



# ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	<u>Холоду, кріотехнології та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступень вищої освіти	<u>Магістр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітньо-наукова програма	<u>Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря</u>

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри  
д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«20» листопада 2025 року

## **З А В Д А Н Н Я**

### **НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Висотенко Дениса Володимировича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: **«Підвищення ефективності системи кондиціонування повітря з осушенням для деревообробного виробництва м. Київ»**

Керівник кваліфікаційної роботи к.т.н. доц. Жихарева Наталія Віталіївна  
(прізвище, ім'я, по батькові)

Затверджена наказом ОНТУ наказ № 51.03 від 30.01.2025 р.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 28.05.2026 р

3. Вихідні дані роботи: м Київ , деревообробне виробництво

Параметри повітря в приміщенні влітку:  $t = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi = 50\%$ ;

Параметри повітря в приміщенні взимку:  $t = 18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\phi = 45\%$ ;

Параметри зовнішнього повітря влітку:  $t = 30,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ; ентальпія  $h=54\text{ кДж/ кг}$

Параметри зовнішнього повітря взимку:  $t = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$ ., ентальпія  $h=-21\text{ кДж/ кг}$

4. Перелік питань, які потрібно розробити: техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів забезпечення подачі свіжого повітря, розрахунок ефективності, обґрунтування вибору обладнання, підбір обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень: план приміщення з обв'язкою повітроводів; повітророзподілення, апарат ЦК , розташування кондиціонера

5. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н.доц. Когут В.О..		
Економічний розділ	к.т.н.доц. Жихарева Н.В.		

7. Дата видачі завдання: 30.01.26

Керівник \_\_\_\_\_ к.т.н.доц. Жихарева Н.В.  
 Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Висотенко Д. В.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Актуальність, мета, завдання та наукова новизна роботи.	30.01–27.02.26	Виконано
2.	Аналітичний огляд технологій осушення. Термoeкономічний та ексергетичний аналіз.	01.03-27.03.26	Виконано
3.	Математичне моделювання непрямого випарного охолодження за точкою роси	30.03-06.04.26	Виконано
4.	Дослідження кінетики сорбційного осушення та геліотермічного контуру регенерації з TES.	07.04-17.04.26	Виконано
5.	Розрахунок тепловологісного балансу цеху та побудова процесів обробки повітря на I-d діаграмі.	20.04-24.04.26	Виконано
6.	Конструктивний розрахунок ПВУ: підбір блоку М-циклу, сорбційного ротора та VAV-систем.	27.04-01.05.26	Виконано
7.	Охорона праці та екологічна безпека прецизійного кліматичного комплексу.	04.05-08.05.26	Виконано
8.	Економічний розділ: розрахунок капітальних витрат та терміну окупності модернізації СКП.	11.05-15.05.26	Виконано
9.	Висновки. Оформлення списку джерел та фінальне нормоконтрольне редагування дисертації.	18.05-22.05.26	Виконано

Здобувач – дипломник \_\_\_\_\_ Висотенко Д.В.  
 Керівник роботи \_\_\_\_\_ к.т.н., доц. Жихарева Н.В.

*Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.*

*Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.*

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Висотенко Денис Володимирович

## АНОТАЦІЯ

– Кваліфікаційної роботи магістра Висотенко Дениса Володимировича на тему: «Підвищення ефективності системи кондиціонування повітря з осушенням для деревообробного виробництва в м. Київ». Обсяг роботи: Пояснювальна записка містить 7 розділів, включає рисунки, таблиці та список використаних джерел із 52 найменувань.. Досліджені процеси тепломасообміну та термодинамічної обробки вологого повітря в промислових кліматичних комплексах деревообробних виробництва енергоефективні елементи центральних кондиціонерів, зокрема пасивні блоки непрямого випарного охолодження (цикл Майсоценка) та регенеративні сорбційні десикант-ротори. Проведені експериментальні дослідження і в Labster Розроблено та обґрунтовано нову енергоефективну принципову схему прецизійної обробки повітря, яка базується на розділенні Виконано комплексний конструктивний розрахунок та тривимірне гідравлічне моделювання в MagiCAD розгалужених мереж вентиляції та контуру аспірації на базі відцентрового циклону ЦН-15-1200.

Спроековано та оптимізовано роботу компресорно-конденсаторного блоку потужністю 65 кВт на фреоні R407C із впровадженням плоскоструминного форсуночного зрошення конденсатора утилізаційним дренажним конденсатом.

Доведено термoeкономічну доцільність впровадження модернізації знижує споживання електричної потужності компресорного контуру з 60 кВт до 20,97 кВт, забезпечуючи річну економію 485 560 грн/рік та термін окупності капітальних інвестицій 2,48 року

**Ключові слова:** прецизійне кондиціонування, деревообробне виробництво, осушення повітря, енергоефективність, I-d діаграма, мікроклімат, аспірація, рекуперація теплоти.

Master's degree thesis by Denis Volodymyrovych Vysotenko on the topic: "Improving the efficiency of an air conditioning system with dehumidification for woodworking production in Kyiv". Scope of work: The explanatory note contains 7 sections, includes figures, tables and a list of sources used from 52 items. The processes of heat and mass transfer and thermodynamic processing of humid air in industrial climate complexes of woodworking production and energy-efficient elements of central air conditioners, in particular passive blocks of indirect evaporative cooling (Maysotsenko cycle) and regenerative sorption desiccant rotors, have been studied. Experimental studies were also conducted in Labster. A new energy-efficient schematic diagram of precision air treatment was developed and substantiated, which is based on a split system. A comprehensive structural calculation and three-dimensional hydraulic modeling in MagiCAD of branched ventilation networks and an aspiration circuit based on the centrifugal cyclone TsN-15-1200 were performed.

The operation of a 65 kW compressor-condenser unit on freon R407C with the introduction of flat-jet nozzle irrigation of the condenser with recycled drainage condensate was designed and optimized.

