексергоекономічного аналізу.

Експериментальні дослідження процесу осушення повітря в системах кондиціонування з мембранною тканиною виконувались фізичного моделювання. Обробку результатів експериментальних досліджень здійснювали за допомогою програми Microsoft Excel 12,0.

**Наукова новизна отриманих результатів** полягає в тому, що:

*Вперше:*

- розроблено фізичну модель процесу осушення повітря при русі його вздовж поверхні мембрани, яку описано запропонованою системою диференціальних рівнянь;
- науково обґрунтовано потокові діаграми складових ексергії вологого повітря при обробленні його в секціях систем кондиціонування повітря приміщень для зберігання насіння родини гарбузових;
- отримана експериментальна залежність зменшення вологовмісту повітряного потоку по довжині мембранного модуля при обробці повітря в секції мембранного осушення.

*Набуло подальшого розвитку:*

- наукове обґрунтування та поглиблення методики ексергоекономічного аналізу для систем кондиціонування повітря приміщення для зберігання насіння родини гарбузових;

**Практичне значення отриманих результатів.** В результаті експериментальних та теоретичних досліджень розроблено схема системи



кондиціонування повітря, яка дає змогу підвищити енергоощадність та експлуатаційну надійність СКП приміщення для зберігання сільськогосподарської продукції (насіння гарбуза), який знаходиться в с. Голодьки, вінницької обл., з застосуванням ізотермічного, мембранного способу осушення повітря.

### **Особистий внесок здобувача.**

Безпосередньо автором здійснено:

- інформаційний пошук та аналіз літературних даних за темою дисертації;
- розроблено фізичну модель ізотермічного осушення повітря;
- проведений порівняльний аналіз СКП з різними способами осушення повітря для приміщення зберігання насіння гарбуза, методом поглибленого ексергетичного та ексергоекономічного аналізу;
- проведено експериментальні дослідження процесу ізотермічного осушення повітря на напівпроникній синтетичній ПВХ мембрані;
- отримано експериментальну залежність для визначення ступеню осушення повітря від питомого повітряного навантаження;
- розроблено схему модернізації СКП приміщення для зберігання насіння гарбуза, за адресою с. Голодьки, вінницької обл. з застосуванням мембранного способу осушення повітря.

Наукові роботи опубліковані у співавторстві з Задоянним О.В.,

Співавторами наукових праць є науковий керівник, спільно з яким проведені дослідження. У наукових працях, опублікованих у співавторстві, дисертанту належить фактичний матеріал і основний творчий доробок.

Постановка мети та завдань, обговорення результатів проведені разом з науковим керівником.

### **Апробація результатів дисертації.**

Основні результати досліджень та окремі розділи дисертації доповідались на науково-практичних конференціях Київського національного університету будівництва та архітектури різного рівня: на науково-практичній конференції молодих вчених (Україна, м. Київ, 2012-2020 рр.); на міжнародній науково-

практичній конференції «Енергоінтеграція» (Україна, м. Київ, 2013 – 2018 рр.), на міжнародній науково-практичній конференції молодих вчених «БУД-МАЙСТЕР-КЛАС» ( Україна, м. Київ, 2015-2016 рр.).

### **Обсяг і структура дисертації**

Дисертаційна робота викладена на 181 сторінках машинописного тексту, складається зі вступу, 4 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел та 4 додатків. Обсяг основного тексту дисертації складає 150 сторінок друкованого тексту. Робота ілюстрована 4 таблицями, 54 рисунками. Список використаних джерел містить 108 найменувань.

## РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ТА ПОСТАНОВКА ЦІЛЕЙ ТА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

### 1.1 Опис процесу зберігання насіння родини гарбузових

Важливим етапом у технології виробництва та вирощування с/г культур є правильне зберігання насіння, щоб утримати його в стані спокою без втрати якісних показників до його використання в призначений час і у визначеному місці. Слід розуміти, що початок зберігання насіння розпочинається в бункері комбайна у вигляді свіжозібраного вороху. Під час перевезення на тік, насіння зберігається в транспортних засобах. Лише після закінчення повного циклу післязбиральної обробки – сушіння, очищення, сортування, тощо, насіння закладають у приміщення, на довготривале зберігання [21, 22, 23].

У біологічному відношенні насіння, яке мало високу схожість після збирання, краще зберігається [24]. Насіння з високими посівними якостями більш стійке проти грибів, бактерій, мікроорганізмів. Мертве, несхоже, гниле насіння за несприятливих умов зберігання псується у першу чергу і є осередками поширення патогенної мікрофлори.

Численні дослідження [24] свідчать, що основною причиною низької схожості насіння є високий вміст у ньому вологи під час зберігання. Підвищення вологості насіння посилює в ньому процеси дихання, створює сприятливі умови для діяльності мікроорганізмів і підвищення активності збудників хвороб і шкідників. Промерзання вологого зерна призводить до механічного пошкодження клітин, особливо в зародковій частині. Ослаблені зернини після сівби уражуються грибками і мікробами. Таке насіння або зовсім не проростає, або дає ослаблені сходи. Зниження схожості, втрату життєздатності неможливо компенсувати навіть підвищенням норми висіву [24].

### 1.1.1. Вимоги до насіння, що закладається на зберігання

Основним завданням в процесі зберігання насіння є збереження якісних характеристик насіння певний час від збирання до використання. У залежності від призначення термін зберігання насіння може бути різним. У озимих культур у більшості регіонів України він становить близько 5 міс, перехідні фонди озимих культур - 12-24 міс, насіння ярих - 7-8 міс, а їх страхові фонди - 12-24 міс. Насіння колекцій науково-дослідних і селекційних установ зберігається три-п'ять років і більше.

Насіння, що закладається на зберігання, повинно мати високу життєздатність. Насіння зі зниженою енергією проростання та схожістю, травмоване, проросле, неякісно відсортоване, пошкоджене патогенною мікрофлорою зберігається погано.

Здорове насіння, що нормально достигло, має непошкоджені оболонки, містить мікрофлору лише на поверхні насінини. При вологості насіння на критичному рівні розпочинається ріст і розвиток мікроорганізмів. Гриби-ксерофіти можуть розвиватися на поверхні насіння зернових з вологістю 14,5-15,0%, іноді – 13%, а на насінні бобових, родини гарбузових - з вологістю 16%. У таких умовах, особливо на свіжозібраному насінні, спостерігається так зване в'яле пліснявіння. При цьому мікроорганізми проникають у внутрішні тканини насіння, уражають його і руйнують не лише покривні тканини, але і зародок. В'яле пліснявіння, особливо в період післязбиральної обробки насіння може призвести до повної втрати схожості [25].

Для тривалого зберігання слід використовувати насіння з вологістю на 2-3% нижчою від критичної [25]. Для родини гарбузових закладання насіння на довгострокове зберігання відбувається при температурі насіння рівній температурі навколишнього середовища, при вологості насіння 8-9 % від маси.

Однорідність насіннєвого матеріалу забезпечує виконання таких процесів:

- встановлення оптимальних режимів зберігання;
- одержання точних показників вологометрів при визначенні вологості насіння;
- ефективність стабілізуючих методів зберігання;

-нормальне проходження біологічних процесів, що впливають на якість насіння.

Отже, партія насіння, яка буде використана для тривалого зберігання, має формуватися з урахуванням тих умов, за яких його вирощували, а також умов збирання і післязбирального обробітку.

### 1.1.2. Сушіння насіння

Під сушінням насіння варто розуміти процес зменшення його вологості до рівня стійкого збереження схожості та інших біологічних властивостей, які визначають потенційну врожайність. Вологість стійкого зберігання насіння - це така вологість, при якій біологічні процеси у ньому (дихання та ін.) зведені до мінімуму. Вона повинна бути такою, щоб випадкові коливання вмісту води у насінні при зберіганні не перевищували рівень критичної вологості [25].

Для сушіння насіння в с/г промисловості використовують наступні способи:

- А. Природне сушіння, коли агентами сушіння виступають вітер і сонце.
- Б. Активне вентильовання зовнішнім повітрям без підігріву (а також з підігрівом повітря) застосовується, якщо зовнішнє повітря холодніше за насіння, а відносна вологість його не перевищує 75%. Повітря продувають через насип насіння. Для прискорення процесу сушіння використовують підігрів повітря за допомогою теплогенераторів.
- В. Сушіння на зерносушарках в даному випадку агентом сушіння виступає суміш повітря і пічних газів.
- Г. Сушіння інфрачервоними променями. Промені проходять через повітря, не нагріваючи його. Насіння поглинає промені, нагрівається, і випаровування води як з поверхні, так і з внутрішніх частин збільшується.

При високій відносній вологості повітря (більше 89 %) і температурі понад 25°C, для сушіння насіння застосовують гігроскопічні хімічні речовини, зокрема силікагель. силікагель - гель двоокису кремнію, нейтральна, не шкідлива для насіння речовина, яка поглинає до 30 % води від своєї маси. Перед повторним використанням його регенерують при 250-350°C.

Режим зберігання в сухому стані є найбільш сприятливим для довготривалого зберігання насіння. Систематичне спостереження за станом партій сухого насіння, їх своєчасне охолодження, достатня ізоляція від впливу навколишнього середовища дозволяють зберігати насіння з мінімальними втратами протягом 2-3 років на елеваторах та 4-5 років у сховищах.

В результаті правильного сушіння насіння спостерігаються наступні якісні зміни [25, 26]:

- покращення посівних та технологічних властивостей насіння;
- скорочення періоду післязбирального дозрівання насіння;
- підвищення схожості та енергії проростання;
- часткова стерилізація насіння (зменшення чисельності мікрофлори, особливо пліснявих грибів).

### 1.1.3. Режими та етапи зберігання насіння

За сприятливих умов насіння здатне тривалий час зберігати високі посівні властивості. Ці умови визначаються головним чином вологістю і температурою насіння. Чим нижче вологість і температура насіння, тим більш тривалий час воно здатне проростати. На регулюванні вологості і температури базуються основні режими зберігання насіння в сухому й охолодженому вигляді [26].

Як зазначалося раніше, зберігання насіння ділиться умовно на декілька етапів:

Перший етап – підготовчий (тимчасова консервація) — це нетривале, у межах припустимих строків, зберігання нестійкого свіжозібраного насіння в ємностях, обладнаних засобами активної вентиляції з використанням зовнішнього або охолодженого повітря. Тимчасова консервація насіння як складова частина входить в систему післязбирального очищення насіння в регіонах, де має місце підвищена вологість.

Другий етап - тимчасове зберігання насіння, яке пройшло повний або скорочений цикл післязбирального очищення, але не доведене до норм стандарту за чистотою, а в окремих випадках - і за вологістю. Тимчасове зберігання насіння здійснюється

в насіннесховищах, технологічно пов'язаних транспортними засобами з насіннеочисними комплексами.

Перший і другий етапи повинні бути якомога коротші, що досягається потоковою обробкою насіння. Особливо на цих етапах необхідно слідкувати за вологістю і температурою насіння.

Третій етап зберігання - стаціонарний. На стаціонарне зберігання закладається насіння, яке пройшло повний цикл післязбирального очищення і доведене до кондиційної вологості.

Отже, на стаціонарне зберігання закладають насіння, яке тривалий час може підтримувати високий рівень схожості. При дотриманні необхідних вимог контролю та догляду на даному етапі менш за все спостерігаються випадки зниження схожості насіння, незважаючи на тривалий період зберігання.

Режим зберігання насіння в сухому стані базується на зниженні фізіологічної активності багатьох компонентів насінневої маси при нестачі в них води. У насінні, з вологістю в межах критичної, фізіологічні процеси проявляються лише у формі уповільненого дихання. Це пояснюється відсутністю вільної вологи.

Зберігання насіння в охолодженому стані. Охолодження насіння різко знижує інтенсивність всіх біологічних процесів у зерновій масі, пригнічує життєдіяльність мікроорганізмів. Зниження температури на кожні 5°C приблизно вдвічі підвищує стійкість зберігання насіння. Охолодження та зниження вологості насіння досягається шляхом влаштування систем кондиціонування повітря .

Насіння вважається охолодженим до першого ступеня, якщо його температура коливається в межах від 0 до 10 °C. Вважається, що температура в межах від 0 до 5 °C є найбільш сприятливою для зберігання насіння.

Другий ступінь охолодження відповідає мінусовій температурі в масі насіння [21, 25].

Основне призначення режиму зберігання насіння в охолодженому стані — це тимчасова консервація вологого сирого насіння на току на період, коли воно чекає черги на проведення сушіння. Для таких партій насіння охолодження є

основним і практично єдиним способом збереження його від псування. Необхідно охолоджувати й партії насіння, які призначені для транспортування. Винятково важливим є своєчасне охолодження насіннєвих фондів.

Охолодження доцільно проводити і для сухого насіння, воно підвищує його стійкість, знижує ризик пошкодження шкідниками та хворобами. Сухе й охолоджене насіння найбільш довговічне [21, 25].

#### 1.1.4. Способи зберігання насіння

Для підтримання описаних вище режимів зберігання насіння у виробництві широко застосовується кілька способів зберігання [22] нижче наведені основні з них:

А. Насипом на підлозі - широко застосовується при тимчасовому зберіганні насіння. При цьому насіння розміщується у сховищах на підлозі у буртах. Найбільш простий спосіб, який не вимагає додаткового обладнання сховищ.

Б. Зберігання насіння у силосах застосовується у великих державних насіннесховищах. Силосом називають бункерну ємкість, висота якої більш, ніж вдвічі перевищує ширину. Силоси обладнані автоматичними системами контролю за станом насіння із світловою та звуковою сигналізаціями порушення режиму зберігання. Ємкість одного силосу 360 м<sup>3</sup> і більше. Тому, партії насіння менше 300 т зберігати у таких насіннесховищах нераціонально, економічно не вигідно.

В. Зберігання насипом на підлозі у засіках широко використовується у великих господарствах. Насіннесховище обладнують засіками, які за необхідності обладнують пристосуванням для активного вентилявання, завантаження та механізованого вивантаження насіння.

Г. Зберігання у бункерах. Насіння зберігається у металевих бункерах, спеціально виготовлених для цього. Насіння у бункерах може різко змінювати температуру, якщо вона змінюється у навколишньому середовищі.

Д. Для зберігання невеликих партій насіння та цінної його репродукції (еліта, супереліта, розсадники розмноження, колекційні та селекційні зразки) застосовують контейнери. Спеціальні контейнери можуть бути герметичними та



негерметичними. Герметичні контейнери широко використовують у місцевості з вологим і теплим кліматом (тропіки, субтропіки) та при застосуванні спеціальних нейтральних газових середовищ, якими заповнюють простір між насінням у контейнері. Негерметичні контейнери, частіше всього паперові чи тканинні мішки (мішки з синтетичних матеріалів «біг-бег»), широко застосовуються у нашій країні для зберігання невеликих чи цінних партій насіння.

#### 1.1.5. Приміщення для зберігання насіння (Насіннесховища)

Для забезпечення зберігання насіння в сприятливих умовах в продовж всього строку влаштовують насіннесховища. Для насіннесховища технічним регламентом зберігання насіння [8] висуваються певні вимоги, щодо його оснащення:

- ізоляція насіння від атмосферних та ґрунтових вод і різких перепадів температури (це досягається гідроізоляцією підлоги, твердим її покриттям);
- ефективний захист від проникнення гризунів, шкідливих комах і птиці;
- запобігання змішуванню різних партій насіння і засміченню насіння іншими видами; це досягається способом зберігання та облаштування;
- контроль і регулювання процесу зберігання насіння: до кожної партії насіння (і до кожного контейнера) повинен бути вільний доступ для огляду і відбору проб;
- наявність систем забезпечення та підтримання на заданому рівні мікроклімату (температури та вологості повітря);
- механізація завантаження, вивантаження насіння із насіннесховища і забезпечення легкої дезінсекції приміщення і насіння;

Насіннесховища за функціональним призначенням поділяються спеціалізовані та типові. Спеціалізовані та типові насіннесховища за способом зберігання поділяють на 4 типи: підлогові, бункерні, силосні і комбіновані (підлогово-бункерні, підлогово-силосні та ін.). За рівнем механізації вони поділяються на механізовані - обладнані стаціонарними засобами завантаження і вивантаження насіння, частково механізовані - обладнані стаціонарними засобами

завантаження, а вивантаження проводиться пересувними засобами і немеханізовані, в яких завантаження і вивантаження насіння проводиться пересувними засобами. Спеціалізоване насіннесховище забезпечує повне зберігання сухого насіння від псування і засміченості іншими культурами і сортами.

#### 1.1.6. Контроль за насінням, що зберігається

Протягом періоду зберігання насіння у насіннесховищах обов'язково проводять контроль: температури та вологості насіння, температури і відносної вологості повітря, схожості насіння, наявності шкідливих комах і гризунів. Періодичність контролю: перші один-два місяці кожного дня, пізніше — два рази на тиждень [22, 25].

Температура насіння - характеризує стан насінневої маси. Низька температура в усіх ділянках маси насіння є показником її нормального стану і свідчить про консервацію. Підвищення температури, що не відповідає змінам температури навколишнього середовища, свідчить про активацію фізіологічних процесів і початок самозігрівання. Тому потрібно одночасно враховувати температуру повітря ззовні та всередині сховища.

Вологість є важливим показником, який характеризує стан насінневої маси при зберіганні. Розшаровування насіння за ступенем вологості, яке встановлюється в процесі зберігання, свідчить про міграцію вологи або процеси сорбції та десорбції. Небезпека появи в насінневій масі ділянок з підвищеною вологістю в таких випадках очевидна, і тому в таких випадках потрібно негайно вжити заходів з її ліквідації.

Одночасно визначають і заселеність насіння шкідниками, а також колір насіння і його запах органолептично.

Схожість насіння визначають у господарствах щомісяця, а у насінневих інспекціях при засипці і через кожні чотири місяці чи більше (за вимогами стандартів) для окремих культур. Одночасно зі схожістю визначають ступінь зараження плісеннями, що дуже важливо для безпечного зберігання насіння.

Остання перевірка схожості насіння в насінневих інспекціях повинна бути проведена не пізніше як за 20 днів до сівби. Догляд за зберіганням насіння включає проведення заходів покращання умов, а також попередження і ліквідації небажаних процесів у насінні.

Провітрювання насіннесховищ і насіння проводять при тривалому зберіганні. Доцільність цього заходу значною мірою залежить від вологості насіння. Чим воно сухіше, тим менше потреба у провітрюванні. Якщо насіння має вологість близьку до критичної чи трохи вищу, то у процесі дихання воно виділяє значну кількість вуглекислого газу, який заповнює міжнасінневий простір. Це може негативно вплинути на схожість насіння. Провітрювання може бути природним і активним. Природне провітрювання проводять, відкриваючи вікна і двері насіннесховища за певних погодних умов. При активному провітрюванні застосовують примусове вентилявання насіння за допомогою підготовленого повітря [26, 25].

При провітрюванні необхідно враховувати температуру і вологість насіння і повітря. Відносна вологість повітря не повинна перевищувати рівень утворення роси при температурі насіння, щоб не збільшити його вологості.

При необхідності підсушування насіння (якщо вологість перевищує критичну) використовують установки осушення. Охолодження теплого насіння проводять для підвищення стійкості зберігання восени чи влітку, коли його температура підвищується більше 10° С. Для цього активне вентилявання проводять охолодженим повітрям.

Знищення комірних шкідників - важливий захід при зберіганні насіння. Гризунів знищують отруєними приладами, рідше капканами. Шкідники - комахи і кліщі не розвиваються у сухому та холодному насінні. Тому охолодження і підсушування насіння - ефективні заходи попередження появи шкідників, а водночас і пліснявих грибів [22, 25, 21]. У деяких випадках добрі результати дає додаткове механічне очищення насіння. Але найбільш ефективним заходом знищення шкідників є газація (фумігація) насіння [25].

Результати всіх спостережень фіксуються в журналі спостережень. Такий порядок дозволяє аналізувати стан партій насіння, контролювати правильність організації його зберігання та своєчасно вживати заходи технологічного характеру (охолодження, сушка, знезаражування тощо).

## 1.2 Мікроклімат приміщень для зберігання насіння родини гарбузових, його особливості та існуючі схемні рішення систем кондиціонування повітря для його забезпечення

Зберігання насіння родини гарбузових в регламентованих умовах потребує підтримання параметрів повітряного середовища - температури повітря в межах 10...12 °С та відносної вологості не вище 60 % [6]. В кліматичних умовах України, де температура зовнішнього повітря влітку нерідко сягає 30 °С і більше, слід велику увагу приділяти вологості насіння (особливо страхових і перехідних фондів) у сховищах і на токах при збиранні врожаю [25]. Підвищення вологості і температури партії насіння чи її частини може призвести до самозігрівання, тобто до спонтанного підвищення температури у насінні вище температури оточуючого середовища. При самозігріванні насіння втрачає схожість дуже швидко. У період збирання врожаю одна-дві доби самозігрівання призводить до зниження схожості на 5-10%.

При осередковому і пластовому (поверхневому) самозігріванні обов'язковою умовою є виділення насіння, яке зігрілось та ліквідація джерела підвищення його вологості. При загальному самозігріванні, яке щойно почалося, насіння потрібно підсушити та охолодити. В насіннесховищах це досягається активним вентиляванням підготовленим (кондиційним) повітрям об'єму приміщення для зберігання насіння. Це найбільш ефективний і економічно вигідний спосіб усунення самозігрівання насіння [25].

### 1.3 Застосування конденсаційного способу осушення повітря в системах кондиціонування повітря

Під процесом конденсаційного осушення повітря варто розуміти комбінацію процесів сухого охолодження (без випадіння конденсату) та процес конденсації вологи на поверхні теплообмінного апарату. Процес сухого охолодження на  $i$ - $d$  діаграмі (Рис. 1.1) протікає при постійному вологовмісті (процес ext-A), в діапазоні температур поверхні теплообмінного апарату:  $\tau < t_f < t$ . Коли температура повітря зрівнюється з температурою поверхні теплообмінника ( $\tau = t$ ), настає процес насичення повітря парами води при  $\phi=1$ . Процес конденсації водяної пари починається після охолодження повітря нижче температури точки роси і протікає вздовж лінії насичення вологого повітря зі зменшенням вологовмісту повітря (відрізок A-O, Рис. 1.1). Процес ext-A-O є ідеалізованим, і можливий лише при рівномірному охолодженні всієї маси повітря при поступовому зниженні температури поверхні теплообмінника. Реальний процес конденсаційного осушення є політропним, тому при контакті вологого повітря з поверхнею, температура якої нижче точки роси, відбудеться миттєве випадіння конденсату (лінія процесу ext-O Рис. 1.1) [12, 27, 28, 13]. Протікання даного процесу можливе лише в III-му секторі  $i$ - $d$  діаграми поміж лінією  $d_{\text{ext}}=\text{const}$  та дотичною проведеною до кривої  $\phi=1$ .

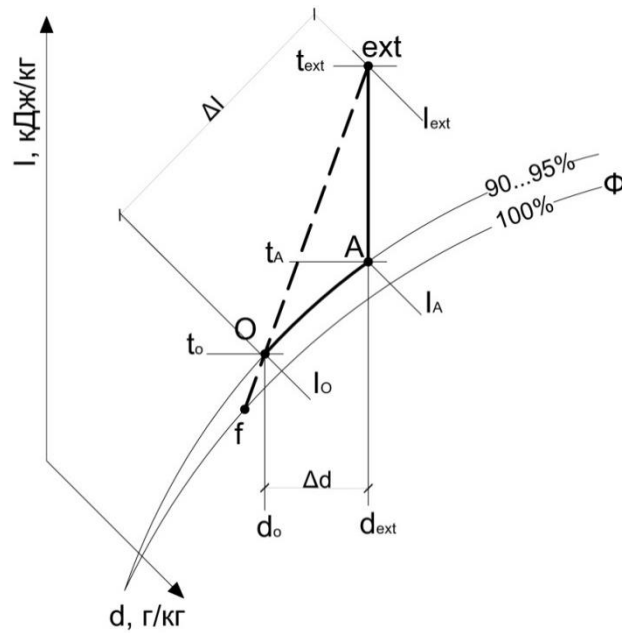


Рис. 1.1 I-d діаграма процесу конденсаційного осушення повітря

В системах кондиціонування повітря для реалізації процесів конденсаційного осушення застосовують поверхневі теплообмінники [12, 13, 29, 30]. Вони, як правило, виготовлені у вигляді оребрених труб зі сторони руху повітря [10]. Теплообмінники випускають одно та багаторядні відносно руху повітряного потоку. Кількість рядів теплообмінного апарата вибирають при розрахунку виходячи з необхідної площі теплообміну. Для проходження води використовується багатоходова схема руху холодоносія, кількість ходів парне число, це обумовлюється конструктивними особливостями теплообмінника та розташуванням розподільного та збірних колекторів [10, 28, 13]. Ребра на труби теплообмінника наносять одним із методів: литтям під тиском, накатним способом, методом екструзії, наварювання або пайки. Найкращі показники коефіцієнтів ефективності дають спіральні-навивні ребра способом витягування ребра з матеріалу труби [31]. При цьому ребра і труба являють собою одну суцільну однорідну конструкцію, в якій виключені втрати теплопровідності в місцях контакту ребра та трубки, при цьому товщина ребра має перемінний характер, що позитивно впливає на процес теплопередачі. Залежно від якісних показників повітряного середовища та холодоносія для теплообмінних апаратів

застосовують наступні композиції матеріалів: Fe-Al (сталева трубка з алюмінієвим оребренням), Cu-Al (мідна трубка з алюмінієвим оребренням).

Розрахунок для процесу сухого охолодження, проводять виходячи із рівняння теплового балансу, таким чином, що елементарна площа поверхні  $dF$ , з температурою поверхні  $\tau$ , омивається повітряним потоком  $G$  (кг/год) з температурою  $t$  ( $t > \tau$ ). Тоді кількість конвективної теплоти що передається через елементарну площину визначається за залежністю [31]:

$$dQ = \alpha_3 (t - \tau) dF, \text{ Вт} \quad 1.1$$

$\alpha_3$  – коефіцієнти тепловіддачі відповідно на зовнішній та внутрішній поверхні теплообмінника, Вт/м<sup>2</sup>К.

При цьому повітря втрачає кількість теплоти, що визиває зменшення температури повітря до  $t_2$  [31]:

$$dQ = -G_n c_p' dt, \text{ Вт} \quad 1.2$$

Прирівнявши обидва рівняння з інтегруванням по температурі від значення  $t_1$  до  $t_2$  отримуємо залежність для оцінки використання площі поверхні теплообміну [31]:

$$t_2 = \tau + (t_1 - \tau) e^{-\frac{\alpha_3 F}{G_n c_p'}}, \text{ }^\circ\text{C} \quad 1.3$$

$c_p'$  - питома ізобарна теплоємність повітря кДж/кг  $^\circ\text{C}$ ; показник степені експоненти являє собою величину кількості одиниць переносу явного тепла [28, 31] :

$$\frac{\alpha_3 F}{G_n c_p'} = NTU_{\text{я}} \quad 1.4$$

Тоді вираз набуває вигляду:

$$t_2 = \tau + (t_1 - \tau) e^{-NTU_{\text{я}}}, \text{ }^\circ\text{C} \quad 1.5$$

Залежність 1.4 використовується для визначення коефіцієнта охолодження  $\alpha_3$  [31]. В ідеальному теплообмінному апараті даний коефіцієнт  $\alpha_3$  дорівнює 1, в реальних він завжди менший одиниці, і тим більший чим більше величина  $NTU_{\text{я}}$ .

Зважаючи, що в оребрених теплообмінниках температура поверхні  $\tau$  неоднорідна по площині теплообміну та змінюється зі зміною значення температури повітря, процес сухого охолодження розглядається як результуючий процес змішування оброблюваного повітря з повітрям тонких плівок безпосередньо біля поверхні теплообміну. Процес на  $i$ - $d$  діаграмі при цьому будується при  $d=\text{const}$ , а замість різних температур поверхонь приймається середня температура поверхні теплообміну  $\tau_{\text{ср}}$  [28, 10, 31].

Коли виконується умова ( $t < \tau$ ), як вже зазначалось раніше, при контакті повітря з такою поверхнею відбувається конденсація вологи, повітря переходить у стан насичення. Далі відбувається змішування насиченого з основним потоком оброблюваного повітря, що в свою чергу змінює напрямок перетікання процесу в сторону зниження вологовмісту. Далі такий процес перетікає зі змінням всіх параметрів повітря і закінчується при досягненні температури близькій до температури поверхні  $\tau$ . Максимально можливе, реальне, значення відносної вологості при конденсаційному осушенні дещо вище за  $\phi=1$ , це пояснюється обмеженням площі поверхні теплообмінного апарату [32, 31]. Значення кінцевої температури повітря в процесі конденсаційного осушення може бути визначено за наступною залежністю [31]:

$$t_2 = t_{\text{хн2}} - \Delta t, \text{ } ^\circ\text{C} \quad 1.6$$

$t_{\text{хн2}}$  – кінцева температура холодоносія,  $^\circ\text{C}$ ;  $\Delta t$  – залежить від прийнятої схеми руху теплоносія, приймається  $1 \dots 3 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

При контакті повітря з поверхнею температурою якої нижче за  $0 \text{ } ^\circ\text{C}$ , відбувається процес сублімації вологи з повітря, що призводить до заростання теплообмінної поверхні шаром інію. Для уникнення обмерзання теплообмінної поверхні, процес осушення повітря механічним ( конденсаційним способом) варто застосовувати при позитивних температурах теплообмінної поверхні, при цьому температура холодоносія обмежується на рівні  $2 \text{ } ^\circ\text{C}$  [10].

Обмеження щодо забезпечення низьких значень відносної вологості повітря в робочій зоні не дозволяють застосовувати конденсаційний метод осушення



повітря в системах технологічного кондиціонування повітря. Зокрема для приміщень фармацевтичної промисловості [10, 33], де за вимогами технологічного процесу, необхідно дотримуватись значень відносної вологості нижче 30 %. Відхилення в допустимих значеннях відносної вологості  $\pm 5\%$ , не дозволяють застосування систем періодичної дії (конденсаційне осушення повітря до точки роси 2 °С, з системою відтаювання теплообмінного апарату). Вихід значень відносної вологості за допустимі межі може призвести до злипання гігроскопічної сировини фарм препаратів, як наслідок брак партії продукції, що несе за собою матеріальні збитки.

#### 1.4 Розрахункові залежності для поверхневих теплообмінних апаратів.

Основним завданням при розрахунку теплообмінних апаратів є визначення теплообмінної поверхні. Загальна площа теплообмінної поверхні складається із суми площі не оребреної поверхні трубки та площі оребрення. При використанні оребрення відбуваються зміни умов тепловіддачі від зовнішньої поверхні оребрення повітрю, а також теплопередачі від зовнішньої поверхні оребрення до внутрішньої стінки труби. Основним фактором який впливає на процес теплопередачі крізь стінки труб є термічний опір теплопередачі. Сам процес теплопередачі описується законом Фур'є [31]:

$$dQ = kFdt_{cp}, \text{ Вт} \quad 1.7$$

де:  $k$ -коефіцієнт теплопередачі,  $\text{Вт}/\text{м}^2\text{°С}$ ;  $F$ - площа поверхні теплопередачі, яка включає в себе площу поверхні труб та оребрення,  $\text{м}^2$ ;

Кількість теплоти що відбирається від повітря визначається за формулою:

$$dQ = G_n(I_1 - I_2) = G_n c_p' \xi (t_{c1} - t_{c2}), \text{ Вт} \quad 1.8$$

Тоді справедливо записати рівняння теплового балансу для теплообмінного апарату в процесі конденсаційного осушення:

$$kFdt_{cp} = G_n c_p' \xi (t_{c1} - t_{c2}) \quad 1.9$$

$\Delta t_{cp}$  - середньо логарифмічна різниця температур повітря та холодоносія.

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\delta} + \Delta t_{\text{м.}}}{2,31 \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м.}}}}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad 1.10$$

$\Delta t_{\delta}$ ,  $\Delta t_{\text{м.}}$  - більша та менша різниці температур повітря холодоносія,  $^\circ\text{C}$ , які залежать від характеру руху повітря та холодоносія. Для умов кондиціонування повітря приймають перехресно-противотокову схему руху [31], із шаховим розміщенням трубок.

Коефіцієнт теплопередачі враховує процеси складного теплообміну конвекцією від холодоносія до поверхні трубки та від поверхні оребрення до повітря, а також процес теплопровідності в товщі поверхні трубки та оребрення.

$$k = \frac{1}{R_{\text{в}} + R_{\text{т}} + R_{\text{з}}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + \sum \frac{\delta}{\lambda} \frac{F_{\text{вн}}}{F_{\text{н}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{з}}}}, \text{ Вт/м}^2 \quad 1.11$$

$R_{\text{в}}$ ,  $R_{\text{з}}$  - термічний опір теплопередачі від внутрішньої та зовнішньої поверхні теплообмінного апарата,  $\text{м}^2\text{К/Вт}$ ;  $R_{\text{т}}$  - термічний опір теплопередачі трубки та оребрення,  $\text{м}^2\text{К/Вт}$ ;  $\alpha_{\text{в}}$ ,  $\alpha_{\text{з}}$  - коефіцієнти тепловіддачі відповідно на зовнішній та внутрішній поверхні теплообмінника,  $\text{Вт/м}^2\text{К}$ ;  $\delta$  - товщина трубки,  $\text{мм}$ ;  $\lambda$  - коефіцієнт теплопровідності матеріалу трубки,  $\text{Вт/мК}$ ;  $F_{\text{з}}/F_{\text{вн}}=K_{\text{ор}}$  - коефіцієнт оребрення, який являє собою відношення всієї площі зовнішнього оребрення до площі внутрішньої поверхні.

Режим руху в теплообмінних апаратах приймають турбулентний ( $Re \geq 10\,000$ ) при цьому швидкість руху води всередині трубок рекомендується приймати на рівні 0,5-1,5 м/с [28, 10, 31, 34]. Для холодоносія води при середній температурі  $10\,^\circ\text{C}$  згідно з [31] для визначення  $\alpha_{\text{в}}$  користуються залежністю:

$$\alpha_{\text{в}} = 1400 \frac{\omega_{\text{x}}^{0,8}}{d_{\text{в}}^{0,2}}, \text{ Вт/м}^2\text{К} \quad 1.12$$

Де:  $\omega_{\text{x}}$  - швидкість руху води в трубках теплообмінного апарату, м/с;  $d_{\text{в}}$  - внутрішній діаметр трубки,  $\text{мм}$ .

При розрахунках обтікання повітрям оребреної трубки користуються залежностями як для руху повітря в щілинних каналах [31]. Згідно якої коефіцієнт

тепловіддачі від повітря до зовнішньої поверхні розраховують виходячи з наступних залежностей:

$$Nu = c Re^n \left( \frac{l}{d_{ек}} \right)^p \quad 1.13$$

де:  $l$  – довжина щілиноподібного каналу яка береться як відстань від кромки першого ряду трубок до кромки останнього ряду трубок в напрямку руху повітря, мм;  $d_e$  – еквівалентний діаметр, який для ребристої поверхні представляє характерний лінійний розмір, мм.

Для визначення еквівалентного діаметру використовують залежність:

$$d_e = \frac{2(S_T - d_H)(S_P - \delta)}{(S_T - d_H) + (S_P - \delta)}, \text{ мм} \quad 1.14$$

де:  $S_T$  – крок труб в напрямку перпендикулярному до напрямку руху повітря, мм;  $S_P$  – крок оребрення, мм;  $d_H$  – зовнішній діаметр трубопроводу, мм;  $\delta$  – товщина ребра, мм.

Труби для проходження холодоносія в суміжних рядах розташовують в шаховому порядку, що покращує процес тепловіддачі [10]. Коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої оребреної поверхні, при шаховому розташуванні труб, обчислюють за наступною залежністю [31]:

$$\alpha_s = 4,16 d_e^{0.095} d_H^{-0.5} (\gamma w)^{0.595}, \text{ Вт/м}^2\text{К} \quad 1.15$$

$\gamma w$  – масова швидкість руху повітря в перетині повітроохолоджувача, кг/м<sup>2</sup>с. В розрахунках процесів охолодження та осушки приймається не вище 6 кг/м<sup>2</sup>с для забезпечення умови не виносу капель конденсату з теплообмінної поверхні [31, 35].

Особливість процесу теплопровідності в товщі оребрення та стінки труби враховується коефіцієнтом ефективності ребристої поверхні  $K_e$ . «На величину этого коэффициента оказывает влияние тепловое сопротивление ребра и места контакта между ребром и наружной поверхностью трубки. Значение коэффициента эффективности оценивается по величине изменений температуры всей ребристой поверхности по сравнению с температурой на наружной

поверхности неоребреной части трубок» [31, р. 239]. Для розрахунку коефіцієнта ефективності ребристої поверхні використовують формулу [31, 34, 36]:

$$K_e = \frac{t - \nu_H}{t - \nu_T} \quad 1.16$$

де:  $\nu_H$  - середня температура всієї ребристої поверхні, °С;

$\nu_T$  - середня поверхні неоребреної частини трубки, °С;

$$t - \nu_H = \frac{(t - \nu_p)F_p + (t - \nu_T)F_T}{F_p + F_T}, \text{ °С} \quad 1.17$$

$\nu_T$  - середня поверхні ребра, °С;  $F_p$  – площа поверхні ребра, м<sup>2</sup>;  $F_T$  – площа поверхні неоребреної частини трубки, м<sup>2</sup>;

Зміну тепловіддачі від зовнішньої оребреної поверхні до повітря з температурою  $t_0$  враховується коефіцієнтом ефективності ребра:

$$K_{ep} = \frac{(t - \nu_p)}{(t - \nu_T)} \quad 1.18$$

Значення коефіцієнта ефективності ребристої поверхні залежить від значень коефіцієнту ефективності ребра  $K_p$  і оребрення  $K_{op}$  та пов'язане залежністю:

$$K_e = K_p + \frac{1 - K_p}{K_{op}} \quad 1.19$$

В інженерній практиці приймаються оребрені поверхні теплообмінних апаратів із значенням коефіцієнта ефективності ребра  $K_{ep} > 0,85$ , таким чином при величинах коефіцієнту ефективності оребрення  $K_{op} > 10$  можна прийняти, що  $K_e = K_{ep}$ .

Тоді для визначення коефіцієнта теплопередачі від повітря до холодоносія, з врахуванням оребреної поверхні труб теплообмінника, використовують наступні залежності:

- для процесу сухого охолодження:

$$k = \frac{1}{\frac{K_{op}}{\alpha_b} + \frac{1}{\alpha_3 K_e}} \quad 1.20$$

- для процесу охолодження з випадінням конденсату (конденсаційне):

$$k = \frac{1}{\frac{K_{op}}{\alpha_B} + \frac{1}{\xi \alpha_3 K_e}} \quad 1.21$$

Для процесу конденсаційного осушення повітря при визначенні коефіцієнта теплопередачі від повітря до холодоносія характерне збільшення холодопродуктивності повітроохолоджувача за рахунок прихованої теплоти конденсації водяних парів на поверхні теплообмінника. Вплив процесу масообміну на процес теплообміну враховується коефіцієнтом  $\xi$  [10, 31, 36]:

$$\xi = \frac{(I_1 - I_2)}{c_p'(t_{c1} - t_{c2})} \quad 1.22$$

$I_1, I_2$  – ентальпія повітря на вході та виході з повітроохолоджувача, кДж/кг;  $c_p'$  – питома ізобарна теплоємність повітря кДж/кг °С;  $t_{c1}, t_{c2}$  – початкова та кінцева температури повітря в процесі охолодження, °С.

Коефіцієнт  $\xi$  (коефіцієнт вологовипадіння) визначає кут нахилу лінії процесу конденсаційного осушення на i-d діаграмі. Для систем технологічного кондиціонування повітря варто забезпечувати значення даного коефіцієнту на рівні 1,1...2,0 [10].

Як видно з розрахункових залежностей для теплообмінних апаратів систем осушення повітря, правильний вибір теплообмінного апарату вимагає від інженера-проектувальника врахування багатьох факторів, визначаючими з яких є: площа поверхні теплообміну, температура холодоносія та кінцеві значення параметрів повітря після процесу осушення.

### 1.5 Реалізація конденсаційного (механічного) осушення повітря в СКП.

Для реалізації процесів конденсаційного осушення повітря в системах кондиціонування повітря застосовується холодна вода з параметрами близько 6°С [12]. Подальше зниження температури холодоносія призводить до обмерзання

теплообмінної поверхні, що не дозволяє забезпечувати постійно задані параметри відносної вологості і температури в обслуговуваному приміщенні [10].

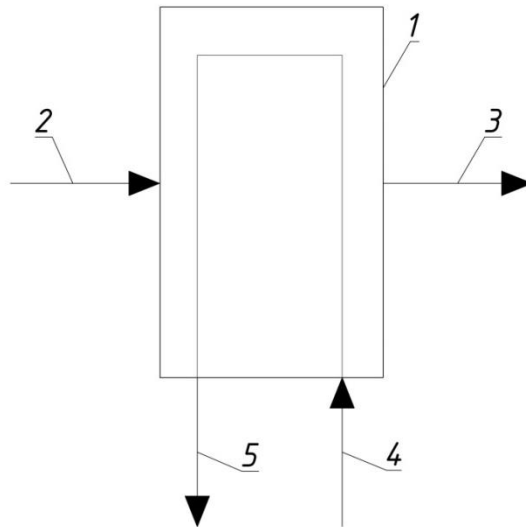


Рис.1.2 Противотокова схему руху холодоносія для СКП з механічним осушенням повітря. 1- теплообмінний апарат секції охолодження та осушення повітря; 2 – вхід повітря; 3 – вихід повітря; 4 – вхід холодоносія; 5 – вихід холодоносія;

Вода подається на теплообмінники, переважно за противотоковою схемою руху Рис.1.2, тим самим забезпечуючи більш ефективно перебігання процесу охолодження та осушення [28]. Схема системи кондиціонування повітря з механічним (конденсаційним) осушенням повітря наведена на Рис.1.3. Процес обробки повітря для системи кондиціонування з механічним осушенням повітря наведена на Рис.1.4.

Для нормальної роботи теплообмінних апаратів масова швидкість руху повітря вибирається в межах 3-6 кг м<sup>2</sup>/с [28, 10, 31, 33], при такій швидкості сконденсована волога не виноситься з теплообмінного апарату потоком повітря. При більших швидкостях після охолоджувачів встановлюється секція каплевловлювання, виготовлена з пластин, що змінюючи напрямок руху повітря затримують не сконденсовану вологу [28, 10].

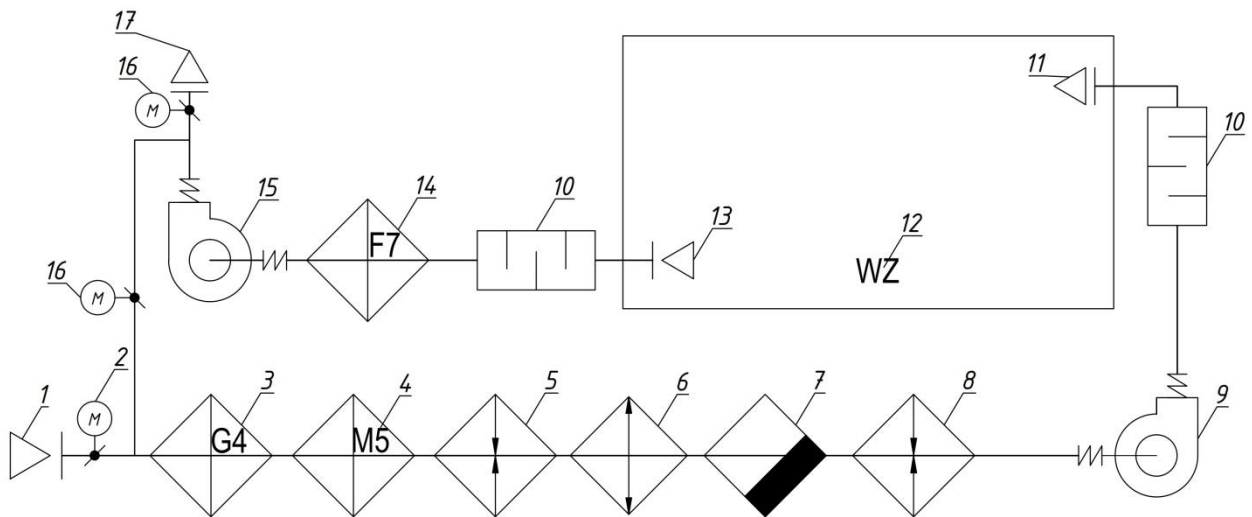


Рис.1.3 Схема системи кондиціонування повітря з конденсаційним осушенням повітря.

1-забір повітря; 2 – заслінка з електроприводом; 3 – фільтр грубої очистки повітря; 4 – фільтр середньої очистки повітря; 5 – теплообмінник першого підігріву повітря; 6 – теплообмінник охолодження та осушення повітря; 7 – каплевловлювач; 8 – теплообмінник другого підігріву повітря; 9 – припливний вентилятор; 10 – шумоглушник; 11 – повітророзподільний пристрій; 12 – обслуговуване приміщення; 13 – решітка для видалення повітря; 14 – фільтр тонкої очистки повітря; 15 – витяжний вентилятор; 16 – заслінка з електроприводом на викиді повітря та лінії першої рециркуляції; 17 – викид повітря на зовні.