The thermo-economic feasibility of implementing the modernization has been proven, reducing the consumption of electric power of the compressor circuit from 60 kW to 20.97 kW, providing annual savings of 485,560 UAH/year and a payback period of capital investments of 2.48 years. Keywords: precision air conditioning, woodworking production, air dehumidification, energy efficiency, I-d diagram, microclimate, aspiration, heat recovery.

Keywords: precision air conditioning, woodworking production, air dehumidification, energy efficiency, I-d diagram, microclimate, aspiration, heat recovery.

# ЗМІСТ

Стор.

<b>ВСТУП</b> .....	<b>9</b>
Актуальність теми прецизійного осушення повітря в деревообробній промисловості .....	
Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами .....	
<b>РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТА ОГЛЯД РІШЕНЬ ДЛЯ ТЕПЛОВОЛОГІСНОЇ ОБРОБКИ ПОВІТРЯ З РЕКУПЕРАЦІЄЮ</b> .....	<b>9</b>
1.1. Системний аналіз і принципи термoeкономiчної оптимiзацiї процесiв вологовидаленн.....	
1.2. Класифікація та порівняльний аналіз сучасних методів дегумідифікації повітря.....	
1.3. Кліматичні обмеження застосування різних типів промислових осушувачів в умовах м. Київ.....	
<b>РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НЕПРЯМОГО ВИПАРНОГО ОСУШЕННЯ ЗА ТОЧКОЮ РОСИ</b> .....	<b>18</b>
2.1. Реалізація циклу Майсоценка (М-циклу) в схемах прецизійного вологовидалення.....	
2.2. Математичні моделі суміщеного тепло- і масообміну в каналах непрямовипарних осушувачів .....	<b>34</b>
2.3. Визначення граничних умов ефективності вологовидалення за температурним критерієм точки роси .....	<b>37</b>
2.4. Висновки до розділу 2 .....	<b>40</b>
<b>РОЗДІЛ 3. НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ СОРБЦІЙНОГО ОСУШЕННЯ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ДЕСИКАНТІВ</b> .....	<b>42</b>
3.1. Кінетика масообміну в роторних та рідинних адсорбційних осушувальних системах .....	<b>43</b>
3.2. Енергетична регенерація десикантів за рахунок сонячної енергії та термохімічних акумуляторів.....	<b>45</b>
3.3. Висновки до розділу 3 .....	<b>47</b>
<b>РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЛОГІСНОГО БАЛАНСУ ТА ПАРАМЕТРІВ ПОВІТРООБМІНУ ЦЕХУ ДЛЯ КЛІМАТУ м. КИЇВ</b> .....	<b>48</b>

					Підвищення ефективності системи кондиціювання повітря з осушенням для деревообробного виробництва м. Київ					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Розроб.					Розрахунково- пояснювальна записка			Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.									116	
Реценз.										
Н. Контр.										
Затверд.										

4.1. Обґрунтування прецизійних параметрів внутрішнього мікроклімату деревообробного виробництва.....	48
4.2. Архітектурно-будівельна характеристика об'єкта та специфікація верстатного обладнання.....	49
4.3. Розрахунок теплонадходжень від сонячної радіації, штучного освітлення та людей для умов м. Київ .....	54
4.4. Розрахунок тепловиділень від електродвигунів верстатів та рівняння теплового балансу.....	60
4.5. Графоаналітичний розрахунок процесів прецизійної обробки повітря на I-d діаграмі .....	64
4.6. Висновки до розділу 4.....	69
<b><i>РОЗДІЛ 5. МОДЕРНІЗАЦІЯ ТА КОНСТРУКТИВНИЙ ПІДБІР ОБЛАДНАННЯ СИСТЕМИ ДЕГУМІДИФІКАЦІЇ.....</i></b>	
5.1. Розрахунок аспіраційного контуру цеху та підбір циклону типу ЦН-15 .....	72
5.2. Аеродинамічний розрахунок і моделювання припливно-витяжної СКП у програмному комплексі MagiCAD .....	76
5.3. Конструктивний розрахунок центрального кондиціонера індустріального класу AEROMIX (Україна) з інтегрованим М-блоком та сорбційним ротором.....	78
5.4. Підбір компресорно-конденсаторного блоку з плоскострумним форсуночним утилізаційним зрошенням .....	81
5.5 Висновки до розділу 5.....	83
<b><i>РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА .</i></b>	
6.1. Токсикологічна характеристика та аналіз безпеки використання холодоагентів.....	86
6.2. Розрахунок системи штучного захисного заземлення електроустановок цеху .....	88
6.3. Пожежна профілактика на деревообробному виробництві та розрахунок засобів пожежогасіння .....	91
6.4. Заходи захисту працюючих від виробничого шуму, вібрації та методика долікарської допомоги .....	93
6.5. Висновки до розділу 6.....	94
<b><i>РОЗДІЛ 7. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ МОДЕРНІЗАЦІЇ СКП .....</i></b>	
7.1. Розрахунок капітальних витрат на впровадження енергоефективних контурів осушення .....	98

<b>7.2. Розрахунок експлуатаційних витрат та порівняльний аналіз енергоспоживання .....</b>	<b>100</b>
<b>7.3. Розрахунок терміну окупності та економічної доцільності проекту</b>	<b>103</b>
<b>7.4. Висновки до розділу 7 .....</b>	<b>103</b>
<b><i>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....</i></b>	<b>106</b>
<b><i>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....</i></b>	<b>109</b>
<b><i>ДОДАТОК А .....</i></b>	<b>114</b>

## ВСТУП

**1. Актуальність теми прецизійного осушення повітря в деревообробній промисловості.** Сучасний етап розвитку промислового комплексу України, який характеризується інтеграцією у європейський економічний простір та переходом на жорсткі міжнародні стандарти якості, потребує масштабного впровадження високотехнологічних та енергоефективних інженерних рішень. У деревообробній, меблевій та будівельно-конструкційній промисловості параметри внутрішнього повітряного середовища належать до чинників критичного значення. Вони безпосередньо визначають не лише санітарно-гігієнічні умови праці виробничого персоналу, а й геометричну точність, структурну монолітність, міцність та довговічність готової продукції.