В процесі механічного осушення повітря охолоджується нижче температури точки роси, яка для розрахункової температури зовнішнього повітря в теплий період року, для території України лежить в діапазоні 10...12 °С, при підтриманні відносної вологості повітря в приміщенні на рівні  $45 \pm 15\%$ , та 2...5 °С при підтриманні в приміщенні відносної вологості нижче 30%. Для подачі повітря в приміщення, та виконання умов повітророзподілення, забезпечення належного формування припливної струмینی, повітря підігрівають. Витрати на другий підігрів повітря значно знижують ефективність процесу конденсаційного осушення повітря [28, 37].

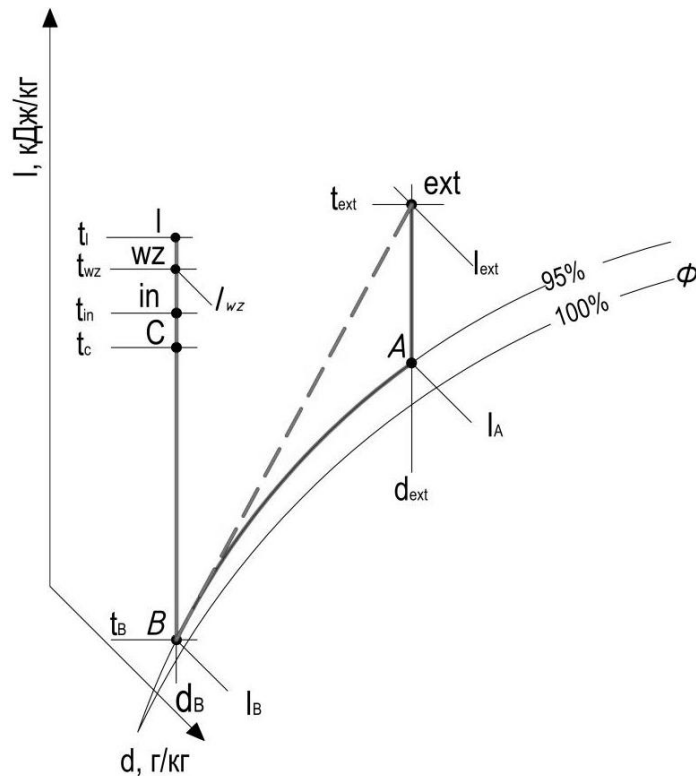


Рис.1.4 I-d діаграма процесів кондиціонування повітря з механічним осушенням повітря та другим підігрівачем повітря

Для зниження витрат теплоти в процесі механічного осушення намагаються позбавитися від теплообмінників другого підігріву [28]. Для цього в системах без підтримання відносної вологості внутрішнього повітря, застосовують процеси керованого охолодження повітря, змінюючи кількість холодоносія при незмінній температурі (кількісне регулювання), що дозволяє зупинити процес осушення в точці з температурою припливного повітря [28, 10, 33]. Схема системи кондиціонування такого типу наведена на Рис.1.5.

Поряд із керованим процесом охолодження та осушення повітря в СКП для зниження витрат на другий нагрів застосовують схеми обробки повітря з застосуванням байпасу частини повітря повз повітроохолоджувач Рис.1.6, або, якщо це не заперечно технологією виробництва, схеми з двома рециркуляціями повітря.



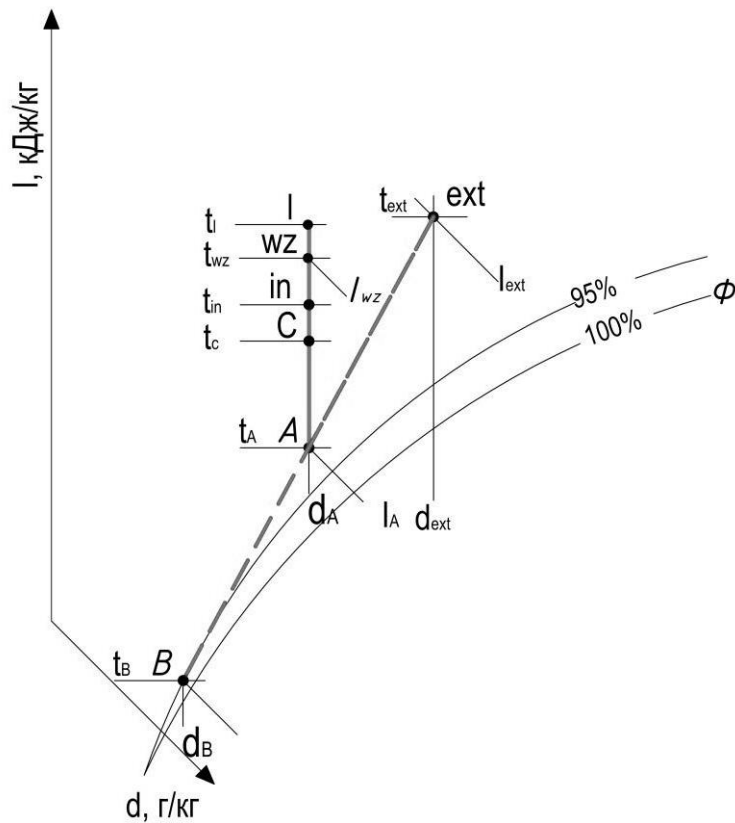


Рис.1.5 I-d діаграма системи кондиюнування повітря з процесу керованого охолодження повітря

Процес обробки повітря на i-d діаграмі, при застосуванні байпасу виглядає аналогічно до процесу керованого охолодження повітря. При застосуванні таких схем обробки повітря частина повітря проходить через повітроохолоджувач де охолоджується до параметрів значно нижчих ніж необхідно, потім змішуючись з частиною повітрям яке пройшло по байпасу нагрівається по політропі до параметрів притоку. При цьому відпадає необхідність в застосуванні теплообмінника другого нагріву.

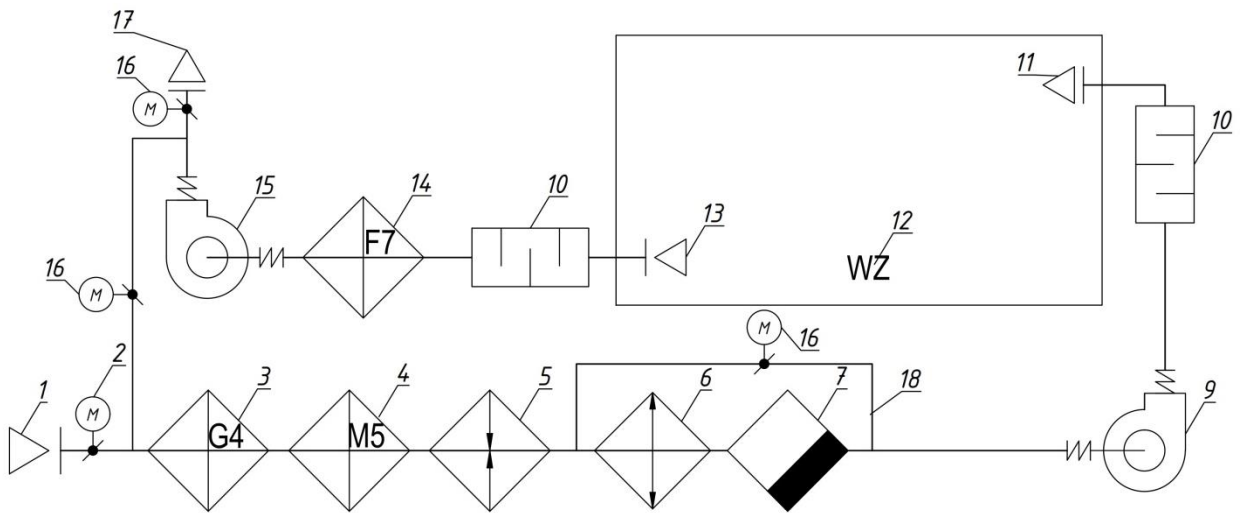


Рис.1.6 Схема системи кондиціонування повітря з застосуванням бай пасу частини зовнішнього повітря повз охолоджувач.

1 - забір повітря; 2 – заслінка з електроприводом; 3 – фільтр грубої очистки повітря; 4 – фільтр середньої очистки повітря; 5 – теплообмінник першого підігріву повітря; 6 – теплообмінник охолодження та осушення повітря; 7 – каплевловлювач; 8 – теплообмінник другого підігріву повітря; 9 – припливний вентилятор; 10 – шумоглушник; 11 – повітророзподільний пристрій; 12 – обслуговуване приміщення; 13 – решітка для видалення повітря; 14 – фільтр тонкої очистки повітря; 15 – витяжний вентилятор; 16 – заслінка з електроприводом на викиді повітря та лініях першої і другої рециркуляції; 17 – викид повітря на зовні; 18 – лінія другої рециркуляції

Поряд з наведеними способами зниження витрат теплоти на другий підігрів, також використовують теплоту конденсаторів холодильних машин [10]. При цьому повітроохолоджувач виступає в ролі випарника холодильної машини, а теплообмінник другого нагріву в ролі конденсатора. До приміщення центрального кондиціонера при такому способі обробки повітря включають компресор, для перекачування холодоагенту між випарником та конденсатором, а також дросель-клапан контролю тиску випарювання холодоагенту Рис.1.7.

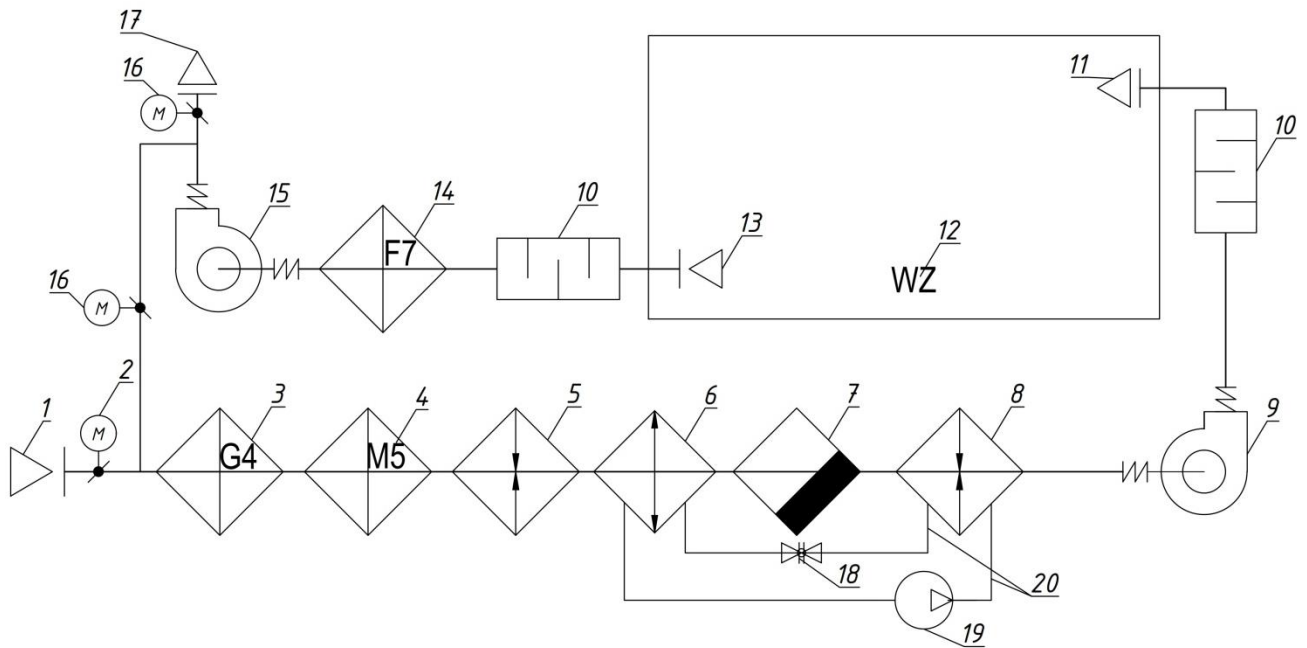


Рис.1.7 Схема системи кондиціонування повітря з використанням теплоти конденсації для другого підігріву повітря.

1 - забір повітря; 2 – заслінка з електроприводом; 3 – фільтр грубої очистки повітря; 4 – фільтр середньої очистки повітря; 5 – теплообмінник першого підігріву повітря; 6 – теплообмінник охолодження та осушення повітря; 7 – каплевловлювач; 8 – теплообмінник другого підігріву повітря; 9 – припливний вентилятор; 10 – шумоглушник; 11 – повітророзподільний пристрій; 12 – обслуговуване приміщення; 13 – решітка для видалення повітря; 14 – фільтр тонкої очистки повітря; 15 – витяжний вентилятор; 16 – заслінка з електроприводом на викиді повітря та лінії першої рециркуляції; 17 – викид повітря на зовні. 18 – терморегулюючий вентиль; 19- компресор; 20 – фреоноводи.

Проте, по-перше: застосування наведених способів регулювання холодопродуктивності, та зменшення навантаження на другий підігрів повітря після його охолодження та осушення, не знімає обмеження щодо мінімально можливої температури поверхні теплообмінного апарату, що також не дозволяє застосовувати данні способи обробки повітря для СКП які потребують температури точки роси в припливному повітрі на рівні 2...5 °С.

По-друге для забезпечення температури точки роси нижче  $6\text{ }^{\circ}\text{C}$ , з'являється необхідність застосування добавок що знижують температуру кристалізації холодоносія. При цьому збільшується масова витрата холодоносія, що призводить до зростання вартості насосного та теплообмінного обладнання, площі необхідної для розташування допоміжного обладнання та баків поповнення систем.

#### 1.6 Застосування адсорбційного способу осушення повітря в системах кондиціонування повітря.

Під процесом адсорбційного осушення повітря варто розуміти застосування властивостей сорбентів для видалення із повітря надлишкової вологи. Процес сорбції в СКП переважно зустрічається у вигляді фізичної адсорбції коли при взаємодії адсорбенту з адсорбтивом не відбувається зміни їх властивостей та молекулярної структури; а також капілярної конденсації – переважно відбувається на поверхні адсорбенту як перша стадія процесу сорбції [38, 39, 40].

Фізична адсорбція присутня на рівні сил міжмолекулярної взаємодії коли значення відстані ( $r_0 < 1\text{ нм}$ ) наближено до розмірів молекул. Величина взаємодії оцінюється потенціалом Леннарда-Джонса [10]:

$$U_{LG} = 4U_0 \left[ \left( \frac{\sigma}{r} \right)^{12} - \left( \frac{\sigma}{r} \right)^6 \right] \quad 1.23$$

$\sigma$  – відстань між молекулами, яка відповідає рівноважному стану ( $U_{LG}=0$ ), мм;  $U_0$  – мінімальна енергія взаємодії, Дж;  $r$  – відстань між молекулами, що відповідає  $U_0$ , мм.

Потенціальна енергія молекул має позитивний знак при виконанні вимоги:  $\sigma < r$ , в інакшому випадку переважають сили відштовхування при ще більшому зростанні відстані потенціальна енергія стану рівна нулю [10, 41, 42, 11].

Явище капілярної конденсації спостерігається на макропористих тілах при наявності на поверхні пор залишкової вологи, що утворює в порах ввігнутий меніск. Як відомо [42, 41] парціальний тиск насичених водяних парів над ввігнутою поверхнею меніска менше ніж над плоскою поверхнею. Таким чином за рахунок різниці парціальних тисків в осушуваному повітрі та капілярі

починається конденсація водяних парів заповнюючи весь об'єм капіляру. Інтенсивність за умови перебігання процесу капілярної конденсації обернено пропорційно залежать від радіуса капіляра. Радіус меніска при котрому починається явище капілярної конденсації лежить в межах  $(1 \dots 1,5) \times 10^{-3}$  мкм [41]. Явища сорбції водяних парів супроводжується виділенням теплоти адсорбції, в зв'язку із втратою молекулою водяних парів однієї зі степенів свободи, при контакті з твердою поверхнею. Теплота адсорбції водяних парів  $q_{\text{адс}} = 3000$  кДж/кг, складається з теплоти випарювання та теплоти змочування [10, 31, 11]. В процесі конденсації водяних парів прихована теплота трансформується в явну, та повертається назад до повітря підвищуючи його температуру. Теплота змочування витрачається в основному на нагрівання масиву адсорбера та теплопередачею через корпус апарату виводиться в навколишнє середовище [31, 11].

В інженерних розрахунках процесів обробки повітря на *i-d* діаграмі умовно процес осушення повітря зображується прямою лінією по ізоїнтальпі Рис.1.8. Для вираження кутового коефіцієнта процесу записуємо рівняння балансів теплоти та вологи в процесі адсорбції [43]:

$$G_n I_2 = G_n I_1 - W_k c_{\omega} t_2 - q_a W_k + 420 W_k \quad 1.24$$

$$G_n d_2 / 1000 = G_n d_1 / 1000 - W_k \quad 1.25$$

де:  $G_n$  – витрата повітря, кг/год;  $I_1, I_2$  – ентальпія повітря на початку і в кінці процесу адсорбції, кДж/кг;  $c_{\omega}$  – питома теплоємність повітря, кДж/кгК;  $t_2$  – температура повітря в кінці процесу адсорбції;  $W_k$  – кількість сконденсованої вологи в процесі адсорбції за одну годину;  $q_a$  – витрата теплоти на нагрівання адсорбенту і конструкцій адсорбера (приймається 420 кДж/кг); 420 – питома теплота змочування 420 кДж/кг.

Розділивши рівняння 1.24 на рівняння 1.25 та спростивши його, отримуємо залежність для вираження кута процесу:

$$\varepsilon = c_{\omega} t_2 + q - 420 \approx c_{\omega} t_2 \quad 1.26$$

Процес адсорбції водяних парів закінчується в точці 2. Повне насичення адсорбера вологою відбувається коли парціальний тиск насичених водяних парів в повітрі та в адсорбері рівні між собою, при цьому стан повного насичення адсорбенту вологою вважається статичною ємністю адсорбенту [10, 42]. В процесі насичення адсорбенту вологою його здатність поглинати водяні пари з повітря не постійна, і залежить від властивостей адсорбенту та адсорбату.

В реальних умовах процес адсорбційного осушення повітря буде протікати по ізоінтальпі лише при температурі повітря ( $t_2=0$ ), в інших випадках спостерігається відхилення кута процесу приблизно на  $160\dots 200$  кДж/кг [10].

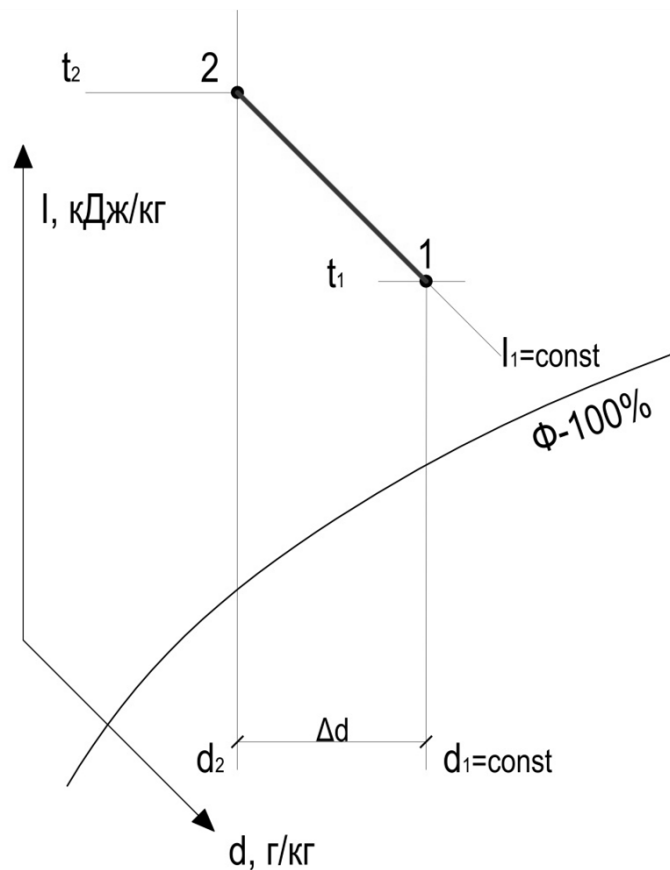


Рис.1.8 I-d діаграма процесу адсорбційного осушення повітря

Необхідна кількість адсорбенту (кг) в процесі осушення повітря розраховується за залежністю [10, 43, 44]:

$$W = G_n \Delta d = \frac{aV_{add} \rho_{adc}}{z}, \text{ кг} \quad 1.27$$

де:  $a$  – величина адсорбції, кг/кг;  $V_{\text{адс}}$  – об’єм адсорбенту, м<sup>3</sup>;  $\rho_{\text{адс}}$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;  $z$  – час протікання процесу адсорбції, с.

Величина адсорбції  $a$  (кг/кг) визначається як відношення кількості адсорбату, що поглинається до площі поверхні адсорбера, зважаючи на складність аналітичного визначення площі поверхні адсорбенту, дана величина розраховується на одиницю маси адсорбенту.

$$a = \frac{V}{S} = \frac{V}{M}, \text{ кг/кг} \quad 1.28$$

Після досягнення повного насичення адсорбенту необхідно проводити процес регенерації його здатностей поглинати вологу [33]. Процес регенерації складається з двох послідовних стадій: десорбції та охолодження. В процесі десорбції [10] забезпечується умова  $P_{\text{д}} > P_{\text{п}}$  ( $P_{\text{д}}$  – тиск водяних парів на поверхні адсорберу,  $P_{\text{п}}$  – тиск водяних парів в потоці повітря) чим забезпечується видалення вологи з шару адсорбенту. Далі адсорбер охолоджують для досягнення його початкового стану  $P_{\text{д}} < P_{\text{п}}$ .

На сьогодні для здійснення процесів осушення повітря в системах кондиціонування повітря застосовуються дві основні схеми адсорбційних установок осушення повітря: періодичної дії (до них також відносяться апарати з адсорбентами, що перемикаються з одного на другий) та неперервного типу (роторно-сорбентні апарати) [28, 10, 11, 33]. Процеси в апаратах періодичної дії нестационарні [11] вони переважно застосовуються для осушення технічних стиснених газів [10, 33]. Розрахунки процесу осушення повітря в апаратах періодичної дії детально розглянуті в [39, 40, 11, 43, 44] в програмі даної кандидатської дисертації не розглядаються.

Роторно-сорбентна технологія осушення повітря реалізується в центральних системах кондиціонування повітря для осушення великих мас повітря. Схема системи роторно-сорбційного осушувача наведена на Рис.1.9. Ротор, як основний елемент, даної схеми складається розташованих по чергово плоских алюмінієвих пластин та гофрованих пластин, також можливе виконання ротора в вигляді ротора, переважно з кераміки [10].

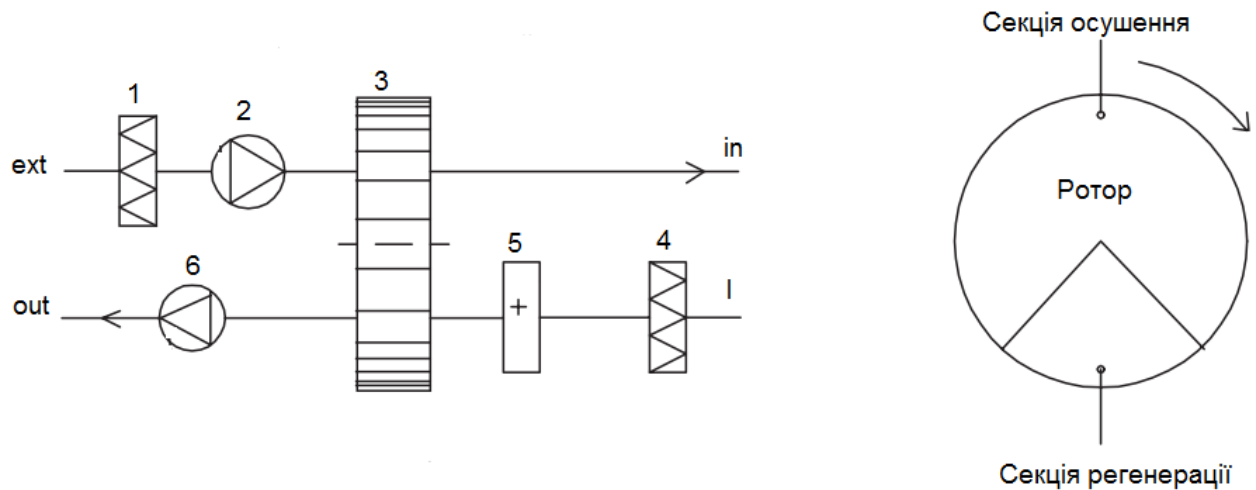


Рис.1.9 Принципова схема адсорбційного осушення повітря.

1- повітряний фільтр; 2 – вентилятор на лінії осушення повітря; 3 – ротор-сорбент; 4 – повітряний фільтр; 5 – калорифер регенеративного потоку повітря; 6 – вентилятор на лінії регенерації. ext – зовнішнє повітря; in – повітря після осушення (припливне повітря); I – повітря для регенерації ; out – повітря після регенерації.

На поверхні алюмінієвих пластин наноситься шар десиканту методом хімічної кристалізації. Утворена таким чином структура ротора дозволяє добитися площі поверхні контакту повітря з десикантом до  $6000 \text{ м}^2/\text{м}^3$  аеродинамічний опір при цьому лежить в діапазоні  $100 \dots 200 \text{ Па}$  [10]. Такі ротори вготовляються світовими компаніями: Munters [45], Seibu Giken [46], Cotes [47].

В процесах роторно-адсорбційного осушення повітря температура ротора  $t_a$  відрізняється від температури осушуваного потоку повітря  $t_{\text{пов}}$  [10], при чому  $t_a > t_{\text{пов}}$ , в наслідок чого відбувається відхилення променю процесу в сторону збільшення ентальпії потоку повітря. Поряд з цим в літературі [10] вказується про вплив температури регенеративного потоку повітря та швидкості обертання ротора на перебігання процесу сорбції. Найбільше наближення до ізоентальпії процесу осушення спостерігається при температурах регенерації нижче ніж  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ . Швидкість обертання ротора виступає керованим фактором в процесі адсорбційного осушення повітря. Таким чином при збільшенні обертів ротора



спостерігається зменшення поглинутої вологи за той же проміжок часу. Рекомендований діапазон швидкостей приймається в залежності від конструкції ротора-осушувача і лежить в межах 8-20 об/год. В літературі [10] також вказується про можливість проведення процесу адсорбції при  $T=const$ , температура регенерації при цьому знаходиться на рівні 45 °С і забезпечується багатоступеневий відвід теплоти від ротора-осушувача.

Таким чином застосування адсорбційного осушення в системах кондиціонування повітря дозволяє отримувати температури точки роси припливного повітря до -70 °С. Проте найбільші витрати теплової енергії, присутні в процесі регенерації ротора, що стримує широке застосування даного способу осушення повітря в системах кондиціонування. Перебігання процесів сорбції дуже залежать від якості адсорбенту, вибраної технології для здійснення процесу осушення та способу регенерації адсорбенту, що значно впливає на термін служби самого адсорбенту.

### 1.7 Недоліки застосування конденсаційного та адсорбційного способів осушення повітря в СКП для приміщення зберігання насіння гарбуза

Зберігання насіння родини гарбузових, капусти, редису, редьки, брукви, буряка та іншої сільськогосподарської продукції в регламентованих умовах потребує підтримання параметрів повітряного середовища - температури повітря в межах 10...12 °С та відносної вологості не вище 60 % [6]. Зона потрібних параметрів повітря наведена на Рис.1.10 (лінія 1-2-3-4). Для виконання зазначених вимог системи кондиціонування повітря обладнують секціями охолодження та осушення повітря.

Для задоволення потреб по підтриманню відносної вологості повітря традиційно в СКП застосовують переважно способи конденсаційного та адсорбційного осушення повітря [48].

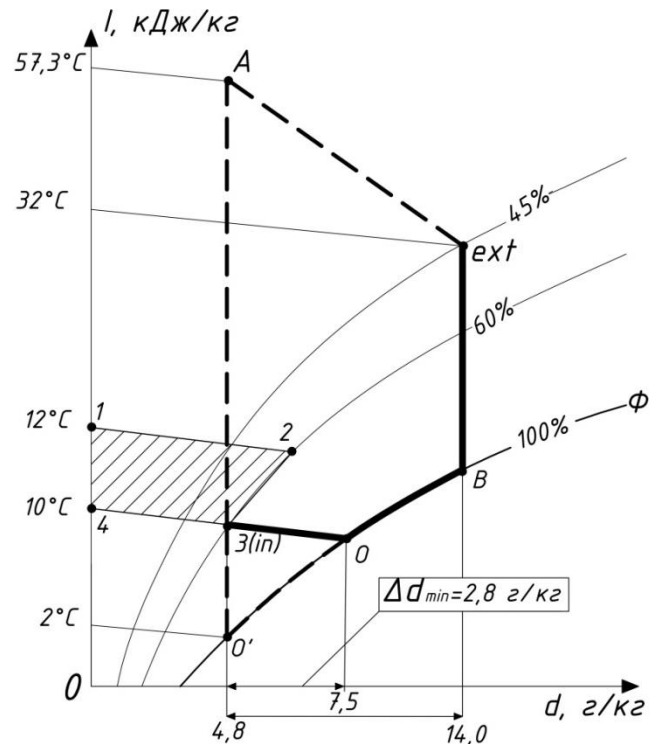


Рис.1.10 I-d – діаграма вологого повітря із процесами обробки для зберіганні сільськогосподарської продукції

Як відомо, для конденсаційного способу осушення зі зростанням температури та відносної вологості повітря збільшується питома здатність осушення на 1 кВт споживаної енергії. Крім того, ефективність конденсаційного способу осушення різко падає зі зменшенням відносної вологості повітря.

При низьких температурах повітря, для конденсаційного способу характерні значні витрати енергії для переохолодження повітря (16 кДж/кг повітря) нижче точки роси, а також наступного нагрівання до параметрів припливу (8 кДж/кг повітря). Разом з тим при переохолодженні повітря нижче 5 °С відбувається обмерзання поверхні теплообмінного апарату [10, 33] і на поверхні теплообмінного апарату з'являється шар інію, який призводить до росту термічного та аеродинамічного опору теплообмінного апарату. Наростання шару інію та зміна його теплофізичних властивостей призводить до нестационарного характеру процесу теплообміну на поверхні теплообмінного апарату, і як наслідок система функціонує в циклічному режимі з періодичним відтаванням теплообмінника.

На i-d-діаграмі Рис.1.10 наведено процес конденсаційного осушення повітря для задоволення необхідних параметрів мікроклімату в приміщенні зберігання насіння родини гарбузових, у вигляді відрізка ext-B-O-O'-in. Необхідна температура повітря після секції осушення складає  $t. O' 2 \text{ } ^\circ\text{C}$ . За таких умов система працює нестабільно з періодичним відтаванням теплообмінника, що підтверджується даними експлуатації системи, як результат не сприяє стабільності підтримки заданих параметрів мікроклімату.

Даного недоліку позбавлені системи осушення повітря на основі сорбентних технологій (процес ext – A Рис.1.10). Разом з тим застосування адсорбційних осушувачів, більш виправдане в області низьких значень відносної вологості повітря [33]. Де на відміну від конденсаційного способу ефективність поглинання вологи зменшується не суттєво. Проте вони потребують додаткових енерговитрат при сухому охолодженні (процес A-3 ) та при регенерації адсорбенту (54 кДж/кг оброблюваного повітря). До вказаних недоліків слід додати необхідність в додаткових площах приміщень для розміщення основного обладнання, обмежений термін служби сорбенту, особливо у разі використання солей літію [10], схильних до вимивання при відхиленні від номінальних технологічних режимів роботи, що разом стримує широке застосування даного методу осушення повітря.

У результаті можна чітко виділити області переважного використання кожного з зіставляються типів осушувачів рис. Рис.1.11

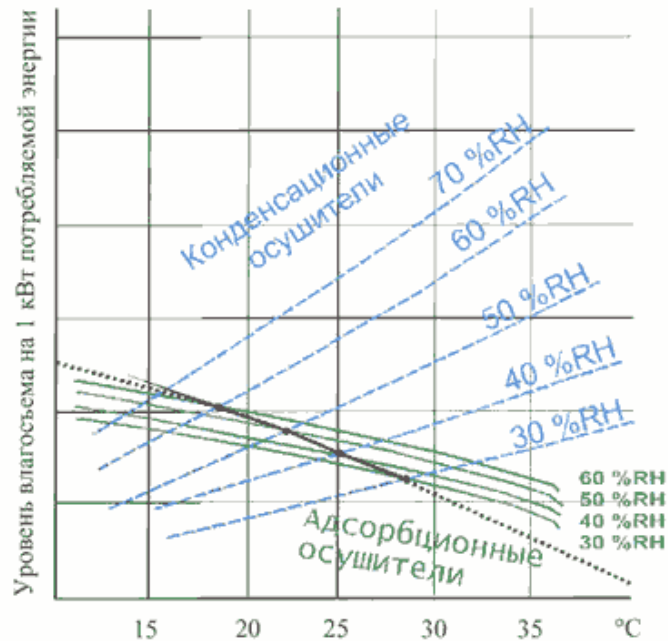


Рис.1.11. Области переважного використання конденсаційного та адсорбційного осушення повітря

Сучасні дослідження направлені на оптимізацію та зниження витрат в процесі осушення повітря [49, 50, 51, 52].

Наприклад в роботі Hua Liu, Yi Jiang – Китай [52] розглядаються способи зменшення витрат ексергії в процесі адсорбційного осушення повітря. Основну увагу приділяють зниженню температури регенерації адсорбенту, шляхом оптимізації процесів оброблення повітря в роторі адсорбційного осушення повітря. Поряд з цим аналізується попереднє охолодження повітря (комбінування конденсаційного та адсорбційного способів осушення повітря) для підвищення загальної ексергетичної ефективності процесу. Як результат наведено спосіб багатостадійного осушення повітря в СКП із застосуванням адсорбційного способу, який має певні переваги в порівнянні із вказаними в енерговитратах, але не виключає їх суттєво, тому що залишає стадії перегріву й переохолодження і також потребують відповідних додаткових площ для розміщення основного та допоміжного обладнання. Схема багатостадійного процесу осушення повітря, згідно з [52] наведена на Рис.1.12.

Також заслуговує уваги робота автора Алі Ісса - УССР [53] яка присвячена застосуванню комбінації непрямого випарного охолодження та адсорбційного осушення повітря для зниження енерговитрат в процесі підготовки повітря.

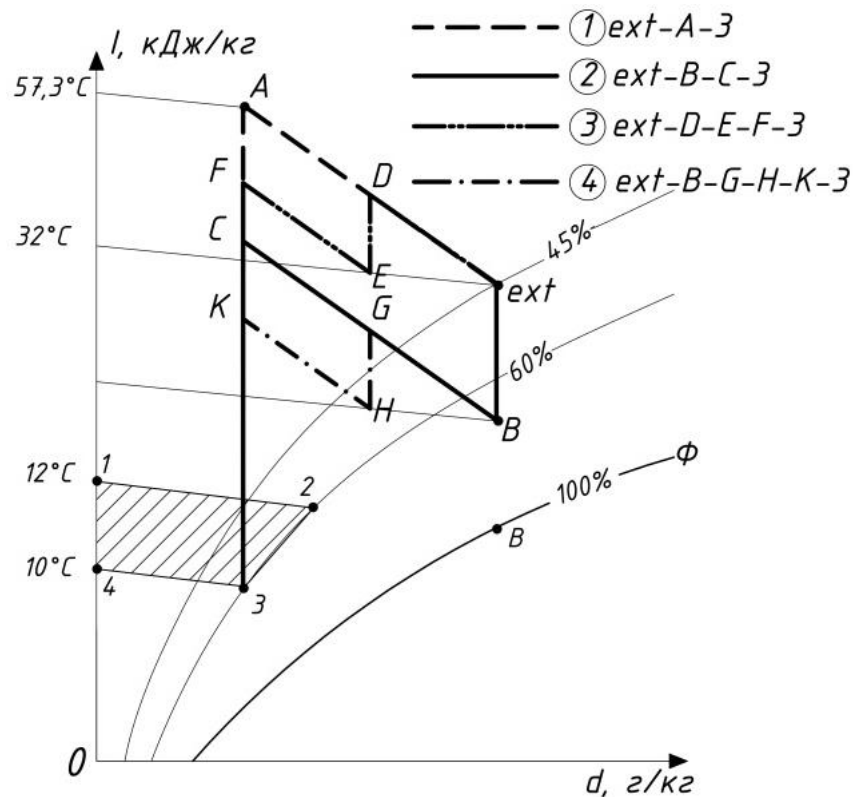


Рис.1.12 I-d-діаграма процесів багатостадійного адсорбційного осушення повітря в СКП; 1 – одностадійне адсорбційне осушення повітря без попереднього охолодження; 2 - одностадійне адсорбційне осушення повітря з попереднім охолодженням; 3 - двостадійне адсорбційне осушення повітря без попереднього охолодження; 4 - двостадійне адсорбційне осушення повітря з попереднім охолодженням.

## 1.8 Теоретичні основи застосування мембран для осушення повітря в СКП

Огляд літератури з мембранного розподілення сумішей газів [54, 55, 56, 57] вказує на те, що на сьогодні питання осушення повітря в системах кондиціонування повітря, в тому числі для підтримання мікроклімату вивчене не достатньо. Нами, при опрацюванні літератури не вдалося знайти схожі праці, в яких розкриті питання процесів які відбуваються при осушенні повітря при

низьких значенням перепаду тиску на мембрані. Також не знайдені теоретичні основи для вибору та розрахунку мембран для цілей осушення повітря в СКП.

Теорія мембранного розділення [55] виділяє два основних критерія яким повинна відповідати вибрана технологія мембранного розділення компонентів: 1. технічна можливість здійснення процесу розділення; 2. економічна доцільність. Стосовно першого критерія для виконання даної умови необхідно в процесі розділення отримати необхідну ступінь розділення та «чистоту» продукту. Однак на економічну доцільність сильно впливає склад та концентрація вихідної сировини, а також вибрана методика розділення речовини [55].

В технологічних процесах осушення стисненого повітря застосовують системи мембранного розділення повітря та водяних парів [37], які для здійснення процесів розділення, не потребують суттєвих перепадів температури, але з іншого боку потребують достатньо великих перепадів тисків. До переваг мембранного розділення стисненого повітря можна віднести наступні показники [58]:

- простота конструкції, відсутність рухомих частин, холодоагенту або адсорбенту;
- відсутність необхідності в постійному сервісному обслуговуванні;
- відсутність необхідності в електроживленні, вибухо- та пожежобезпечність;
- компактність, невелика маса, безшумність, відсутність конденсату при роботі мембранних осушувачів, волога виноситься з пермеатом у вигляді пари.

Проте системи мембранного розділення стисненого повітря та водяних парів характеризуються високою чутливістю мембран до забруднень [58]. В мембранних осушувачах не повинна потрапляти рідка волога і тверді частинки, та компресорне масло. Попадання цих субстанцій на поверхню мембран викликає зниження ефективності їх роботи, а також в багатьох випадках пошкодження мембран твердими частинками. Для захисту мембранного осушувача від домішок, які надходять із стисненим повітрям застосовують механічну фільтрацію.

Крім того, як зазначають автори роботи [48], дані процеси потребують значного удосконалення матеріалу мембран в напрямку збільшення пропускну здатності.

Заслужує уваги застосування напівпроникних мембран в будівельній галузі для запобігання конденсації водяних парів в даховому просторі під покрівлею [59]. Розроблені спеціально для вказаної цілі, напівпроникні мембрани достатньо ефективно з продуктивністю понад  $1300 \text{ кг/доб} \cdot \text{м}^2 \text{ Па}$ , пропускають через себе водяні пари із подальшим видаленням назовні [60, 61]. До процесу не залучають додаткової енергії, він здійснюється завдяки сукупності капілярних ефектів та перепаду парціальних тисків водяної пари.

Описані вище напівпроникні мембрани виготовляються з полімерних матеріалів, переважно полівінілхлід (ПВХ). [62, 63] Більшість з них являють собою трьохшаровий матеріал на основі нетканого полотна. Шари являють собою систему, що складається з основного нетканого волокнистого шару, функціонального шару і захисного зносостійкого шару. Шари мембрани з'єднуються в «пакет» за допомогою високотехнологічного ультразвукового зварювання. Внутрішній функціональний шар являє собою полімерну ПВХ - плівку з мікроперфорованою (мікропористою) структурою – яка володіє високими показниками паропроникності та виконує основну функцію: дифузії (виведення) водяних парів назовні. При цьому структура та розмір пор забезпечують мембрані високі показники водонепроникності (до 3000 мм водяного стовпа) [63]. Така структура (супердифузійних, дифузійних, напівпроникних) будівельних мембран дозволяє їм безперешкодно пропускати повітря і водяний пар.

Найважливішою властивістю дифузійної мембрани є її пропускну спроможність (паропроникність). Паропропускну спроможність  $Q$   $\text{мг}/(\text{м}^2 \cdot 24 \text{ год} \cdot \text{Па})$  покрівельних (напівпроникних) мембран вимірюється в кількості водяної пари (грам), що проходить через 1 м.кв. полотна мембрани за 24 години при перепаду парціальних тисків водяної пари на мембрані 1 Па/м. За критерієм паропроникності мембрани поділяються на:

- Слабо дифузійні.  $Q$  менше  $300 \text{ мг}/(\text{м}^2 \cdot 24 \text{ год} \cdot \text{Па})$ .
- Середньо дифузійні.  $Q$  300-1000  $\text{ мг}/(\text{м}^2 \cdot 24 \text{ год} \cdot \text{Па})$ .
- Високо дифузійні (супердифузійні).  $Q$  понад 1000  $\text{ мг}/(\text{м}^2 \cdot 24 \text{ год} \cdot \text{Па})$ .

Супердифузійні використовуються при будівництві в складних кліматичних умовах (або при використанні товстого утеплювача), в місцях з різкою зміною вологості. Розрахункова паропроникність супердифузійних мембран при стандартних умовах випробувань складає 1300 г / м.кв / 24 годину [59]. На практиці пропускна здатність мембран ще вище, тому що зсередини покрівельного пирога тисне тепле повітря, а над поверхнею мембрани безперервно здійснюється конвекційний рух повітря [59].

На сьогодні пропонуються супердифузійні мембрани описаної вище структури різних виробників, зокрема Strotex (Польща), JUTA (Чехія), TOP ROOF (Німеччина). В Україні аналогічні мембрани вготовляються компаніями Roofer, компанією «Прушинські» на замовлення компаній Strotex, TOP ROOF.

Матеріали мембран постійно вдосконалюються з метою збільшення їх проницкості, покращення механічних властивостей та зменшення вартості.

### 1.9 Теоретичний аналіз застосування мембранного методу осушення в системах кондиціонування повітря.

Осушення повітря за допомогою напівпроникних (селективних) мембран, а також особливості протікання такого процесу детально розглянуті в роботі [54, 57]. В роботах [64, 65] представлені методи регулювання вологості повітря із застосуванням мембранних технологій та перспективи застосування мембран для осушення повітря. В даних роботах підкреслюється привабливість наведеного способу осушення завдяки протіканню цього процесу ізотермічно, що не потребує теплової енергії, або холоду.

Для теоретичного аналізу осушення повітря на мембранах варто розглядати оброблюване повітря, що рухається в установці кондиціонування повітря, як бінарну суміш сухого повітря та водяної пари. Відділення парів вологи з потоку повітря відбувається за рахунок наявності градієнтів парціальних та надлишкових тисків по різні сторони мембрани. Мембрана в загальному вигляді являє собою молекулярне сито, з капілярною структурою. Для аналізу процесів перенесення



водяних парів (осушення повітря) для систем кондиціонування повітря розглядаються напівпроникні супердифузійні ПВХ мембрани, опис характеристик яких було наведено вище.

Процес перенесення речовини крізь мембрану описується, з однієї сторони, теорією нерівноважної термодинаміки [56], згідно якої його відносять до феноменологічних понять і описують терміном «проникнення». Термін проникнення охоплює багато механізмів перенесення речовини, які можуть бути викликані різними за природою рушійними силами і за присутності градієнтів різних потенціалів: концентрації парів вологи, парціальних тисків вологи, надлишкових тисків по обидві сторони мембрани тощо.