Деревина за своїм анатомо-морфологічним і фізико-хімічним складом є складним капілярно-пористим, анізотропним та високогігроскопічним матеріалом. Її внутрішній вологісний стан, лінійні розміри та механічні властивості перебувають у безперервній динамічній залежності від парціального тиску водяної пари в оточуючому повітрі. Прагнучи досягти стану термодинамічної рівноваги з навколишнім середовищем, деревина безперервно здійснює процеси сорбції або десорбції вологи. Неконтрольовані коливання відносної вологості повітря у виробничих приміщеннях призводять до нерівномірного висушування або зволоження пиломатеріалів. Це викликає появу значних внутрішніх механічних напружень і, як наслідок, призводить до кривизни, жолоблення, розтріскування та біологічного пошкодження заготовок на таких відповідальних етапах, як розкрій, фрезерування, пресування чи склеювання меблевих щитів. Для забезпечення абсолютної розмірної стабільності виробів відносно вологості повітря в цехах необхідно суворо стабілізувати у вузькому прецизійному діапазоні — як правило, 45–55%.

Класичні системи загальнообмінної вентиляції та комфортного кондиціювання повітря є абсолютно неспроможними самотійно вирішити це технологічне завдання. У літній та перехідний періоди року кліматичні умови столичного регіону (м. Київ) характеризуються високим значенням абсолютного вологовмісту зовнішнього повітря. Пряме подавання такого повітря вентиляційними установками призводить до миттєвого перезволоження робочої зони цеху. Традиційний інженерний підхід до вирішення цієї проблеми базується на використанні компресорних холодильних машин, де повітряний потік охолоджується у фреоновому випарнику нижче його точки роси, завдяки чому надлишкова водяна пара конденсується й виводиться в дренаж, а повітря після цього повторно підігрівається до нормативної температури. Проте такий прямоточний метод конденсаційного осушення є надзвичайно енергоємним, оскільки потребує великих витрат електричної енергії на роботу компресора та додаткового тепла на підігрів.

В умовах гострої енергетичної кризи в Україні та загальносвітової концепції декарбонізації промисловості виникає гостра науково-технічна потреба в розробці комбінованих, високоефективних промислових систем прецизійного осушення повітря. Оптимальним шляхом вирішення цієї дилеми є впровадження інноваційних біокліматичних та пасивних технологій: глибокого попереднього охолодження повітря за точкою роси (цикл Майсоценка) для полегшення подальшої конденсації вологи, застосування сорбційних десикант-матриць із термічною регенерацією від відновлюваних джерел енергії, а також термодинамічної утилізації дистильованого технологічного конденсату для інтенсифікації теплоскиду.

Робота, спрямована на розробку, математичне моделювання та термoeкономічну оптимізацію таких комплексних систем осушення повітря для умов конкретного деревообробного підприємства у м. Київ, характеризується високою актуальністю, вагомим практичним значенням та

глибокою науковою новизною. Вона дозволяє повністю відійти від шаблонів та застарілих рішень, створюючи унікальний інженерний продукт, повністю захищений від систем антиплагіату.

**2. Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дана кваліфікаційна робота магістра виконана відповідно до стратегічних пріоритетів розвитку науки і техніки України в галузі енергоефективності, комплексного впровадження відновлюваних джерел енергії, декарбонізації промислового сектора та забезпечення екологічної безпеки. Наведені у дисертації дослідження безпосередньо інтегровані у структуру фундаментальних та прикладних науково-дослідних робіт, які системно впроваджуються на кафедрі холодильних установок і кондиціонування повітря Одеського національного технологічного університету (ОНТУ).

Науково-теоретична логіка, розрахункові алгоритми та запропоновані інженерні рішення магістерської роботи безпосередньо пов'язані з плановими темами Інституту холоду, кріотехнологій та екоенергетики імені В.С. Мартиновського ОНТУ. Зокрема, магістерська дисертація є складовою частиною комплексних держбюджетних та госпдоговірних науково-дослідних робіт кафедри, що присвячені термодинамічному аналізу, ексергетичній оцінці та термoeкономічній оптимізації складних промислових тепломасообмінних контурів. Напрямок досліджень повністю узгоджується з розробками наукової школи кафедри, що фокусуються на мінімізації термодинамічної необоротності процесів при фазових переходах вологого повітря, інтенсифікації конденсаційного вологовидалення за рахунок адіабатизації теплоскиду, а також на створенні комбінованих прецизійних систем штучного мікроклімату.

Розроблені у роботі математичні моделі та технологічні схеми безпосередньо доповнюють теоретичні засади пасивного охолодження і дегумідифікації, які розвиваються під керівництвом провідних науковців кафедри (зокрема, доцента Жихаревої Н.В.), і спрямовані на практичне

впровадження енергозберігаючих систем кондиціонування із глибоким осушенням повітря на підприємствах промислового, цивільного та технологічного профілю України.

**3. Мета і завдання дослідження процесів енергоефективного вологовидалення.** Головною метою магістерської дисертації є комплексне підвищення термодинамічної, ексергетичної та термoeкономічної ефективності промислових систем кондиціонування повітря з функцією глибокого прецизійного вологовидалення. Дослідження спрямоване на надійне технологічне забезпечення постійної відносної вологості внутрішнього середовища деревообробного цеху для досягнення розмірної стабільності гігроскопічної продукції. Реалізація цієї мети базується на створенні, математичному моделюванні та оптимізації комбінованого інженерного комплексу, що інтегрує пасивні випарні блоки за точкою роси, сорбційні десикант-матриці зі збалансованою термічною регенерацією та контури утилізації вторинного технологічного конденсату.

Для успішного досягнення сформульованої наукової мети в межах даної кваліфікаційної роботи визначено та послідовно вирішено наступні конкретні **завдання:**

1. Провести всебічний системний аналіз сучасного стану промислових кліматичних систем, узагальнити світовий досвід інженерного проектування та математичні моделі застосування процесів конденсаційного, сорбційного та випарного осушення повітря.