Фізична модель руху парів вологи через пористу мембрану, для секції мембранного осушення повітря системи кондиціонування повітря (рис. 1.13) в загальному випадку має наступний вигляд:

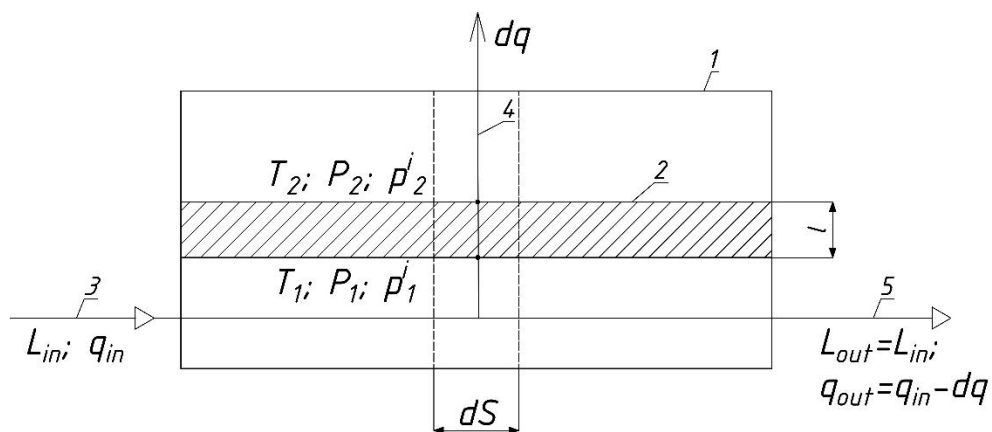


Рис. 1.13. Фізична модель руху речовини (водяних парів) крізь пористу мембрану

1 – умовно мембранна установка; 2 – пориста мембрана; 3 – вхідний потік бінарної суміші оброблюваного повітря та водяних парів; 4 – потік парів вологи через елементарну площину мембрани; 5 – вихідний потік бінарної суміші оброблюваного повітря та водяних парів;

Потік бінарної суміші оброблюваного повітря  $L_{in}$  та парів вологи  $q_{in}$  входить в секцію мембранного осушення повітря, в якій закріплена мембрана, яка розділяє об'єм секції осушення повітря на дві ізольовані одна від другої частини.

Під дією градієнтів парціальних тисків парів води по різні сторони мембрани  $\Delta p_i = (p^i_1 - p^i_2)$  Па та надлишкових тисків  $\Delta P = P_1 - P_2$  Па, формується потік парів води крізь мембрану  $dq$  величина якого визначається за формулою [55]:

$$-dq = \frac{\partial S \cdot Q_p \cdot (\Delta P + \Delta p^i)}{l}, \text{ кг/год} \quad 1.29$$

Де:  $dq$  – кількість води, яка проходить через елементарну площину мембрани  $\partial S$ , кг/год;  $S$  – площа мембрани, м<sup>2</sup>;  $Q_p$  – феноменологічний коефіцієнт проникності мембрани, який включає механізми перенесення в пористих та непористих мембранах, кг/(м\*Па\*год);  $\Delta P = (P_1 - P_2)$  - градієнт надлишкових тисків по різні сторони мембрани, Па;  $\Delta p_i = (p^i_1 - p^i_2)$  - градієнт парціальних тисків парів води по різні сторони мембрани, Па;  $l$  – товщина мембрани, м;

Рівняння 1.29 є зручним для розуміння процесу відділення води не вдаючись до реального механізму перенесення речовини, який включає в себе ефекти проникнення речовини в пограничних шарах і в товщі самої мембрани [55]. З рівняння видно, що загальна проникність речовини не є постійною характеристикою мембрани і залежить від умов перебігання процесу осушення: перепаду тиску, вхідних та вихідних параметрів тощо. Такої думки і автори в роботі [55].

Отже, теорія нерівноважних процесів дуже вдало описує кількісні характеристики процесів перенесення речовини крізь мембрану, проте вона не дає змоги оцінити механізм транспорту (перенесення речовини) крізь мембрану, що корисно для розробки конкретних мембран. Тому для аналізу механізму перенесення речовини (в нашому випадку – парів води) використовують термодинамічні моделі руху, які розглядають структуру мембрани. За структурними ознаками мембрани поділяються на пористі та непористі. На сьогодні розроблені багато таких транспортних моделей як для пористих так і для непористих мембран [55]. Для пористих мембран найважливіші структурні параметри це пористість та геометрія пор (розмір пор, розподілення по площі та

об'єму мембрани). Для непористих мембран селективність визначається здатністю молекул речовини розчинятися в мембрані.

Зважаючи на вище сказане, можна зробити наступний висновок: в пористих мембранах перенесення речовин здійснюється переважно конвективним потоком, для непористих мембран - дифузійним потоком.

Конвективний потік  $Q$  для перенесення рідини через пористу мембрану з порами в вигляді тонких капілярів досить правильно описується рівнянням Хагена-Пуазейля [55]:

$$Q = \frac{\varepsilon \cdot r^2}{8\eta \cdot \Delta l} \cdot \frac{\Delta P}{\Delta l} \quad 1.30$$

де:  $\varepsilon$  - пористість поверхні мембрани, або відношення площі пор до площі мембрани;  $r$  - середній радіус пор, м;  $\eta$  - динамічна в'язкість проникаючої рідини, Па·с;  $\tau$  - фактор протяжності пор, який збільшує тривалість шляху;  $\Delta l$  - товщина мембрани, м;  $\Delta P$  - різниця тиску по обидві сторони мембрани, Па.

Поряд з цим коефіцієнт перенесення речовини через пористу мембрану вдало описують законом Дарсі [54], де рушійною силою процесу перенесення речовини згідно рівняння для фільтрації рідини є градієнт тисків, створений по різні сторони мембрани. Загальна проникність речовини в даних рівняннях визначається різницею тисків речовини по обидві боки мембрани:

$$k = \frac{2P_0 \cdot Q \cdot \mu \cdot l}{(P_1^2 - P_2^2) \cdot F} \quad 1.31$$

де:  $Q$  - об'ємна витрата рідини, м<sup>3</sup>/с;  $F$  - площа поверхні фільтрації, м<sup>2</sup>;  $P_1, P_2$  - різниця тисків, створених по різні сторони мембрани, Па;  $\mu$  - динамічна в'язкість рідини, Па·с;  $l$  - товщина мембрани, м;  $P_0$  - атмосферний тиск, Па.

Зпівставивши рівняння 1.30 та 1.31 можна отримати значення проникності Дарсі для капілярної моделі мембрани. Зважаючи, що пористість капілярної мембрани повинна бути:

$$\varepsilon = n \cdot \pi \cdot r^2 \quad 1.32$$

де:  $\varepsilon$  - пористість поверхні мембрани, тобто відношення площі пор до площі мембрани;  $n$  – кількість пор;  $r$  - середній радіус пор, м.

Рівняння коефіцієнту проникності для капілярної мембрани можна записати у наступному вигляді:

$$k = \frac{\varepsilon \cdot r^2}{8} \quad 1.33$$

де:  $\varepsilon$  - пористість поверхні мембрани, тобто відношення площі пор до площі мембрани;  $r$  - середній радіус пор, м.

З закону Дарсі видно, що опір руху потоку обумовлюється силами в'язкості, а проникність  $k$  відображає всі властивості пористої середи.

Проте для розділення газових фаз речовини, моделі в'язкісних потоків, які описуються рівняннями Пуазейля та Дарсі, будуть справедливі лише при наявності в мембрані «великих» пор ( $r > 10$  мкм). Для пор таких розмірів більш характерний в'язкісний потік при якому молекули речовини частіше співударяються одна з одною ніж зі стінками мембрани, при цьому не відбувається розділення компонентів газової суміші. Проте, якщо пори в мембрані звужені ( $r < 10$  мкм), при низькому тиску газової суміші спостерігається більш часті співударяння молекул газу зі стінками пор, ніж молекул між собою. При цьому характер руху газів в порах мембрани описується рівнянням Кнудсена. Такої думки і автори роботи [56, 55].

$$Q = \frac{8 \cdot \pi \cdot r^3}{3 \cdot (2 \cdot \pi \cdot R \cdot M \cdot T)^{0.5}} \frac{\Delta P}{\Delta l}, \text{ м}^3/\text{с} \quad 1.34$$

де:  $r$  - середній радіус пор, м;  $M$  – молекулярна вага газу, кг/моль;  $T$  – температура газу, К;  $\Delta P$  – різниця тиску по обидві сторони мембрани, Па;  $\Delta l$  - товщина мембрани, м;

Варто звернути увагу на ряд відмінностей між рівняннями Пуазеля (Дарсі) та Кнудсена. Величина потоку Пуазеля пропорційна в'язкості речовини, а рівняння Кнудсена не має в своєму складі в'язкості. Крім того, при проходженні суміші газів через трубку потоком Пуазеля її можна розглядати як однотипний

газ, який проходить через тонкий капіляр з усередненою в'язкістю, при цьому не відбувається розділення компонентів газової суміші [56]. Для потоку Кнудсена характерно те, що компоненти газової суміші можуть рухатись через капіляр незалежно один від одного, розділення відбувається головним чином за рахунок наявності різниці в молекулярних масах компонентів суміші.

Дифузійний потік, який присутній за наявності різниці парціальних тисків по різні сторони непористої мембрани, в загальному вигляді описується рівнянням дифузії Фіка [55]:

$$Q = D \frac{\Delta c}{\Delta l}, \text{ м}^3/\text{с} \quad 1.35$$

де:  $D$  – коефіцієнт дифузії проникаючого компонента в матеріалі мембрани, м;  $\Delta c$  – різниця концентрацій по обидві сторони мембрани, Па;  $\Delta l$  – товщина мембрани, м;

Величина дифузійного потоку, як було зазначено вище, має переважаюче значення для непористих мембран, тоді як для пористих мембран розглядається переважно конвективна складова потоку речовини проте в деяких випадках виникає необхідність врахування обох складових потоку. Такої думки автори роботи [55].

Виходячи з аналізу фізичної моделі руху парів вологи через мембрану, варто розглянути фізичну модель проходження оброблюваного потоку повітря через секцію мембранного осушення в системі кондиціонування повітря. Для цього розглянуто сталий рух потоку вологого повітря через елементарну площину поперечного перерізу вздовж  $\delta x$  мембранного модуля осушення повітря (Рис. 1.14). Зменшення вологи в оброблюваному потоці повітря  $-\partial G$  (кг/год), виходячи з аналізу фізичної моделі руху парів вологи через мембрану, є прямо пропорційним перепаду надлишкових тисків по різні сторони мембрани  $\Delta P = (P_1 - P_2)$ , Па та проникності віднесеної до площі мембрани (питома проникність)  $Q_{pF}$ , кг/(м<sup>2</sup>·Па·год) при сталому діаметрі рукава  $d$ , мм [55]:

$$-\frac{\partial G}{\partial x} = \pi \cdot d \cdot Q_{pF} \cdot (P_1 - P_2), \text{ кг/год} \quad 1.36$$

Де:  $\partial G$  – кількість вологи, яка вивільнюється з оброблюваного потоку повітря та проникає крізь мембрану через елементарну площину поперечного перерізу  $\partial x$ , кг/год;  $x$  – довжина траєкторії руху оброблюваного повітря вздовж мембранної секції, м;  $Q_{pF}$  – питомий коефіцієнт проникності конкретної мембрани віднесений до площі поверхні, кг/(м<sup>2</sup>·Па·год);  $\Delta P = (P_1 - P_2)$  - градієнт надлишкових тисків по різні сторони мембрани, Па;

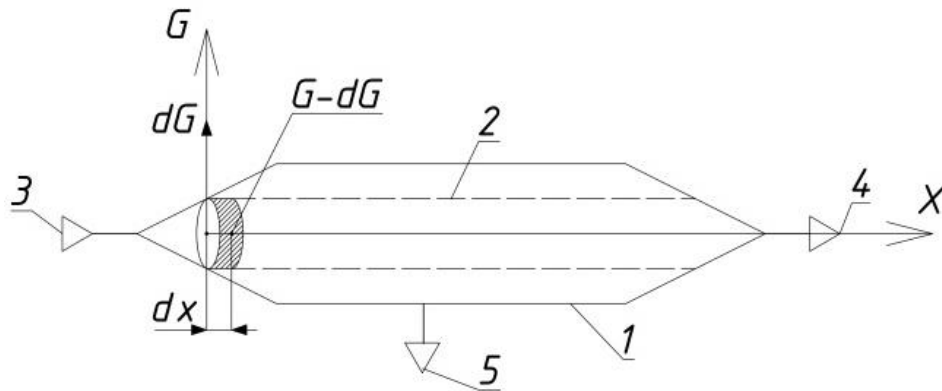


Рис. 1.14. Схема мембранного модулю осушення повітря в СКП

1-камера розрідження; 2-рукав з мембранної тканини; 3-вхід вологого повітря; 4-вихід осушеного повітря;

Інтегрування рівняння 1.36 дає залежність для визначення зменшення потоку вологи при русі повітря по довжині мембранного модуля:

$$-G = \pi \cdot d \cdot Q_{pF} \cdot (P_1 - P_2) x \Big|_0^l \quad 1.37$$

де  $l$  – довжина мембранного модулю осушення повітря, м.

За даними теоретичного розрахунку з рівняння 1.37 була побудована теоретична залежність зменшення вологи в повітрі при охолодженні його вздовж модулю осушення повітря Рис. 1.15.

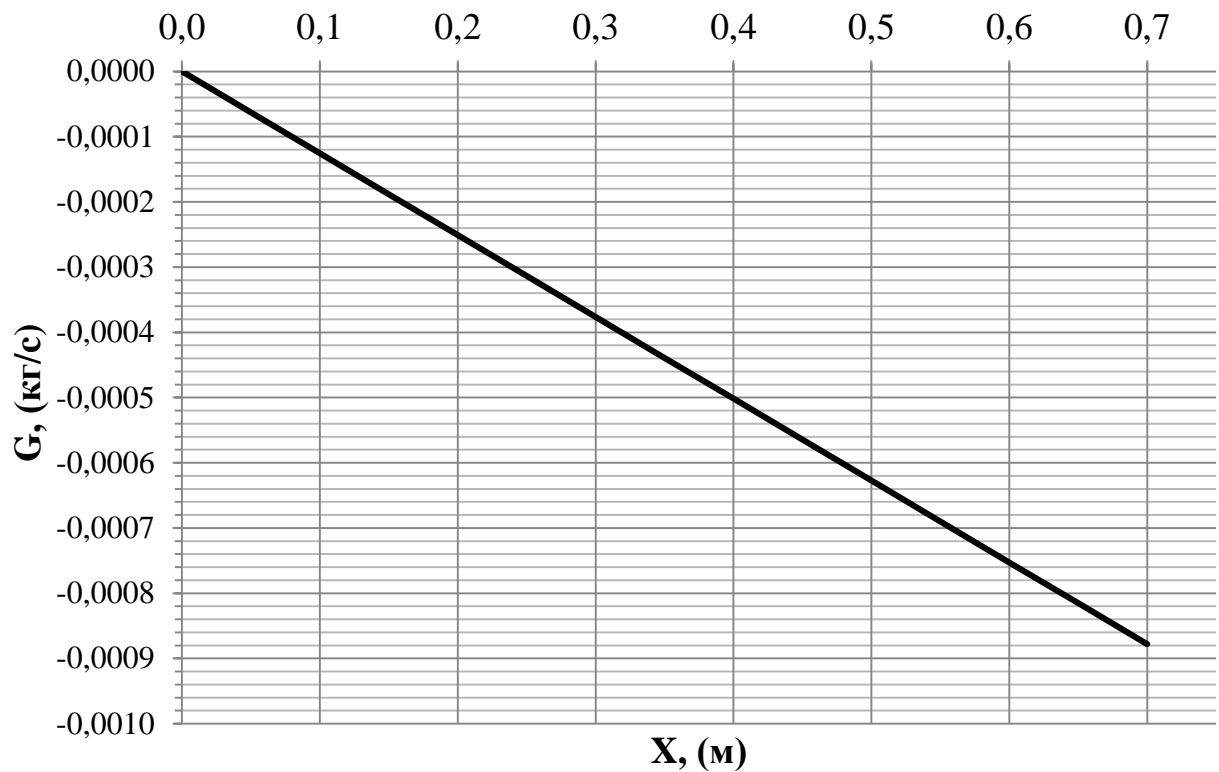


Рис. 1.15. Теоретична залежність зменшення вологи в повітрі про проходженні його вздовж модулю осушення повітря

Представлена теоретична залежність зменшення вологи в повітрі при проходженні його вздовж модулю осушення повітря лягає в основу дослідження процесу осушення повітря в системі кондиціонування приміщення для зберігання насіння гарбузу. Отримані данні теоретичного зменшення вологи при русі повітря вздовж мембранного модулю осушення повітря засновані на величині проникності мембрани при стандартних умовах випробувань покрівельних напівпроникних мембран [66, 60]. Зважаючи на те, що значення коефіцієнту проникності мембрани не постійне і залежить від конкретних умов навколишнього середовища ( $t$ ,  $p$ ,  $P$ ), постає задача визначення значення фактичного значення коефіцієнту проникності ПВХ мембрани при параметрах обробки повітря в СКП приміщень для зберігання насіння гарбузу. Крім того визначення фактичного значення коефіцієнту проникності ПВХ мембрани дозволить побудувати залежність зменшення вологи в повітрі про проходженні

його вздовж модулю осушення повітря для систем кондиціонування повітря приміщень для зберігання насіння гарбузу.

### 1.10 Постановка цілей та задач дослідження

Проведений аналіз літературних джерел, аналіз існуючих способів осушення повітря для систем кондиціонування повітря, зокрема з позиції можливості їх застосування в СКП приміщень для зберігання насіння гарбузу, а також теоретичний аналіз осушення повітря на напівпроникних мембранах дозволяє зробити наступні висновки:

Застосування СКП з конденсаційним осушенням повітря приміщення для зберігання насіння гарбуза не дозволяє забезпечити безперебійне підтримання відносної вологості повітря не вище 60 % при температурі 10-12 С. Для забезпечення безперебійності в роботі СКП необхідне дублювання систем, для переключення між двома різними теплообмінниками що по чергово працюють в режимі осушення /відтаювання. Проте дублювання систем приводить до значного зростання капітальних та експлуатаційних витрат, які в свою чергу негативно впливають на собівартість самого насіння.

СКП з адсорбційним осушенням повітря потребують додаткових витрат електрики для відновлення поглинальних властивостей адсорбенту (регенерації). В процесі адсорбційного осушення оброблюване повітря нагрівається, для підтримання низьких значень температури повітря СКП в приміщенні зберігання насіння будуть витрачати додаткову кількість холоду на доведення повітря після осушення до параметрів притоку.

Теоретичні дослідження мембранного способу осушення повітря не дають відповіді на питання щодо роботи напівпроникних, пористих ПВХ мембран при перепадах тиску, які характерні для СКП, а саме в діапазоні від 100 до 500 Па. З оглянутих джерел літератури випливає, що значення коефіцієнтів проникності мембран залежать від конкретних умов оточуючого середовища. Фізичні моделі руху речовини крізь поверхню мембрани не дають можливості аналітичним



шляхом визначити значення коефіцієнтів проникності ПВХ мембран. Виникає необхідність в проведенні додаткових експериментальних досліджень для отримання значень коефіцієнтів проникності мембрани для умов роботи її при параметрах осушення повітря в СКП приміщень для зберігання насіння гарбузу.

Визначення та вибір найбільш енергоощадного способу осушення повітря для приміщення зберігання насіння гарбуза має проводитися з визначенням показників ефективності для кожного способу осушення. Однак, для визначення доцільності застосування СКП з модулями мембранного осушення повітря необхідно провести порівняння за критеріями ефективності та вартості з СКП з конденсаційним та адсорбційним осушенням повітря. Як відомо, на сьогодні не існує універсальної методики порівняння ефективності обробки повітря в СКП з різними схемами обробки повітря з кінцевим визначенням показників ефективності роботи СКП та економічних показників витрат на оброблення повітря. Однак це не виключає можливість визначення цих показників методами поглибленого ексергоекономічного аналізу.

Отже, необхідно розробити схему кондиціонування повітря для зменшення енергоспоживання систем кондиціонування приміщення для зберігання насіння штирійського голонасінного гарбуза. Для зниження енергоспоживання планується засотувати мембранний спосіб осушення повітря, який на відміну від адсорбційного осушення повітря не потребує додаткових витрат енергії на регенерацію. Поряд з тим зважаючи на відсутність регенерації робочого середовища та обмежень щодо температурі оброблюваного потоку повітря при мембранному осушенні повітря відсутня імовірність циклічності роботи. Та провести порівняння за показниками ефективності роботи СКП та економічної доцільності застосування мембранного осушення для СКП зберігання насіння гарбузу. Для досягнення поставленої мети слід розв'язати такі задачі:

1. провести поглиблений ексергетичний аналіз з використанням поточкових ексергетичних діаграм для систем кондиціонування повітря з різними способами осушення повітря, які можуть бути застосовані для створення та підтримання параметрів внутрішнього повітря приміщень для зберігання насіння гарбузу, а

саме: конденсаційне осушення повітря, адсорбційне осушення повітря та ізотермічне мембранне осушення повітря. Провести аналіз складових ексергії потоку вологого повітря, визначення ЕККД процесів обробки повітря ЕККД «нетто» та процесів перетворення підведеної енергії ЕККД «брутто». Провести порівняльний аналіз отриманих результатів та пошук неефективності протікання процесів обробки повітря та визначення шляхів підвищення ексергетичного ККД системи;

2. провести порівняльний ексергоекономічний аналіз з визначенням ексергетичної вартості при обробці повітря в секціях СКП та побудовою накопичувальної діаграми ексергетичної вартості для систем кондиціонування повітря з різними способами осушення, які можуть бути застосовані для створення та підтримання параметрів внутрішнього повітря приміщень для зберігання насіння гарбузу, а саме: конденсаційне осушення повітря, адсорбційне осушення повітря та мембранне осушення повітря;

3. провести експериментальні дослідження процесу мембранного осушення повітря з визначенням потенціалу осушення повітря при заданих вхідних та вихідних параметрів оброблюваного повітря та технічних показників експериментальної установки. Визначити фактичні значення коефіцієнту проникності ПВХ напівпроникної мембрани, для умов обробки повітря в СКП приміщення зберігання насіння гарбузу;

4. побудувати експериментальну залежність зменшення вологи в оброблюваному потоці повітря при проходженні його вздовж модулю осушення повітря для СКП приміщень для зберігання насіння гарбузу з врахуванням фактичного значення коефіцієнту проникності ПВХ мембрани;

5. розробити технологічну схему осушення повітря системи кондиціонування повітря приміщення для зберігання насіння гарбуза з використанням ізотермічного, мембранного способу осушення повітря для зменшення енергоспоживання в процесі обробки повітря та підвищення експлуатаційної надійності СКП;

6. Провести техніко-економічне порівняння СКП з мембранним осушенням повітря та СКП з конденсаційним осушенням повітря для приміщення зберігання насіння гарбузу методами поглибленого ексергоекономічного аналізу;
7. розробити методику інженерного розрахунку систем кондиціонування повітря з мембранним осушенням повітря з застосуванням даних отриманих на основі проведених експериментальних досліджень мембранного осушення повітря;

Виходячи з вище сказаного для зниження затрат в СКП для підтримання необхідних параметрів повітря в приміщеннях для зберігання насіння гарбуза нами в рамках даної дисертаційної роботи вирішується задача застосування енергоощадного, ізотермічного (мембранного) способу осушення повітря. Визначення енергоощадності застосування мембран для осушення повітря буде проводитися методами поглибленого порівняльного ексергетичного та ексергоекономічного аналізу.

## РОЗДІЛ 2. ЕКСЕРГЕТИЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

2.1 Теоретичні основи поглибленого ексергетичного порівняльного аналізу систем кондиціонування повітря. Визначення ексергетичних потоків. Визначення видів ексергії. Ексергетична потокова діаграма. Визначення деструкції та втрат ексергії.

В Україні та за її межами ексергетичними та ексергоекономічними дослідженнями технічних систем займаються вже тривалий час. Значний внесок у розвиток теоретичних напрацювань та практичних методів оцінки зробили такі вчені: В.М. Бродянский; А.А. Долинский; Морозюк Т.В.; Тсатсароніс Дж.; Драганов Б.Х.; Лозано М.А.; Б.С. Сажин та ін. В роботах вказується на те, що для кожної досліджуваної окремої термодинамічної системи в багатьох випадках, при оцінці та оптимізації енергоощадності систем, необхідно враховувати не тільки коефіцієнти корисної дії, а і вартість спожитої чи виробленої енергії.

Ексергетичний аналіз СКП передбачає складання балансу матеріальних, енергетичних та ексергетичних потоків, які в процесі обробки повітря піддаються деструкції, або втраті. Відомо, що деструкція ексергії в свою чергу може бути корисною, або витратною і характеризується зміною термодинамічних потенціалів робочого тіла. В першому випадку вказана зміна в межах функціонального елемента системи відповідає корисному ефекту, а в другому – супроводжує корисний ефект, або втрачається. В загальному вигляді рівняння балансів записуються наступним чином [1, 67, 50, 68]:

баланс матеріальних потоків:

$$\sum_{i=1}^n m^{in} d^{in}_i - \sum_{i=1}^n m^{out} d^{out}_i = 0, \text{ кг/с} \quad 2.1$$

баланс енергетичних потоків:

$$\sum_{i=1}^n m^{in} h^{in}_i - \sum_{i=1}^n m^{out} h^{out}_i - Q_D = 0, \text{ Дж/с} \quad 2.2$$

баланс ексергетичних потоків:

$$\sum_{i=1}^n E_i^{in} - \sum_{i=1}^n E_i^{out} = E_D, \text{ Дж/с} \quad 2.3$$

Де:  $m^{in}$ ,  $m^{out}$  – матеріальні потоки (потоки повітря) в системі, кг/с;  $d^{in}$ ,  $d^{out}$  – вологовміст припливного та витяжного повітря, кг/кг;  $h^{in}$ ,  $h^{out}$  – ентальпія припливного та витяжного повітря, Дж/кг;  $Q_D$  – втрати енергії в системі, Дж/с;  $E^{in}$ ,  $E^{out}$ ,  $E_D$  – сумарні ексергетичні потоки, відповідно – вхідний, вихідний та втрати, або деструкція ексергії, Дж/с.

Як було вказано вище, ексергетичні потоки в СКП є різними. За класифікацією [68], що наведена на Рис. 2.1, в елементах структурної схеми представлені види та відповідні складові ексергії, які мають місце в СКП.

Ексергія потоку – це, перш за все, – повітря, як робоче тіло, яке в свою чергу поділяється на два види: хімічний та термомеханічний. Перший – це концентрація вологи (або вологовміст) та двоокису вуглецю, як основні чинники, по яких розраховують повітрообмін в громадських будівлях. В термомеханічній ексергії, як показано в [69], для СКП варто виділити й розглядати окремо термічну та механічну складові, тому, що їх величини мають значення одного порядку. В потоці повітря термічна ексергія залежить в основному від температури, а механічна – від повного тиску повітря. Кінетична складова ексергії може також розглядатись в окремих випадках для повітря, але його величина незначна в порівнянні з іншими видами і складає, наприклад, для швидкості руху повітря в межах 2...5 м/с - 1...6 Дж/кг повітря. Для матеріальних потоків тепло- та холодоносіїв мають місце ці ж самі види ексергії.

Розрахункові залежності для визначення ексергії варто подавати по складових. Складові ексергії припливного повітря визначаються за наступними залежностями [68]:

Термічна складова ексергії потоку вологого повітря:

$$E_{a,h}^{in} = G_a^{in} \left[ T_a^{ext} (c_{p,d,a} + d_a^{in} c_{p,w,v}) \left( \frac{T_a^{in}}{T_a^{ext}} - 1 - \ln \frac{T_a^{in}}{T_a^{ext}} \right) \right], \text{ Дж/с} \quad 2.4$$

Механічна складова ексергії потоку вологого повітря:

$$E_{a,m}^{in} = G_a^{in} \left( T_a^{ext} R_v (0,622 + d_a^{in}) \ln \frac{P_a^{in}}{P_a^{ext}} \right), \text{ Дж/с} \quad 2.5$$

Вологісна (хімічна концентраційна) складова ексергії потоку вологого повітря:

$$E_{a,ch,cn,w}^{in} = G_a^{in} \left[ T_a^{ext} R_v \left( (0,622 + d_a^{in}) \ln \frac{0,622 + d_a^{ext}}{0,622 + d_a^{in}} + d_a^{in} \ln \frac{d_a^{in}}{d_a^{ext}} \right) \right], \text{ Дж/с} \quad 2.6$$

де:  $G_a^{in}$  – масова витрата повітря, кг/с;  $T_a^{ext}$  – абсолютна температура зовнішнього повітря, °К;  $T_a^{in}$  – абсолютна температура припливного повітря, °К  $c_{p,w,v}$  – питома ізобарна теплоємність вологого повітря, Дж/(кг·°К);  $d_a^{in}$  – вологовміст припливного повітря, кг/кг;  $d_a^{ext}$  – вологовміст зовнішнього повітря, кг/кг;  $P_a^{in}$  – абсолютний тиск припливного повітря, Па;  $P_a^{ext}$  – абсолютний тиск зовнішнього повітря, Па;  $R_v$  – газова стала водяної пари, Дж/(кг·°К);

Складові ексергії повітря, яке видаляється, такі ж самі, але позначаються верхнім індексом out.

Ексергетичні потоки в СКП, які асоціюються із потоками теплоти, «холоду», води та пари для зволоження повітря й електричної енергії і які живлять відповідні елементи системи, визначають наступним чином.

Потік фізичної ексергії гарячої води, кДж/с

$$E_{hta,w,l,m}^{in} = g_{hta,w,l,m} \left[ c_{p,ht,w,l} \left\{ (T_{hta,w,l} - T_a^{ext}) - T_a^{ext} \ln \left( \frac{T_{hta,w,l}}{T_a^{ext}} \right) \right\} + v_{hta,w,l,m} (P_{hta,w,l} - P_a^{ext}) \right] \quad 2.7$$

де:  $g_{hta,w,l,m}$  – масові витрати рідинного теплоносія, кг/с;  $c_{p,hta,w,l}$  – питома ізобарна теплоємність рідинного теплоносія, Дж/(кг·°К);  $T_{hta,w,l}$  та  $T_a^{ext}$  – абсолютна температура, відповідно, теплоносія та зовнішнього повітря, °К;  $v_{hta,w,l,m}$  – питомий об'єм рідинного теплоносія, м<sup>3</sup>/кг;  $P_{hta,w,l}$  та  $P_a^{ext}$  – тиск, відповідно, рідинного теплоносія та зовнішнього повітря, Па.

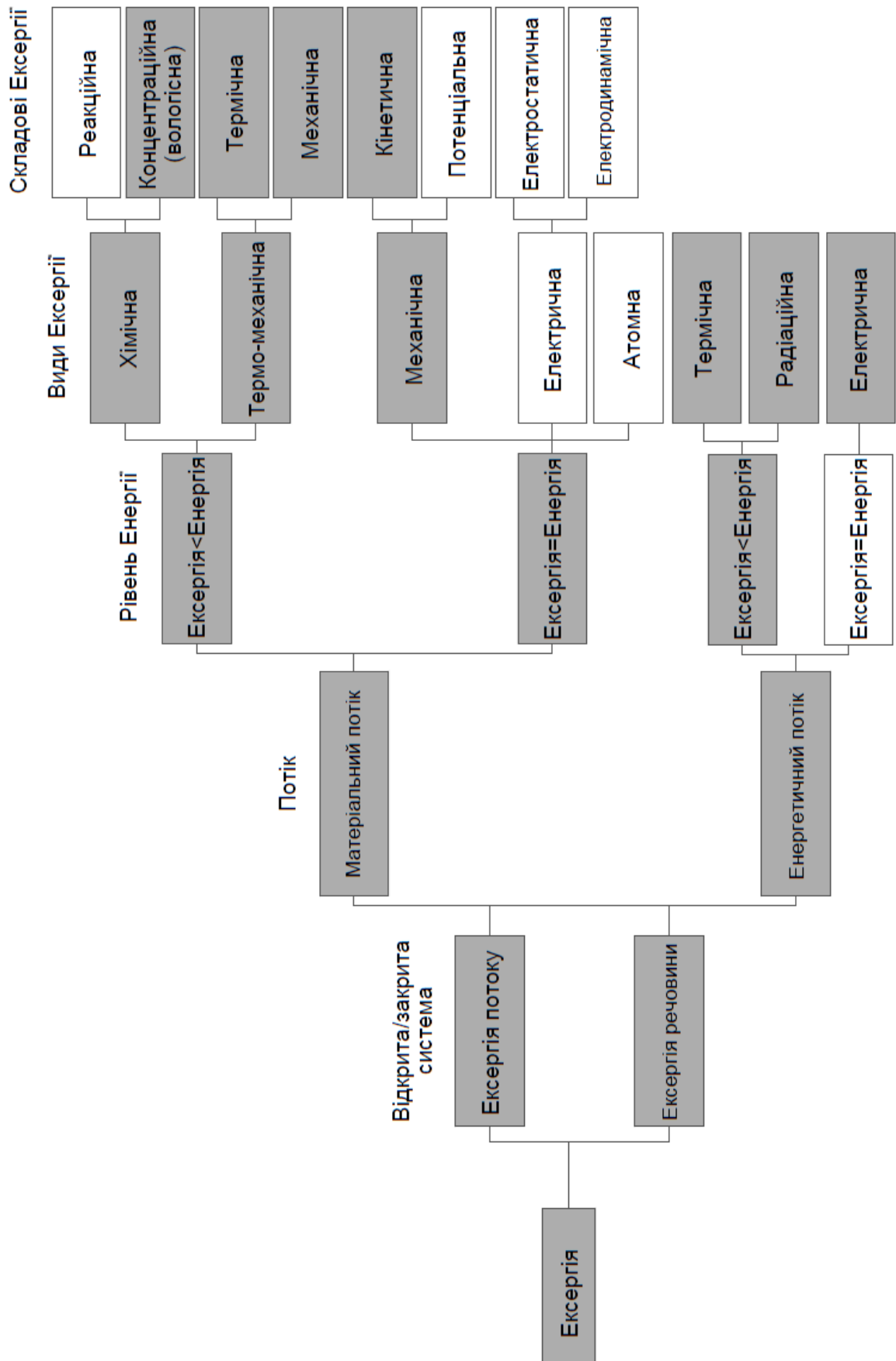


Рис. 2.1 Класифікація видів ексергії

Визначення ексергії холодоносія-води здійснюють за цією ж залежністю, позначаючи індексом cl замість hta.

У випадку, коли випарник холодильної машини встановлюють безпосередньо в обладнанні кондиціонера, або в повітропроводах СКП, підведену до випарника ексергію потоку холодоагенту у стані насиченої пари визначають із залежності [70], Дж/с

$$E_{cl,r,v,sat,ph} = g_{cl,r,m} \left[ c_{p,r,sat,v} \left\{ (T_{cl,r,sat,v} - T_a^{ext}) - T_a^{ext} \ln \left( \frac{T_{cl,r,sat,v}}{T_a^{ext}} \right) \right\} + v_{cl,r,sat,v} (P_{cl,r,sat,v} - P_a^{ext}) \right] \quad 2.8$$

де:  $g_{cl,r,m}$  – масова витрата холодоагенту, кг/с;  $c_{p,r,sat,v}$  – питома ізобарна теплоємність холодоагенту в стані пари, Дж/(кг·°К);  $T_{cl,r,sat,v}$  та  $T_a^{ext}$  – абсолютна температура, відповідно, холодоагенту в стані пари та зовнішнього повітря, °К;  $v_{cl,r,sat,v}$  – питомий об'єм холодоагенту в стані пари, м<sup>3</sup>/кг;  $P_{cl,r,sat,v}$  та  $P_a^{ext}$  – тиск, відповідно, холодоагенту в стані пари та зовнішнього повітря, Па;

а у стані рідини за аналогічною формулою:

$$E_{cl,r,l,ph} = g_{cl,r,m} \left[ c_{p,r,l} \left\{ (T_{cl,r,l} - T_a^{ext}) - T_a^{ext} \ln \left( \frac{T_{cl,r,l}}{T_a^{ext}} \right) \right\} + v_{cl,r,l} (P_{cl,r,l} - P_a^{ext}) \right], \text{ Дж/с} \quad 2.9$$

де:  $g_{cl,r,m}$  – масова витрата холодоагенту, кг/с;  $c_{p,r,l}$  – питома ізобарна теплоємність холодоагенту в стані рідини, Дж/(кг·°К);  $T_{cl,r,l}$  та  $T_a^{ext}$  – абсолютна температура, відповідно, холодоагенту в стані рідини та зовнішнього повітря, °К;  $v_{cl,r,l}$  – питомий об'єм холодоагенту в стані рідини, м<sup>3</sup>/кг;  $P_{cl,r,l}$  та  $P_a^{ext}$  – тиск, відповідно, холодоагенту в стані рідини та зовнішнього повітря, Па.

При підрахунках за формулами 2.8 та 2.9 слід враховувати відповідні до фізичного стану холодоагенту величини питомої теплоємності ( $c_{p,r,sat,v} \neq c_{p,r,l}$ ) та питомого об'єму ( $v_{cl,r,sat,v} \neq v_{cl,r,l}$ ) які суттєво відрізняються.



Ексергетичний потік електричної енергії для живлення відповідних споживачів (електрокалорифер, вентилятор та ін.) відповідно до властивостей ексергії [1] дорівнює електричній енергії, Вт (Дж/с)

$$E_{el} = N_{el}, \text{ Дж/с} \quad 2.10$$

де:  $N_{el}$  – електрична потужність, Дж/с.

2.2 Визначення ексергетичної ефективності систем кондиціонування повітря, на основі ексергетичних коефіцієнтів корисної дії (ЕККД). Визначення ЕККД «нетто» та ЕККД «брутто». Визначення деструкції та втрат ексергії.

Для визначення ексергетичної ефективності (коефіцієнту корисної дії - ЕККД) СКП потрібне чітке виділення структури з відповідними елементами та зв'язками між ними. Структура СКП повинна відповідати умовам, які закладено в класифікації технічних систем [1]. СКП будівель і споруд доцільно віднести до таких, які одночасно належать до першої і другої груп, тобто корисні ефекти виражені як в перетворенні речовини – потоку повітря в процесі обробки, так і в передачі цієї речовини від однієї підсистеми до іншої. Крім того в формуванні структури СКП потрібно забезпечити принцип функціональної єдності та зв'язку елементів системи. На рис. 2.2 подано структуру СКП, побудовану за вказаними принципами [15]. Система включає основні функціональні вузли: підготовки повітря 1,3 і споживання повітря 2 – приміщення, яке обслуговується СКП. Вузли підготовки повітря поділено на 1, який розташований перед приміщенням по ходу повітря і який слугує власно для підготовки повітря перед подачею в приміщення та 3, який відводить повітря від приміщення.

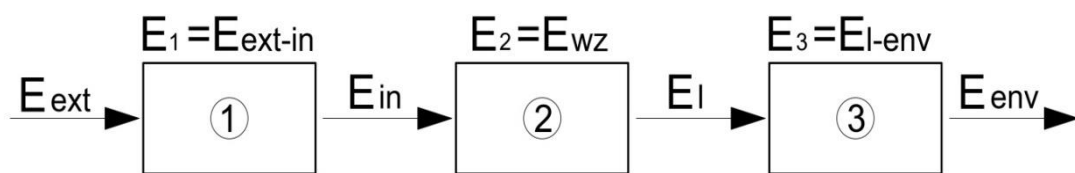


Рис. 2.2. Структура СКП

Відповідно до структури рівняння для визначення ексергетичного коефіцієнта корисної дії в загальному вигляді можна записати наступним чином [15]:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{кор}}{E_{вип}} = \frac{E_2}{E_1 + E_3} = \frac{E_{wz}}{E_{ext-in} + E_{l-env}} \quad 2.11$$

де  $E_{wz}$ ,  $E_{ext-in}$  та  $E_{l-env}$  – відповідно корисна ексергія повітря та витрачена перед подачею в приміщення та після видалення з приміщення в СКП, Дж/с.

Корисну ексергію  $E_{wz}$  в приміщенні можна чітко визначити та підрахувати. Вона є різницею значень повної ексергії потоку вологого повітря від повітророзподільника до витяжної решітки:

$$E_{wz} = \Delta E_{l-in} = E_l - E_{in}, \text{ Дж/с} \quad 2.12$$

Такої самої думки і автори роботи [5].

Витрачена ексергія в вузлі 1  $E_1$  являє собою суму витрат ексергії на обробку повітря в кожному елементі СКП перед подачею в приміщення. Відповідно до ексергетичної теорії [16], враховуючи втрати від незворотності процесів в елементах СКП, можна записати:

$$E_1 = \Delta E_{ext-in} = E_{ext-in}^T - E_{ext-in}^D, \text{ Дж/с} \quad 2.13$$

де  $E_{ext-in}^T$  – підведена до вузла 1 ексергія від зовнішніх джерел,  $E_{ext-in}^D$  - втрати ексергії в вузлі 1.

Так само через підведену ексергію та втрати можна визначити витрачену ексергію в вузлі 3:

$$E_3 = \Delta E_{l-env} = E_{l-env}^T - E_{l-env}^D, \text{ Дж/с} \quad 2.14$$

де  $E_{l-env}^T$  – підведена до вузла 3 ексергія від зовнішніх джерел,  $E_{l-env}^D$  - втрати ексергії в вузлі 3.

Враховуючі наведені залежності 2.12, 2.13, 2.14, формулу 2.11 можна переписати:

$$\eta_E^{net} = \frac{\Delta E_{l-in}}{\sum_{i=1}^n E_{ext-in,i}^D + \sum_{i=1}^n E_{l-env,i}^D} \quad 2.15$$

де  $E_{l-in}$  – відповідно корисна ексергія повітря, Дж/с;  $E_{ext-in}^D$  – витрачена перед подачею в приміщення в СКП, Дж/с,  $E_{l-env}^D$  – витрачена після видалення з приміщення в СКП, Дж/с.

Отримана залежність 2.15 цілком коректна для визначення ЕККД СКП, включає корисну ексергію, що в чисельнику та використану, що в знаменнику. Нею можна користуватись для аналізу ексергетичної ефективності процесів обробки повітря, але без урахування втрат підведеної ексергії. Витрати ексергії будуть відображати тільки внутрішні термодинамічні перетворення повітря в СКП, тобто зміну стану ексергії «нетто». Втрати ексергії  $E^D$  в даному випадку враховуються в цілому без поділення на «зовнішні» та «внутрішні».

Ексергетична ефективність СКП з урахуванням тільки підведеної ексергії від зовнішніх джерел в поточних позначеннях буде мати вигляд [15]:

$$\eta_E^{brt} = \frac{\Delta E_{l-in}}{\sum_{i=1}^n E_{ext-in,i}^T + \sum_{i=1}^n E_{l-env,i}^T} \quad 2.16$$

де  $E_{l-env}$  – відповідно корисно витрачена ексергія повітря, Дж/с;  $E_{ext-in}^T$  – підведена до  $i$ -го вузла ексергія від зовнішніх джерел до подачі в приміщення, Дж/с  $E_{l-env}^T$  – підведена до вузла  $i$ -го ексергія від зовнішніх джерел енергопостачання після видалення із приміщення, Дж/с.

$i$  буде характеризувати ЕККД СКП «брутто», тобто з урахування втрат в системі підведеної зовні ексергії.

Ступінь енергоощадності СКП в цілому доцільно визначати через відношення витраченої ексергії повітрям в обладнанні СКП до підведеної ексергії з зовнішніх джерел [15]:

$$\eta_{es} = \frac{E_{ext-in} + E_{l-env}}{E_{ext-in}^T + E_{l-env}^T} \quad 2.17$$

В ідеальному випадку, коли втрат підведеної ексергії в обладнанні СКП не буде, ступінь енергоощадності буде дорівнювати одиниці  $\eta_{es}=1$ , а в усіх інших реальних випадках  $\eta_{es}<1$ .

Абсолютне значення втрат повної ексергії в СКП можна визначити із залежності:

$$E_D = (E_{ext-in}^T + E_{l-env}^T) - (E_{ext-in} + E_{l-env}) = (E_{ext-in}^T + E_{ext-in}) - (E_{ext-in}^T + E_{ext-in}) \quad 2.18$$

Оцінити енергоощадність СКП можна також відносною втратою ексергії «нетто», яка дорівнює відношенню втрат повної ексергії повітря до її витрат в системі [15]:

$$\Delta D^{net} = \frac{E^D}{E_{ext-in} + E_{l-env}}, \text{ Дж/с} \quad 2.19$$

і відносну втрату ексергії «брутто», де втрати віднесено до підведеної до системи ексергії

$$\Delta D^{brt} = \frac{E^D}{E_{ext-in}^T + E_{l-env}^T}, \text{ Дж/с} \quad 2.20$$

Втрати ексергії в СКП, як відомо, поділяються на «внутрішні» та «зовнішні» [1], [16]:

$$E^D = E_{in}^D + E_{ext}^D, \text{ Дж/с} \quad 2.21$$

Для їх чисельної оцінки та аналізу можна користуватись загальним підходом, який наведено в [1], [16], але з корегуванням відповідно до структури СКП.

Частка «внутрішніх втрат» ( відносної деструкції ) характеризує відносну недосконалість процесів в СКП з точки зору енергоощадності:

$$\Delta D_{in} = \frac{E_{in}^D}{E_{ext-in} + E_{l-env}}, \text{ Дж/с} \quad 2.22$$

Наведена методика дозволяє порівнювати СКП з різними способами обробки повітря з метою визначення найбільш енергоощадного, шляхом порівняння ЕККД систем.

### 2.3 Основи ексергоекономічної теорії для оцінки вартості потоків ексергії в СКП.

#### Метод СПЕСО

Як відомо [20], ексергетичний аналіз дає можливість зрозуміти місце, величину та джерело термодинамічної неефективності в термодинамічній енергоперетворювальній системі. Він є достатнім та повним для розуміння термодинамічної неефективності системи, проте має певні обмеження з точки

зору порівняння економічної доцільності застосування того чи іншого технічного рішення. Для усунення протиріччя у визначенні найбільш енергоефективного способу обробки пропонується, поряд з визначенням коефіцієнтів ексергетичної ефективності, оцінювати вартість потоків ексергії [20, 71, 72]. Оцінка вартості ексергетичних потоків вдало описується термoeкономічною (часто ексергоекономічною) теорією [20, 73].

В роботі [74] автором подано матеріали досліджень з комплексної оцінки техніко-економічних показників СКП для суден «СКП – холодильна установка». В результаті ретельних досліджень автор рекомендує структурну схему взаємозв'язку визначальних факторів з основними операціями розрахунків техніко-економічними показниками СКП. Автор робить висновок, що з математичної (розрахункової) точки зору ексергетичні техніко-економічні показники можуть відігравати роль параметрів, які характеризують стан комплексу СКП, або його окремих агрегатів і за цими параметрами можлива оптимізація СКП.

Крім того приклади застосування ексергоекономічного аналізу, для оптимізації процесів теплоперетворюючих систем зустрічаються в роботах [75, 76, 77].

В основі відомої на сьогодні методики [20] ексергоекономічного методу аналізу різного роду енергоперетворювальних систем, лежить визначення ексергетичної вартості. Поряд з цим затверджується, що ексергія виступає найбільш раціональним (тобто більш раціонально ніж енергія чи маса) фундаментом для визначення ексергетичної вартості системи. Для кожного окремого потоку ексергії в системі записуються відповідні рівняння для визначення їх вартості в поточних цінах на енергоресурси. Таким чином [20]:

$$C_i = c_i \cdot E_i; \text{ УАН/Дж} \quad 2.23$$

$$C_e = c_e \cdot E_e; \text{ УАН/Дж} \quad 2.24$$

$$C_w = c_w \cdot E_w; \text{ УАН/Дж} \quad 2.25$$

$$C_q = c_q \cdot E_q \text{ UAH/Дж} \quad 2.26$$

де:  $c_{i, e, w, q}$  – вартість відповідного потоку ексергії вхідних, вихідних, від перетворення потужності, від передачі теплоти UAH/Дж,  $C_{i, e, w, q}$  – ексергетична вартість UAH/с,  $E_{i, e, w, q}$  – ексергія потоку речовини, Дж/с.

Враховуючи до уваги, що різного роду не ексергетичні вартості суттєво впливають на вартість матеріальних потоків, ексергоекономічна теорія не обмежується тільки вартістю самих матеріальних потоків. До не ексергетичних вартостей  $C^{NE}$  зокрема відноситься: капітальні затрати, витрати на обслуговування та поточний ремонт обладнання та компонентів системи та ін. У випадках, коли не ексергетичні затрати значно впливають на загальну вартість матеріального потоку, їх вплив враховується наступним рівнянням [20]:

$$C_j^{tot} = C_j + C_j^{NE}, \text{ UAH} \quad 2.27$$

де  $C_j$  - вартість, безпосередньо пов'язана з ексергією потоку  $j$ ,  $C_j^{NE}$  – не ексергетична вартість потоку  $j$ .

Аналіз ефективності протікання термодинамічних процесів та ефективного перетворення ексергії в відповідних компонентах системи з економічної точки зору відбувається на основі балансових рівнянь вартості. Баланс вартості  $k$ -го компоненту показує, що сума вартостей всіх вхідних потоків ексергії, капітальних затрат та витрат на обслуговування та ремонт дорівнюють сумі вартостей всіх перетворень ексергії в системі за виключенням витрат, пов'язаних з транспортом ексергії в системі.

$$\sum_{e=1}^n C_{e,k} = \sum_{i=1}^n C_{i,k} + Z_k + C_{q,k} - C_{w,k}, \text{ UAH/с} \quad 2.28$$

де:  $Z_k$  – загальна вартість капітальних інвестицій  $Z_k^{CL}$  і витрат на обслуговування  $Z_k^{OM}$ :

$$Z_k = Z_k^{CL} + Z_k^{OM}, \text{ UAH} \quad 2.29$$

Балансові рівняння вартості записуються для кожного компонента окремо. При цьому вартість вхідних потоків підведених потоків ексергії може бути розрахована за тарифами вартості «закупівлі» даного виду потоку, а вартість

потоків, що утворюються за рахунок перетворення ексергії в  $k$ -му компоненті апріорі невідома, і може бути розрахована лише за допомогою складання допоміжних рівнянь [20, 73, 78].

Ексергетичний аналіз компонентів системи згідно з [20] оперує поняттями «паливо» (англ.-fuel) і «продукт» (англ.-product), замість понять вхідний і вихідний ексергетичні потоки.

До ексергії палива для  $k$ -го компонента системи належать:

- ексергія всіх перериваних потоків на вході в даний елемент, включаючи ексергію енергетичного потоку, спожиту в даному елементі;
- все зменшення ексергії між входом і виходом для безперервних ексергетичних потоків;
- усі збільшення ексергії між вхідними і вихідними потоками, які не відповідають цілям цього елемента.

До ексергії продукту відповідно:

- ексергія всіх потоків, що виходять з даного елемента, включаючи ексергію енергетичного потоку, вироблену в даному елементі;
- все збільшення ексергії між входом і виходом для безперервних енергетичних потоків, що забезпечують цільове призначення елемента.

Поняття «паливо» і «продукт» які використовуються в аналізі окремого компонента, можуть бути також використані для всієї системи. З урахуванням наведених нових понять баланс  $k$ -го компонента записується наступним чином:

$$E_{F,k} = E_{P,k} + E_{D,k} + E_{L,k}, \text{ Дж/с} \quad 2.30$$

де:  $E_{F,k}$  – ексергія «палива»,  $E_{P,k}$  – ексергія «продукту»,  $E_{D,k} = T_0 \cdot c \cdot \Delta S$  – абсолютна деструкція ексергії,  $E_{L,k}$  – абсолютні втрати ексергії при контакті елемента системи з навколишнім середовищем.

А ексергетичний коефіцієнт корисної дії для  $k$ -го компонента системи згідно з [20]:

$$\varepsilon_k = \frac{E_{P,k}}{E_{F,k}} = 1 - \frac{E_{D,k} + E_{L,k}}{E_{F,k}} \quad 2.31$$

Базові критерії, що визначають термoeкономiчні характеристики компонента, записуються наступними формулами [20]:

- ціна потоку ексергії палива:

$$c_{F,k} = \frac{C_{F,k}}{E_{F,k}}, \text{ UAH/Дж} \quad 2.32$$

- ціна потоку ексергії продукту:

$$c_{P,k} = \frac{C_{P,k}}{E_{P,k}}, \text{ UAH/Дж} \quad 2.33$$

- вартість, пов'язана з деструкцією ексергії:

$$C_{D,k} = c_{F,k} \cdot E_{D,k}, \text{ UAH/с} \quad 2.34$$

- вартість, пов'язана з втратами ексергії:

$$C_{L,k} = c_{F,k} \cdot E_{L,k}, \text{ UAH/с} \quad 2.35$$

- вартість капітальних затрат та вартість експлуатації і обслуговування:

$$Z_k = Z_k^{CL} + Z_k^{OM}, \text{ UAH} \quad 2.36$$

Рішення про оптимізацію системи приймається на основі визначення ексергоекономiчного фактору, максимально можливе значення якого при існуючих обмеженнях відповідає поняттю «оптимальний компонент»:

$$f = \frac{Z_k}{Z_k + c_{p,k} \cdot (E_{D,k} + E_{L,k})} \quad 2.37$$

Використання теорії ексергоекономіки для практичних розрахунків виконується за декількома методологіями, однією з яких є метод питомої ексергетичної вартості (SPECО-метод). Основні положення даного методу полягають в наступному [20]:

- Етап 1: На першому етапі виділяються границі енергоперетворювальної системи і визначаються параметри всіх ексергетичних потоків та їх складових, які перетинають границі даного компонента і системи в цілому;
- Етап 2: На другому етапі визначаються потоки «палива» та «продукту», деструкції і втрат ексергії, ексергетична ефективність, вартість капітальних і експлуатаційних потоків;



- Етап 3: На третьому етапі, складаються рівняння балансу ексергетичної вартості, вибираються додаткові рівняння і розраховуються такі величини як: середня ціна ексергії продукту і інші критерії термoeкономiчного аналізу;
- Етап 4: На четвертому етапі, який передбачає саме оптимізацію системи за ексергоекономiчними критеріями, виконується покомпонентний аналіз термoeкономiчних критеріїв та оптимізаційні розрахунки шляхом внесення змін параметрів у ексергоекономiчних моделях.

Приклади ексергоекономiчної оптимізації деяких енергоперетворювальних систем за вище наведеною методикою викладені в роботах [79, 80, 20].

Для аналізу систем кондиціонування повітря нами запропонована методика ексергоекономiчного аналізу, яка базується на визначенні вартості потоку ексергії повітря та його складових від повітрязабірної решітки до викиду повітря на зовні. Для ексергії повітряного потоку, який проходить обробку повітря в СКП, як зазначено в другому розділі даної дисертаційної роботи, виділяються три основні складові: термічна, вологісна та механічна. Крім того в основних функціональних елементах, де відбувається перетворення енергії, таких як: повітроохолоджувач, повітрянагрівач, вентилятор та ін. – враховується також витрати ексергії від підведених джерел. Для оцінки вартості оброблення повітря визначаються сумарні накопичення затрат ексергії вологого повітря на оброблення в секціях СКП від повітрязабірної решітки до видалення повітря на зовні. Затрати являють собою добуток питомої ексергії енергоносіїв помноженої на ціну потоку ексергії. Вартість потоків ексергії визначається за формулою 2.38. Тариф на енергоносії приймається за даними компанії постачальника, для певного регіону, наприклад за тарифами «Київенерго» [81].

$$C_{ex} = \sum_{i=1}^n e_{en}^{tot} \cdot c_{en}, \text{ грн/кг} \quad 2.38$$

де:  $e_{en}^{tot}$  – питома ексергія енергоносіїв віднесена до потоку повітря, Дж/кг,  $C_{ex}$  – ексергетична вартість, грн/кг,  $c_{en}$  - тарифна енергія, грн / Дж.

Тарифна енергія може враховувати частку відрахувань на капітальні витрати (придбання та інсталяція устаткування СКП), грн / Дж:

$$c_{en} = \sum (c_i + c_j), \text{ грн/Дж} \quad 2.39$$

де:  $c_i$  – питома вартість капітальних витрат (відрахувань на придбання та інсталяцію устаткування) віднесена до одиниці потужності секції обробки повітря, грн/Дж,  $c_j$  – тарифна енергія, грн / Дж.

Результати розрахунків ексергетичних потоків та затрат ексергії на обробку повітря в СКП подаються у вигляді накопичувальних поточкових діаграм.

Наприклад в роботі [71], беручі до уваги вищенаведені досягнення в розвитку ексергетичного, техніко-економічного та ексергоекономічного методів, нами проведена оцінка ексергоекономічної ефективності роботи СКП з можливістю використання теплоти конденсаторів холодильних машин для другого підігріву в теплий період року. В роботі [72] представлена методика ексергоекономічного аналізу СКП для вибору найбільш енергоощадного схемного рішення з осушення повітря. Представлено розрахунки ексергетичної ефективності, діаграми ексергетичних потоків та ексергетичної вартості.

#### 2.4 Накопичувальна діаграма ексергетичних та ексергоекономічних потоків СКП

Діаграми ексергії для аналізу СКП використовують головним чином у вигляді діаграм Грассмана та суміщених  $i, d - E, t$  [1]. Діаграма Грассмана побудована за принципом послідовного приросту ексергій енергетичних потоків в елементах системи і відображається у вигляді смуг вздовж руху робочої речовини, ширина яких у відносних до початкового, або в абсолютних значеннях, відповідає поточному потенціалу ексергії у відповідному складовому елементі [1, 18]. Суміщеними діаграмами  $i, d - E, t$  користуються для оцінки ексергетичних перетворень та визначення ексергетичної ефективності в СКП [1]. У випадку поточкових діаграм Грассмана аналізується за думкою авторів [1] «зовнішня» оцінка системи, яка характеризує витрати та втрати сумарної ексергії системи та її вузлів, а у випадку суміщених діаграм  $i, d - E, t$ , з'являється можливість корегування ексергетичних потоків. У другому випадку є можливість оцінювати

не тільки сумарну ексергію вологого повітря, а й його складові – термічну та вологісну, що важливо при оцінці функціональної ефективності СКП.

З точки зору оцінки енергоспоживання в СКП діаграма Грассмана достатньо ефективно відображає деструкцію сумарної ексергії в системі, але не відображає деструкцію складових ексергії вологого повітря – механічної, термічної та вологісної. Суміщені діаграми на відміну від діаграм Грассмана мають ізолінії параметрів стану вологого повітря: температури, вологовмісту, ентальпії, відносної вологості та ексергії. На наш погляд цієї інформації замало для повної оцінки та детального аналізу системи в цілому та її окремих елементів. По-перше, в діаграмі Грассмана відсутня можливість чисельної оцінки ексергетичних перетворень, а є тільки можливість відносної оцінки. Тим більше діаграми Грассмана не мають ізоліній значень ексергії складових повітря і відповідних шкал. До цього слід додати, що діаграми Грассмана відображують процеси перетворень в СКП тільки у вигляді втрат ексергії, враховуючи обладнання СКП тільки до приміщення, що обслуговується і не враховується ексергія потоків в приміщенні та після нього. Це суттєвий недолік, тому що за нашими оцінками сумарні втрати ексергії в СКП після приміщення можуть складати до 15% від загальних, а втрати сумарної ексергії повітря в самому приміщенні відображують саме корисний ефект від роботи СКП [15, 82, 83]

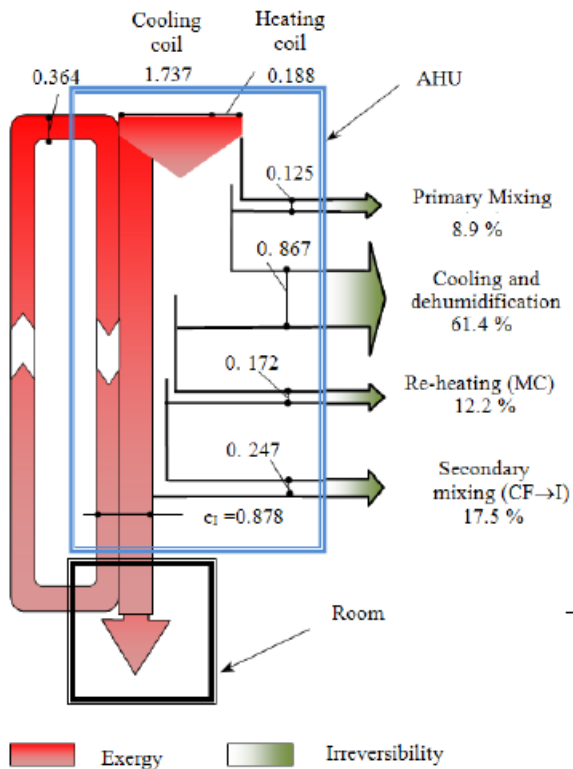
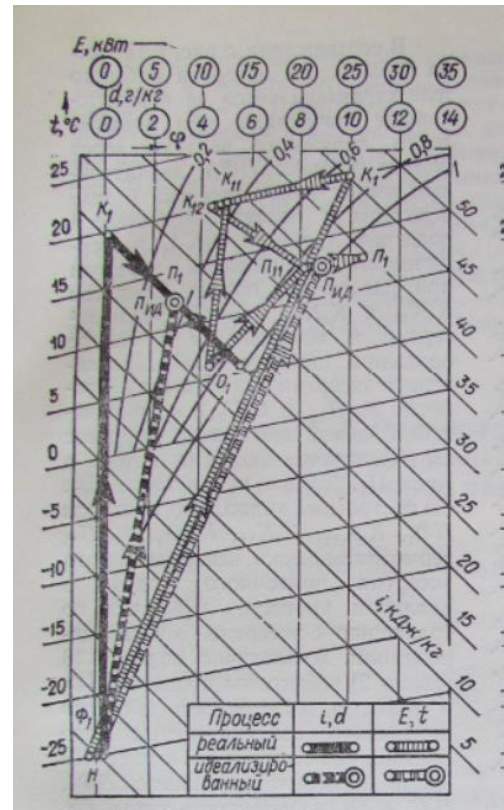


Рис.2.1 Діаграма Грассмана

Рис.2.2 Суміщена  $i,d - E,t$  діаграма

Суміщені діаграми дають можливість оцінити загальні перетворення ексергії в процесах обробки повітря в СКП, але обмежені в можливості відобразити й оцінити перетворення складових ексергії вологого повітря. Так, наприклад, на суміщеній діаграмі  $i,d - E,t$ , що наведена в роботі (Рис.2.2), неможливо визначити деструкцію складових ексергії вологого повітря при ізоентальпійному процесі зволоження повітря в холодний період року і їх значення, що унеможливорює коректне порівняння ефективності різних способів зволоження повітря. Це стосується й інших процесів в наведеному прикладі. В  $i,d - E,t$  - діаграмі обмежена можливість аналізу ексергетичних перетворень процесами, що на  $i-d$  - діаграмі, тобто – без урахування механічної складової ексергії. Крім того неможливо відділити корисну деструкцію ексергії від загальних витрат та втрат. Відсутня також можливість відображення процесів в даних діаграмах в значеннях питомої ексергії, що є важливим. Вказані недоліки великою мірою обмежують можливості ексергетичного аналізу СКП.

Діаграму ексергетичних потоків вологого повітря в СКП з нашої точки зору доцільно представляти у вигляді діаграми-лінії (графіка) в двовимірній прямокутній системі координат. По вісі ординат відкладають питоме значення ексергії повітря, кДж/кг, а по вісі абсцис - елементи СКП в послідовності основного проходження повітря, що обробляється. Елементи СКП враховуються по всій системі - від повітрязабірної решітки до викиду відпрацьованого повітря зовні. На вісі ординат можна також відкладати значення питомої вартості ексергії та абсолютні значення ексергії для можливості відстеження накопичення витрат (втрат) та деструкції ексергії в процесі термодинамічних перетворень повітря. Побудова у вказаних координатах перетворень складових ексергії вологого повітря і сумарної для кожного функціонально відокремленого елемента СКП дає змогу візуального відображення та чисельної оцінки її зміни у відповідних елементах та в системі в цілому. Крім того візуалізація ексергетичних перетворень складових ексергії в цій діаграмі дає можливість відокремити та визначити величини корисної деструкції ексергії кожного виду від загальних її витрат, як для кожного функціонального елемента ( функціональної групи елементів ) так і для системи в цілому. Ця можливість знімає обмеження у визначенні ексергетичної ефективності вузлів та системи і обчисленні характеристик енергоощадності [15]. У варіанті розмітки вертикальної шкали в одиницях питомих значень грошових витрат ( грн/кг повітря ) з'являється можливість ексергоекономічної оцінки роботи СКП. Крім того у вказаній діаграмі є можливість оцінювати в одиницях ексергії гідравлічний опір повітропроводів системи по показниках деструкції її механічної складової.

В роботі [69] представлена потокова ексергетична діаграма ексергії вологого повітря для СКП фармацевтичного виробництва, яка наведена на Рис.2.3. Діаграма потоків відображає деструкцію термічної, вологісної, механічної та сумарної ексергії вологого повітря відповідно до елементів СКП. На діаграмі показані зміни значень ексергій при проходженні повітрям його послідовної обробки в елементах СКП від повітрязабірної решітки через приміщення, що обслуговується, й до видалення назовні. Вертикальна вісь діаграми - шкала

значень питомої ексергії повітря, кДж/кг, а горизонтальна – елементи СКП в послідовності основного руху повітря. Вертикальна вісь має масштаб, горизонтальна – не має. Початок координат – розрахункові параметри зовнішнього повітря для теплого періоду року із значенням ексергії  $E_{oc}=0$  на рівні повітрязабірної решітки СКП.

Діаграму побудовано з використанням значень параметрів вологого повітря, що на I-d –діаграмі та даних технічних характеристик обладнання СКП. Прямі лінії на діаграмі потоків ексергії вологого повітря відображають відповідний термодинамічний, або механічний процес в певному елементі СКП. Значенням ексергій кінця та початку процесів відповідають переломи ліній. Переваги представленої діаграми потоків ексергії для аналізу процесів в СКП в порівнянні з відомими наступні. Наприклад на ділянці 3-4-5 ексергетичної потокової діаграми, яка показує процес охолодження зовнішнього повітря з конденсацією вологи, чітко видно деструкцію кожної складової ексергії вологого повітря. Лінія термічної ексергії різко підіймається завдяки збільшенню ексергії при охолодженні повітря в повітроохолоджувачі від точки ext до точки M, що на I-d-діаграмі, має перелом при переході на ділянку конденсації вологи від точки o до точки M.

Вологісна складова ексергії змінюється тільки на ділянці 4-5, що відповідає процесу випадіння конденсату, а механічна змінюється за рахунок аеродинамічного опору повітроохолоджувача на ділянці 4-5.

Зауважимо, що у разі представлення ексергетичної діаграми цього процесу у вигляді діаграми Грассмана чи суміщеної, візуалізація та визначення значень складових ексергії було б неможливо. Суттєвою перевагою потокової діаграми у представленому вигляді є те, що з неї можна визначити «корисну» ексергію, яка відповідає функціональному призначенню відповідного елемента СКП. Ділянка 4-5 функціонально призначена для конденсації вологи, а тому корисною деструкцію є тільки вологісна, а решта – витрати ексергії.

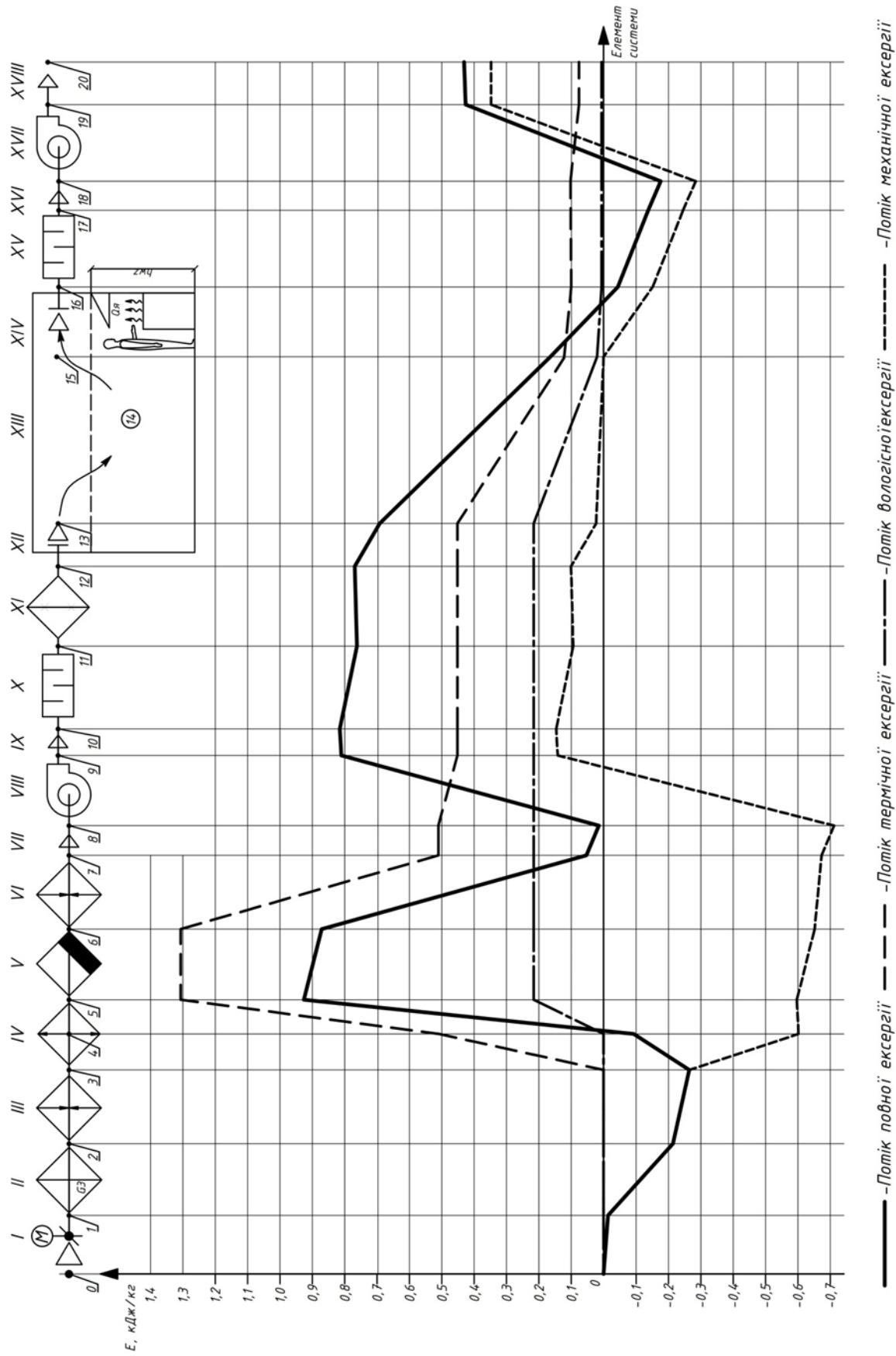


Рис.2.3 Діаграма потоків ексергії вологого повітря для СКП фармацевтичного виробництва

Характерною відмінною рисою представленої потокової ексергетичної діаграми є можливість аналізу деструкції ексергії на ділянці 3-4. У випадку оцінки деструкції ексергії вологого повітря за показником тільки сумарного її значення ( як це має місце в діаграмах Грассмана ), яка чисельно показує зміну на 0,171 кДж/кг, її складові в той час - термічна та механічна змінюються, відповідно, на 0,509 кДж/кг та 0,338 кДж/кг, а це втричі й вдвічі її перевищують. Така оцінка є більш коректною. Як видно з діаграми, урахування кожної складової ексергії з її знаком значно розширює межі ексергетичного аналізу, що є неможливим в існуючих діаграмах.

Отже, запропонована діаграма складових потоків ексергії вологого повітря в СКП надає можливість візуальної оцінки деструкції ексергії повітря в елементах системи та в приміщенні за питомими та абсолютними значеннями ексергії вологого повітря, відображає плинні значення складових та сумарної ексергії вологого повітря в елементах та в системі в цілому, надає можливість візуальної уяви та коректної чисельної оцінки деструкції складових ексергії вологого повітря в СКП, визначення загальних та по елементних витрат та втрат всіх видів ексергії вологого повітря, що мають місце в СКП.

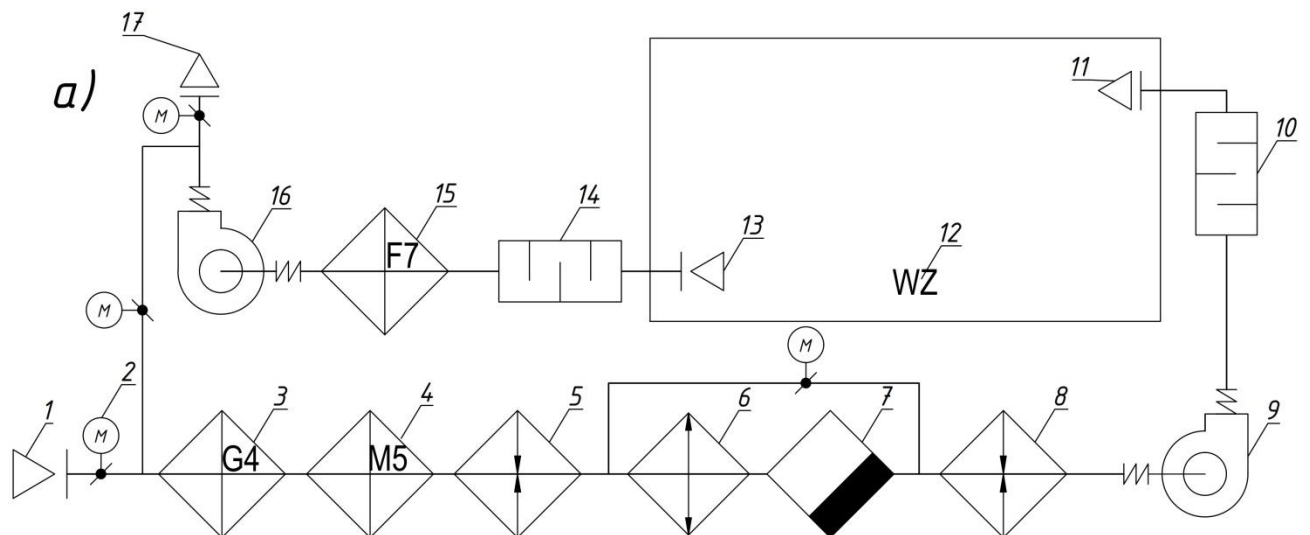
За допомогою описаної діаграми стає можливим виділити корисні та витрачені перетворення ексергії в СКП та коректно обчислити на цій основі показники ексергетичної ефективності кожного елемента та системи в цілому.

Представлення ексергетичних перетворень складових потоків ексергії вологого повітря в СКП у вигляді потокової діаграми надає можливість удосконалення ексергетичного аналізу СКП в візуалізації перетворень складових ексергії вологого повітря, визначенні та підрахунку їх деструкції та втрат, відокремлення для елементів СКП та системи в цілому корисної та витратної ексергії для розрахунку показників енергоощадності систем.



## 2.5 Результати поглибленого, порівняльного ексергетичного аналізу СКП з різними способами осушення повітря

Для порівняння ексергетичної ефективності різних способів осушення повітря приміщення для зберігання насіння гарбуза нами вибрано три можливі схеми осушення повітря для досягнення необхідних параметрів згідно технологічного регламенту зберігання продукції такого виду. А саме: механічне осушення (конденсаційний спосіб), з електрокалорифером для догрівання повітря та секцією байпасу повітроохолоджувача для зниження потужності теплообмінника другого підігріву, адсорбційне осушення з електричним теплообмінником для регенерації адсорбенту та комбіноване з використанням мембранного осушення повітря. Структурні схеми СКП з вище наведеними способами осушення повітря наведені на Рис. 2.4. Процеси обробки повітря на *i-d* діаграмі для кожного способу осушення повітря показані на Рис. 2.5



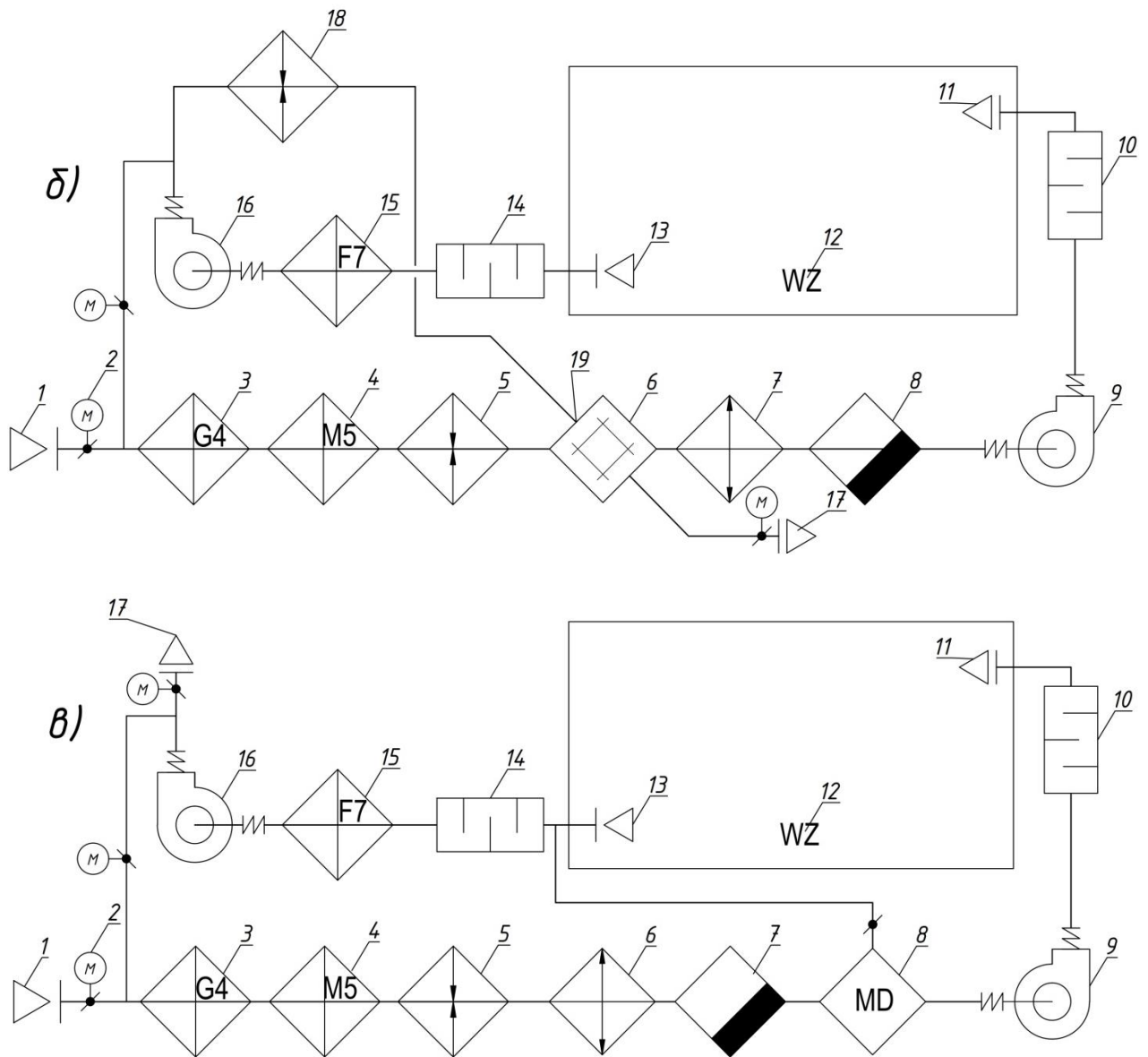
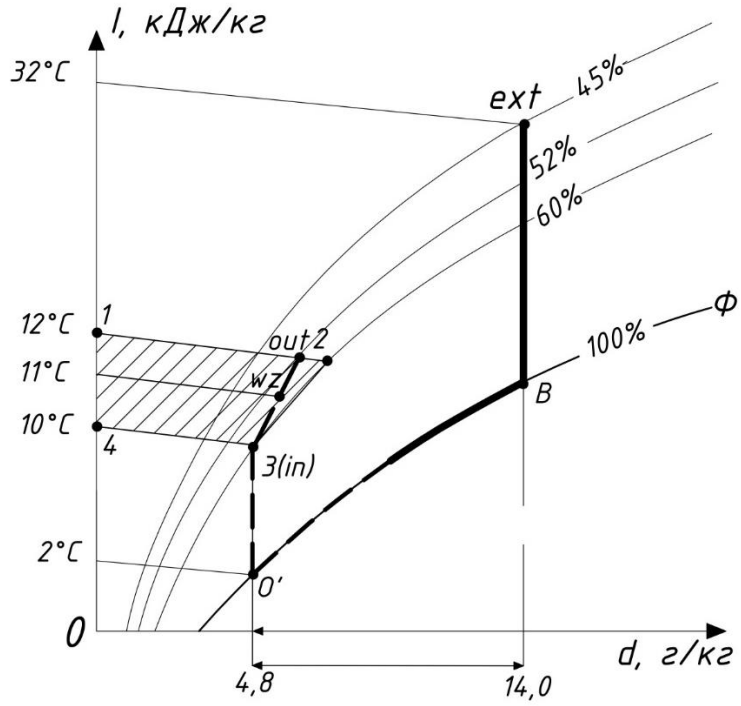
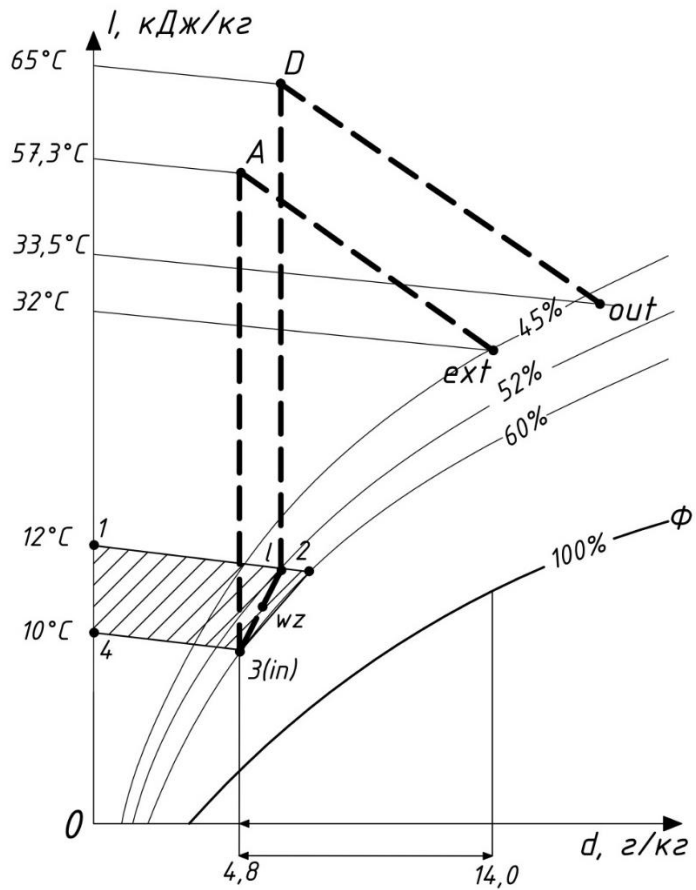


Рис. 2.4 Структурні схеми СКП з вище наведеними способами осушення для приміщення зберігання насіння гарбуза. а - механічне осушення (конденсаційний спосіб); б - адсорбційне осушення; в - комбіноване з використанням мембранного модуля осушення повітря.

a)



б)



в)

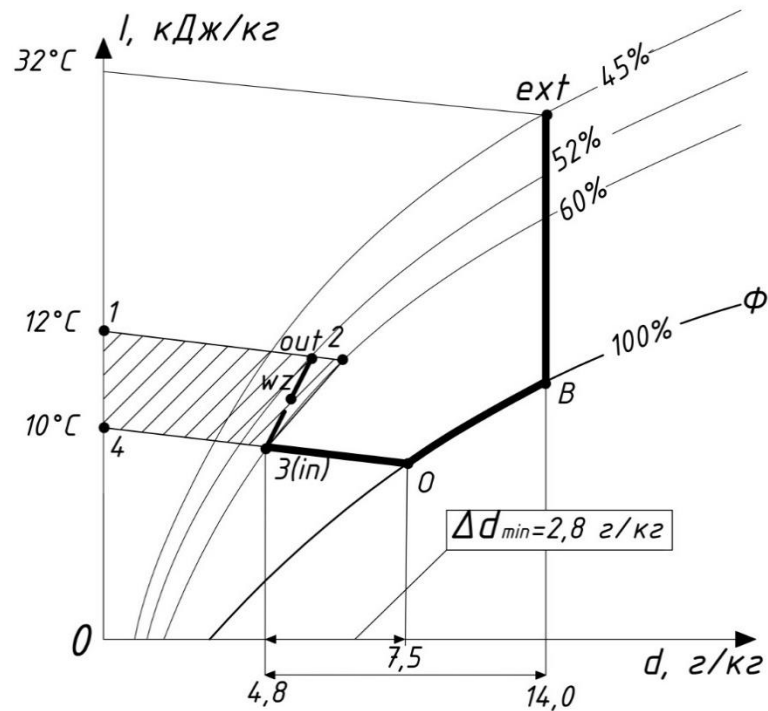


Рис. 2.5 I-d діаграма процесів обробки повітря СКП для приміщення зберігання насіння гарбуза а- з конденсаційним осушенням повітря; б – з адсорбційним осушенням повітря; в - з мембранним осушенням повітря.

Розрахунок ексергії потоку повітря виконувався за методикою поглибленого ексергоекономічного аналізу.

На Рис. 2.6 наведено результати розрахунків складових ексергетичних потоків для теплого періоду року при обробці повітря в СКП з конденсаційним осушенням повітря. На діаграмі зображено зміну ексергетичних потенціалів основних складових ексергії волого повітря – термічної, вологісної, механічної та сумарної в процесі його обробки в елементах СКП від повітрязабірної решітки до викиду відпрацьованого повітря на зовні. Пік витрат термічної та вологісної складових ексергії потоку повітря в СКП з конденсаційним осушенням повітря спостерігаються в секції охолодження та осушення повітря. Значення складають 1,159 кДж/кг та 0,879 кДж/кг відповідно. Витрати механічної складової ексергії потоку повітря, які мають найбільші піки в елементах 9 та 16 еквівалентні повному тиску припливного та витяжного вентиляторів відповідно.

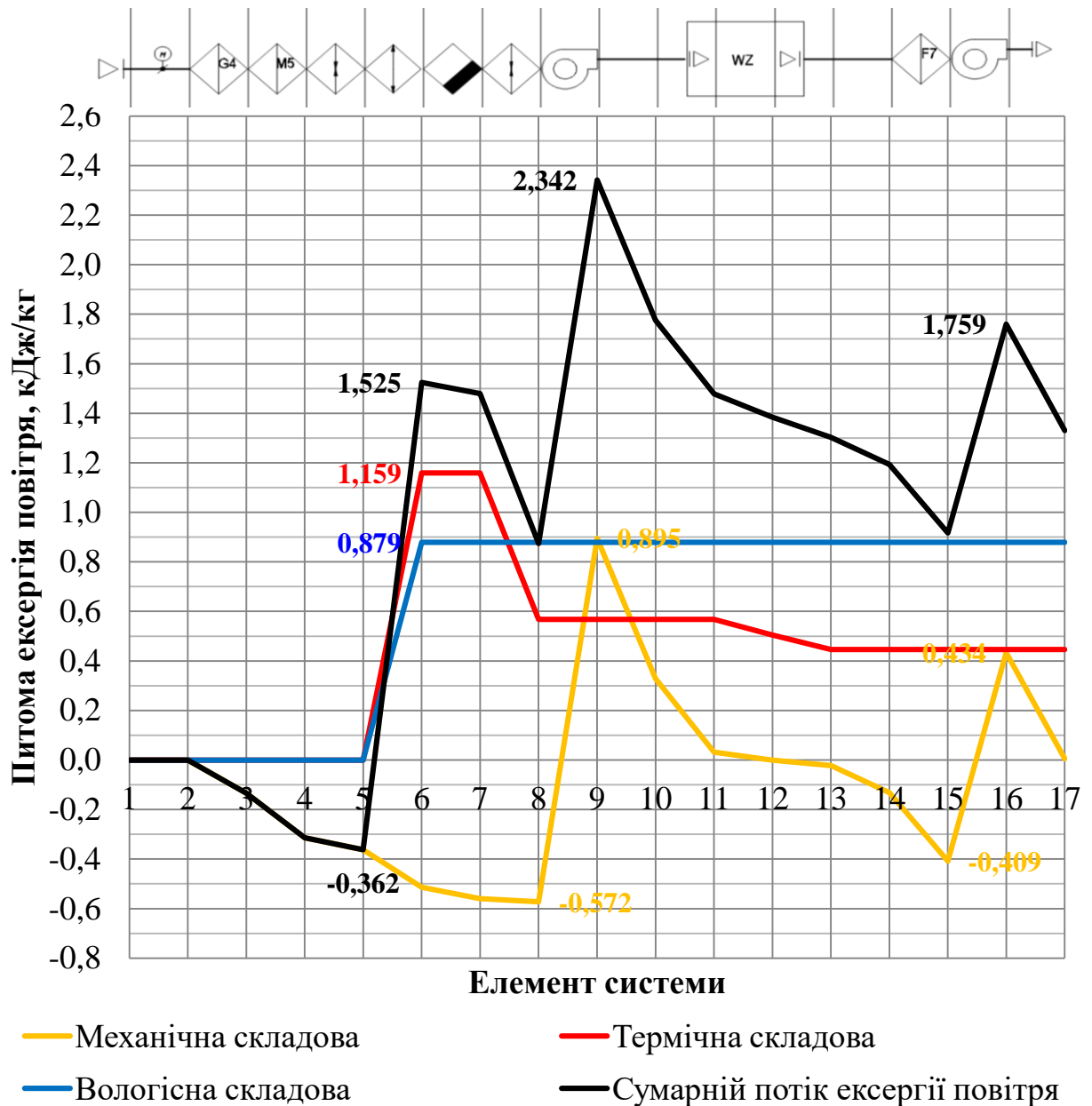


Рис. 2.6 Діаграма складових ексергетичних потоків для теплого періоду року при обробці повітря в СКП з конденсаційним осушенням повітря.