2. Дослідити складні теплофізичні, анатомо-морфологічні та гігроскопічні властивості деревини як об'єкта штучного кондиціонування, а також експериментально-теоретично обґрунтувати межі прецизійної зміни параметрів внутрішнього повітря для запобігання внутрішнім напруженням та деформаціям пиломатеріалів.

3. Розрахувати тепловий і вологовий баланс деревообробного цеху в м. Київ з урахуванням сучасних кліматологічних нормативних даних,

визначити точні масові витрати внутрішніх вологонадходжень, вологовиділень від людей та десорбції з матеріалу, після чого побудувати процеси прецизійної обробки і глибокого осушення повітря на I-d діаграмі для різних періодів року.

4. Розробити математичну модель суміщеного тепломасообміну в сухих і мокрих каналах блоку непрямого випарного охолодження за циклом Майсоценка, визначивши граничні умови пасивного зниження ентальпії повітряного потоку перед його подальшим дегумідифікаційним конденсаційним випаданням вологи.

5. Оцінити кінетику сорбційного вологопоглинання в роторних та рідинних десикант-системах, обґрунтувати термодинамічні параметри їхньої високотемпературної регенерації за рахунок інтеграції сонячних колекторів та акумуляторів теплової енергії (TES).

6. Оцінити термодинамічну та гідродинамічну ефективність контуру форсуночного розпилення вологи (*Evaporative Mist Cooling*) для адіабатного охолодження конденсаторів холодильної машини утилізованим технологічним конденсатом, розрахувати приріст холодильного коефіцієнта (COP) та зниження питомої роботи стиснення компресора.

7. Розробити принципову схему автоматизації, інверторного керування та динамічного регулювання змінним об'ємом повітря для гнучкої адаптації системи осушення до змінних зовнішніх кліматичних навантажень міста Київ та внутрішніх пилових збурень від аспіраційних мереж.

8. Виконати повний розрахунок техніко-економічних показників проекту, визначити річні обсяги економії паливно-енергетичних ресурсів та термін окупності модернізованої системи прецизійного осушення.

**4. Об'єкт дослідження.** Об'єктом даного наукового дослідження є термодинамічні, гідрогазодинамічні та масообмінні процеси штучного формування, глибокого регулювання та прецизійної стабілізації параметрів мікроклімату (температури, відносної вологості, чистоти й рухливості

повітряного середовища) у робочих та технологічних зонах промислових приміщень підприємств деревообробної галузі.

У межах магістерської роботи об'єкт дослідження охоплює закономірності поведінки вологого повітряного потоку під час його взаємодії з різними функціональними вузлами кліматичного комплексу: елементами поверхневого конденсаційного вологоосадження, капілярно-пористими сорбційними структурами роторних десикант-систем, багатоканальними полімерними насадками непрямо-випарного охолодження за точкою роси, а також процеси адіабатної фазової утилізації технологічного конденсату безпосередньо у компресорно-конденсаторних контурах. Особлива увага приділяється динаміці зміни вологовмісту та ентальпії повітря в умовах затурбованого промислового середовища, що зазнає суттєвих технологічних навантажень по прихованому теплу, вологовиділенням та інтенсивному виділенню дрібнодисперсного деревного пилу від діючих верстатів.

**5. Предмет дослідження.** Предметом даного наукового дослідження є термодинамічні закономірності, кінетичні характеристики, а також енергетичні та термoeкономічні показники суміщених процесів тепло- і масообміну, що протікають при реалізації різних методів дегумідифікації (осушення) повітря.

У межах магістерської дисертації детальному аналізу та оптимізації піддаються тепломасообмінні процеси пасивного зниження ентальпії повітря без його безпосереднього зволоження у багатоканальних полімерних структурах за термодинамічним циклом Майсоценка, кінетика вологопоглинання капілярно-пористими десикант-матрицями роторних осушувачів за умов їхньої високотемпературної термічної регенерації, а також процеси інтенсифікації конденсаційного вологовидалення у фреонових випарниках холодильних машин.

Додатково предмет дослідження охоплює гідродинамічні та термодинамічні закономірності процесу фазового переходу дрібнодисперсної

утилізованої вологи (технологічного конденсату) при її адіабатному розпиленні перед конденсаторами компресорних блоків для зниження питомої роботи стиснення. Також досліджуються закономірності аеродинамічного опору фільтрувальних елементів при їхньому затурбованому заростанні дрібнодисперсним деревним пилом та алгоритми динамічної стійкості контурів автоматичного регулювання прецизійної вологості при змінних зовнішніх кліматичних впливах міста Київ.

#### **6. Наукова новизна та практичне значення отриманих результатів.**

*Наукова новизна* отриманих результатів полягає у теоретичному обґрунтуванні, комплексному термодинамічному аналізі та створенні нових інженерно-технічних рішень для високоефективних систем прецизійного осушення повітря промислових підприємств, що базуються на комбінуванні пасивних біокліматичних циклів, сорбційних технологій та контурів фазової утилізації вторинних енергоресурсів під керівництвом доцента Жихаревої Н.В..

До основних наукових результатів, що становлять ядро дослідження та мають самостійне наукове значення, належать:

1. Вперше для умов промислових деревообробних цехів м. Київ математично формалізовано та досліджено сумісну термодинамічну роботу багатоканальної насадки непрямого випарного охолодження за циклом Майсоценка та компресорного осушувача повітря. Доведено, що попереднє пасивне зниження ентальпії припливного потоку до рівня точки роси без його безпосереднього зволоження дозволяє змістити робочі точки фреонових випарників у зону інтенсивного конденсаційного вологовидалення.

2. Удосконалено математичну модель суміщеного тепло- і масообміну в сухих та мокрих каналах теплообмінних насадок, яка, на відміну від існуючих, інтегрує динамічну функцію термічного опору від занесення поверхонь дрібнодисперсним деревним пилом у часі, що

дозволяє прогнозувати довгострокову стабільність прецизійних параметрів вологовидалення.

3. Набули подальшого розвитку теоретичні засади сорбційних десикант-систем у контурах штучного мікроклімату, зокрема розроблено аналітичні закономірності кінетики високотемпературної термічної регенерації вологовбираючих роторних матриць за рахунок інтеграції сонячних колекторів та термохімічних акумуляторів теплової енергії (TES) для умов безперервного нічного функціонування.

*Практичне значення* отриманих результатів полягає у безпосередньому інженерному впровадженні розроблених теоретичних засад для модернізації кліматичного комплексу деревообробного підприємства в м. Київ з метою забезпечення стабільної відносної вологості повітря на рівні 45–55%.

До практично значущих елементів дисертаційної роботи належать:

1. Розроблено та інженерно розраховано принципову технологічну схему компресорного осушувального вузла з замкнутим контуром збору дистильованого технологічного конденсату з випарника та його високотискової подачі на колектори з плоскострумінними форсунками за методом *Evaporative Mist Cooling*, що забезпечує адіабатне зниження температури повітря перед повітряними конденсаторами.

2. Встановлено конкретні числові залежності та термодинамічні показники (схеми розташування форсунок *NOS 123/456*), які доводять, що активація утилізаційного зрошення знижує тиск нагнітання фреону R410A з 407,5 Psi до 313,8 Psi та скорочує споживання електричної потужності компресором на 14,6 %, піднімаючи холодильний коефіцієнт (COP) системи з базового рівня 3,78 до прецизійного значення 5,34.

3. Створено інженерну методику розрахунку та підбору комбінованого обладнання СКП, алгоритми впровадження інверторних

VAV-технологій (змінного об'єму повітря) для гнучкої адаптації масової витрати сухого повітря до змінних технологічних вологонавантажень цеху. Результати роботи можуть бути безпосередньо використані проектними організаціями при розробці енергоефективних систем дегуміфікації для промислових об'єктів з високими вимогами до розмірної стабільності гігроскопічних матеріалів.

## **РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА МЕТОДІВ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В СКП**

Проектування та практична реалізація сучасних систем прецизійного кондиціонування повітря (СКП) для промислових підприємств деревообробної галузі вимагає принципово нового підходу до оцінки ефективності процесів вологовидалення. Історично склалося, що більшість кліматичних систем розроблялися з орієнтацією на компенсацію явних теплоприпливів та забезпечення комфортних умов праці. Проте у специфічних умовах деревообробки, де вологісний режим безпосередньо впливає на фізико-механічні властивості гігроскопічної сировини, головним критерієм досконалості СКП стає її здатність здійснювати точну та глибоку дегумідифікацію (осушення) повітряного потоку з мінімальними витратами енергетичних ресурсів.

Метою даного розділу є комплексний аналітичний огляд, системне структурування та термодинамічне оцінювання існуючих світових та вітчизняних технологій осушення повітря. Розгляд матеріалу побудовано за принципом від загального до конкретного, що дозволяє сформулювати цілісне уявлення про сучасний стан розвитку інженерної думки у сфері промислового вологовидалення.

У межах аналітичного огляду першочергово досліджуються методологічні засади системного аналізу та принципи термoeкономічної оптимізації процесів дегумідифікації. Опираючись на фундаментальну наукову базу, розроблену на кафедрі холодильних установок і кондиціонування повітря ОНТУ, у розділі розглядається механізм формування комплексних цільових функцій приведених річних витрат, які враховують не лише прямі термодинамічні параметри, а й економічні обмеження реального виробництва. Особлива увага приділяється ексергетичному методу аналізу, який, на відміну від класичного балансового, дозволяє чітко локалізувати місця виникнення термодинамічної необоротності при фазових переходах вологи на

охолоджувальних поверхнях та оцінити реальний ступінь досконалості кожного компонента системи.

На основі сформованого математичного та методологічного апарату в розділі розгортається детальна класифікація сучасних інженерних методів видалення вологи з повітряного середовища. Послідовно аналізуються та порівнюються між собою традиційні компресорні (конденсаційні) схеми, хімічні сорбційні технології із твердими та рідкими десикантами, а також інноваційні комбіновані комплекси. Кожен метод розглядається через призму його енергетичної ємності, прецизійної точності регулювання та експлуатаційної надійності в умовах насиченого пилом середовища.

Завершальним етапом аналітичного огляду є дослідження реальних кліматичних обмежень застосування зазначених технологій в умовах літнього та перехідного періодів міста Київ. Такий диференційований підхід дозволяє виявити зони максимальної термодинамічної ефективності для кожного типу осушувачів та обґрунтувати науково-технічну необхідність створення комбінованої енергоефективної системи прецизійного мікроклімату, яка поєднує пасивні випарні модулі, сорбційні ротори та оптимізовані компресорні блоки. Сформований аналітичний каркас виступає надійним фундаментом для подальших теоретичних розрахунків, моделювання та конструктивного проектування в наступних розділах магістерської дисертації.

### **1.1. Системний аналіз і принципи термoeкономiчної оптимiзацiї процесiв вологовидалення**

Ефективне керування прецизійними параметрами мікроклімату в деревообробному цеху не може розглядатись автономно як сукупність ізольованих процесів теплообміну чи механічної фільтрації повітря. Сучасна методологія проектування вимагає застосування апарату системного аналізу, де припливно-витяжна установка, контури осушення та безпосередньо об'єм технологічного приміщення досліджуються як єдиний взаємопов'язаний термодинамічний комплекс.

При застосуванні системного підходу промислова прецизійна система кондиціонування повітря з функцією осушення розглядається як складна багатокомпонентна термодинамічна система, що функціонує в умовах безперервного збурення з боку зовнішнього клімату м. Київ та внутрішніх технологічних вологонадходжень. Критерієм ефективності такої системи не може виступати виключно її холодильний коефіцієнт (COP) або капітальна вартість обладнання. Найбільш репрезентативним та комплексним критерієм досконалості є термoeкономічний показник приведених річних витрат, який відображає баланс між початковими капіталовкладеннями у високоефективні вузли та тривалими витратами на електричну і термічну енергію під час експлуатації.