1 - зовнішнє повітря; 2 - дросель-клапан з приводом; 3 - фільтр G4; 4 - фільтр M5; 5 - повітрянагрівач №1; 6 - повітроохолоджувач з осушенням; 7 - каплевловлювач; 8 – повітрянагрівач №2; 9 – припливний вентилятор; 10 - припливні повітропроводи; 11 - припливна решітка; 12 - приміщення; 13 - витяжна решітка; 14 - витяжні повітропроводи; 15 - фільтр F7; 16 – витяжний вентилятор; 17 - викид повітря на зовні;

На Рис. 2.7 наведено результати розрахунків складових ексергетичних потоків для теплого періоду року при обробці повітря в СКП з адсорбційним осушенням повітря. Пік витрат термічної та вологісної складових ексергії потоку повітря в СКП з адсорбційним осушенням повітря спостерігаються в секціях адсорбційного осушення повітря (секція № 6 Рис. 2.4 б) та в секції нагрівання повітря для регенерації адсорбенту (секція № 18 Рис. 2.4 б). Значення для відповідних секції обробки повітря складають 1,543 кДж/кг та 0,879 кДж/кг.

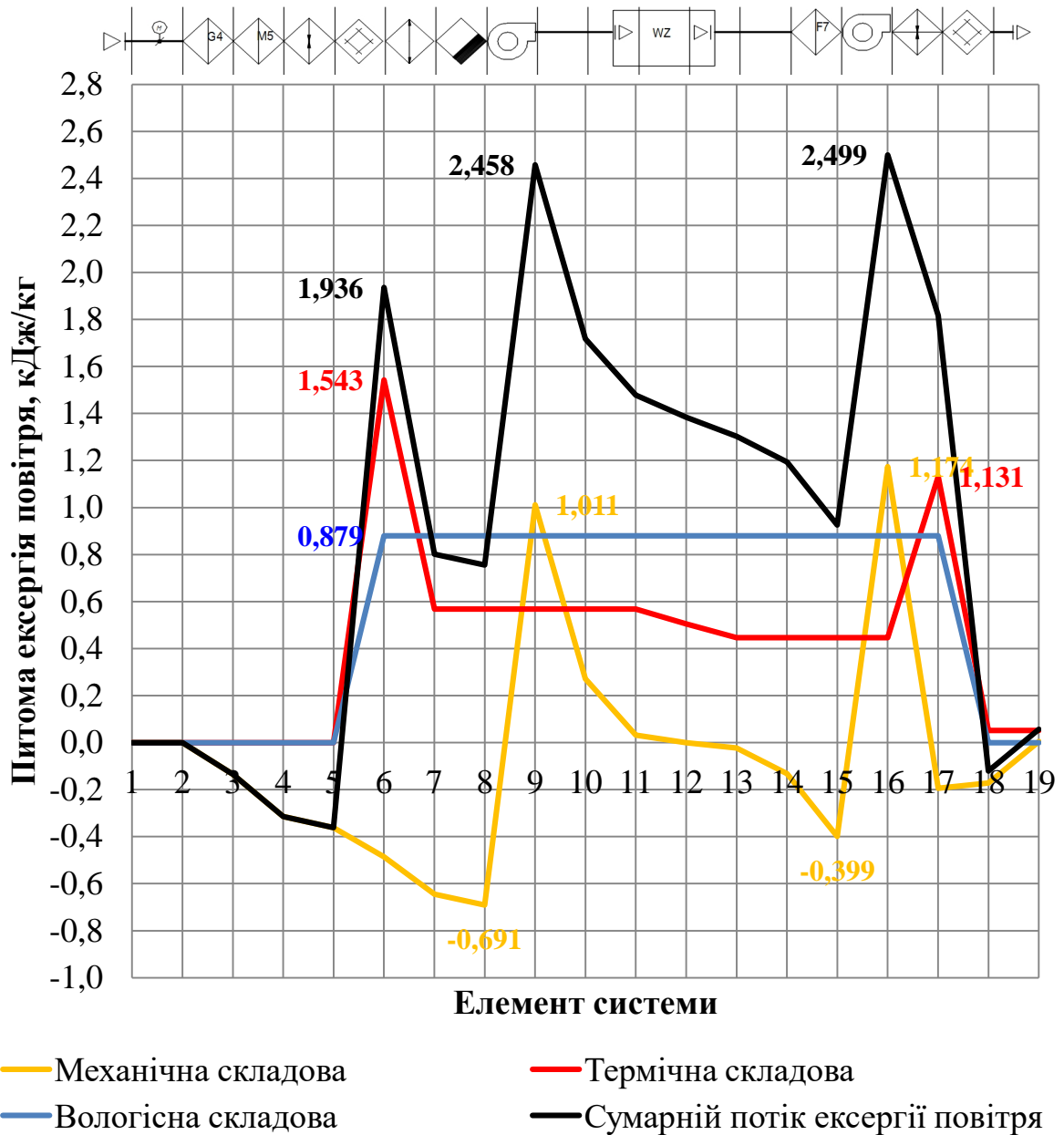


Рис. 2.7 Діаграма складових ексергетичних потоків для теплого періоду року при обробці повітря в СКП з адсорбційним осушенням повітря.

1 - зовнішнє повітря; 2 - дросель-клапан з приводом; 3 - фільтр G4; 4 - фільтр M5; 5 - повітрянагрівач №1; 6 – адсорбційний осушувач; 7 - повітроохолоджувач; 8 – каплевловлювач; 9 – припливний вентилятор; 10 - припливні повітропроводи; 11 - припливна решітка; 12 - приміщення; 13 - витяжна решітка; 14 - витяжні повітропроводи; 15 - фільтр F7; 16 - витяжний вентилятор; 17 – нагрівач повітря для регенерації адсорбенту; 18 - адсорбційний осушувач (десорбція); 19 - викид повітря на зовні;

На Рис. 2.8 наведено результати розрахунків складових ексергетичних потоків для теплого періоду року при обробці повітря в СКП з комбінованим мембранним осушенням повітря. Зміна значень термічної та вологісної складових ексергії потоку повітря в СКП з комбінованим мембранним осушенням повітря відбувається без явно виражених піків. Максимальні значення термічної складової складають 0,571 кДж/кг, що в 2 рази менше від пікового значення при конденсаційному способі обробки повітря та в 2,7 разів менше ніж при адсорбційному осушення повітря.



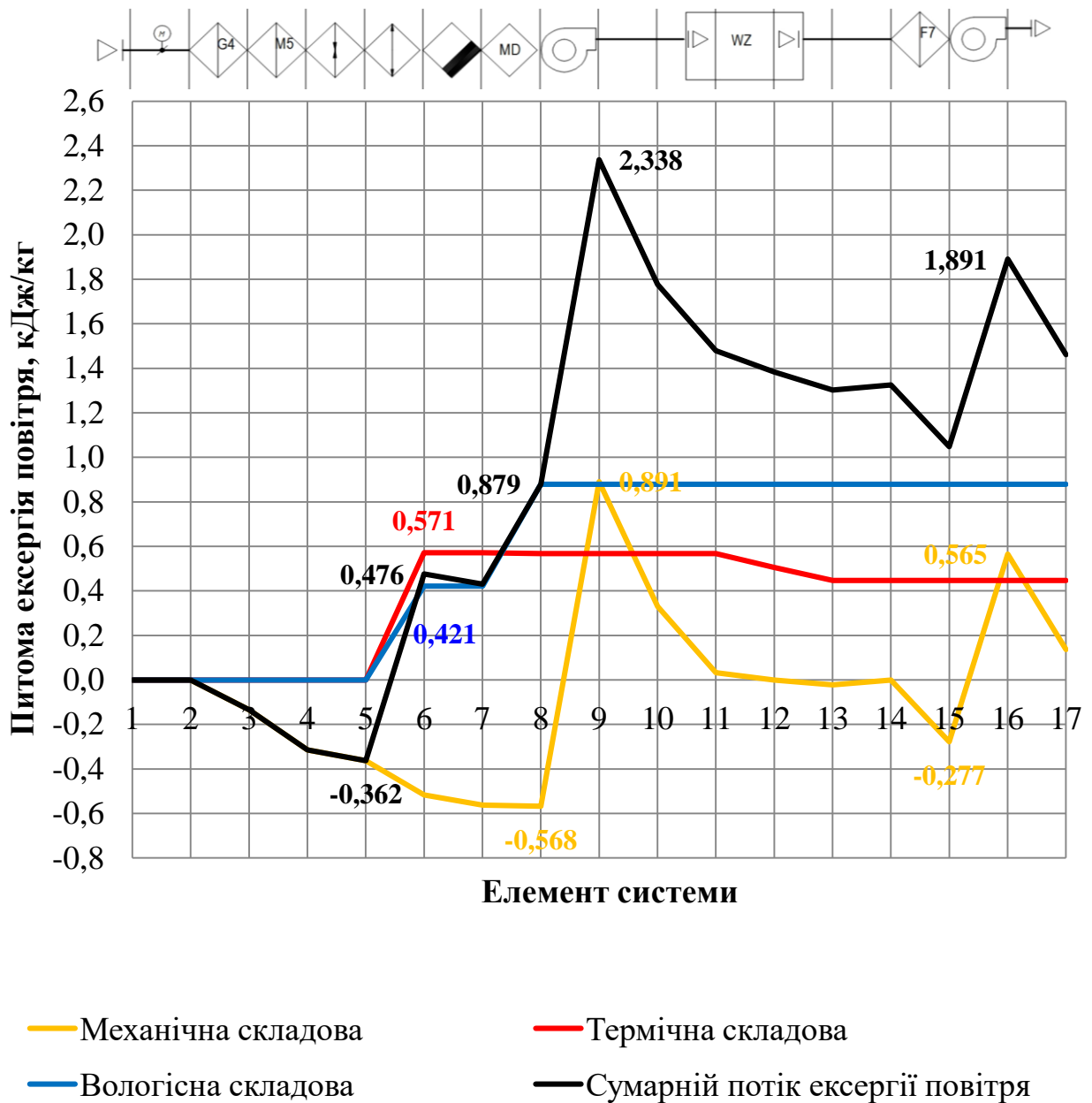


Рис. 2.8 Діаграма складових ексергетичних потоків для теплого періоду року при обробці повітря в СКП з комбінованим мембранним осушенням повітря.

1 - зовнішнє повітря; 2 - дросель-клаван з приводом; 3 - фільтр G4; 4 - фільтр M5; 5 - повітрянагрівач №1; 6 - повітроохолоджувач з осушенням; 7 - каплевловлювач; 8 – мембранний модуль осушення повітря; 9 – припливний вентилятор; 10 - припливні повітропроводи; 11 - припливна решітка; 12 - приміщення; 13 - витяжна решітка; 14 - витяжні повітропроводи; 15 - фільтр F7; 16 - витяжний вентилятор; 17 - викид повітря на зовні

Результати розрахунків ЕККД для трьох вибраних схем обробки повітря приміщення зберігання насіння гарбуза за формулами 2.15 та 2.16 подано в Таблиця 3.2. На Рис. 2.9 в вигляді діаграми графічно представлені значення ЕККД для трьох вибраних способів осушення повітря. Найбільші значення ЕККД «нетто» та «брутто» спостерігаються для СКП з комбінованим мембранним осушенням повітря, і складають 2,36 та 1,22. Аналогічні значеннями ЕККД для СКП з конденсаційним способом осушення повітря складають: ЕККД «нетто» складає 1,93 а ЕККД «брутто» 0,65; для СКП з адсорбційним способом осушення повітря складають: ЕККД «нетто» складає 1,17 ЕККД «брутто» 0,52. Таким чином ЕККД «нетто» для СКП з комбінованим мембранним осушенням повітря на 16 % більше за ЕККД «нетто» СКП з конденсаційним осушенням повітря, і на 48% більше за ЕККД «нетто» СКП з адсорбційним способом осушення повітря.

Таблиця 2.1

Результати розрахунків потоків питомої ексергії та ексергетичних коефіцієнтів корисної дії поглибленого ексергоекономічного аналізу для СКП з трьома різними способами осушення повітря

	$\Delta e_{wz}$	$e_{(ext-in)}^T$	$e_{(ext-in)}^D$	$e_{(l- env)}^T$	$e_{(l- env)}^D$	$\eta_e^{net}$	$\eta_e^{brt}$	$C_\Sigma$
	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	кДж/кг	%	%	грн/кг
ДСМ	0,131	5,231	12,833	1,543	0,573	1,93	0,65	$5,05 \times 10^{-3}$
ДАМ	0,131	6,522	5,435	4,641	8,514	1,17	0,52	$6,36 \times 10^{-3}$
ДММ	0,131	4,013	4,599	1,506	0,573	2,36	1,22	$2,35 \times 10^{-3}$

ЕККД «брутто» для СКП з комбінованим мембранним осушенням повітря на 43,5 % більше за ЕККД «брутто» СКП з конденсаційним осушенням повітря, і на 54,6% більше за ЕККД «брутто» СКП з адсорбційним способом осушення повітря. З розрахунків видно, що використання СКП з комбінованим мембранним осушенням для обробки повітря в складі зберігання насіння гарбузу збільшує ЕККД «брутто» майже вдвічі в порівнянні із іншими можливими способами

обробки повітря для досягнення параметрів повітря згідно технологічного регламенту зберігання продукції такого виду.

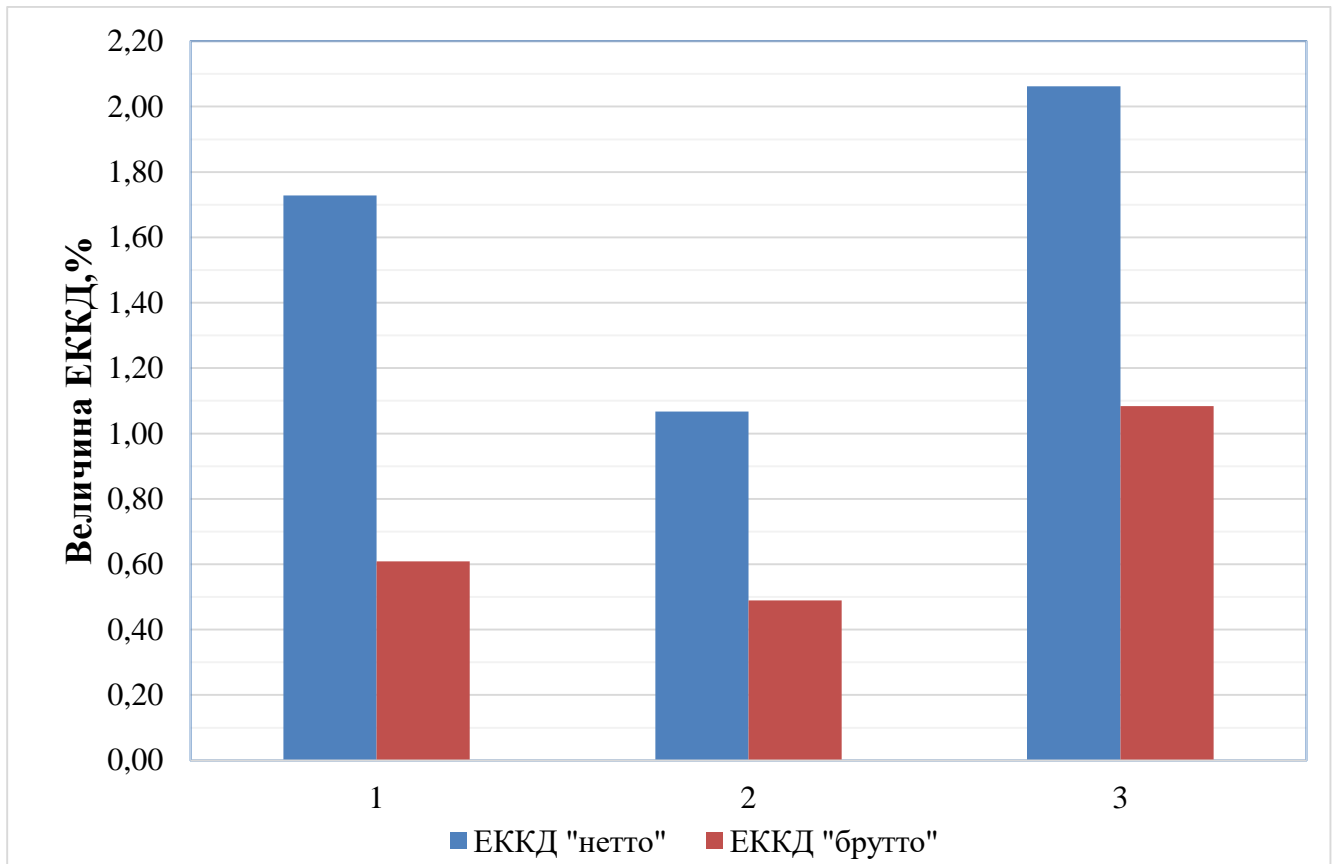


Рис. 2.9 Порівняльна діаграма ексергетичних коефіцієнтів корисної дії для трьох обраних способів осушення повітря в СКП приміщення зберігання насіння гарбуза

1 – СКП з конденсаційним осушення повітря (DCM); 2 – СКП з адсорбційним осушенням повітря (DAM); 3 – СКП з модулем мембранного осушення повітря (DMM).

## 2.6 Результати ексергоекономічного порівняльного аналізу СКП з різними способами осушення повітря для приміщення зберігання насіння гарбуза

Як видно з результатів розрахунків, ексергетичний аналіз дає правильну, але не повну оцінку, як можливе протиріччя у визначенні найбільш енергоефективного способу обробки при проектуванні систем кондиціонування повітря.

На графіку Рис. 2.10 показано зростання питомої ексергетичної вартості на 1000 кг оброблюваного повітря для трьох вибраних схем обробки повітря

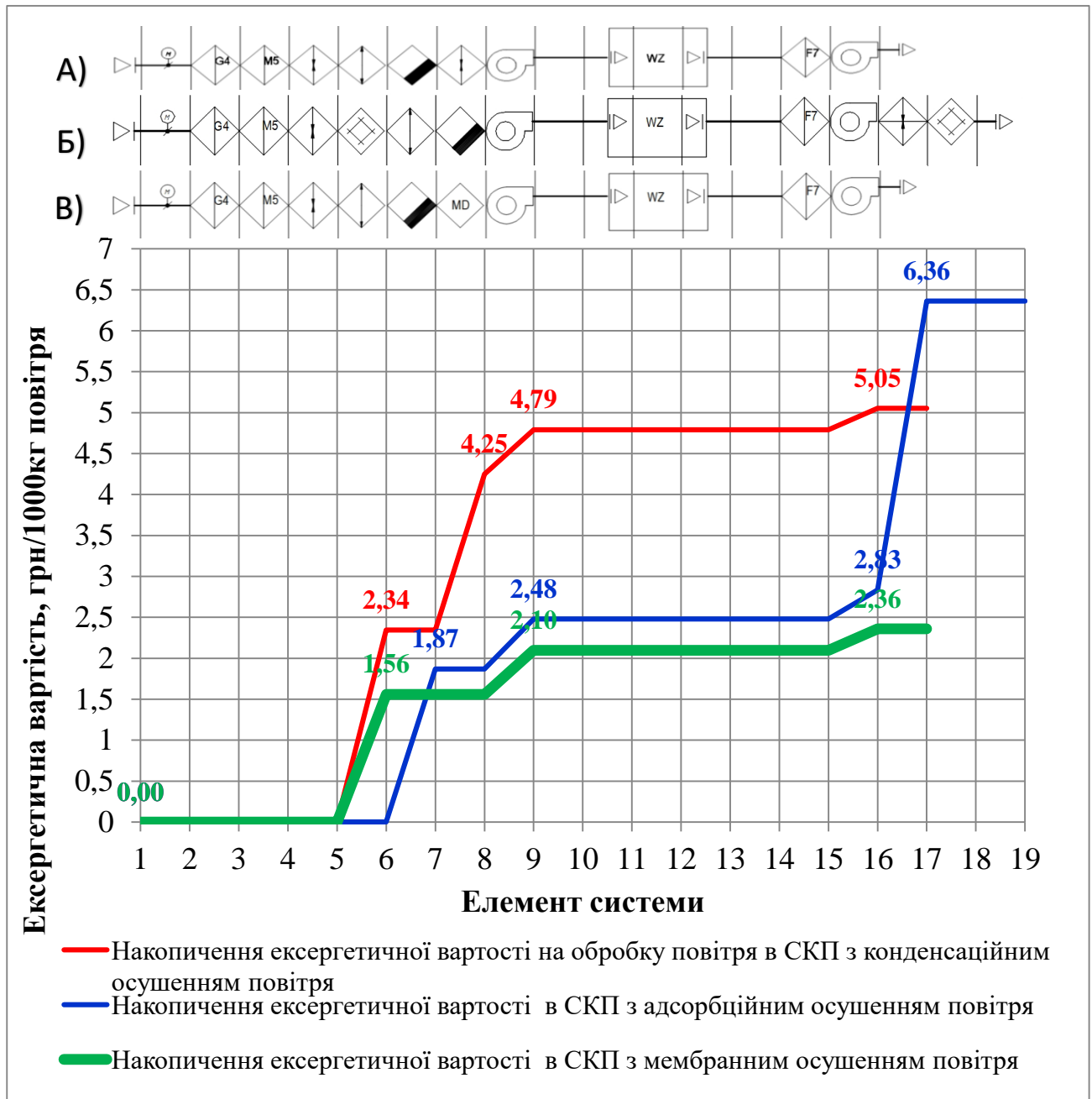


Рис. 2.10 Порівняльна графічна залежність накопичення ексергетичної вартості в процесі обробки повітря в СКП з трьома різними способами осушення повітря. А – однолінійна схема DCM; Б - однолінійна схема DAM; В - однолінійна схема DMM.

приміщення для зберігання насіння гарбуза при його обробці в секціях центрального кондиціонера. Для зручності подальшого аналізу прийнято наступні скорочення назв методів обробки повітря: DCM – конденсаційне осушення

повітря; DAM – адсорбційне осушення повітря; DMM - мембранне осушення повітря. З діаграми видно, що зростання вартості ексергії в схемі DCM, DMM спостерігається з моменту обробки в секції охолодження (конденсаційного осушення – поз. б) повітря. При чому значення ексергетичної вартості на охолодження та осушення повітря для схеми DCM складає 2,34 грн/1000кг, що на 33,3 % перевищує значення ексергетичної вартості секції охолодження повітря для схеми DMM, яке складає 1,56 грн/1000кг. Для схеми DAM зростання ексергетичної вартості в секції адсорбційного осушення повітря не суттєве, так як для здійснення процесу ззовні підводиться лише електрична енергія для обертання роторного теплообмінника, потужність якого складає 45 Вт.

Після секції адсорбційного осушення повітря в схемі DAM спостерігається зростання затрат на «сухе» (по  $d=\text{const}$ ) охолодження повітря. Ексергетична вартість здійснення процесу охолодження повітря до параметрів притоку для DAM складає 1,87 грн/1000кг, що майже на 17% більше ніж за затрати на попереднє охолодження повітря в схемі DMM.

Наступне зростання ексергетичної вартості для схеми DCM спостерігається в процесі догрівання до параметрів припливного повітря, на Рис. відрізок 7-8, значення складає 4,25 грн/1000кг. А також, для всіх трьох схем, характерне зростання ексергетичної вартості на здійснення процесів переміщення повітря припливним вентилятором, на Рис. 2.10 відрізок 8-9.

Таким чином, з діаграми зрозуміло, що на відрізку від повітрязабірної решітки до подачі повітря в приміщення накопичення ексергетичної вартості в процесі оброблення (підготовки) припливного повітря для схеми DCM складають 4,79 грн/1000кг, що в 2,3 рази більше ніж для схеми DMM, значення складає 2,10 грн/1000кг. Накопичення ексергетичної вартості в процесі оброблення (підготовки) припливного повітря для схеми DAM складає 2,48 грн/1000кг, що на 15,2 % більше ніж для схеми DMM.

Для всіх трьох схем характерне зростання затрат ексергії на переміщення повітря витяжним вентилятором, на Рис. 2.10 відрізок 15-16. Проте, для схеми DAM також присутні додаткові затрати ексергії в процесі підігріву повітря для

регенерації адсорбенту, відрізок 16-17 на Рис. 2.10, значення накопичення ексергетичної вартості після секції регенерації адсорбенту для схеми DAM складає 6,3 грн/1000кг оброблюваного повітря.

Отже, з діаграми видно, що сумарні затрати ексергії на оброблення повітря для схеми DCM в 2 рази більші за аналогічні затрати для схеми DMM. А сумарні затрати на оброблення повітря для схеми DAM в 2,7 разів більші ніж для схеми DMM.

Найбільше зростання цін на енергоносії спостерігається в схемі DAM, в процесі нагрівання повітря для регенерації адсорбенту. Для схеми DCM, де для осушення повітря реалізуються процеси традиційного осушення з конденсацією вологи, збільшення затрат в порівнянні з DMM спричинено більшими витратами ексергії в процесі охолодження та осушення повітря та наявністю секції другого підігріву припливного повітря.

## 2.7 Висновки по розділу 2

1. Аналіз результатів наведених ексергетичних розрахунків показує доцільність застосування в СКП комбінованого способу осушення повітря з використанням селективних мембран (DMM).
2. Витрати підведеної ексергії теплоти на здійснення процесів обробки повітря при даному способі вдвічі менші ніж витрати підведеної теплоти при обробленні повітря в секції конденсаційного (DCM) чи адсорбційного осушення (DAM).
3. Ексергетичний ККД «нетто» при даному способі обробки повітря в 1,9 разів вище ніж при адсорбційному та в 1,2 рази вище ніж при конденсаційному.
4. Ексергетичний ККД «брутто» при даному способі обробки повітря в 2,2 разів вище ніж при адсорбційному та в 1,8 рази вище ніж при конденсаційному.
5. Вказана енергоощадність досягається головним чином за рахунок зменшення витрат енергії в процесі осушення повітря, відсутності другого підігріву повітря та витрат для регенерації адсорбенту.

6. Застосування ексергоекономічного методу оцінки енергозбереження в процесах осушення повітря дає коректні результати, які можуть бути застосовані на стадіях проектування та реконструкції для вибору найбільш енергоощадного способу обробки повітря. Згідно результатів ексергоекономічного аналізу, найбільше зростання цін на енергоносії спостерігається в схемі DAM, в процесі нагрівання повітря для регенерації адсорбенту. Для схеми DCM, де для осушення повітря реалізуються процеси традиційного осушення з конденсацією вологи, збільшення затрат в порівнянні з DMM спричинено наявністю секції другого підігріву припливного повітря. Сумарні затрати ексергії на оброблення повітря для схеми DCM в 2 рази більші за аналогічні затрати для схеми DMM. А сумарні затрати на оброблення повітря для схеми DAM в 2,5 рази більші ніж для схеми DMM.

7. Згідно результатів ексергетичного та ексергоекономічного порівняльного аналізу застосування DMM схеми обробки повітря приміщення для зберігання насіння гарбуза має переваги перед схемами DCM, DAM, а саме: зниження енерговитрат на обробку повітря - як наслідок зменшення експлуатаційних затрат СКП.

### РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕМБРАННОГО ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В СКП

#### 3.1 Експериментальні дослідження процесу проникнення парів вологи через мембрану

Можливість застосування мембранного осушення повітря для системи кондиціонування приміщення для зберігання сільськогосподарської продукції, витікає з аналізу теоретичних даних щодо умов протікання даного процесу. Таким чином для обробки повітря та забезпечення необхідного рівня відносної вологості повітря передбачається використання послідовного оброблення повітря в секції конденсаційного осушення до температури припливного повітря. Далі при сталій температурі доосушення повітря в секції мембранного осушення, до досягнення необхідного значення вологовмісту припливного повітря (Рис. 3.1). Теоретичний аналіз розрахункових даних дозволяє отримати значення необхідного зменшення вологовмісту оброблюваного повітря  $\Delta d_{\min}$  г/кг. Для вибраного нами приміщення зберігання сільськогосподарської продукції мінімально необхідне значення зменшення вологовмісту становить 2,8 г/кг.

Мембрана, для забезпечення протікання процесу проникнення, вибирається таким чином, щоб одночасно задовольняти дві умовам: мати високу здатність до проникнення парів вологи, та бути повітронепроникною (мати високий опір до проникнення повітря) [55]. Для дослідження осушення повітря нами була вибрана напівпроникна, ПВХ мембрана Strotex Basic [60]. Вибрана мембрана має значення проникності, що визначено в умовах експлуатації такої мембрани [66], яке складає  $1,5 \cdot 10^{-6}$  кг/с•м<sup>2</sup>•Па.



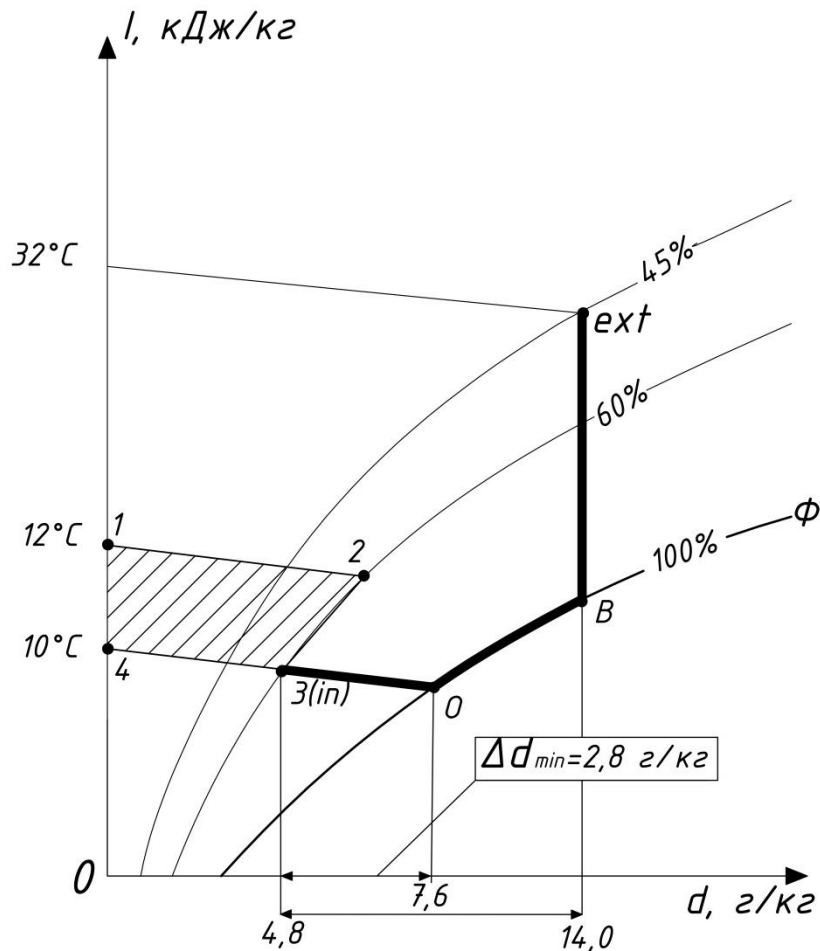


Рис. 3.1 . I-d – діаграма вологого повітря із процесами обробки для зберігання сільськогосподарської продукції

Мембрана – має мікропористу структуру [55] і володіє гідрофобними властивостями. Два поліпропіленових нетканих полотн і внутрішньою функціональною поліпропіленовою плівкою, яка забезпечує високу проникність водяної пари і одночасно водонепроникність. Мікропориста ПВХ - структура мембрани дозволяє зробити висновок про можливість її застосування при проведенні баромембранних процесів розділення газових сумішей [55]. Сам механізм перенесення речовини через мембрану описується фізичною моделлю руху речовини – парів води крізь мембрану, рівняння 1.29. Як зазначалось вище, для пористих мембран переважаючим є конвективний потік речовини, проте необхідне врахування впливу дифузійної складової для непористої поверхні мембрани. Пористість мембрани визначалась ваговим методом, шляхом занурення зразку мембрани в воду до досягнення повного насичення матеріалу

водою. За різницею мас сухого та насиченого водою зразків за залежністю 3.1 розраховували пористість досліджуваної мембрани. Для ПВХ напівпроникної мембрани Strotex Basic отримано значення пористості мембрани складає 0,7. Висновки щодо можливості застосування мембрани робилися з теоретичного аналізу технічних характеристик мембрани.

$$\varepsilon = \frac{m_2 - m_1}{V_m \cdot \rho_p} \quad 3.1$$

Де:  $m_1$  – маса зразку мембрани при умовах оточуючого середовища, кг;  $m_2$  – маса зразку мембрани в стані повного насичення рідиною, кг;  $V$  – об’єм зразку мембрани, м<sup>3</sup>;  $\rho$  – густина рідини, кг/м<sup>3</sup>.

Для зменшення впливу повітряного середовища на пропускну здатність мембрани по парам води використовується схема фільтрації із потоку перпендикулярно до потоку оброблюваного повітря [55]. Вхідний потік суміші повітря та водяних парів подається вздовж поверхні мембрани і накоплення речовин на поверхні мембрани майже не спостерігається (Рис. 3.2).

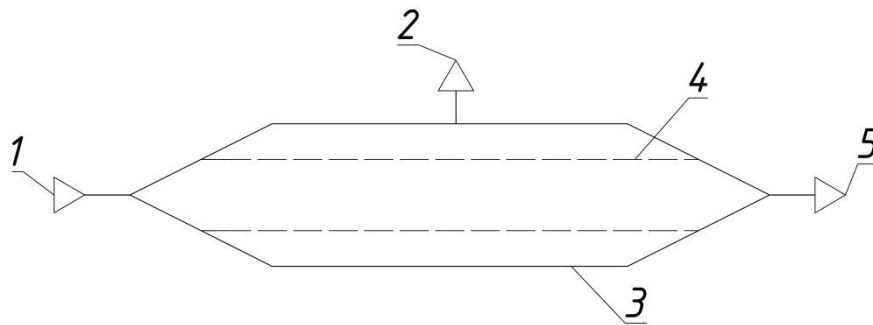


Рис. 3.2 Схема процесу мембранного осушення повітря. 1 – вхід оброблюваного повітря; 2 – вихід пермеату; 3 – корпус апарату; 4 – мембрана; 5 – вихід осушеного повітря.

Для забезпечення процесу фільтрації води через напівпроникну мембрану однією з умов є створення необхідного перепаду тиску по різні сторони такої мембрани. Теоретичний аналіз даного питання [56] показує області низького тиску використовуються переважно моделі газофазного проникнення в яких існує прямопропорційна залежність проникності від тиску. В області середнього тиску

спостерігається зона при якій відбувається конденсація водяних парів в товщі мембрани. В результаті чого відбувається закупорювання частини пор конденсатом, що призводить до різкого зменшення проникності із подальшим ростом тиску. В області високого тиску майже всі пори заповнені конденсатом і вплив тиску на проникність не спостерігається. Для розділення повітря та водяних парів літературними даними границі областей низького та середнього тиску не визначені, тому виникає необхідність визначення впливу даного критерію в умовах проведення експериментального дослідження.

Для систем кондиціонування повітря для зниження енергоспоживання необхідно аби значення перепаду тиску на секціях обробки повітря набувало мінімальних значень. із сказаного вище витікає необхідність мінімізувати надлишковий тиск з боку потоку оброблюваного повітря, та створювати перепад тиску шляхом забезпечення розрідження по іншу сторону мембрани. Використання розрідження для реалізації процесу проникнення парів вологи через мембрану не призводить до зниження пропускної здатності мембрани. Таким чином для створення та підтримання на заданому рівні необхідного перепаду тиску нами було вибрано метод створення розрідження зі сторони виходу пермеату. Вплив величини розрідження на значення проникності буде уточнено при проведенні експериментальних досліджень. Для теоретичного аналізу значення вибрано виходячи з конструктивних особливостей системи кондиціонування, наявного можливого тиску витяжного вентилятора, і складає 250 Па.

Розрахунки за залежністю 1.31 дозволяють отримати орієнтовні значення необхідної площі фільтрації для проектування лабораторного обладнання, при відомих значеннях теоретично необхідної кількості вологи  $G$  кг/год, градієнту надлишкового тиску по обидві сторони мембрани та проникності, яка залежить від типу обраної мембрани [60].

Як зазначено вище, проникність не є характеристикою мембрани, і залежить від умов проведення процесу, таким чином для роботи мембрани для осушення повітря в системах кондиціонування повітря значення проникності мембрани

апріорі невідоме. Аналіз літературних даних не дозволяє аналітичним шляхом визначити проникність мембрани. Зважаючи на неможливість теоретичного визначення коефіцієнту проникності, для конкретного типу мембрани, виникає необхідність в проведенні експериментального дослідження, для визначення його фактичного значення в умовах роботи СКП для приміщення зберігання насіння гарбузу.

### 3.2 Експериментальні дослідження процесу проникнення парів вологи через мембрану

#### 3.2.1 Планування експерименту

Згідно з теорією [84, 85, 86] процес планування експерименту передбачає визначення кількості та умов проведення дослідів для вирішення з достатньою точністю поставленої задачі. Для оптимізації пропускної здатності вибраної мембрани, необхідно визначити значення проникності, при заданих умовах проведення експериментального дослідження, параметрів повітряного потоку на вході та на виході з мембрани. Тому за параметр оптимізації прийнято пропускна здатність мембрани  $q$  (кг/год).

До вхідних параметрів досліджуваної системи відносяться:

1. Температура повітря на вході в мембранну секцію осушення  $t_1$ , °С;
2. Відносна вологість повітря на вході в мембранну секцію осушення  $\phi_1$ , %;
3. Площа поверхні мембрани  $F$ , м<sup>2</sup>;
4. Перепад тиску на мембрані  $P$ , Па;
5. Витрата повітря  $L$ , м<sup>3</sup>/год;

До вихідних параметрів відносяться:

1. Температура повітря на виході з мембранної секції осушення  $t_2$ , °С;
2. Відносна вологість повітря на виході з мембранної секції осушення  $\phi_2$ , %;
3. Проникність мембрани  $Q_p$ , кг/с•м•Па;

Площа поверхні мембрани для здійснення процесу осушення повітря на мембранній установці визначалася з аналізу даних отриманих в ході проведення

попередніх експериментальних дослідів. Після аналізу даних по результатам попередніх досліджень, з урахуванням даних теоретичних розрахунків, отримано значення площі поверхні 2,55 м.кв. Згідно попередніх розрахунків за формулою 1.31 при плануванні експериментального дослідження, значення перепаду тиску на мембрані прийнято незмінним в усіх режимах і рівним 250 Па.

Таким чином, зважаючи на незмінність перших чотирьох вхідних параметрів досліджуваної системи, експериментальні дослідження виконувались по однофакторному плану. В якості керованого фактору прийнята витрата повітря,  $L$  м<sup>3</sup>/год. Максимальний та мінімальний рівні, а також інтервал варіювання керованого фактору визначені виходячи з аналізу технічної можливості забезпечення проведення запланованого дослідження таблиця 3.1.

Таблиця 3.1

Найменування фактору	Умовне позначення	Рівень фактору			інтервал варіювання
		максимальний	мінімальний	основний	
Витрата повітря $L$ , м <sup>3</sup> /год	X1	400	40	220	90

Виходячи з даних планування експерименту завдання експериментального дослідження полягає в наступному:

1. Підтвердження можливості здійснення процесу осушення повітря при наявних значеннях вибраної площі та перепаду тиску на мембрані;
2. Визначення оптимального діапазону експлуатації мембрани в залежності від наявного фактичного повітряного навантаження;
3. Визначення фактичного значення проникності мембрани для умов експериментального дослідження;
4. Уточнення математичної моделі проникнення вологи через мембрану;

### 3.2.2 Опис експериментальної установки

Для експериментального дослідження питомої проникності обраної мембрани  $Q_{pF}$ ,  $\text{кг/с}\cdot\text{м}^2\cdot\text{Па}$  була розроблена експериментальна установка (Рис. 3.3). Досліджуваний елемент – секція мембранного осушення повітря – 9; 1,4-вхід повітряного потоку; 2 – охолоджувач повітря; 3 – регулювальний дросель-клапан; 6,13 – радіальний вентилятор з частотним перетворювачем; 7 – цифровий диференціальний манометр ДМЦ-01М з трубкою Піто; 8,11 – каналний датчик температури та відносної вологості повітря; 10 – датчик тиску; 12 – вихід осушеного потоку повітря; 14 – вихід повітряного потоку та пермеату; 15- датчик температури та відносної вологості повітря в приміщенні. Для регулювання температури і вологості повітря в схему було включено охолоджувач 2 та паровий зволожувач повітря 5. Мембранний модуль виконаний в вигляді паралелепіпеда перетином 400x400 мм. Мембрана всередині модулю закріплена в вигляді патронного гофрованого фільтр-картриджа. Загальний вигляд внутрішнього простору мембранного модуля зображений на Рис. 3.4. Висота мембранного модуля складає 700 мм, площа поверхні мембрані складає 2,55 м. кв. Мембрана закріплена таким чином розділяє об'єм камери на дві ізолюванні одна від другої частини. Для охолодження повітря використовується компресорно-конденсаторний блок (ККБ) 2 з повітряним охолодженням конденсатора та вбудованим теплообмінним апаратом який є випарником і слугує для охолодження повітря. Системою автоматичного керування ККБ створювалась та підтримувалась необхідна температура припливного повітря. Гістерезис значень температури на виході з теплообмінного апарату складав  $\pm 1$  °С. Загальний вигляд блоку охолодження повітря зображений на Рис. 3.5. Для зволоження повітря використовувався ультразвуковий зволожувач, точність підтримання відносної вологості повітря, згідно паспортних даних складає  $\pm 5\%$  Рис. 3.6.

Підготовлене повітря, з параметрами  $t=10\pm 1$ °С,  $\phi=95\pm 5$  % подавалось на мембранну секцію осушення, а в просторі між мембраною і стінками камери створювалось та постійно підтримувалось розрідження, значення якого контролювалось цифровим мікроманометром 7 Рис. 3.7. Розрідження в камері

створювалось за допомогою радіального вентилятора Salda VR225-4-L3 з двигуном 560 Вт та частотним перетворювачем (ЧП). При налаштуванні стенду, аналітичним методом, була розрахована необхідна частота напруги для підтримання розрідження 250 Па, після чого за допомогою ЧП вентилятор налаштовувався на необхідні параметри.

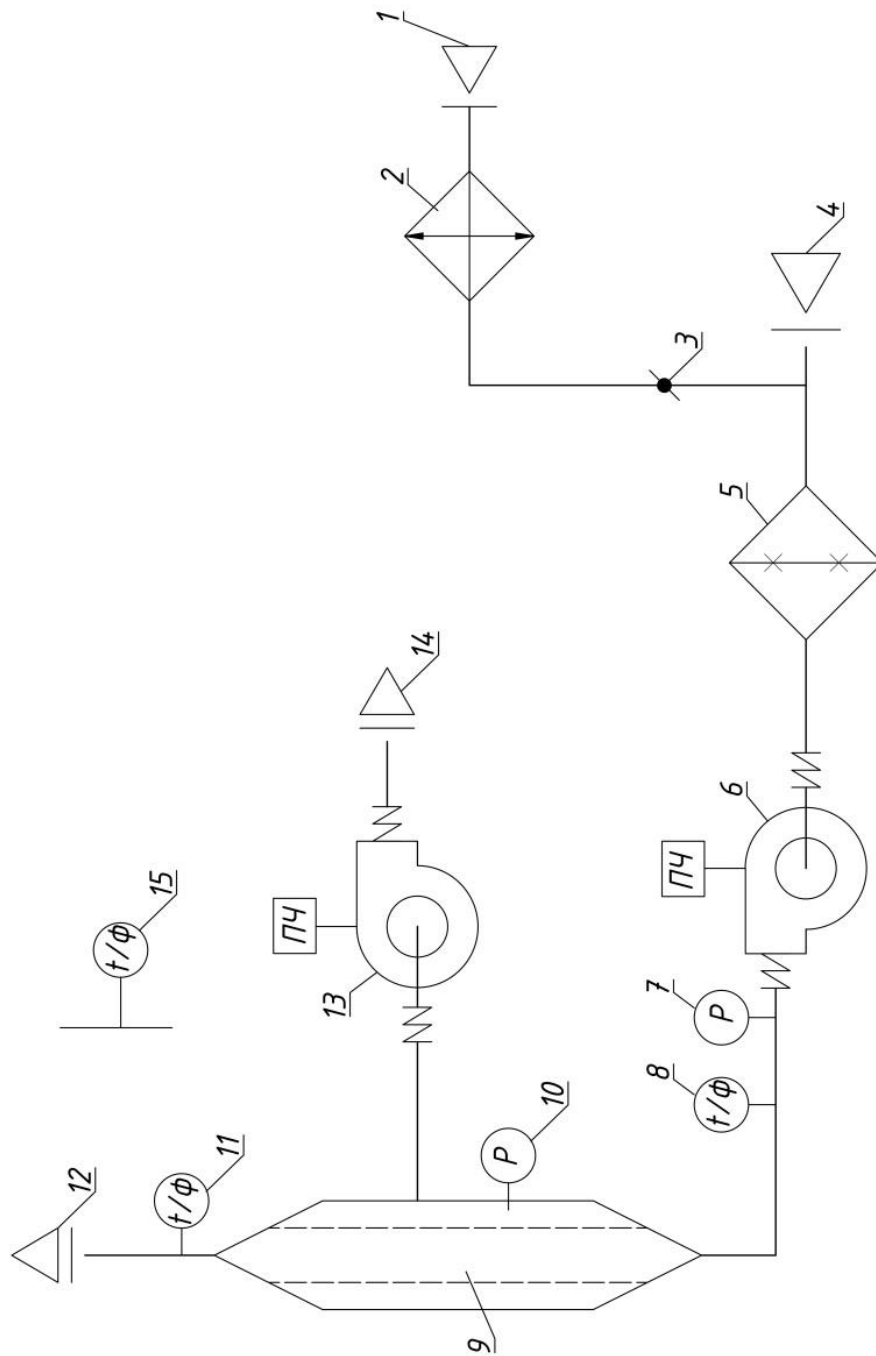


Рис. 3.3 Схема експериментальної установки.

1,4-вхід повітряного потоку; 2 - охолоджувач; 3 – регулювальний дросель-клапан; 5 – паровий зволожувач повітря; 6,13 – радіальний вентилятор з частотним перетворювачем; 7 – цифровий диференціальний манометр ДМЦ-01М з трубкою Піто; 8,11 – каналний датчик температури та відносної вологості повітря; 9 – мембранний модуль осушення повітря; 10 – датчик тиску; 12 – вихід осушеного потоку повітря; 14 – вихід повітряного потоку та пермеату; 15-датчик температури та відносної вологості повітря в приміщенні.





Рис. 3.4 Загальний вигляд внутрішнього простору мембранного модуля.



Рис. 3.5 Загальний вигляд блоку охолодження повітря.



Рис. 3.6 Загальний вигляд блоку зволоження повітря.



Рис. 3.7 Цифровий мікроманометр ДМЦ-01М з трубкою Піто

Значення розрідження перед проведенням кожної серії експерименту перевірялось мікроманометром ДМЦ-01М з трубкою Піто з наявними відповідними сертифікатами калібрування. Для вимірювання температури та відносної вологості повітря користувалися Термогірометр HD-2301.0R з ціною поділки температури 0,1 °C та відносної вологості 0,1%. Приладом для вимірювання температури та вологості повітря фіксувались значення відповідних параметрів на вході та на виході з секції осушення повітря.

Для вибору мембрани, для умов проведення експериментального дослідження проникності, нами було проаналізовано наявні на ринку України матеріали, які мають подібні технічні характеристики та характеризуються показником проникності по водяним парам. Таким чином до розгляду потрапили покрівельні супердифузійні мембрани вітчизняного та зарубіжного виробництва. Супердифузійні мембрани характеризуються здатністю пропускати крізь себе водяні пари з приміщення на зовні, при цьому до процесу не залучається додаткова енергія. Перенесення вологи крізь такі мембрани відбувається за рахунок ефекту проникнення за рахунок різниці парціальних тисків внутрішнього та зовнішнього повітря. Для проведення експериментального дослідження для вибору мембрани, перевага віддавалась варіантам що згідно технічних даних виробників мають найбільші значення перенесення вологи при стандартних умовах випробувань, а саме при параметрах в випробувальній камері температура 23 °C та 85 % відносної вологості [87]. Крім того важливими критеріями для вибору мембранного матеріалу: вартість та наявність (доступність даного матеріалу на ринку України). За цими критеріями було обрано супердифузійну мембрану Strotex 1300 Basic яка виробляється компанією Foliarex в Польщі. Значення проникності мембрани для розрахунку площі мембрани прийнято за довідковою літературою та складає  $1,5 \cdot 10^{-6}$  кг/с·м<sup>2</sup>·Па [60]. Площа поверхні мембрани для експериментальної установки розрахована за формулою 1.31. Перепад тиску на мембрані для умов проведення експериментального дослідження питомої проникності мембрани складав 250 Па.

Значення витрати потоку повітря варіювалось в діапазоні від 0 до 400 м<sup>3</sup>/год, що відповідало питомому повітряному навантаженню для кожної серії експериментів 9,8; 19,6; 39,2; 78,4; 156,9 м<sup>3</sup>/(м<sup>2</sup>•год) відповідно. Для вимірювання витрати повітря використовували цифровий мікроманометр з трубкою Піто та функцією автоматичного розрахунку витрати повітря.

Виміряні значення температури та відносної вологості на вході та на виході з секції мембранного осушення повітря наносились на i-d – діаграму. З i-d – діаграми розраховували зміну вологовмісту в процесі оброблення повітря та значення пропускної здатності мембрани q (кг/год).

### 3.2.3 Результати експерименту

Виходячи з теорії математичної статистики обробки результатів фізичного експерименту значення при вимірюванні фізичної величини враховуються випадкова похибка та  $A_{\text{вип}}$  та похибка вимірювальної техніки  $A_{\text{пр}}$  [88, 89, 84]. Для запису значення вимірювання експериментальної величини  $A$  можна скористатися виразом :

$$A = \bar{a} \pm \Delta A \quad 3.2$$

де:  $\bar{a}$  – середнє статистичне значення результатів вимірювань фізичної величини;  $\Delta A$  – загальна абсолютна похибка результатів вимірювань (довірчий інтервал).

Іншими словами, істинне значення виміряної фізичної величини з імовірністю  $\alpha$  лежить в діапазоні значень ( $\bar{a} - \Delta A$ ;  $\bar{a} + \Delta A$ ).

Згідно теорії математичної статистики, для коректного представлення результатів вимірюваної фізичної величини необхідно задатися її надійністю (імовірністю)  $\alpha$ . На практиці величина надійності вибирається якомога ближче до 1. Для інженерних розрахунків імовірність приймається 0,95.

Визначення середнього статистичного значення результатів вимірювання фізичної величини проводили за формулою:

$$\bar{a} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i \quad 3.3$$

де: n- число вимірювань,  $a_i$  – вимірювальна величина.

Загальна абсолютна похибка результатів вимірювань  $\Delta A$  поєднує в собі значення випадкової похибки  $\Delta A_{\text{вип}}$  та похибки вимірювальних приладів  $\Delta A_{\text{пр}}$ .

Для визначення  $\Delta A_{\text{вип}}$  використовують рівняння:

$$\Delta A_{\text{вип}} = t_{a,n-1} S_0 \quad 3.4$$

де:  $t_{a,n-1}$  – безрозмірний коефіцієнт Стюдента, який показує в скільки разів імовірна випадкова похибка більше середньоквадратичного відхилення,  $S_0$  - середньоквадратичного відхилення середнього значення, яке визначалося за наступним рівнянням:

$$S_0 = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2}{n(n-1)}} \quad 3.5$$

Для визначення похибки вимірювальних приладів, спочатку вирахуємо значення приладової похибки  $\delta$  для кожного вимірювального приладу. Гранично допустимі значення абсолютної похибки вимірювальних інструментів згідно паспортних даних наведено в Таблиця 3.2. Значення приладової похибки береться з паспортних даних вимірювальних приладів і характеризується високою імовірністю визначеною в ході багаторазових вимірів під час випробування того чи іншого приладу.

Таблиця 3.2

**Гранично допустимі значення абсолютної похибки вимірювальних інструментів**

Найменування вимірювального приладу	Вимірювальна величина, одиниці вимірювання	Гранично допустима похибка вимірювань
-------------------------------------	--	---------------------------------------

Цифровий мікроманометр 01M	ДМЦ-	Тиск, Па	$\pm 1,5$ Па
Термогігрометр 2301.0R	HD-	Температура, °C	$\pm 0,1^\circ$ C
Термогігрометр 2301.0R	HD-	Відносна вологість повітря, %	$\pm 0,1\%$

Для визначення чисельного значення похибки вимірювального приладу з попередньо визначеною довірчою імовірністю  $\alpha$  використовують залежність із теорії математичної статистики:

$$A_{np} = t_{\alpha, \infty} \frac{\delta}{3} \quad 3.6$$

де:  $t_{\alpha, \infty}$  - коефіцієнт Стюдента для заданої довірчої імовірності  $\alpha$  і для безкінечно великого значення числа вимірювань  $n \rightarrow \infty$ . Величини  $t_{\alpha, \infty}$  для різних значень довірчої імовірності приймаються за табличними даними.

Виходячи з вище зазначеного, для визначення довірчого інтервалу результатів вимірювань в теорії математичної статистики використовується наступний вираз:

$$\Delta A = \pm \sqrt{A_{\text{вун}}^2 + A_{np}^2} = \pm \sqrt{(t_{\alpha, n-1} S_0)^2 + \left(t_{\alpha, \infty} \frac{\delta}{3}\right)^2} \quad 3.7$$

А сам результат вимірювання фізичної величини записується в наступному вигляді:

$$A = \bar{a} \pm \sqrt{(t_{\alpha, n-1} S_0)^2 + \left(t_{\alpha, \infty} \frac{\delta}{3}\right)^2} \quad 3.8$$

Відносна похибка  $E_A$  результатів для вимірювань фізичної величини визначалась як відношення загальної абсолютної похибки результатів вимірювань до середнього статистичного значення результатів вимірювань фізичної величини:

$$E_A = \frac{\Delta A}{a} \quad 3.9$$

Для визначення абсолютної похибки непрямих вимірювань  $\Delta Z$  використовували формулу:

$$\Delta Z = \sqrt{\sum_{i=1}^m \left( \Delta A \cdot \frac{\partial f}{\partial A} \right)^2} \quad 3.10$$

де:  $\partial f / \partial A$  – часткова похідна залежності визначеної шуканої величини  $Z$  що являє собою залежність від однієї або декількох величини прямих вимірювань:  $Z=f(A, B, C\dots)$ ,  $A, B, C\dots$  - експериментальні величини прямих вимірювань;  $m$  – кількість залежних експериментальних величини прямих вимірювань;  $\Delta A$  – абсолютна похибка результатів прямих вимірювань визначена за формулою 3.7 для кожної експериментальної величини прямих вимірювань.

Визначення довірчого інтервалу та відносної похибки вимірювань фізичної величини, а також подальша обробка результатів вимірювання проводилась за загальновідомими методиками [89, 90].

Статистична обробка результатів вимірювань фізичної величини проводилась з використанням програмного комплексу Microsoft XL. В Таблиця 3.3 наведені значення значень похибок вимірювання експериментальної величини. В додатку В наведено план експериментального дослідження а також результати вимірювань.

Таблиця 3.3

**Довірчий інтервал та значення відносної похибки вимірювання експериментальної величини**

Найменування величини	Похибка
-----------------------	---------

	Довірчий інтервал, $\Delta A$ , кг/кг	Відносна похибка, $E_A$ , %
Вологовміст оброблюваного потоку повітря	$\pm 0,0128 \times 10^{-3}$	0,76 - 5,2

На Рис. 3.8 подана апроксимована залежність зміни вологовмісту повітря від питомого значення повітряного потоку на поверхню мембрани при сталому перепаду тиску на мембрані  $\Delta P = 250$  Па. Для умов експерименту оптимальне значення склало  $89 \text{ м}^3/\text{год} \cdot \text{м}^2$ . При цьому зменшення вологовмісту спостерігалось в межах  $\Delta d \in (1,1 \dots 1,2)$  г/кг. Швидкість руху повітря в перетині модуля мембранного осушення повітря складала  $1,4 \text{ м/с}$ .

Представлена апроксимована графічна залежність описується рівнянням полінома другої степені з :

$$\xi = -2 \cdot 10^{-5} b^2 + 0,004 b + 0,9487 \quad 3.11$$

де  $\xi$  – можливе зменшення вологовмісту повітряного потоку кг/кг;  $b$  – питома витрата повітря в  $\text{м}^3/\text{год}$  на  $1 \text{ м}^2$  мембрани;

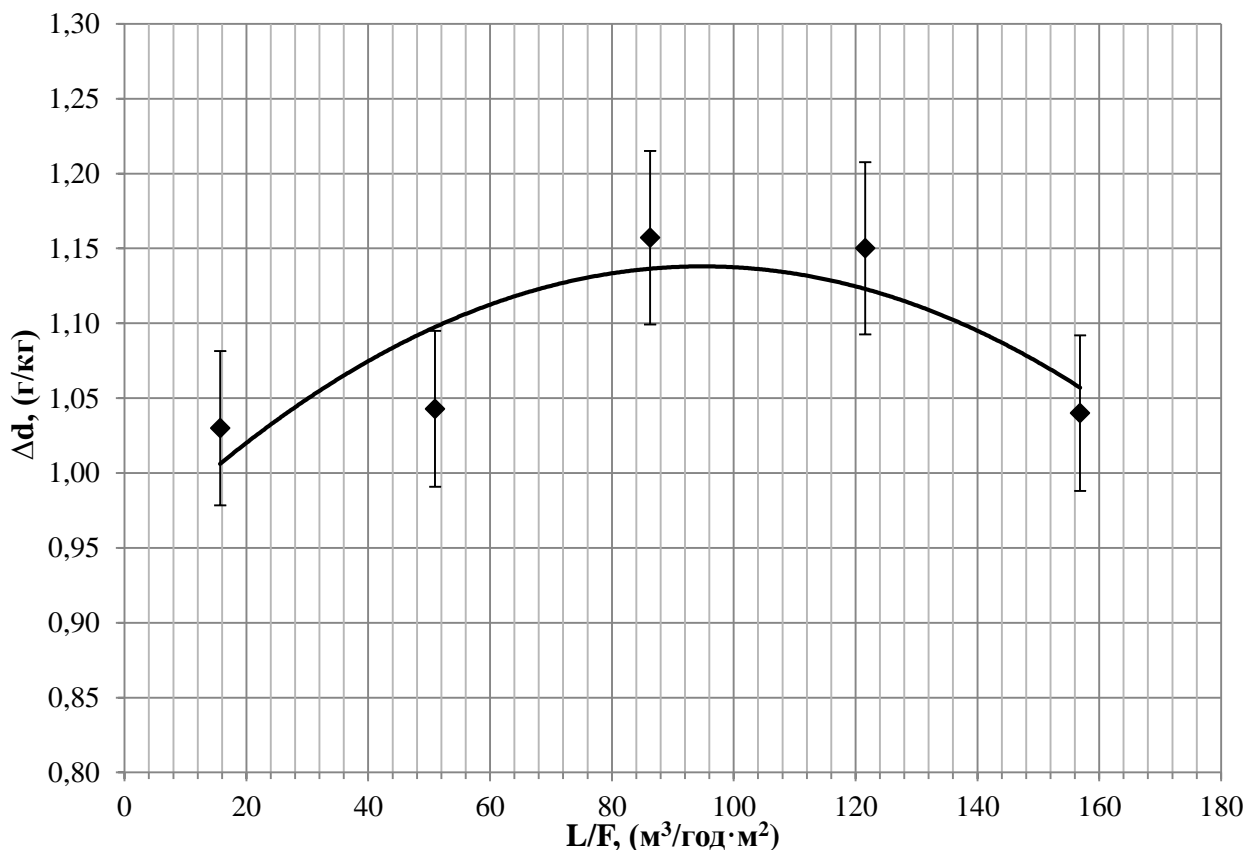




Рис. 3.8 Експериментальна залежність величини осушення від питомого повітряного навантаження

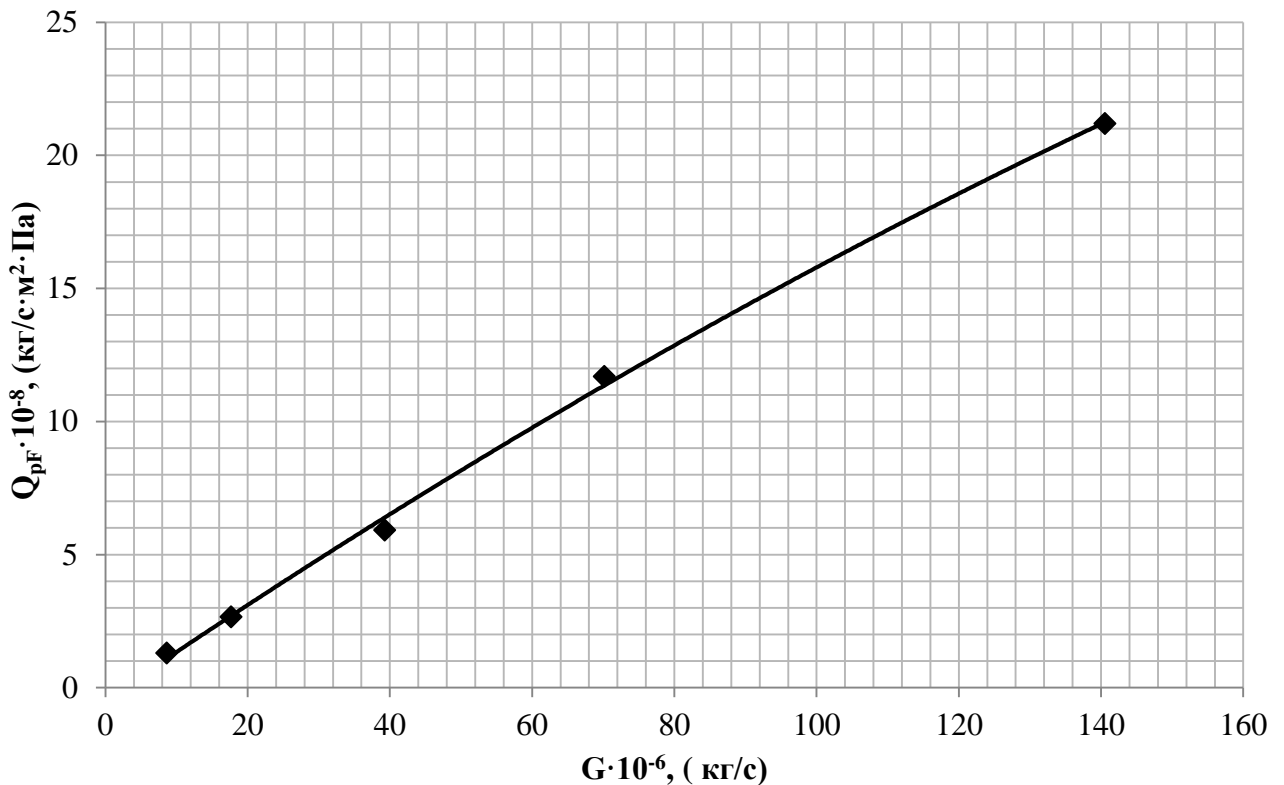


Рис. 3.9 Експериментальна залежність проникності від кількості вологи що проходить через мембрану

Також отримано рівняння для визначення питомої проникності мембрани  $Q_{pF}$ , кг/(с · м<sup>2</sup> · Па) як функції від кількості вологи, що проходить через мембрану при перепаді тиску на мембрані в 250 Па:

$$Q_{pF} = -0,0002G^2 + 0,1824G - 0,4642, \text{ кг/с} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{Па} \quad 3.12$$

кількість вологи  $G$ , кг/с що проходить через мембрану було визначено з рівнянь балансу вологи в модулі мембранного осушення.

За рівнянням 3.12 побудована графічна залежність зменшення вологовмісту повітря при проходженні його крізь секцію мембранного осушення повітря для діапазону кількості вологи  $G \cdot 10^{-6}$ , кг/с від 0 до 160 Рис. 3.9.

Отриманні експериментальні данні дозволяють розрахувати фактичне значення коефіцієнта проникності мембрани та зменшення вологи в потоці повітря як функції від довжини секції обробки повітря рівняння 1.37. Нами було

проведені розрахунки для визначення фактичного значення зменшення вологи  $G$  кг/с при русі повітря вздовж мембранного модуля обробки повітря та побудована порівняльна графічна залежність теоретичного та фактичного осушення повітря

Рис. 3.10.

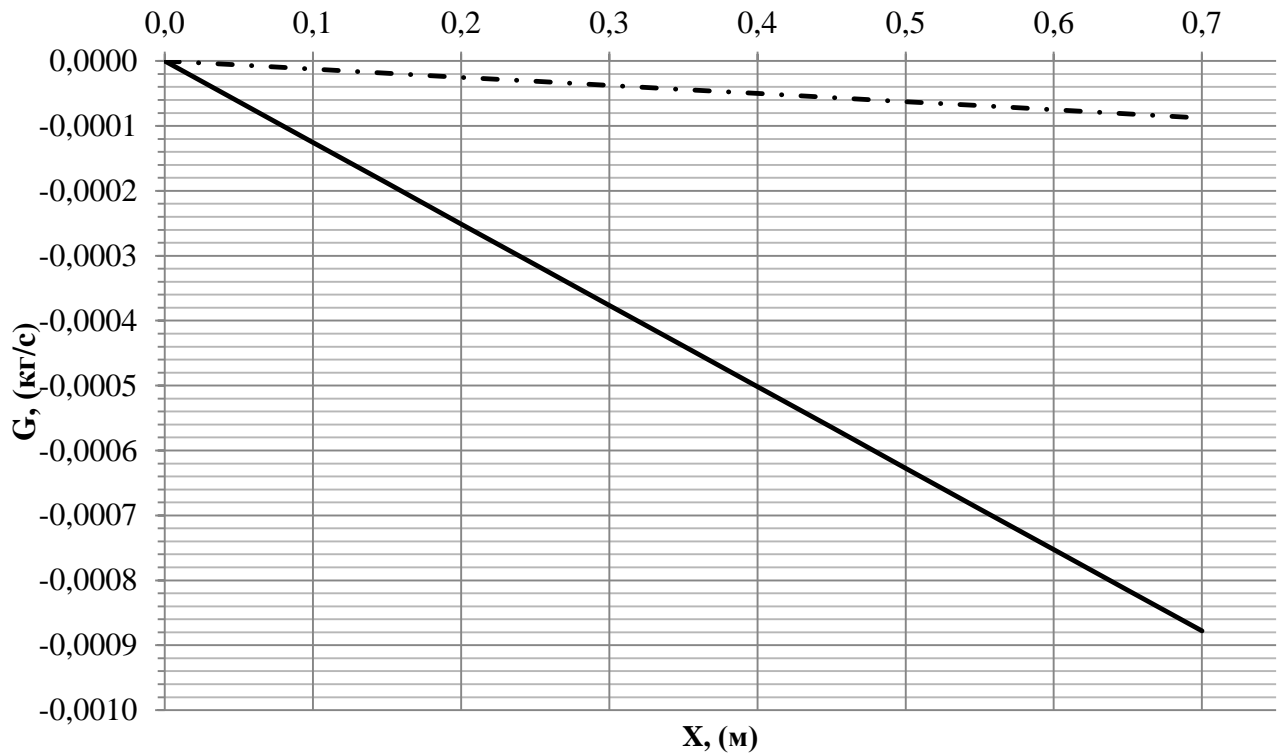


Рис. 3.10 Зменшення вологовмісту повітряного потоку по довжині мембранного модуля при обробці повітря в секції мембранного осушення (суцільна лінія – теоретична залежність ф.(1.4); пунктирна лінія – апроксимовані експериментальні дані)

Залежність Рис. 3.10 характеризує темп осушення повітря в модулі мембранного осушення. З графіка чітко видно, що фактичне зменшення вологи в потоці оброблюваного повітря в секції мембранного осушення значно менше теоретичного. Порівняння апріорного теоретичного та фактичного значення питомої проникності мембрани  $Q_r F$ , (кг/с•м<sup>2</sup>•Па) отриманих в ході проведення теоретичного та експериментального дослідження також демонструє різницю між ними. Аналіз залежності 1.37 показує що основний вплив на темп осушення повітря вносить саме величина проникності мембрани, яка залежить від умов

проведення експерименту. Дане твердження підтверджується також висновками авторів в роботах [56, 55].

Зважаючи на значну розбіжність теоретичних та експериментальних даних темпу осушення повітря в модулі мембранного осушення Рис. 3.10 нами запропоновано в рівняння 1.37 ввести емпіричний коефіцієнт  $k_u = 0,0769$  кореляції отриманих результатів експериментального дослідження осушення повітря на напівпроникній мембрані. Коефіцієнт  $k_u$  – враховує відношення кутів нахилу до позитивного напрямку осі  $Ox$  прямих ліній фактичного та теоретичного темпів осушення повітря в модулі мембранного осушення:

$$-G = 0,0769 \cdot \pi \cdot d \cdot Q_{pF} \cdot (P_1 - P_2) \cdot l, \text{ кг/с} \quad 3.13$$

де  $l$  – довжина мембранного модуля осушення повітря.

### 3.3 Висновки по розділу 3

1. Отримані експериментальні залежності можуть бути застосовані в практичних розрахунках при проектуванні послідовної обробки повітря в СКП з попереднім охолодженням та наступним ізотермічним мембранним осушенням повітря.
2. На основі отриманих результатів експериментальних досліджень доречно зробити висновок, що напівпроникна мембрана може застосовуватись для осушення повітря в системах кондиціонування повітря в комбінації з конденсаційним осушенням, як друга ступінь осушення, для зниження енерговитрат на обробку повітря та уникнення можливого обмерзання теплообмінника при низькій температурі охолодження.
3. Побудована експериментальна залежність величини осушення від питомого повітряного навантаження. Найбільше значення осушення в експерименті склало  $\Delta d \in (1,1 \dots 1,2)$  г/кг.
4. Отримано рівняння регресії для визначення коефіцієнту проникності парів вологи  $Q$  кг/(м<sup>2</sup>·Па·год) від потоку вологи  $G$  кг/год, що проходить крізь мембрану, для умов характерних для СКП приміщення для зберігання насіння гарбузу.

Отриманні експериментальні данні дозволяють розраховувати фактичне значення коефіцієнту проникності мембрани.

5. Подальші дослідження направлені на розроблення конструкції для корисної моделі осушувача повітря з використанням напівпроникних мембран та уточненню й поглибленню теоретичних положень.

РОЗДІЛ 4. РОЗРОБЛЕННЯ СХЕМИ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В СКП З  
ЗАСТОСУВАННЯМ МЕМБРАННОГО СПОСОБУ ОСУШЕННЯ ДЛЯ  
ПРИМІЩЕННЯ ЗБЕРІГАННЯ НАСІННЯ РОДИНИ ГАРБУЗОВИХ

4.1 Методика інженерного розрахунку СКП з мембранним осушенням повітря для приміщення зберігання насіння гарбузу

Процес обробки повітря в теплий період року для прямотокової СКП з мембранним осушенням повітря наведено на I-d діаграмі Рис. 4.1. Зміна стану вологого повітря при обробці його в секції конденсаційного осушення ext-O-O', а в секції мембранного осушення описується відрізком O' –in. На I-d будуються точки параметрів внутрішнього wz та зовнішнього повітря ext.

I. Визначаємо температуру та вологовміст припливного повітря та будуємо точку in на I-d діаграмі:

$$t_{in} = t_{wz} - \Delta t_{wz}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad 4.1$$

$$d_{in} = d_{wz} - \Delta d_{wz}, \text{ кг/кг} \quad 4.2$$

Точки in та wz лежать на одній прямій лінії, яка характеризує тепловологічне відношення в приміщенні. Таким чином подача повітря в приміщення з параметрами in забезпечує асиміляцію тепловологовиділень в обслуговуваному приміщенні. Разом з тим, точка in характеризує параметри повітря після секції мембранного осушення.

II. Визначаємо положення точки O', яка характеризує початкові параметри на вході в секцію мембранного осушення повітря. Точка O' будується на перетині ізотерми  $t_{in}$  з лінією повного насичення повітря  $\Phi 100\%$ .

III. Визначаємо необхідне зменшення вологовмісту оброблюваного потоку повітря в секції мембранного осушення повітря:

$$\Delta d_{in} = d_{o'} - d_{in}, \text{ кг/год} \quad 4.3$$

IV. Визначаємо кількість вологи яка відділяється від потоку повітря в секції мембранного осушення повітря:

$$G = L_{in} \cdot \rho_{in} \cdot (d_{o'} - d_{in}), \text{ кг/ГОД} \quad 4.4$$

Де:  $L_{in}$  – об'ємна витрата оброблюваного потоку повітря, м<sup>3</sup>/год;  $\rho_{in}$  – густина оброблюваного потоку повітря, кг/м<sup>3</sup>;

V. За залежністю отриманою з експериментального дослідження знаходимо значення питомого коефіцієнту проникності ПВХ мембрани:

$$Q_{pF} = -0,0002G^2 + 0,1824G - 0,4642, \text{ кг/с} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{Па} \quad 4.5$$

VI. Мінімально необхідну площу поверхні мембрани  $F_{т.необ.}$  для здійснення процесу осушення повітря визначаємо за наступною експериментальною залежністю:

$$F_{т.необ.} = \frac{-G}{0,0769 \cdot Q_{pF} \cdot (P_1 - P_2)}, \text{ м}^2 \quad 4.6$$

Де:  $P_1$  – значення надлишкового тиску в оброблюваному потоці повітря, Па;  $P_2$  – значення надлишкового тиску (розрідження) в секції мембранного розділення повітря, зі сторони руху витяжного повітря, Па;

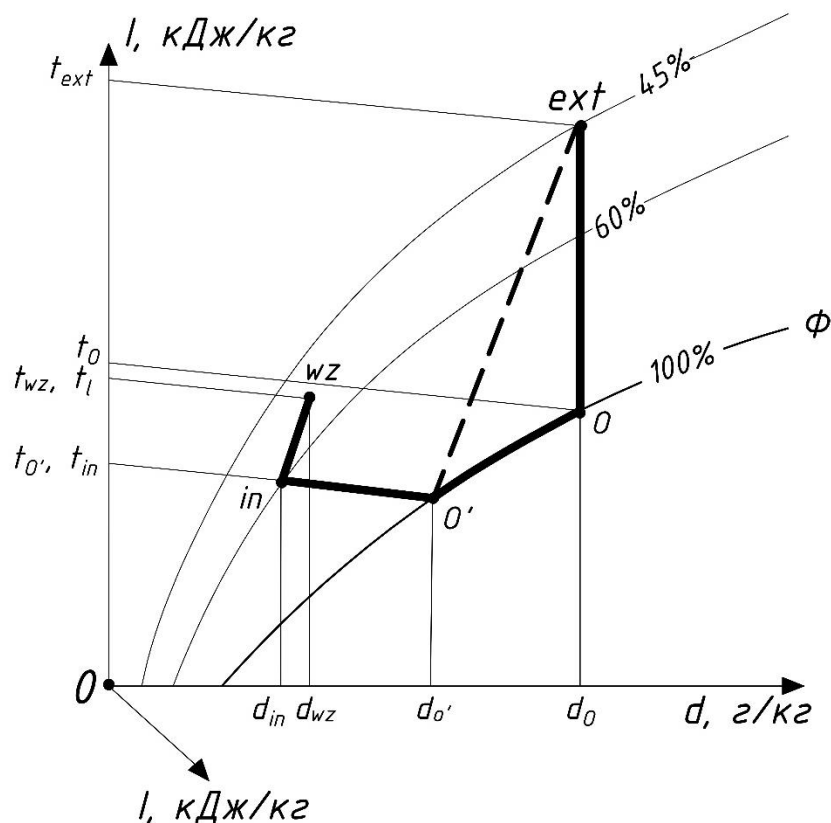


Рис. 4.1 I-d діаграма прямої СКП з мембранним осушенням повітря

#### 4.2 Компоновка та інженерний розрахунок модулю мембранного осушення повітря для СКП приміщення зберігання насіння гарбузу.

Для умов проведення експериментального дослідження найбільше значення зменшення вологовмісту оброблюваного потоку повітря за одну стадію складало  $\Delta d \in (1,1 \dots 1,2)$  г/кг. Для реальних СКП необхідне значення зменшення вологовмісту може бути більше вказаного діапазону. В теорії мембранного розділення [56] при неможливості досягнення повного розділення компонентів в одну стадію використовують багатостадійні процеси розділення газів. Багатостадійні процеси в своїй основі використовують роботу каскадів. В таких схемах кожна стадія буде розглядатися як окрема ділянка системи на якій встановилась повна рівновага процесу. З аналізу теоретичних даних роботи каскадних систем газорозподілення [56, 91, 51] для осушення повітря в мембранному модулі вибраний каскад без рециркуляції проміжних потоків. На Рис. 4.2 наведена розрахункова схема модулю мембранного осушення повітря, а на Рис. 4.3 загальна розрахункова схема каскадної системи без рециркуляції проміжних потоків. Для зручності проведення аналізу процесів що відбуваються при мембранному осушенні повітря будемо розглядати бінарну суміш повітря А та водяних парів В. В процесі мембранного розділення повітря вхідний потік, що складається з компонентів А та В за рахунок сил, що створюється перепадом тиску на мембрані, розділяється на дві частини.

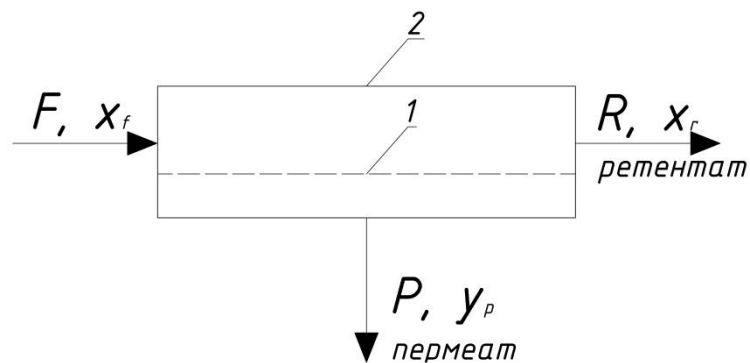


Рис. 4.2 Розрахункова схема модулю мембранного осушення повітря

1 – мембрана; 2 – корпус модуля мембранного осушення повітря; F – вхідна суміш; R – ретентат; P – пермеат,  $x_F$  – мольна доля компоненту А в вхідній суміші;  $x_R$  – мольна доля компоненту А в потоці ретентату;  $y_P$  – мольна доля компоненту А в потоці пермеату.

Мембрана характеризується високою селективністю по компоненту В та низькою по компоненту А. В результаті компонент В процесі мембранного розділення в певній мері проникає через мембрану. Відношення кількості компоненту В (пермеату), що пройшов через мембрану до кількості компоненту В що залишився в бінарній суміші – називається фактором розділення мембрани, я визначається за формулою 4.7. При цьому вважаємо що мембрана абсолютно непроникна для компоненту А.

На практиці фактор розподілення лежить в діапазоні від 0 до 1 [55]. Для промислових установок газорозділення приймається  $\alpha$  якомога ближче до одиниці. Крім того, для промислових установок розподілення повітря можлива робота каскаду з перемінним та постійним значенням  $\alpha$ .

Для визначення необхідної площі для кожної стадії використовували рівняння балансу матеріальних потоків. Матеріальний баланс бінарної суміші А та В, для всієї площі поверхні мембрани  $F_{tot}$ , згідно з [56] записується наступним чином:

$$\alpha = \frac{R}{P} \quad 4.7$$

$$q'_p y_p = Q_{pF}^A \cdot P'_1 \cdot F_{tot} \cdot (x_r - P_r y_p) \quad 4.8$$

$$q'_p (1 - y_p) = Q_{pF}^B \cdot P'_1 \cdot F_{tot} \cdot (1 - x_r - P_r (1 - y_p)) \quad 4.9$$

$$P_r = \frac{P_2}{P_1} \quad 4.10$$

Де:  $Q_{pF}^A$ ,  $Q_{pF}^B$  – значення коефіцієнтів проникності відповідно компонентів А та В;  $q'$  – масова витрата бінарної суміші що направляється на розділення в



мембрані;  $P_1, P_2$  – відповідно абсолютний тиск вихідного потоку та потоку пермеату;  $P_r$  – відношення низького тиску до високого визначається за рівнянням 4.10;  $x_A, y_A$  – мольні фракції молекул А відповідно в вихідному потоці (ретентату) та потоці пермеату.

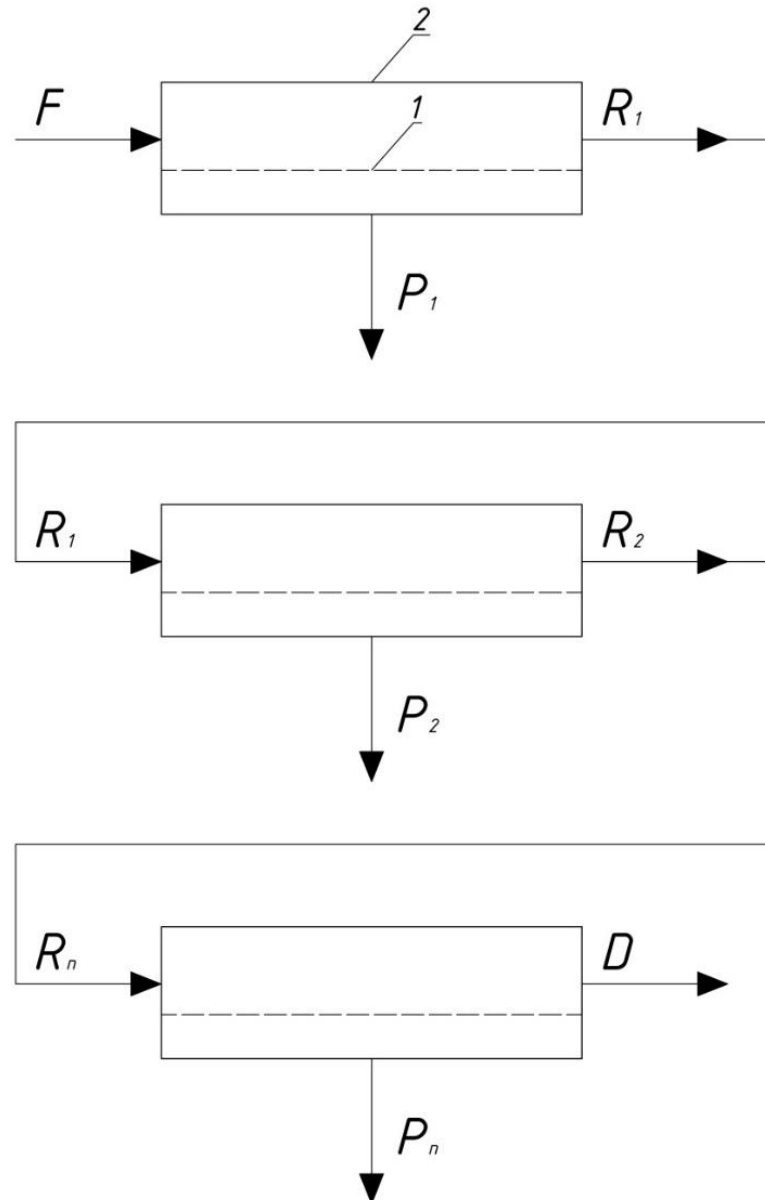


Рис. 4.3 загальна розрахункова схема каскадної системи без рециркуляції проміжних потоків

1 – мембрана; 2 – корпус модуля мембранного осушення повітря;  $F$  – вхідна суміш;  $R_1, R_2, R_n$ , – вихідний для кожної окремої стадії каскадної системи;  $P_1, P_2, P_n$ , – пермеат для кожної окремої стадії каскадної системи;  $D$  – вихід ретентату з кінцевої стадії розділення (продукт);

Після вирішення системи рівнянь 4.8 та 4.9 та певних перетворень отримуємо рівняння для визначення сумарної необхідної площі для проведення процесу мембранного розділення повітря:

$$F_{tot} = \frac{q_f}{Q_{pF} P_1} \Theta \frac{y_p}{x_r - P_r y_p}, \text{ м}^2 \quad 4.11$$

де:  $\Theta$  - відношення потоків пермеату до вхідної суміші:

$$\Theta = \frac{q_p}{q_f} \quad 4.12$$

В якості наступного критерію процесу газорозділення на мембрані виступає ідеальний фактор розділення [56]:

$$\alpha^* = \frac{Q^A}{Q^B} \quad 4.13$$

На практиці ідеальний фактор розділення на мембрані завжди більше одиниці, що вказує на те, що мольні фракції  $x$  та  $y$  завжди відносяться до компонента з більшою проникністю.

Для зручності проведення інженерних розрахунків використовується поняття безрозмірної площі поверхні  $f_{tot}$ , що визначається з рівняння матеріального балансу:

$$f_{tot} = \frac{q_f}{Q_{pF} P_1} F_{tot} \quad 4.14$$

З іншої сторони безрозмірна площа поверхні може бути отримана з рівняння 4.15:

$$f_{tot} = \Theta \frac{y_p}{x_r - P_r y_p} \quad 4.15$$

В літературі [56] вказується, що величина  $f_{tot}$  подібна до терміну «число одиниць перенесення»  $NTU_m$  який широко використовується в практиці

термодинаміки, наприклад для розрахунку поверхні теплообмінних апаратів. Зважаючи на вище вказане необхідна площа поверхні мембрани для здійснення процесу осушення повітря записується наступним чином:

$$NTU_m = \frac{q_f}{Q_{pF} P_1} \quad 4.16$$

$$F_{tot} = NTU_m \cdot f_{tot}, \text{ м}^2 \quad 4.17$$

Затрачена енергія  $N$  в процесі мембранного розділення повітря визначається споживчою потужністю вентилятора, що створює перепад тиску на мембрані:

$$N = \frac{nRT}{\eta} \ln \frac{p_1}{p_2}, \text{ Вт} \quad 4.18$$

де:  $n$  – число молів відкачуваних вентилятором в секунду;  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії вентилятора;  $p_1/p_2$  – відношення тиску над до тиску під мембраною;  $R$  – універсальна газова стала, кДж/кг К;  $T$  – температура, К.

4.3 Апробація результатів роботи. Розроблення схемного рішення СКП з мембранним осушенням повітря приміщення для зберігання насіння гарбузових. Техніко-економічне порівняння існуючої СКП та схеми СКП з мембранним осушенням повітря для приміщення зберігання насіння гарбузу.

Як приклад, приміщення для зберігання насіння штирійського голонасінного гарбузу, яке розташоване в с. Голодьки, вінницької області, що використовується для зберігання посівного та експортного матеріалу в регламентованих умовах [6], обладнаного системою кондиціонування повітря. Споруда довжиною 90 м, шириною 24 м, висотою 6 м. Стіни глухі, виконані з заводських сандвіч-панелей з пінополіуретановим наповненням товщиною 100 мм, теплопровідність 0,022 Вт / м. Стеля профільований лист з утеплювачем з базальтової мінераловатної плити товщиною 200 мм, об'ємною вагою 30 кг / м<sup>3</sup>,

теплопровідність 0,037 Вт / м. В передній частині розташовані ворота, утеплені, ролетного типу, розміром 6х5 м - спрямовані на захід. Зі східної сторони до приміщення прилягає адміністративна двоповерхова будівля.

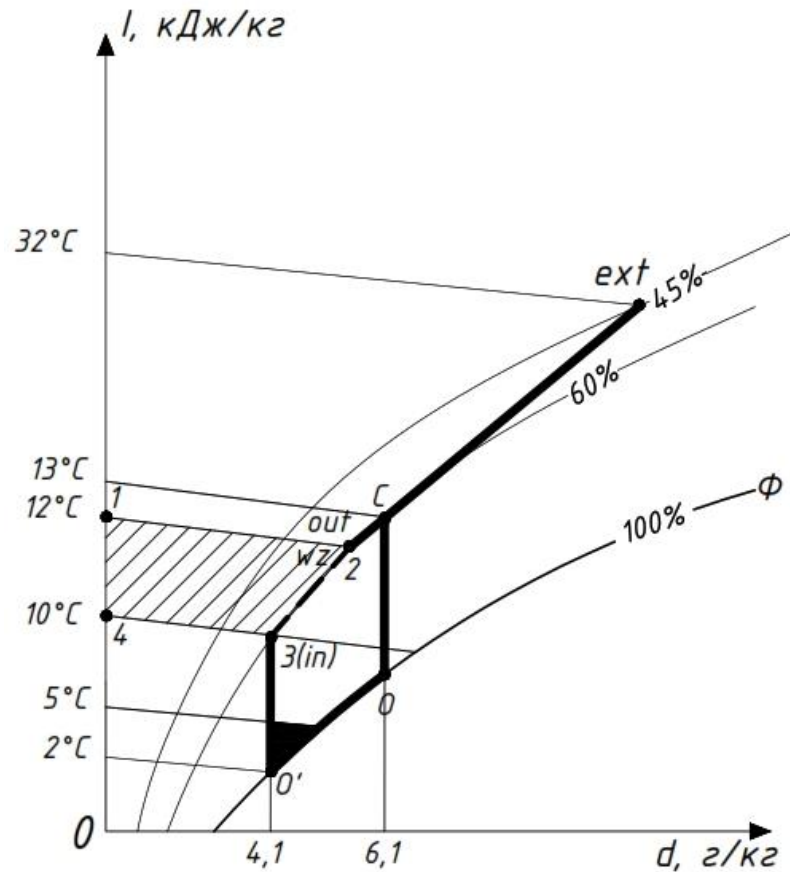


Рис. 4.4 I-d – діаграма вологого повітря із процесами обробки повітря для існуючої СКП приміщення зберігання насіння родини гарбузових

Споруда побудована в 2015 році для задоволення потреб із зберігання посівного матеріалу та насіння для продажу, сорту «штирійський голозерновий гарбуз». Повний цикл виробництва складається з вирощування гарбузів та перероблення мокрого насіння у сухий продукт, готовий для продажу та транспортування на довгострокове зберігання. Посівний матеріал, а також продукт для продажу, після процесу осушення, пакується в м'які контейнери «Біг-беги» з поліпропіленової тканини об'ємом 1500 л. В «Біг-бегах» насіння розміщується на палетах рівномірно по підлозі приміщення з утворенням зон для

проїзду складської техніки. Висота зберігання складає 4 м. Схема розташування паллет з насінням в «Біг-бегах» наведена на Рис. 4.5 та фотографії з місця Рис.4.6.