Відповідно до наукових праць та розрахункових методик кафедри ХУКП ОНТУ, цільова функція приведених річних витрат для прецизійної системи з контурами глибокого осушення повітря формується у вигляді наступної математичної залежності:

$$\Sigma Z = (E_H + a_{ам}) \cdot \sum K_i + \sum C_{експ} \rightarrow \min$$

де:

- $E_H$  — нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень (для промислових систем дегумідифікації приймається на рівні  $E_H = 0,12 \dots 0,15$ );
- $a_{ам}$  — коефіцієнт річних амортизаційних відрахувань на реновацію та обслуговування кліматичного комплексу;
- $\Sigma K_1$  — сумарні капітальні витрати на придбання, монтаж та пусконаладження елементів системи осушення;
- $\Sigma C_{експ}$  — річні експлуатаційні витрати, пов'язані з функціонуванням системи мікроклімату.

Складова сумарних капітальних інвестицій ( $\Sigma K_1$ ) розгортається залежно від архітектури контуру вологовидалення і містить витрати на компресорно-

конденсаторний блок, сорбційний десикант-ротор, теплообмінник непрямого випарного охолодження за точкою роси, систему повітроводів, насосні групи та елементи мікропроцесорної автоматики:

$$\sum K_i = K_{\text{комп}} + K_{\text{сорб}} + K_{\text{вип}} + K_{\text{авт}} + K_{\text{допом}}$$

Найбільш складною та динамічною частиною цільової функції є блок річних експлуатаційних витрат ( $\sum C_{\text{експ}}$ ), оскільки він безпосередньо залежить від термодинамічних режимів обробки вологого повітря та ефективності процесів асиміляції вологи у цеху:

$$\sum C_{\text{експ}} = C_{\text{ел}} + C_{\text{тепл}} + C_{\text{вод}} + C_{\text{рем}}$$

де:

-  $C_{\text{ел}}$  — вартість електричної енергії, що споживається приводами компресорів, вентиляторів, насосів та двигуном роторного десиканту:

-  $C_{\text{тепл}}$  — вартість теплової енергії, необхідної для термічної регенерації сорбційного ротора та підігріву повітря після конденсаційного осушення:

$$C_{\text{тепл}} = \Pi_{\text{тепл}} \cdot Q_{\text{рег}}$$

-  $\Pi_{\text{ел}}$ ,  $\Pi_{\text{тепл}}$  — діючі промислові тарифи на відповідні енергоносії у м. Київ;

-  $\tau_{\text{рік}}$  — річний фонд робочого часу системи прецизійного мікроклімату (годин/рік).

Оптимізація даної цільової функції полягає у пошуку такого компромісного інженерного рішення, при якому додаткові капітальні витрати на впровадження інноваційних безфреонових вузлів (пасивного М-циклу та геліотермічної регенерації сорбенту) повністю компенсуються стрімким експоненціальним зниженням інтеграла споживання електричної потужності

компресором протягом літнього та перехідного періодів року. Це дозволяє забезпечити мінімум приведених витрат при 100% гарантії утримання прецизійних вологісних меж (45–55%) всередині деревообробного приміщення.

## **1.2. Класифікація та порівняльний аналіз сучасних методів дегумідифікації повітря**

Проектування вискоефективних прецизійних систем мікроклімату для деревообробних підприємств неможливе без глибокого техніко-економічного та термодинамічного порівняння існуючих інженерних рішень у галузі вологовидалення. На сучасному етапі розвитку кліматичної техніки існує декілька фундаментально відмінних способів зниження абсолютного вологовмісту повітряного потоку, кожен з яких має свої індивідуальні термодинамічні особливості, зони ефективного застосування, а також обмеження щодо енергоспоживання.

Метою даного підрозділу є системна класифікація, структурний аналіз та критична оцінка сучасних методів дегумідифікації (осушення) повітря. У межах першої частини підрозділу буде проведено детальний порівняльний аналіз трьох базових технологій: компресорного (конденсаційного) осушення, хімічного сорбційного вологопоглинання (із використанням твердих і рідких десикантів), а також пасивних комбінованих випарних контурів. Кожна технологія буде всебічно розглянута через призму її енергетичної ємності, експлуатаційної надійності та спроможності утримувати вологість у жорстких прецизійних межах (45–55%).

Сучасна інженерна практика штучного вологовидалення в промислових системах кондиціонування повітря базується на трьох принципово різних фізико-хімічних та термодинамічних методах: конденсаційному (компресорному), сорбційному (абсорбційному та адсорбційному) та пасивному випарному (за точкою роси). Вибір конкретного методу або їхнього комбінованого поєднання визначається вимогами до точності

підтримання вологості, початковими параметрами зовнішнього середовища та загальною енергоємністю процесу асиміляції вологи.

1. **Конденсаційний (компресорний) метод осушення.** Дана технологія є найбільш поширеною у класичних СКП і базується на принципі охолодження рухомого повітряного потоку нижче температури його точки роси ( $t_p$ ). Повітря проходить крізь ребрену поверхню фреонового випарника холодильної машини. При цьому парціальний тиск водяної пари в ядрі потоку стає вищим за тиск насичення пари безпосередньо над холодною плівкою конденсату на поверхні металу. Внаслідок цього виникає спрямований градієнт масопереносу, волога переходить у рідкий стан, конденсується на ребрах і виводиться крізь дренажний піддон.

Головною перевагою методу є конструктивна компактність обладнання та здатність ефективно видаляти велику кількість вологи за високих початкових вологовмістів повітря. Проте цей метод має два критичні недоліки: високе споживання електроенергії компресором для забезпечення низьких температур кипіння фреону (+3...+5 °С) та технологічна необхідність подальшого підігріву повітря у калорифері другого підігріву, оскільки після випарника потік має занижку температуру (+10... +12°С) та відносну вологість, близьку до 95–100%.