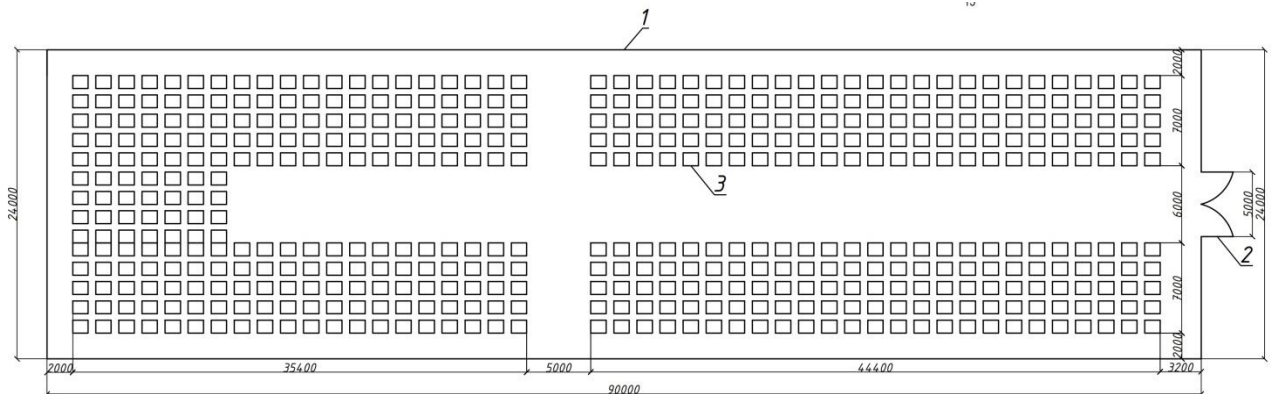


Рис. 4.5 Схема розташування паллет з насінням в «Біг-бегах» 1- стіни приміщення; 2 – ворота; 3- умовно палета з насінням в «Біг-бегах»;



Рис.4.6 Фотографія з місця. Закладення насіння на довгострокове зберігання

Період зберігання підготовленого насіння складає 10 місяців, посівний матеріал зберігається до травня місяця, початок посіву знаменується сталою

температурою ґрунту 10-15 °С. Насіння для продажу зберігається впродовж всього року до моменту повної реалізації. Загальна кількість насіння, що зберігається в приміщенні складає 2500 тон. Закладення на зберігання нового врожаю починається з вересня і закінчується в місяці листопаді. Для забезпечення нормальних умов зберігання насіння необхідно цілодобово впродовж року підтримання температури повітря в межах +10...+12 °С та відносної вологості не вище 60% [6]. Для задоволення потреб з забезпечення мікроклімату в даному приміщенні, в червні 2016 року обладнано системою кондиціонування повітря. Схема системи кондиціонування повітря наведена на Рис. 4.8. Підготовка та оброблення повітря відбувається в секціях центрального кондиціонера з механічним спонуканням повітря, який розташований зовні приміщення зберігання насіння, Рис. 4.7.



Рис. 4.7 Центральний кондиціонер з механічним спонуканням повітря для задоволення потреб з забезпечення необхідного мікроклімату (температури та вологості повітря) в приміщенні зберігання насіння гарбузу, з конденсаційним осушенням повітря.

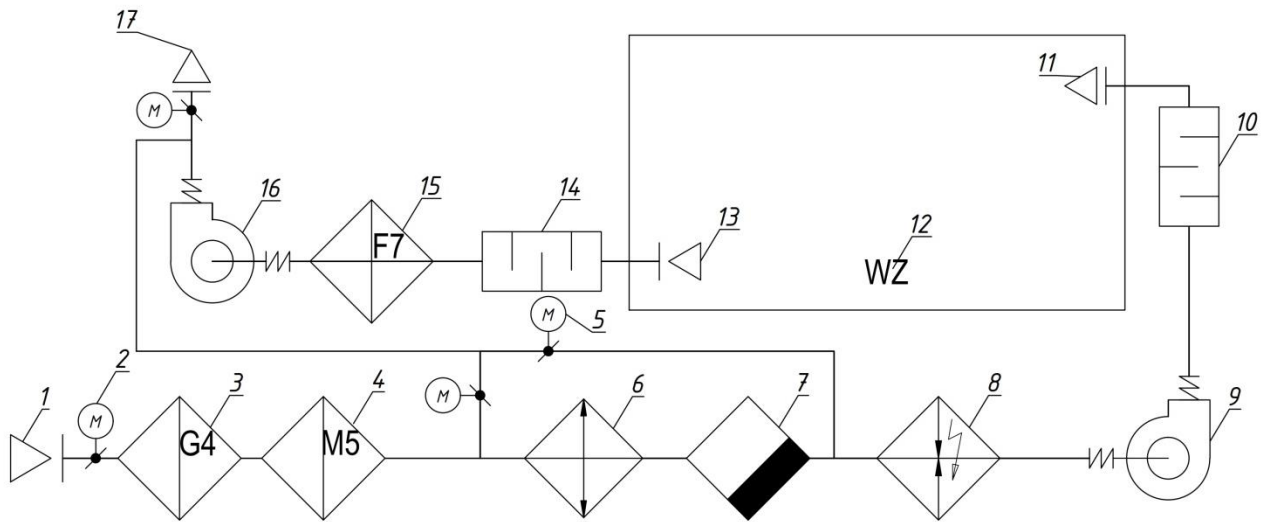


Рис. 4.8 Схема існуючої схеми кондиціонування повітря приміщення для зберігання насіння родини гарбузових.

1 - зовнішнє повітря; 2 - дросель-кран з приводом; 3 - фільтр G4; 4 - фільтр M5; 5 – кран байпасу; 6 - повітроохолоджувач з осушенням; 7 - каплевловлювач; 8 – електрокалорифер; 9 – припливний вентилятор; 10 - припливні повітропроводи; 11 - припливна решітка; 12 - приміщення; 13 - витяжна решітка; 14 - витяжні повітропроводи; 15 - фільтр F7; 16 - вентилятор витяжка; 17 - викид повітря на зовні;

Для зменшення кількості енергії на нагрівання припливного повітря в холодний період року та охолодження в теплий період року система кондиціонування працює по рециркуляційній схемі [9]. Зовнішнє повітря проходить очищення в секціях фільтрації класів G4 та M5 потім змішується в камері першої рециркуляції з відпрацьованим повітрям. Загальна продуктивність по повітрю складає 39 630 м<sup>3</sup>/год. Суміш зовнішнього та відпрацьованого повітря проходить підготовку в наступних секціях центрального кондиціонера для досягнення параметрів припливного повітря. Охолодження та осушення повітря проходить в секції водяного охолоджувача, розрахункова потужність складає 212 кВт, температура поверхні якого підтримується нижче температури точки роси. При контакті оброблюваного потоку повітря з поверхнею теплообмінного апарату відбувається випадіння вологи. В якості джерела холодопостачання застосована парокompресійна холодильна машина з повітряним охолодженням конденсатора.

Холодоносій – 40% розчин пропіленгліколю. Параметри холодоносія в системі холодопостачання: -2/+2 °С.

Для догрівання повітря до параметрів припливу влаштована секція електричного калориферу, розрахункова потужність складає 108 кВт. В теплий період року для догріву повітря до параметрів припливу після його охолодження/осушення використовується друга рециркуляція повітря.

Подача повітря в приміщення для зберігання забезпечується за допомогою мережі ізольованих оцинкованих повітропроводів з відповідними регулюючими елементами. Припливні повітропроводи, що прокладені в приміщенні ізольовані ізоляцією із спіненого поліетилену товщиною шару 20 мм. Повітропроводи прокладені назовні будівлі та в просторі між фермами за ізольовані композитом із спіненого поліетилену, завтовшки 10мм та мінеральної вати товщиною 50 мм. Видалення повітря організовано з верхньої зони в кількості 2/3 від загальної витрати повітря та з нижньої зони в кількості 1/3 від загальної витрати повітря.

В холодний період року вентиляційна установка працює за наступним алгоритмом:

- Забір зовнішнього повітря;
- Очищення від грубих часточок;
- Нагрів повітря до параметрів притоку;
- подача повітря до мережі повітропроводів;

В теплий період року вентиляційна установка працює за наступним алгоритмом:

- Забір зовнішнього повітря;
- Очищення від грубих часточок;
- Змішування повітря в камері першої рециркуляції;
- Охолодження та осушення зовнішнього повітря;
- Змішування повітря в камері другої рециркуляції повітря (за необхідності)
- подача повітря до мережі повітропроводів.

Для забезпечення безперебійності в роботі та контролю параметрів повітря цілодобово і цілодобово СКП приміщення для зберігання насіння гарбузу обладнана системою автоматичного керування. Параметри внутрішнього повітря



підтримуються в автоматичному режимі. Для вимірювання температури та вологості повітря встановлені відповідні вимірювальні прилади (всього 6 шт. рівномірно по периметру приміщення).

Процес обробки повітря в СКП приміщення зберігання гарбузового насіння з конденсаційним осушенням повітря для теплого періоду року при розрахункових параметрах зовнішнього повітря зображений на Рис. 4.9

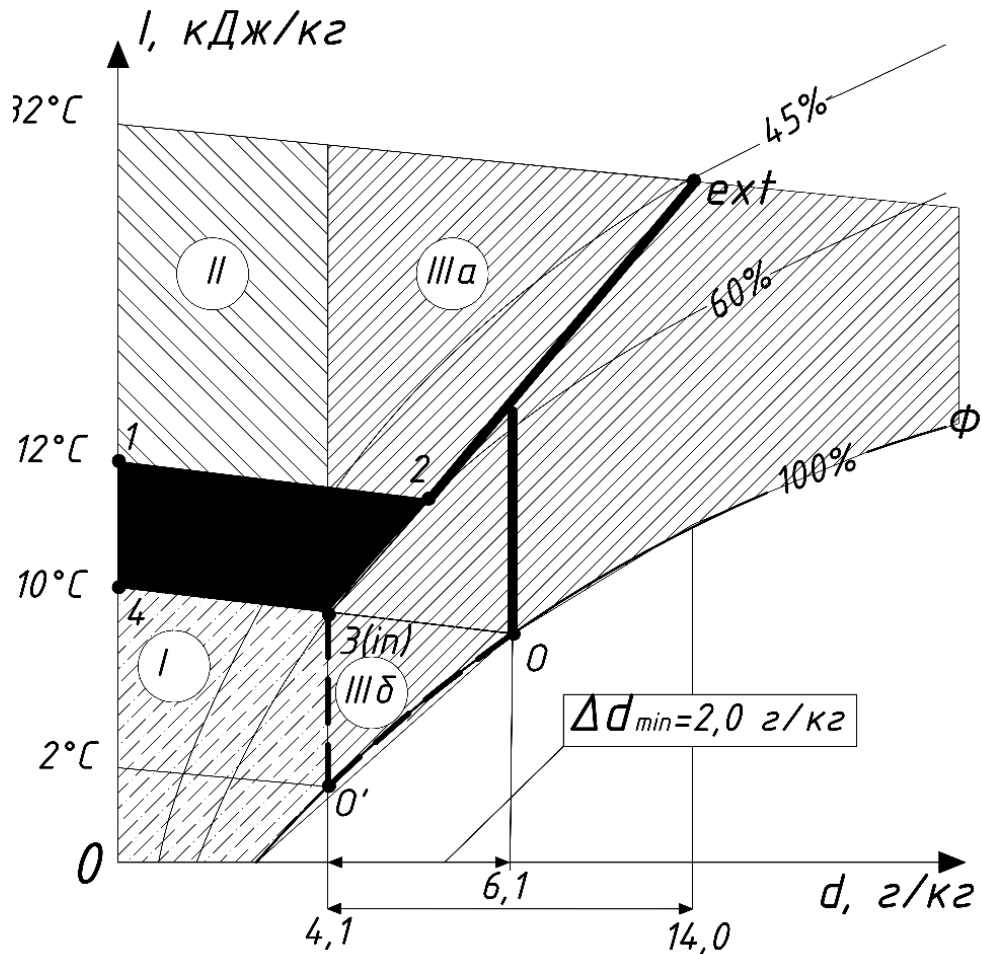


Рис. 4.9 Процес обробки повітря в СКП приміщення зберігання гарбузового насіння з конденсаційним осушенням повітря для теплого періоду року при розрахункових параметрах зовнішнього повітря

На  $i$ - $d$  діаграмні параметри зовнішнього повітря умовно розділені на три області. Таким чином, область параметрів I, обмежена ізолінією мінімальної температури внутрішнього повітря  $t_{wz} = 10$  °C зверху та лінією вологовмісту  $d_{wz} = 4,1$  г/кг повітря з права, лінією  $\phi = 100\%$  знизу. Область I відповідає холодному періоду року, коли для підтримання температури та відносної вологості повітря

застосовуються процеси змішування (рециркуляції) повітря та нагрівання. В області I значень параметрів зовнішнього повітря осушення не застосовується. Згідно з [92] для розглядуваного кліматичного району (Вінницька область, Вінниця), температура зовнішнього повітря, тримається на рівні  $<10\text{ }^{\circ}\text{C}$  202 доби на рік. Проте, результати спостережень [93] вказують на те, що при вказаних параметрах внутрішнього повітря, тривалість такого періоду складає, за останні 6 років (з 01.01.2013 – 31.12.2018) в середньому складає 155 діб на рік.

Область параметрів II обмежується максимально можливою температурою внутрішнього повітря знизу, та лінією вологовмісту  $4,1\text{ г/кг}$  повітря з права. Данна область відповідає періоду року, коли для підтримання температури та відносної вологості повітря застосовуються лише процеси змішування (рециркуляції) повітря та сухого охолодження. В області II значень параметрів зовнішнього повітря осушення повітря також не застосовується. За результатами аналізу спостережень [93] за останні 6 років (з 01.01.2013 – 31.12.2018) параметри зовнішнього повітря які б відповідали області значень II не виявлено.

Під область параметрів IIIа обмежена ізолінією мінімальної температури внутрішнього повітря  $t_{wz} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  знизу та лінією вологовмісту  $d_{wz} = 4,1\text{ г/кг}$  зліва. Данна область відповідає теплому та перехідному періоду року, коли для підтримання температури та відносної вологості повітря застосовуються процеси змішування (рециркуляції) повітря та осушення та охолодження. Крім того умовно виділена підобласть параметрів зовнішнього повітря IIIб, яка в свою чергу обмежена ізолінією мінімальної температури внутрішнього повітря  $t_{wz} = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$  зверху та лінією вологовмісту  $d_{wz} = 4,1\text{ г/кг}$  повітря зліва, лінією  $\phi = 100\%$  знизу. В даній під області для забезпечення необхідної температури та відносної вологості внутрішнього повітря крім осушення також застосовується друга рециркуляція та, за необхідності, догрівання оброблюваного потоку повітря.

Разом підобласті параметрів IIIа та IIIб формують третю область, яка характеризується значеннями вологовмісту зовнішнього повітря вище  $4,1\text{ г/кг}$  і в якій виникає необхідність осушення припливного повітря на протязі усього часу роботи системи кондиціонування повітря. За результатами аналізу спостережень

[93] за останні 6 років (з 01.01.2013 – 31.12.2018) параметри зовнішнього повітря які б відповідали області значень III спостерігаються 210 діб на рік.

Аналіз режимів роботи системи кондиціонування, з умови підтримання температури та відносної вологості внутрішнього повітря, приміщення для зберігання насіння гарбузових свідчить про те, що осушення повітря використовується на протязі 57 % часу роботи на рік. Значні затрати (200 кВт\*год електричної енергії – виробництво холоду, транспортування холодоносія та догрівання повітря) на осушення повітря негативно відображаються на вартості циклу виробництва гарбузового насіння, тим самим збільшуючи собівартість готової продукції. Для підвищення конкурентної спроможності та зниження собівартості готової продукції виникла потреба в пошуку можливостей зниження затрат на осушення повітря для приміщення зберігання гарбузового насіння.

З розрахунків на I-d діаграмі рис. 4.11 процесів обробки повітря модернізованої СКП приміщення зберігання насіння родини гарбузових, видно, що при проектній витраті повітря 39360 м<sup>3</sup>/год для попереднього охолодження та осушення повітря необхідна холодильна потужність складає 40,7 кВт. Параметри повітря на вході охолоджувач:  $t = 13^{\circ}\text{C}$ ;  $d = 6,1$  г/кг. Параметри повітря на виході охолоджувача:  $t = 10^{\circ}\text{C}$ ;  $d = 6,1$  г/кг. Для осушення повітря в секції мембранного осушення необхідна площа поверхні мембрани складає 751,06 м<sup>2</sup>. Параметри повітря на вході ММО:  $t = 10^{\circ}\text{C}$ ;  $d = 6,1$  г/кг, параметри повітря на виході ММО:  $t = 10^{\circ}\text{C}$ ;  $d = 4,1$  г/кг. Як видно з розрахунків застосування секції мембранного доосушення повітря в 5 разів знижує витрати холоду на осушення повітря, тим самим збільшуючи енергоощадність системи в цілому. Це підтверджується проведеними розрахунками коефіцієнтів ексергетичної ефективності процесів обробки повітря та перетворення підведеної енергії СКП приміщення для

зберігання насіння родини гарбузових, які наведені в розділі 2 даної дисертаційної роботи.

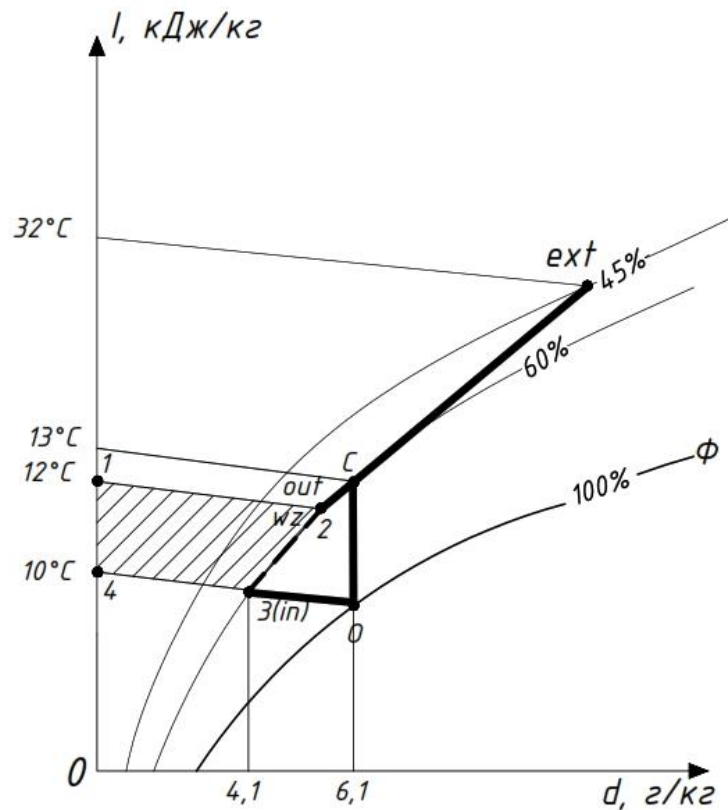


Рис. 4.10 I-d діаграма процесів обробки повітря модернізованої СКП приміщення зберігання насіння родини гарбузових.

Визначення кількості стадій для проведення процесу мембранного осушення повітря виконували опираючись на данні експериментального дослідження. Таким чином за одну стадію можливе зниження вологовмісту повітря лежить в межах  $\Delta d \in (1,1 \dots 1,2)$  г/кг. Розрахункова схема тристадійного мембранного модуля осушення повітря для приміщення зберігання сільськогосподарської продукції наведена на Рис. 4.11.

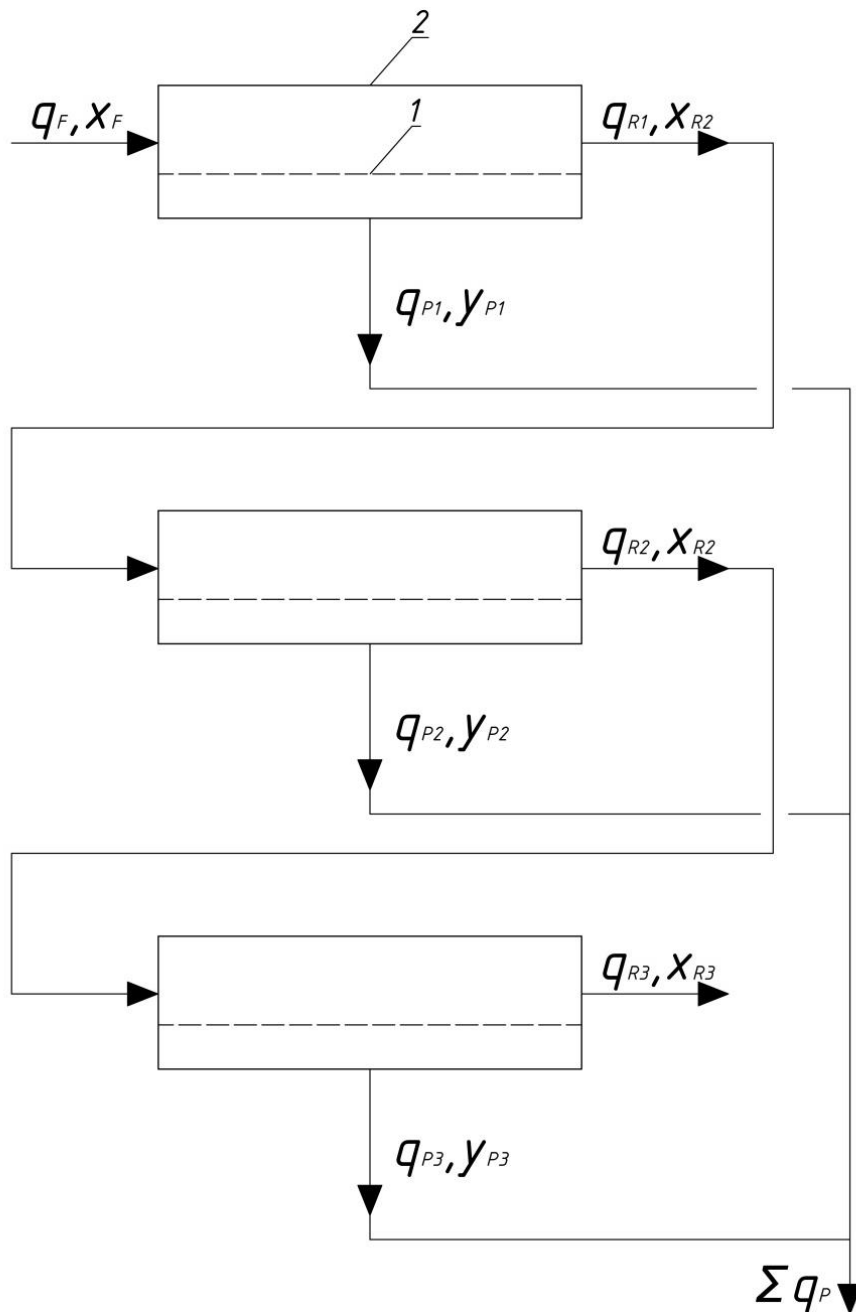


Рис. 4.11 Розрахункова схема тристадійного мембранного модуля осушення повітря для приміщення зберігання сільськогосподарської продукції  
 1 – мембрана; 2 – корпус модуля мембранного осушення повітря;  $q_F$  – вхідна суміш вологого повітря;  $q_{R1}$ ,  $q_{R2}$ ,  $q_{R3}$ , – вихідний для кожної окремої стадії каскадної системи;  $q_{P1}$ ,  $q_{P2}$ ,  $q_{P3}$ , – пермеат для кожної окремої стадії каскадної системи;  $\sum q_P$  – сумарна кількість пермеату за три стадії осушення повітря;

Результати розрахунків за формулами 4.7 - 4.18 для тристадійного модуля мембранного осушення приміщення для зберігання сільськогосподарської продукції зведено до таблиці:

Таблиця 4.1

Результати розрахунків площі поверхні мембрани для тристадійного модуля мембранного осушення приміщення для зберігання насіння гарбузу

Параметр		Стадія		
		№1	№2	№3
найменування	позначення			
Вхідний потік, кг/с	$q_F$	13,731	13,715	13,704
Мольна доля вологи	$X_F$	0,0061	0,0049	0,0041
Вихідний потік, кг/с	$q_R$	13,715	13,704	13,698
Мольна доля вологи	$X_R$	0,0049	0,0041	0,0037
Потік пермеату, кг/с	$q_p$	0,0165	0,0110	0,0055
Мольна доля вологи	$y_p$	0,0012	0,0008	0,0004
Проникність, кг/см <sup>2</sup> Па	$Q_{PF}$	-4,612E-08	-4,622E-08	-4,632E-08
Відношення вихідного потоку до потоку пермеату	$\Theta$	0,0012	0,0008	0,0004
Фактор розділення	$\alpha$	0,245	0,195	0,108
Перепад тиску на мембрані	$\Delta P$	250	250	250
Площа поверхні мембрани, м <sup>2</sup>	$F_{tot}$	463,49	230,18	57,37

На основі проведених розрахунків нами запропонована конструкція мембранного модулю осушення (ММО) повітря. Для осушення повітря в секції мембранного осушення необхідна площа поверхні мембрани складе 751,06 м<sup>2</sup>. Для забезпечення максимальної ефективності роботи ММО прийнята швидкість

руху повітря в перетині 1,4 м/с. Загальний вигляд ММО наведено на Рис. 4.12. Модуль складається з корпусу виготовленого з сендвіч-панелей товщиною 50 мм. В середині корпусу закріплюється напівпроникна мембрана 2, яка розділяє внутрішній об'єм ММО на дві частини. Верхня частина, що позначена цифрою 5 призначена для проходження оброблюваного потоку повітря. Нижня частина 6, яка відокремлена мембраною утворює об'єм в якому концентрується пермеат. На дні корпусу закріплюється піддон з дренажним патрубком для виводу з конденсованої вологи. Проведені нами досліді показують, що процес перенесення речовини через мембрану зупиняється при досягненні повітрям в об'ємі 6 стану насичення. Тому для інтенсифікації процесу пропонується вентиляція об'єму потоком необробленого повітря в розмірі 1 крат.

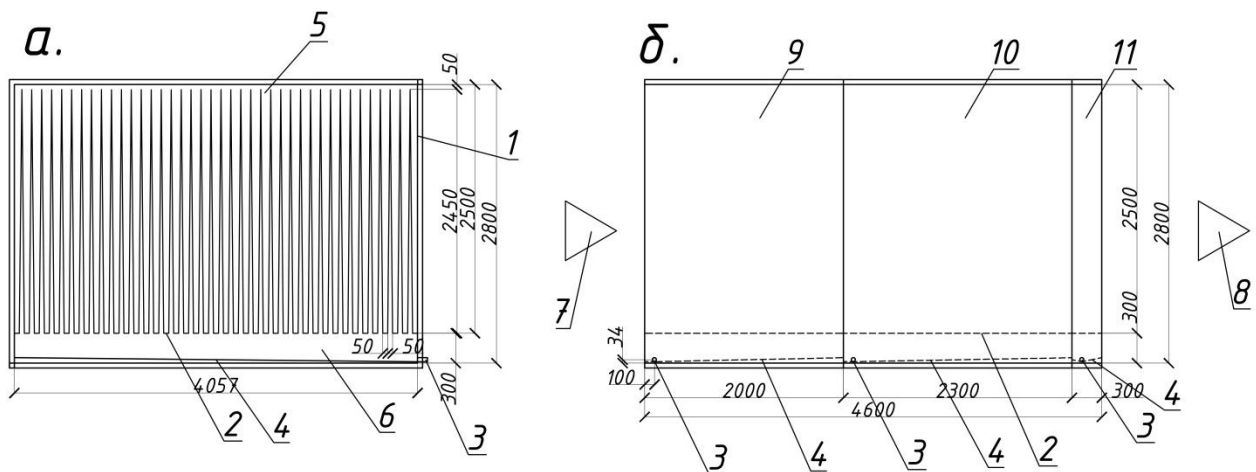


Рис. 4.12 Загальний вигляд ММО

а. вигляд з переду; б. вигляд збоку; 1 – корпус; 2 – мембрана; 3 – патрубок відводу конденсату; 4 – дренажний піддон; 5 – простір для проходу оброблюваного потоку повітря; 6 – простір виходу пермеату; 7 – вхід повітря; 8 – вихід повітря; 9 – модуль першої стадії обробки повітря; 10 – модуль другої стадії обробки повітря; 11 – модуль третьої стадії обробки повітря;

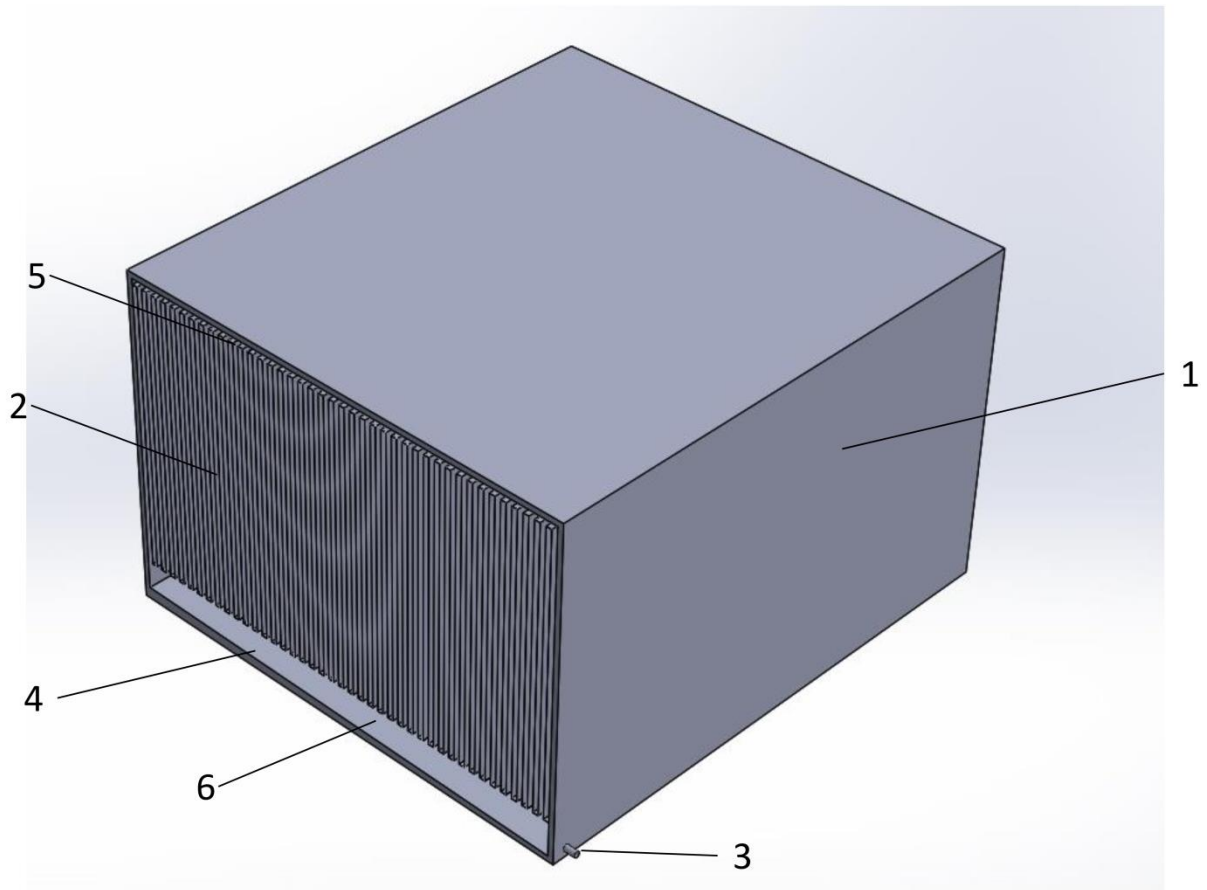


Рис. 4.13 3-д модель секції ММО

1 – корпус; 2 – мембрана; 3 – патрубок відводу конденсату; 4 – дренажний піддон; 5 – простір для проходу припливного повітря; 6 – простір виходу пермеату;

Скомпоновані таким чином модулі об'єднуються між собою, утворюючи секцію осушення повітря, для досягнення необхідної розрахункової площі мембрани. Потік повітря по чергово проходить крізь модуль мембранного осушення повітря при цьому осушується.

Модуль мембранного осушення повітря запропонований до застосування та впровадження для підвищення енергоощадності існуючої системи кондиціонування повітря приміщення зберігання насіння гарбузу в с. Голодьки, вінницької обл. Для цього запропонована модернізація існуючої схеми системи кондиціонування повітря (Рис. 4.14) шляхом включення до її складу секції тристадійного мембранного осушення повітря. На разі розроблена проектна документація по модернізації існуючої системи кондиціонування повітря з



впровадженням схеми з модулем мембранного осушення повітря. Акт впровадження схеми наведено в додатку Г. Виконання робіт по модернізації системи кондиціонування повітря заплановано на 2022 рік.

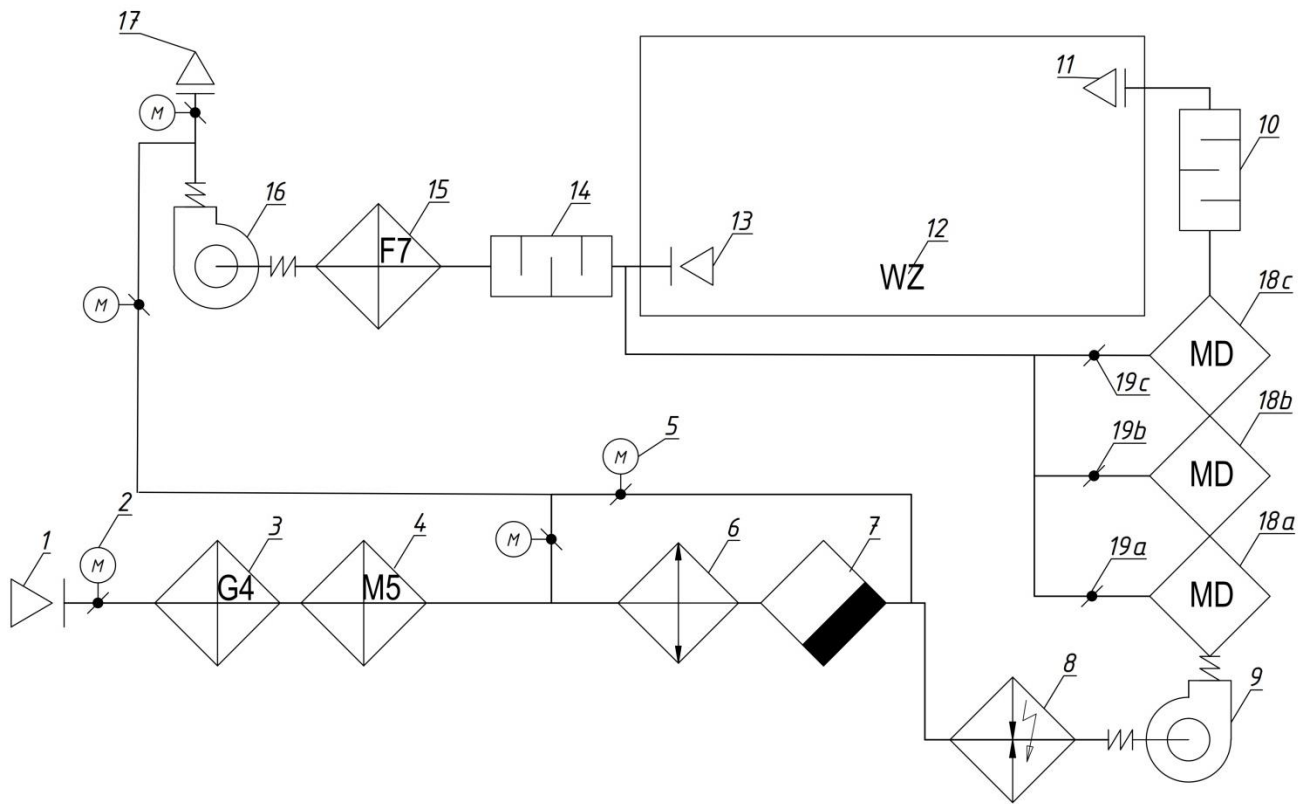


Рис. 4.14 Модернізація існуючої схеми системи кондиціонування повітря приміщення для зберігання насіння гарбуза, шляхом включення тристадійного мембранного осушення повітря.

1 - зовнішнє повітря; 2 - дросель-кран з приводом; 3 - фільтр G4; 4 - фільтр M5; 5 – кран байпасу; 6 - повітроохолоджувач з осушенням; 7 - каплевловлювач; 8 – електрокалорифер; 9 – припливний вентилятор; 10 - припливні повітропроводи; 11 - припливна решітка; 12 - приміщення; 13 - витяжна решітка; 14 - витяжні повітропроводи; 15 - фільтр F7; 16 - вентилятор витяжка; 17 - викид повітря на зовні; 18a – мембранний модуль осушення повітря (першої стадії осушення); 18b – мембранний модуль осушення повітря (другої стадії осушення); 18c – мембранний модуль осушення повітря (третьої стадії осушення);

Модернізація існуючої системи полягає в виконанні певного алгоритму дій, завдяки яким секція ММО інтегрується в існуючу систему. Як видно із схеми Рис. 4.14 після секції припливного вентилятора (на тракці нагнітання повітря, де створюється найбільший статичний тиск) встановлюється модуль мембранного осушення, який в свою чергу складається з трьох послідовних секцій обробки повітря. Як зазначено вище, секція ММО розділена на дві частини, таким чином припливне повітря проходить крізь верхню частину, що позначена цифрою 5 на Рис. 4.12. З іншого боку мембрани створюється розрідження, шляхом з'єднання об'єму секції ММО позначеного цифрою до тракту розрідження витяжного вентилятора. Необхідне розрідження створюється роботою витяжного вентилятора та регулюється дросель-клапанами, які встановлюються індивідуально для кожної стадії-секції осушення. Таким чином робота секції мембранного осушення повітря в складі існуючої системи кондиціонування приміщення, не вимагає додаткового підводу електроенергії та інших енергоносіїв. Робота секції осушення повітря підтримується за рахунок існуючих припливного та витяжного вентиляторів системи кондиціонування приміщення для зберігання насіння родини гарбузових.

#### 4.4 Техніко-економічне порівняння існуючої СКП та схеми СКП з мембранним осушенням повітря для приміщення для зберігання насіння гарбузу.

Методом поглибленого ексергоекономічного аналізу були проведені порівняльні техніко-економічні розрахунки витрат на оброблення повітря. Для цього для існуючої та модернізованої схем обробки повітря в СКП приміщення зберігання насіння гарбуза, були розраховані складові ексергії потоку вологого повітря та визначені накопичувальні витрати при обробці повітря згідно з методикою наведеною в розділі №2 даної дисертаційної роботи. Для існуючої схеми обробки повітря приміщення для зберігання насіння гарбузу значення складових ексергії потоку волого повітря наведено в вигляді потокової діаграми на Рис. 4.15. Як видно з діаграми пік витрат термічної та вологісної складових

ексергії потоку повітря в СКП з конденсаційним осушенням повітря спостерігаються в секції охолодження та осушення повітря. Значення складають 1,597 кДж/кг та 0,696 кДж/кг відповідно. Витрати механічної складової ексергії потоку повітря, які мають найбільші піки в елементах 9 та 16 еквівалентні повному тиску припливного та витяжного вентиляторів відповідно. Для модернізованої схеми обробки повітря приміщення для зберігання насіння гарбузу значення складових ексергії потоку волого повітря наведено в вигляді потокової діаграми на Рис. 4.16. Як видно з діаграми витрати термічної та вологісної складових ексергії потоку повітря в СКП з мембранним осушенням повітря спостерігаються без явно виражених піків. Найбільші значення термічної складової для секції охолодження складають 0,846 кДж/кг що 1,9 разів менше в порівнянні з витратами в даному вузлі для схеми з конденсаційним осушенням повітря. Найбільші значення вологісної складової для секції осушення повітря складають 0,418 кДж/кг що 1,7 разів менше в порівнянні з витратами в даному вузлі для схеми з конденсаційним осушенням повітря.

Нами проведені розрахунки накопичення ексергетичної вартості в процесі обробки повітря в існуючій та модернізованій схемах СКП для приміщення зберігання насіння гарбузу. За результатами розрахунків побудована порівняльна графічна залежність накопичення ексергетичних витрат Рис. 4.17. Згідно результатів ексергоекономічного аналізу, найбільше зростання ексергетичної вартості спостерігається в існуючій схемі СКП з конденсаційним осушенням повітря, яке складає 2,56 грн/1000кг. Значення приросту вартості в секціях осушення та догрівання повітря складають 0,37 грн/1000кг та 1,75 грн/1000кг відповідно. Для запропонованої схеми СКП з ДММ, де для осушення повітря реалізуються процеси мембранного осушення повітря без конденсації вологи, сумарні накопичення ексергетичної вартості на оброблення повітря складають 0,84 грн/1000кг. Значення приросту ексергетичної вартості в секції осушення повітря складає 0,05 грн/1000кг, що 7,4 разів менше ніж для осушення з конденсацією вологи, яке реалізовано для існуючої схеми СКП.

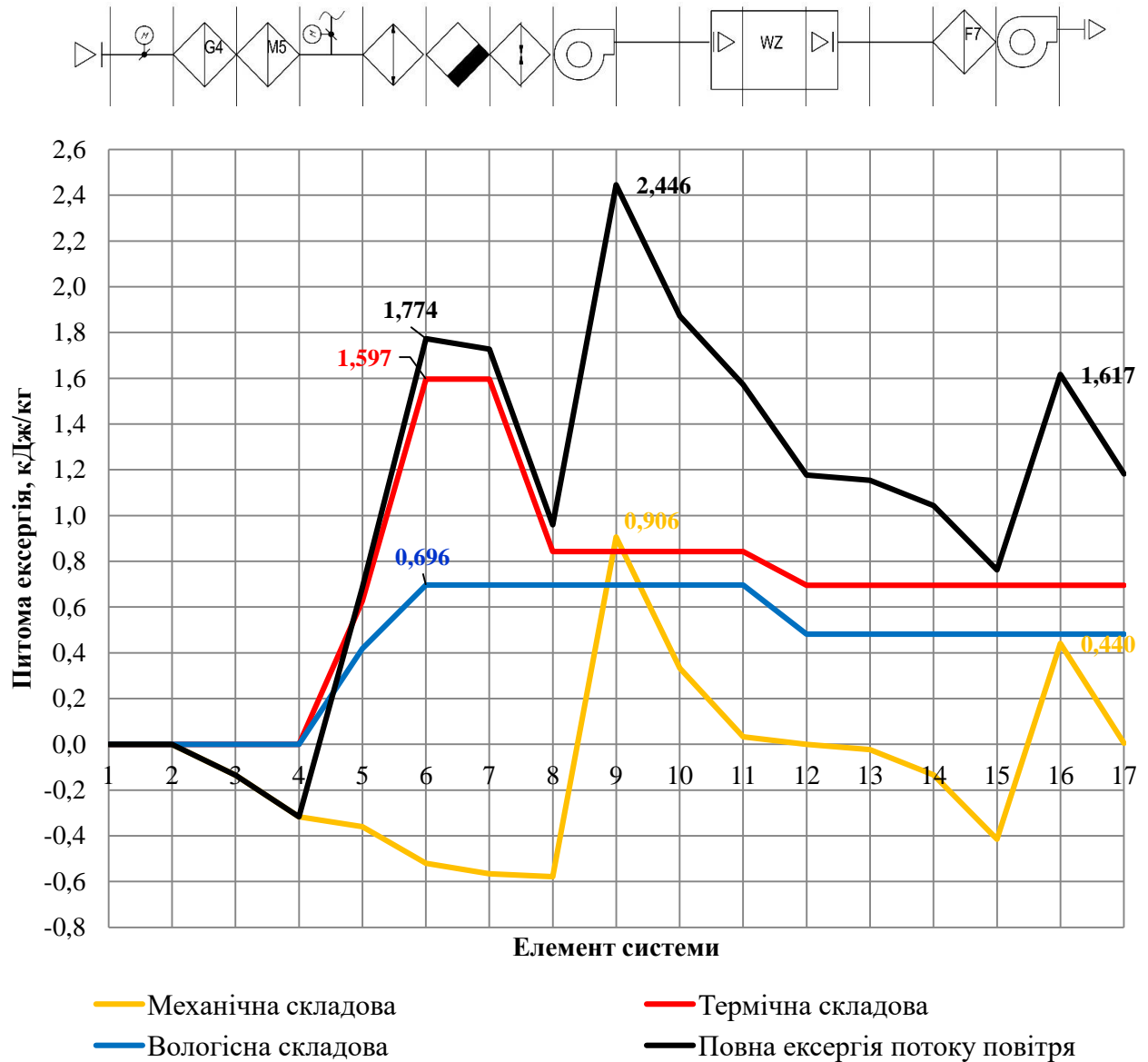


Рис. 4.15 Діаграма складових ексергетичних потоків для теплого періоду року при обробці повітря в СКП з конденсаційним осушенням повітря.

1 - зовнішнє повітря; 2 - дросель-клапан з приводом; 3 - фільтр G4; 4 - фільтр M5; 5 – камера змішування; 6 - повітроохолоджувач з осушенням; 7 - каплевловлювач; 8 – повітронагрівач №2; 9 – припливний вентилятор; 10 - припливні повітропроводи; 11 - припливна решітка; 12 - приміщення; 13 - витяжна решітка; 14 - витяжні повітропроводи; 15 - фільтр F7; 16 - вентилятор витяжка; 17 - викид повітря на зовні;

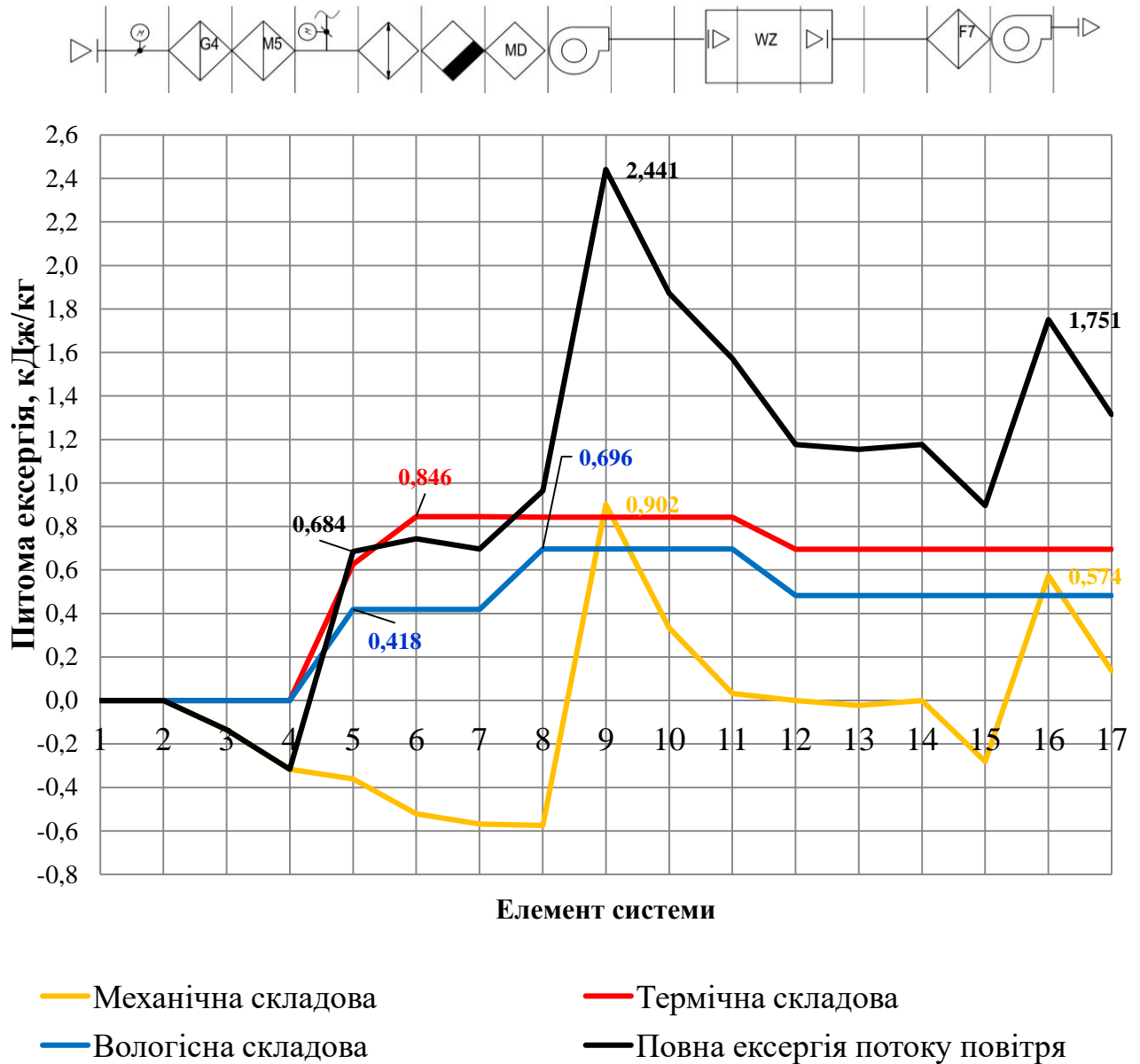


Рис. 4.16 Діаграма складових ексергетичних потоків для теплого періоду року при обробці повітря в СКП з мембранним осушенням повітря.

1 - зовнішнє повітря; 2 - дросель-клапан з приводом; 3 - фільтр G4; 4 - фільтр M5; 5 - повітрянагрівач №1; 6 - повітроохолоджувач з осушенням; 7 - каплевловлювач; 8 – мембранний модуль осушення повітря; 9 – припливний вентилятор; 10 - припливні повітропроводи; 11 - припливна решітка; 12 - приміщення; 13 - витяжна решітка; 14 - витяжні повітропроводи; 15 - фільтр F7; 16 - вентилятор витяжка; 17 - викид повітря на зовні;

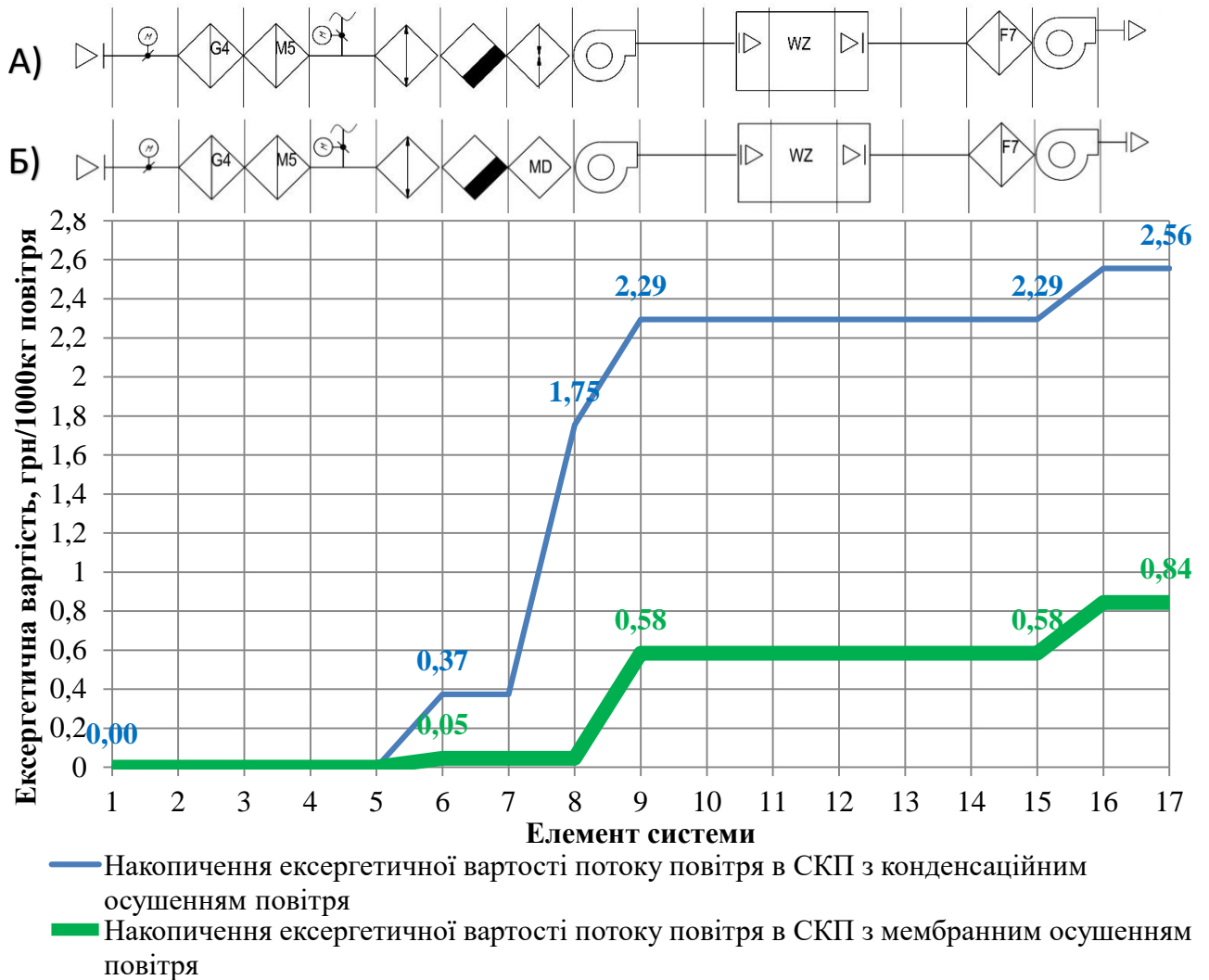


Рис. 4.17 Порівняльна графічна залежність накопичення ексергетичної вартості в процесі обробки повітря в існуючій та модернізованій схемах СКП для приміщення зберігання насіння гарбузу. А – однолінійна схема існуючої СКП з конденсаційним осушенням повітря; Б - однолінійна схема запропонованої СКП з мембранним осушенням повітря;

#### 4.5 Висновки по розділу 4

1. На підставі проведених експериментальних досліджень осушення повітря на мембранній установці, розроблено методику інженерного розрахунку СКП з секціями мембранного осушення повітря. Результатом розрахунку СКП є знаходження теоретично необхідної площі поверхні мембрани для здійснення процесу мембранного осушення повітря.

2. Запропонована методика інженерного розрахунку мембранного модулю осушення повітря для СКП, на основі експериментальних даних з осушення повітря в лабораторній установці. Представлена методика основана на роботі каскадних систем для забезпечення розділення компонентів газової суміші, що дозволяє її застосовувати для розрахунку модулів мембранного осушення для інших аналогічних СКП.
3. Робота модульної секції мембранного осушення повітря, як це показано на конкретному прикладі схеми системи кондиціонування повітря приміщення зберігання насіння родини гарбузових, може бути реалізована шляхом включення додаткової секції в існуючу систему. При цьому застосування мембранного осушення повітря для СКП приміщення зберігання насіння гарбузу продуктивністю 39630 м<sup>3</sup>/год дозволяє в 5 разів зменшити витрати холоду на охолодження та осушення повітря, в порівнянні з застосуванням виключно конденсаційного осушення повітря.
4. На основі узагальнення теоретичних та експериментальних даних нами запропонована конструкція модуля мембранного осушення повітря. Конструкція мембранного модульного осушувача, дозволяє інтегрувати її в існуючу систему кондиціонування повітря приміщення зберігання насіння родини гарбузових без проведення заміни основного обладнання, шляхом доповнення існуючої установки кондиціонування повітря каналною секцією мембранного осушення.
5. Застосування мембранного осушення повітря для СКП приміщення зберігання насіння гарбузу для існуючої СКП дозволяє зменшити ексергетичну вартість процесу підготовки припливного повітря в 7,4 разів в порівнянні з існуючою СКП з виключно конденсаційним осушенням повітря. Значення ексергетичної вартості для існуючої СКП для секції конденсаційного осушення повітря складає 0,37 грн/1000кг, а для СКП з застосуванням секції мембранного осушення повітря 0,05 грн/1000кг оброблюваного повітря.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. На підставі аналізу літературних джерел встановлено, що найбільш раціональним є ізотермічний мембранний спосіб осушення повітря в СКП приміщень для зберігання насіння родини гарбузових, завдяки тому, що процес селективного переносу парів вологи в мембрані проходить ізотермічно, що на відміну від адсорбційного та конденсаційного процесів не потребує додаткових витрат енергії на підігрів або на охолодження повітря.
2. Розроблено фізичну модель процесу ізотермічного осушення повітря та відповідну до неї математичну модель у вигляді диференціального рівняння. Рівняння враховує фізичний ефект переносу вологи через товщину мембрани в залежності від перепаду повного тиску на мембрані при русі повітря вздовж модулю.
3. Розроблено та апробовано методику поглибленого ексергетичного аналізу психрометричних процесів схемних рішень СКП, яка дозволяє визначити деструкції термічної, хімічної ( вологісної концентраційної ) та механічної складових ексергії вологого повітря, з графічним зображенням на потоковій ексергетичній діаграмі зміни ексергетичних потенціалів всієї системи від забору повітря до викиду повітря назовні.
4. Проведено поглиблений порівняльний ексергетичний аналіз трьох основних схемних рішень обробки повітря в СКП з DCM, DAM та ізотермічним осушенням. Найбільші значення ЕККД «нетто» та «брутто» спостерігаються для СКП з комбінованим мембранним осушенням повітря, і складають 2,36% та 1,22% відповідно. Аналогічні значеннями ЕККД для СКП з DCM відповідно складають: 1,93 % та 0,65%; для СКП з DAM повітря складають: 1,17% та 0,52%.
5. Розроблено та апробовано методику ексергоекономічного аналізу яка поєднує деструкцію ексергії повітряного потоку в СКП з вартісними витратами енергоносіїв, які живлять систему. Результати представлені в вигляді потокової діаграми накопичення питомої ексергетичної вартості на 1000 кг повітря, при його обробці в секціях центрального кондиціонеру. Отримані значення для схеми



DCM складають 5,05 грн/1000кг, що в 2 рази більше ніж для схеми DMM, значення складає 2,35 грн/1000кг, для схеми DAM складає 6,36 грн/1000кг, що в 2,7 разів більше ніж для схеми DMM.

6. Розроблено та сконструйовано лабораторний дослідний зразок модулю ізотермічного осушення повітря продуктивністю 400 м<sup>3</sup>/год та проведено експериментальні дослідження ізотермічного осушення повітря на напівпроникній ПВХ мембрані. За результатами експерименту отримано функціональну залежність зміни вологовмісту повітря  $\Delta d$ , г/кг від питомого значення повітряного навантаження на поверхню ПВХ мембрани  $L_F$ , м<sup>3</sup>/(год·м<sup>2</sup>) при сталому перепаді тиску на мембрані  $\Delta P = 250$  Па. Для умов експерименту значення склало 89 м<sup>3</sup>/(год· м<sup>2</sup>). При цьому зменшення вологовмісту спостерігалось в межах  $\Delta d \in (1,1 \dots 1,2)$  г/кг.

7. Отримано рівняння регресії для визначення коефіцієнту проникності парів вологи  $Q$  кг/(м<sup>2</sup>·Па·год) від потоку вологи  $G$  кг/год, що проходить крізь мембрану, для умов характерних для СКП приміщення для зберігання насіння гарбузу. Отриманні експериментальні данні дозволяють розраховувати фактичне значення коефіцієнту проникності мембрани.

8. Для приміщення зберігання насіння гарбузу в с. Голодьки, вінницької обл. запропонована схема реконструкції СКП з ізотермічним мембранним осушенням повітря. Представлені результати порівняльного ексергоекономічного аналізу застосування мембранного осушення повітря для модернізації існуючої СКП приміщення зберігання насіння гарбузу. Ексергетична вартість оброблення повітря існуючої СКП складає 2,56 грн/1000кг, для запропонованої СКП з мембранним осушенням повітря відповідне значення складає 0,84 грн/1000кг повітря, що в три рази менше ніж осушення з конденсацією вологи.

9. Розроблено та представлено методику інженерного розрахунку СКП з секціями мембранного ізотермічного осушення повітря, за якою визначають необхідну кількість вологи, яка має бути видалена з повітря, площу поверхні ПВХ та кількість мембранних модулів.

## С ПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бродянский В.М., Верхивкер Г.П., Карчев Я.Я. и др. Эксергетические расчеты технических систем: Справ.пособие АН УССР. Ин-т технической теплофизики.- Киев: Наук. Думка, 1991.- 360 с. – ISBN 5-12-0011397-X.
2. Постанова Верховної Ради України №75/94-ВР від 1.07.94 р.
3. Закон України «Про енергозбереження» Вводиться в дію Постановою ВР № 75/94-ВР від 01.07.94, ВВР, 1994, № 30, ст.284.
4. ДБН В.1.2-11-2008 Основні вимоги до будівель і споруд. Економія енергії. Затв. наказ Мінрегіонбуду України від 26 січня 2008 р. № 36, чинні з 2008-10-01.
5. Лабай В.Й., Гарасим Д.І. Стан і перспективи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря чистих приміщень. Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 6. Відповідальний редактор П.М.Куліков.- КНУ.
6. Гордеева А.В. Козлов Н.И. Скорина В.В. Плодоовощеводство. Производственное обучение., Минск: Урожай-2002, 432 с. ISBN: 985-04-0506-6..
7. Трисвятский Л.А. и др. Хранение и технология сельскохозяйственных продуктов 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Агропромиздат, 1991. — 415 с.: ил. — (Учебники и учебные пособия для студентов высших учебных заведений). — ISBN 5-10-001955-7.
8. Бутяйкин В.В. Технология хранения и переработки сельскохозяйственной продукции Учебное пособие. — Саранск: МГУ им. Н. П. Огарёва, 2012. — 161 с..
9. ДБН В.2.5-67:2013 "Опалення вентиляція та кондиціонування повітря", Мінрегіон України 2013, 141 с..

10. Липа А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха. Изд. второе, перераб., доп., Одеса: ОГАХ, Издательство: «Издательство ВМВ», 2010. -607с., ил.: ISBN 978-966-413-146-6.
11. Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в общественных, промышленных и жилых зданиях – 2-е. изд. доп. и пераб. – М.: Стойиздат, 1982. – 312с..
12. Богословский В.Н., Кокорин О.Я., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха холодоснабжение.-М.: Стройиздат, 1985.-367с..
13. Г.В. Нимич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь \_Современные системы кондиционирования воздуха. «ИВИК», ТОВ «Видавничий будинок» 2003 - 626 с. ISBN 966-7671-65-8..
14. Галдин В.Д. Центральные системы кондиционирования воздуха: учебное пособие. Омск: Сибирская государственная автомобильно-дорожная академия (СибАДИ), 2009. — 60 с.
15. Задоянний О.В., Ексергетичні критерії при оцінці енергоощадності систем кондиюнування повітря будівель і споруд; Науково-технічний збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання.- Вип.17 /відповідальній редактор Е.С.Малкін.- К.: КНУБА..
16. Бродянский \_В.М., Фратшер В., Михалек К. \_Эксергетический метод и его приложения. Под ред. В.М.Бродянского.- М.: Энергоатомиздат, 1988.-288 с.-ISBN 5-283-00152-0.
17. Luigi Marletta. Air Conditioning Systems from a 2-nd Law Perspective // Entropy: мережевий журн. 2010. URL: [http:// www.mdpi.com/journal/entropy](http://www.mdpi.com/journal/entropy). p=860 ( дата звернення 12.12.2011);
18. Задоянний О.В., Котляров А. Ексергетична оцінка обробки повітря в центральній прямоточній системі кондиюнування повітря; Науково-

- технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 6. Відповідальний редактор П.М.Куліков.-К.:КН.
19. Постанова Кабінету Міністрів України №148 від 5.02.97 р. “Про комплексну державну програму енергозбереження України”.
  20. Тсатсароннс, Джордж Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. — Одесса: Студия «Негоциант», 2002.- с. 152.
  21. «Зберігання насіння під урожай наступного року. Головне управління Дежпродспоживслужби. URL: <http://dp.consumer.gov.ua/47574> (дата звернення: 29.10.2018)».
  22. «Зберігання насіння – важливий етап технологічного процесу - Красилів РДА URL: <https://krasyliv-rda.gov.ua/зберігання-насіння-важливий-етап-те/> (дата звернення: 09.06.2017)».
  23. «Зберігання зерна олійних культур. AGROEXPERT науково-практичне видання URL:<https://agroexpert.ua/zberiganna-zerna-oliinih-kultur/> (дата звернення 31.10.2016)».
  24. «Правила зберігання насіння - Головне управління Держпродспоживслужби URL: <http://www.consumer-cv.gov.ua/pravy-la-zberigannya-nasinnya/> Дата звернення: 01.12.2017)».
  25. «Уманський НУС Кафедра генетики, селекції рослин та біотехнології. Лекція № 9. "Зберігання насіння" URL: <http://genetics.udau.edu.ua/ua/navchannya/lekciya-n-9.-zberigannya-nasinnya.html> (дата звернення: 21.05.2017)».
  26. « Зберігання і переробка продукції рослинництваі - Buklib.net URL:<https://buklib.net/books/23267/> (дата звернення: 20.08.2018)».
  27. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. М.: Высшая школа, 1965.-395с..

28. Белова Е.М. Центральные системы кондиционирования воздуха в зданиях Москва. Евроклимат 2006, 640 с..
29. Богословский В. Н. , Щеглов В. П. , Разумов Н. Н. Отопление и вентиляция : Учеб. Для вузов /. - 2-е изд. Переработ. И доп.. -М. : Стройиздат. 1980г. 295 с., ил..
30. Ладыженский Р.М. Кондиционирование воздуха/ Ладыженский Р.М. .-М. : Пищепромиздат, 1957. - 442 с.
31. Стефанов Е.В. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях/ Стефанов Е.В.- М. : Стройиздат, 1965. - 402 с..
32. Влажный воздух. Справочное пособие Авток. Тарабанов М.:НП "АВОК". 2004 г-42с.
33. Сотников А.Г. Процессы, аппараты и системы кондиционирования воздуха. ТОМ 1. П. 2005 г. 504с..
34. Карпис Е. Е. Тепловой и аэродинамический расчет поверхностных воздухоохладителей, питаемых холодной водой. Сектор технической информации БПК и ТП, 1961. - 54 с.
35. Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений. Внутренние санитарно-технические устройства. В 2-х ч. Под. ред. И. Г. Старовойта. Ч. I I. Вентиляция и кондиционирование воздуха- М.: Стройиздат, 1969. - 408 с.
36. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Книга вторая. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Р. В. Щекин и др. - 4-е изд., перераб. и доп. - Киев: Будівельник, 1976. - 416 с.
37. М.Г. Хмельнюк, Д.И. Важинский, Н.В. Жихарева. Современные технологии осушения воздуха//Холодильная техника-2014 г. ст. 15-21.

38. Адсорбенты, их получение, свойства и применение / Под ред. Дубинина М. М. // Труды 5-го Всесоюз. совещания по адсорбентам. 9-11 марта 1983 г. –Л.: Наука, 1985. -154с..
39. Адсорбенты, их получение, свойства и применение / Под ред. Дубинина М. М. // Труды 3-го Всесоюз. совещания по адсорбентам. М.: Наука 1971 г. -280с.
40. Адсорбенты, их получение, свойства и применение // Труды 4-го Всесоюз. Совещания по адсорбентам.-М., 1978-240с.
41. Кировская И.А. Адсорбционные процессы. Иркутск: Изд-во. Иркут. ун-та 1995-304с.
42. Кельцев Н.В. Основы адсорбционной техники. 2-е изд. перераб. и доп. -М.: Химия, 1984. -592с.
43. Богословский В. Н. и друг., Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Учебник для вузов / В. Н. Богословский, О. Я- Кокорин, Л. В. Петров; Под ред. В. Н. Богословского.— М.: Стройиздат, 1985.— 369 с.
44. Староверов И.Г. и др.,Справочник проектировщика промышленных, жилых и общественных зданий и сооружений. Внутренние сан.-тех-кие устройства. В 2-х ч. Под. ред. И. Г. Староверова. Ч. I I. Вентиляция и кондиционирование воздуха- М.: Стройиздат, 1969. - 408 с.
45. Сайт компанії Munters [Электронний ресурс]. Режим доступу: [www.munters.com](http://www.munters.com). (дата звернення: 22.02.2015).
46. Сайт компанії Seibu-giken [Электронний ресурс]. Режим доступу: [www.seibu-giken.com](http://www.seibu-giken.com). (дата звернення: 22.02.2015).
47. Сайт компанії Cotes [Электронний ресурс]. Режим доступу: [www.cotes.com](http://www.cotes.com). (дата звернення: 22.02.2015).

48. Хмельнюк М. Г. Современные технологии осушения воздуха / М. Г. Хмельнюк, Д. И. Важинский, Н. В. Жихарева // Холодильна техніка та технологія. - 2014. - № 3. - С. 15-21.
49. M. Mujahid Rafique, P. Gandhidasan, Luai M. Al-Hadhrami, and Shafiqur Rehman Energy, Exergy and Anergy Analysis of a Solar. Journal of Clean Energy Technologies, Vol. 4, No. 1, January 2016.
50. Dieter Boer, Marc Medrano, Miquel Nogués. Exergy and Structural Analysis of an Absorption Cooling Cycle and the Effect of Efficiency Parameters. Int. J. of Thermodynamics Vol. 8 (No. 4), pp. 191-198, December 2005. ISSN 1301-9724.
51. B.D. Shmit, Design of equilibrium Stages proces, McGraw – Hill, New York, 1963-647 p..
52. 4. Hua Liu, Yi Jiang. Lowering the regeneration temperature of a rotary wheel dehumidification system using exergy analysis. Energy Conversion and Management. Volume 89, 1 January 2015, Pages 162-174..
53. А. Исса., А. Исса. Кондиционирование воздуха с косвенно-испарительным охлаждением и адсорбционным осушением при использовании низкопотенциальных источников теплоты. Дис. канд. техн. наук. УССР. Киев-1986 г. 161 с..
54. Гамаюнов , Н.И. (2012) Массоперенос в пористых и дисперсных материалах. Вестник ТвГТУ, 128 (Вып. 22). стр. 46-54. ISSN 2224-6363.
55. М. Мулдер Введение в мембранную технологию. Пер. с англ. – М.: Мир, 1992 – 513 с., ил..
56. Хванг С.-Т., Каммермейер К. Мембранные процессы разделения Пер. с англ. Под ред. проф. Дытнерского Ю.И. – М.: Химия – 1981-464с., ил..
57. Bergmair, D Daniel. Design of a system for humidity harvesting using water vapor selective membranes / door Daniel Bergmair. Eindhoven : Technische Universiteit Eindhoven, 2015 – 149 p..

58. Мембранні осушувачі стисненого повітря Hankison серія HMD URL: [http://www.megapascal.ru/szhatiy\\_vozduh/membranniy\\_osushitel.html](http://www.megapascal.ru/szhatiy_vozduh/membranniy_osushitel.html) (дата звернення 04.03.2019).
59. ДБН В.2.6-220:2017. Покриття будівель і споруд. Київ: Мінрегіон України, 2017-43с..
60. Membrana Dachowa Strotex Basic (Електронний ресурс) URL: <https://folnet.pl/towar/membrana-dachowa-strotex-1300-basic>. (Дата звернення: 12.07.2018). Назва з сайту.
61. Подкровельные пленки и мембраны URL: <https://juta-ukraine.com.ua/> (дата звернення 12.07.2018).
62. Сайт компанії "Mizol" URL: <https://mizol.ua/podkrovelnie-plenki-dan-mode-ili-pravila-stroitelstva/> (Дата звернення: 12.07.2018).
63. Компания «Прушиньски» Завод по производству материалов для кровель, фасадов и быстромонтируемых зданий URL:<http://www.pruszynski.com.ua/produkcija/plyonki-krovelnye/superdiffuzionnaya-plenka-membrana/> (дата звернення: 12.07.2018).
64. Окунев А.Ю. Перспективы применения мембранных технологий при эксплуатации зданий. Academia. Архитектура и строительство (Москва). Выпуск № 5, 2009 г., 389-394 с..
65. Левин Е.В., Окунев А.Ю. Мембранные системы регулировки влажности воздуха. Academia. Архитектура и строительство (Москва). Выпуск № 3, 2010 г., 505-511 с..
66. EN 12086:1997 Thermal insulating products for building applications - Determination of water vapour transmission properties.
67. "Rang Tu, Xiao-Hua Liu, Yi Jiang. Lowering the regeneration temperature of a rotary wheel dehumidification system using exergy analysis. Journal of Clean Energy Technologies 2015 с. 161-164."



68. «О.Задоянний, Ю.Євдокименко. Види ексергії в системах кондиціонування повітря та їх визначення.»
69. «Задоянний О.В., Євдокименко Ю.М. Діаграма потоків ексергії вологого повітря для систем кондиціонування повітря; Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник.,» – *Вип.18/відповідальний редактор Е.С.Малкін. – К.: КНУБА,2015 – 148 с..*
70. N.Sato. Chemical Energy and Exergy: An introduction to Chemical Thermodynamics for Engineers. Elsevier Science & Technology Books. 2003.
71. Задоянний О. В. Можливості ексергоекономічного аналізу при оцінці енергоощадності систем кондиціонування повітря / О. В. Задоянний, Ю. М. Євдокименко // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. - 2013. - Вип. 4. - С. 124-127. - Режим доступу: [http](http://).
72. O.V. Zadoyanny, Y.M. Yevdokimenko Exergoeconomic Analysis of Air Cooling Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання, Вип. 20, 2016  
Режим доступу: <http://vothp.knuba.edu.ua/article/viewFile/168451/Zadoyanny>.
73. Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M. Thermal Design and Optimization. New York: J Wiley. –199..
74. В.В. Вычужанин. Техничко-экономические показатели эффективности функционирования комплекса центральной СККВ-ХУ.- Интернет-ресурс Режим доступу: [http://www.c-o-k.com.ua/content/view/581/..](http://www.c-o-k.com.ua/content/view/581/)
75. Буяк, Н. А. Оцінювання ефективності енергетичної системи будівлі в умовах теплового комфорту : дис. ... канд. техн. наук. : 05.14.01 – енергетичні системи та комплекси технічні науки / Буяк Надія Андріївна. – Київ, 2017. – 214 с. ук.
76. Волощук, Володимир Анатолійович. Математичне моделювання об'єктів теплоенергетики на основі термодинамічних підходів дис. д-ра

- техн. наук; НАН України, Ін-т телекомунікацій і глобал. інформ. простору.  
- Київ -2018 р-371 с..
77. Тертишний, Ігор Миколайович. Удосконалення конструкції блоково-комплектних турбокомпресорних агрегатів з газотурбінним приводом для компресорних станцій магістральних газопроводів дис. ... канд. техн. наук : 05.05.16 / Тертишний Ігор Миколайович ; НАН Ук.
78. Lazzaretto A., Tsatsaronis D. A General Process – Based Methodology for Exergy Costing//ASME. AES-Vol. 36 – 1996, pp. 413-428.
79. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006.-712 с. (с приложением)..
80. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы.–М.: Энергоиздат, 1982.–224 с..
81. Роздрібні тарифи для споживачів електричної енергії у місті Києві. <http://kyivenergo.ua/ee-company/> ( дата звернення 12.10.2016)..
82. 6. В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим. Діаграма Грассмана в ексергетичному аналізі систем кондиціювання повітря чистих приміщень; Холодильна техніка та технологія: наук.-техн. журн. №5 (151);. – О.: Одес. держ. акад. холоду, 2014 р.;
83. 7. Лабай В.Й.,Гарасим Д.І. Стан і перспективи підвищення енергоефективності систем кондиціювання повітря чистих приміщень. Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 6. Відповідальний редактор П.М.Куліков. -.
84. «Любченко Е.А., Чуднова О.А. Планирование и организация эксперимента: учебное пособие. Часть 1. – Владивосток: Изд-во ТГЭУ, 2010. – 156 с.».
85. «Джонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы планирования эксперимента (пер. с. Англ) /Под ред. Лецкого Э.К. и Марсковой Е.В. –М.: Мир, 1981. –с. 71-189.».

86. «Барабашук В.И., Креденцер Б.П., Мирошниченко В.И. Планирование эксперимента в технике. –Киев: Техніка, 1984. -200с.».
87. BS EN 12086:2013: Thermal insulating products for building applications –Determination of water vapour transmission properties.
88. Гальченко В.Г., Гладкова Т.А., Берестнева О.Г. Планирование и обработка результатов эксперимента: учебное пособие - Томский политехнический университет. - Томск.: Издательство томского политехнического университета, 2014 - 83 с.
89. Барабашук В.И., Креденцер Б.П., Мирошниченко В.И. Планирование эксперимента в технике. –Киев: Техніка, 1984. -200с.
90. «Шенк Х. Теория инженерного эксперимента (пер. с англ.) /Под ред. Бусленко Н.П. –М.: Мир, 1972. -381 с.
91. Розен Адриан Михайлович Теория разделения изотопов в колоннах. - Москва : Атомиздат, 1960. - 438 с.
92. Будівельна кліматологія: ДСТУ-Н Б В.1.1-27: 2010.- [Дата введення 2011-11-01]. / Мінрегіонбуд України. - К .: Укрархбудінформ, 2011. - 123 с. - (Національний стандарт України).
93. Архів погоди в м. Вінниця 01.01.2013-01.01.2017 URL: <https://rp5.ru> (дата звернення: 22.02.2017).
94. Danahe Marmolejo Correa. Analysis and Design of LowTemperature Processes with Focus on LNG: Developing new Thermodynamics based Tools and introducing Exergy in Design Methodologies. Thesis for: PhD, Advisor: Truls Gundersen. Trondheim, November 2013, Norwegian University of Science and Technology Faculty of Engineering Science and Technology Department of Energy and Process Engineering. <https://www.researchgate.net/publication/> [22.05. 2016].
95. «ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 "Будівельна кліматологія" К: Мінрегіон України 2011. - 127с.».

96. Ю.И. Шумяцкий. Адсорбционные процессы. Москва: 2005, -164 с..
97. «Вознесенский В.А. Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях. –М.: Статистика, 1973. -192с.».
98. «Планирование эксперимента в исследовании технологических процессов (пер. с нем.) /Под ред. Лецкого Э.К. –М.: Мир, 1977. -552с.».
99. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 "Будівельна кліматологія".
100. Гамаюнов , Н.И. (2012) Массоперенос в пористых и дисперсных материалах. Вестник ТвГТУ, 128 (Вып. 22). стр. 46-54. ISSN 2224-6363.
101. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при оптимальных условиях. –М.: Наука, 1971. -283с.
102. Membrana Dachowa - STROTEX BASIC 115g/m2 - 1,5x50m [Электронный ресурс] URL: <https://www.goodmajster.pl/pl/p/Membrana-Dachowa-STROTEX-BASIC-115gm2-1%2C5x50m/3855/> Назва з екрану.
103. Лабай В.Й., Гарасим Д.І. Стан і перспективи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря чистих приміщень. Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 6. Відповідальний редактор П.М.Куліков.
104. Кувшинов Ю.Я., Самарин О.Д. Основы обеспечения микроклимата зданий: Учеб. Для вузов. –М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2012-200 с.
105. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Учебник для вузов. В. Н. Богословский, О. Я. Кокорин, Л. В. Петров; Под ред. В. Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1985.-367 с.
106. Основы теории кондиционирования воздуха: Учебное пособие. /Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. – Кемерово, 2006. – 78 с.

107. «Q&A: Основні правила зберігання насіння у господарствах. Agravery — аграрне інформаційне агентство. URL: <https://agravery.com/uk/posts/show/qa-osnovni-pravila-zberiganna-nasinna-u-gospodarstvah> (дата звернення: 27.11.2018)».
108. Енергетика: історія, сьогодення і майбутнє. Книга 2. Пізнання й досвід – шлях до сучасної енергетики (Електронний ресурс) Режим доступа: <http://energetika.in.ua/ua/books/book-2/part-2/section-2/2-5> (дата звернення: 12.07.2018).

ДОДАТКИ



## Б. ПЛАН ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ

Таблиця 0.2

Результати вимірювання досліджуваної величини

Кількість вимірювань	Кількість рівнів фактора експерименту (витрата повітря м <sup>3</sup> /год)				
	40	130	220	310	400
1	1,7	1,2	1,9	1,5	1,7
2	1,3	1,2	1,5	2,3	0,7
3	1,2	1,4	2,4	1,9	0,7
4	1,2	1,5	1,1	1,4	0,8

Нульова гіпотеза стверджує, що вплив витрати повітря, як фактора експерименту, однаковий при всіх значеннях витрати повітря.

Альтернативна гіпотеза стверджує, що вплив витрати повітря, як фактора експерименту, для одного з рівнів відрізняється від інших (є значний вплив одного рівня фактора на результати експерименту).

**Результати однофакторного дисперсійного аналізу**

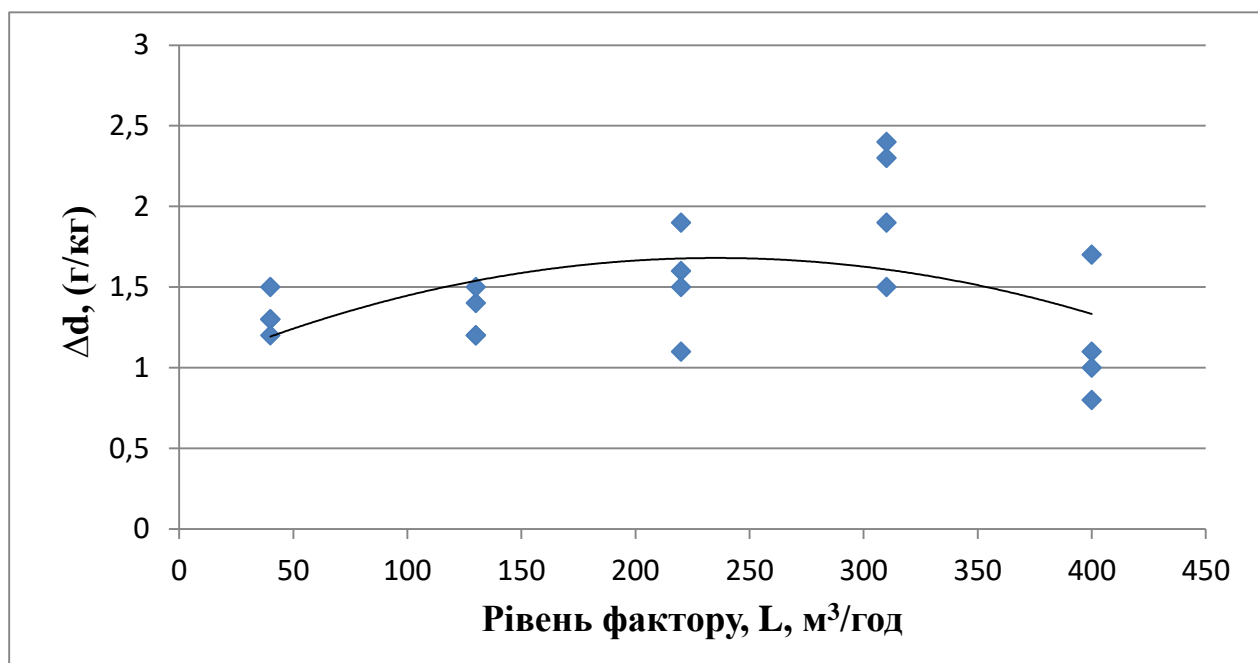


Рис. 0.1 Дисперсія зміни вологовмісту оброблюваного повітря, від чотирьох рівнів значень витрати повітря що проходить крізь секцію обробки повітря.



Зважаючи на те, що  $F > F$  критичне, нульова гіпотеза відкидається і приймається альтернативна гіпотеза. На **Рис. 0.1** графічно представлені результати дисперсії зміни вологовмісту оброблюваного повітря, від чотирьох рівнів значень витрати повітря що проходить крізь секцію обробки повітря. З графіка чітко видно більш вагомий вплив одного півня фактора на результати експерименту.

## В. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Експериментальні величини зміни вологовмісту оброблюваного потоку повітря в залежності від наявного перепаду тиску на мембрані в 250 Па та площі поверхні мембрани 2,55 м<sup>2</sup>

Таблиця 0.3

L=40 м<sup>3</sup>/год; V=0,1 м/с;

№ п/п	L/F, м <sup>3</sup> /год*м <sup>2</sup>	t <sub>1</sub> , °C	Φ <sub>1</sub> , %	d <sub>1</sub> , г/кг	t <sub>2</sub> , °C	Φ <sub>2</sub> , %	d <sub>2</sub> , г/кг	Δd, г/кг
1	15,6863	20,3	86	13,4	20,5	74	11,7	1,7
2	15,6863	20	89	13,6	20,2	78	12,1	1,5
3	15,6863	19,1	97	14,1	19,5	87	12,9	1,2
4	15,6863	19	99	14,3	19,4	89	13,1	1,2

Таблиця 0.4

L=130 м<sup>3</sup>/год; V=0,1 м/с;

№ п/п	L/F, м <sup>3</sup> /год* м <sup>2</sup>	t <sub>1</sub> , °C	Φ <sub>1</sub> , %	d <sub>1</sub> , г/кг	t <sub>2</sub> , °C	Φ <sub>2</sub> , %	d <sub>2</sub> , г/кг	Δd, г/кг
1	50,9804	17,4	89	11,6	18,9	73	10,4	1,2
2	50,9804	15,8	94	11,2	17,5	77	10	1,2
3	50,9804	16,3	96	11,6	17,8	77	10,2	1,4
4	50,9804	16,5	99	12,1	18	79	10,6	1,5

Таблица 0.5

L=220 м<sup>3</sup>/год; V=0,1 м/с;

№ п/п	L/F, м <sup>3</sup> /год*м <sup>2</sup>	t <sub>1</sub> , °C	Φ <sub>1</sub> , %	d <sub>1</sub> , г/кг	t <sub>2</sub> , °C	Φ <sub>2</sub> , %	d <sub>2</sub> , г/кг	Δd, г/кг
1	86,2745	15,3	94	10,7	15,5	84	9,9	0,8
2	86,2745	15,8	89	10,4	16,5	72	8,8	1,6
3	86,2745	16	91	10,8	16,7	73	8,9	1,9
4	86,2745	15,6	90	10,4	16,7	73	8,9	1,5

Таблица 0.6

L=310 м<sup>3</sup>/год; V=0,1 м/с;

№ п/п	L/F, м <sup>3</sup> /год*м <sup>2</sup>	t <sub>1</sub> , °C	Φ <sub>1</sub> , %	d <sub>1</sub> , г/кг	t <sub>2</sub> , °C	Φ <sub>2</sub> , %	d <sub>2</sub> , г/кг	Δd, г/кг
1	121,568	18,3	99	13,6	18,2	83	11,3	2,3
2	121,568	18,3	99	13,7	18,3	86	11,8	1,9
3	121,568	18,5	99	13,8	18,5	88	12,3	1,5
4	121,568	19,8	99	15	19,3	86	12,6	2,4

Таблица 0.7

L=400 м<sup>3</sup>/год; V=0,1 м/с;

№ п/п	L/F, м <sup>3</sup> /ГОД*м <sup>2</sup>	t <sub>1</sub> , °C	Φ <sub>1</sub> , %	d <sub>1</sub> , г/кг	t <sub>2</sub> , °C	Φ <sub>2</sub> , %	d <sub>2</sub> , г/кг	Δd, г/кг
1	156,862	17,4	99	13,3	17,7	85	11,6	1,7
2	156,862	17,1	92	12,1	17,8	80	11	1,1
3	156,862	17,3	97	12,9	18,1	85	11,9	1
4	156,862	18,3	98	13,9	18,9	89	13,1	0,8

## Г. АКТИ ВПРОВАДЖЕННЯ

ТОВ "ТЕРРАСІД" адреса. 04210, м. Київ, просп. Героїв Сталінграда 6, корп. 9

**АКТ впровадження результатів дисертаційного дослідження  
Євдокименка Юрія Миколайовича на тему: «Енергоощадна система  
кондиціонування повітря з напівпроникною мембраною для приміщень  
зберігання насіння родини гарбузових»**

Даний акт підтверджує факт впровадження результатів дисертаційного дослідження Євдокименка Юрія Миколайовича на тему: «Енергоощадна система кондиціонування повітря з напівпроникною мембраною для приміщень зберігання насіння родини гарбузових» при розробці проектної та робочої документації проекту технічного переоснащення існуючої системи кондиціонування повітря, з застосуванням модулю мембранного осушення повітря.

Директор

ТОВ «ТЕРРАСІД»

  
Данюк Данило  
Ідентифікаційний код 37618128