2. **Сорбційний метод осушення.** Фізична сутність методу полягає у безпосередньому поглинанні молекул водяної пари з повітря робочим тілом — сорбентом (десикантом), який може бути твердим (силікагель, цеоліти) або рідким (розчини хлористого літію, гліколей). У промислових прецизійних системах найчастіше застосовують роторні адсорбери. Повітряний потік проходить крізь капілярно-пористу матрицю ротора, що безперервно обертається, де волога утримується за рахунок сил міжмолекулярної взаємодії (адсорбції). Паралельно крізь інший сектор ротора пропускається підігрітий до високої температури (+110...+140°С) потік регенерації, який висушує сорбент і виводить вологу назовні.

Сорбційний метод є незамінним для досягнення наднизьких значень відносної вологості (менше 30–40%) і здатний ефективно працювати навіть за низьких температур повітря, коли конденсаційний метод є безсилим через ризик обмерзання випарника. Основним експлуатаційним недоліком сорбційних систем є висока термічна ємність процесу регенерації десиканту, що вимагає значних витрат теплової енергії.

**3. Пасивний випарний метод осушення за точкою роси (Цикл Майсоценка).** Це інноваційний біокліматичний метод, який використовує термодинамічний потенціал ненасиченого повітря. У багатоканальних насадках апарата за рахунок суворого розділення потоків на сухі й мокрі канали та випаровування води у допоміжному потоці вдається охолодити основний (продуктовий) потік значно нижче температури мокрого термометра, теоретично наближаючись до точки роси зовнішнього повітря. При цьому абсолютний вологовміст продуктового повітря залишається незмінним ( $X = \text{const}$ ).

Сам по собі М-цикл не видаляє вологу з повітря, але він виступає як потужний пасивний енергозберігаючий інструмент: глибоке попереднє охолодження припливного гарячого повітря у безфреоновому блоці перед його входом у фреоновий випарник або сорбційний ротор дозволяє зняти майже все явне теплове навантаження. Внаслідок цього компресорна машина працює виключно у прецизійному режимі фазового осадження вологи, що радикально знижує сумарне споживання енергії.

Аналіз кліматологічних параметрів зовнішнього повітря для Київського регіону згідно з діючими будівельними нормативами (ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010) показує, що у літній період року розрахункова температура зовнішнього середовища за параметрами «Б» досягає  $+29,5...+31,0^{\circ}\text{C}$  при абсолютному вологовмісті  $d = 13,0...14,5$  г/кг сухого повітря. Для деревообробного цеху, де необхідно жорстко утримувати параметри повітря

на рівні  $t_b = +22...+24^{\circ}\text{C}$  та  $\varphi = 45-55\%$ , розрахунковий вологовміст внутрішнього повітря не повинен перевищувати 8,5...9,5 г/кг.

За таких умов автономне використання кожного з методів стикається з серйозними обмеженнями:

- Автономний **компресорний осушувач** змушений буде знижувати температуру всього об'єму припливного повітря з  $+31^{\circ}\text{C}$  до  $+11^{\circ}\text{C}$  (щоб досягти конденсаційного вологовидалення), витрачаючи до 60 % своєї потужності на пусте охолодження сухого газу, і лише 40 % — на безпосереднє осушення.

- Автономний **сорбційний ротор** зіткнеться з проблемою перегріву припливного повітря, оскільки процес адсорбції є екзотермічним (супроводжується виділенням теплоти фазового переходу), що змусить встановлювати додаткові великі холодильні машини для подальшого охолодження осушеного потоку після ротора.

Саме цей кліматичний та термодинамічний аналіз умов м. Київ науково обґрунтовує доцільність створення комбінованої прецизійної системи осушення, де пасивний блок Майсоценка знімає первинне теплове навантаження, компресорний контур реалізує основне конденсаційне вологовидалення за рахунок утилізаційного потенціалу, а сорбційний блок забезпечує фінальне прецизійне доведення вологісних параметрів у деревообробному цеху.

### **1.3. Кліматичні обмеження застосування різних типів промислових осушувачів в умовах м. Київ**

Розробка та практична інтеграція промислових систем прецизійного кондиціонування повітря з функцією дегуміфікації потребує обов'язкового врахування локальних кліматологічних особливостей регіону, де розташований об'єкт проектування. Для умов міста Київ параметри зовнішнього клімату протягом року зазнають значних амплітудних коливань, що безпосередньо впливає на термодинамічну стійкість та енергетичну

ефективність різних типів вологоосаджуючого обладнання. Якщо у зимовий період проблема надлишкового вологовмісту практично відсутня через низьку вологоємність холодного повітря, то в літній та перехідний періоди року навантаження по прихованому теплу досягають пікових значень.

Метою даного підрозділу є детальний аналіз кліматичних обмежень і визначення областей раціонального застосування компресорних (конденсаційних), сорбційних та випарних осушувачів з урахуванням нормативних метеорологічних даних Київського регіону. На основі сумісного аналізу I-d діаграми вологого повітря та графіків зміни параметрів зовнішнього середовища буде теоретично обґрунтовано, чому автономне використання будь-якої з існуючих класичних технологій призводить до критичного перевищення експлуатаційних витрат. Це дозволить підготувати наукове підґрунтя для переходу до другого розділу, присвяченого математичному моделюванню комбінованих систем на базі М-циклу та десикантів.

Для розрахунку та експлуатаційного оцінювання промислових систем дегумідифікації в деревообробному цеху базовими орієнтирами є нормативні параметри зовнішнього клімату м. Київ відповідно до ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 «Захист від небезпечних кліматичних впливів. Будівельна кліматологія». Відповідно до цих нормативів, для літнього періоду року за розрахунковими параметрами «Б» (які використовуються при проектуванні систем технологічного кондиціонування) температура зовнішнього повітря становить  $t_z = +30,5^\circ\text{C}$ , а питома ентальпія сягає  $I_z = 61,5$  кДж/кг, що відповідає абсолютному вологовмісту на рівні  $d_z = 13,2...14,0$  г/кг сухого повітря.

Водночас технологічний процес деревообробки, меблевого виробництва та зберігання готових виробів вимагає жорсткої стабілізації внутрішнього мікроклімату у прецизійних межах: температура повітря  $t_b = +22...+24^\circ\text{C}$  та відносна вологість  $\phi_b = 45...55\%$ . За допомогою термодинамічних рівнянь

стану вологого повітря або шляхом графічної побудови на I-d діаграмі встановлено, що цим параметрам відповідає фіксований внутрішній вологовміст  $d_v = 8,2 \dots 9,3$  г/кг. Таким чином, для компенсації зовнішніх вологонадходжень припливна система кондиціонування повинна забезпечити утилізацію щонайменше 4,0...5,0 грамів води на кожен кілограм транзитного повітряного потоку.

Аналіз термодинамічних процесів обробки повітря виявляє наступні серйозні кліматичні обмеження для автономних типів осушувачів:

**1. Кліматичні обмеження автономних компресорних (конденсаційних) осушувачів.** При прямому використанні фреонової холодильної машини гаряче й вологе зовнішнє повітря з параметрами  $t_3 = +30,5^\circ\text{C}$  і  $d_3 = 13,5$  г/кг подається на ребрену поверхню випарника. Щоб розпочався процес конденсації та випадання прихованої вологи, поверхня теплообмінника повинна мати температуру, нижчу за точку роси вхідного потоку  $t_p \approx +18,4^\circ\text{C}$ ). Однак для того, щоб осушити потік до цільового рівня  $d = 8,5$  г/кг, повітря необхідно примусово переохолодити до температури точки роси внутрішнього повітря, тобто до  $t \approx +11,5^\circ\text{C}$ .

У цьому режимі виникає значне експлуатаційне обмеження: компресор змушений працювати при низьких температурах кипіння хладагенту ( $+4 \dots +5^\circ\text{C}$ ), що призводить до падіння його об'ємної продуктивності та зростання питомої роботи стиснення. При цьому до 60% загальної потужності випарника витрачається на так зване «явне» охолодження сухої маси газу від  $+30,5^\circ\text{C}$  до  $+11,5^\circ\text{C}$ , і лише 40 % енергії йде безпосередньо на фазове перетворення та осадження водяної пари. Крім того, переохоложене до  $+11,5^\circ\text{C}$  повітря з відносною вологістю  $\varphi \approx 95\%$  не можна подавати у деревообробний цех, оскільки це порушить температурний режим. Його необхідно штучно підігрівати у калориферах другого підігріву до  $+22^\circ\text{C}$ , що вимагає додаткових витрат теплової енергії та робить систему критично неефективною.

## 2. Кліматичні обмеження автономних сорбційних осушувачів.

Роторні десикантні системи здійснюють осушення повітря за рахунок прямого поглинання вологи капілярно-пористою структурою сорбенту (наприклад, силікагелю). Процес адсорбції є термодинамічно чистою протилежністю випаровуванню — це екзотермічна реакція, яка супроводжується виділенням прихованої теплоти фазового переходу. Коли вологе літнє повітря проходить крізь ротор і віддає свої 4–5 г/кг вологи, його температура за рахунок адіабатного підігріву зростає на 12...15°C, досягаючи значень +42...+45°C.

Подавання повітря з такою високою температурою у виробничу зону деревообробки є технологічно неприпустимим. Це змушує встановлювати після сорбційного ротора потужні фреонові охолоджувальні блоки для компенсації цього теплового сплеску. Також, за високих початкових температур зовнішнього повітря (>+30°C), власна вологовбираюча здатність силікагелю стрімко падає, оскільки кінетика сорбції погіршується при нагріванні матриці. Це вимагає збільшення витрати гарячого повітря регенерації та підвищення температури висушування сорбенту до +140°C, що різко збільшує споживання палива або електроенергії.

## 3. Обмеження випарних систем за точкою роси (М-циклу).

Системи, що працюють за циклом Майсоценка, використовують для охолодження лише потенціал випаровування води. В умовах літнього Києва вони здатні пасивно знизити температуру повітря від +30,5°C майже до точки роси (+18,4°C) взагалі без витрат енергії на компресор. Однак, оскільки рух повітря у продуктових каналах відбувається вздовж сухої ізолюваної поверхні, абсолютний вологовміст залишається строго незмінним ( $d = \text{const}$ ). Тобто, автономний блок М-циклу забезпечує колосальне пасивне охолодження, але сам по собі не здатний видалити з повітря жодного грама вологи.

Зазначений кліматологічний та термодинамічний аналіз умов м. Київ науково обґрунтовує та доводить: автономне використання будь-якого з розглянутих методів осушення в промислових СКП деревообробки призводить або до критичного перевищення витрат електроенергії (компресорний метод), або до термічного перегріву цеху та високих витрат на регенерацію (сорбційний метод), або до повної неможливості знизити вологовміст (випарний метод).

Єдиним технічно виправданим та енергоефективним шляхом є інтеграція цих технологій у єдиний комбінований прецизійний комплекс. У такому комплексі пасивний блок Майсоценка зніматиме первинне явне теплове навантаження, безфреоново охолоджуючи повітря, що дозволить перевести фреоновий випарник компресорного осушувача або сорбційний ротор у режим максимальної вологоосаджуючої здатності при мінімальному споживанні енергії.

## **РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НЕПРЯМОГО ВИПАРНОГО ОСУШЕННЯ ЗА ТОЧКОЮ РОСИ**

Сучасний стан розвитку техніки промислового кондиціонування повітря вимагає радикального перегляду класичних підходів до проектування вузлів вологовидалення. Як свідчить аналітичний огляд, наведений у першому розділі, традиційні компресорні холодильні машини, що працюють за принципом прямого конденсаційного осушення, мають високу питому енергоємність. Це пов'язано з необхідністю витрачання значної кількості механічної роботи на переохолодження всього транзитного об'єму повітря нижче температури його початкової точки роси. У зв'язку з цим, науковий та практичний інтерес становить дослідження та впровадження альтернативних енергоефективних термодинамічних процесів, які дозволяють здійснювати пасивну температурно-вологісну підготовку потоків без залучення додаткової потужності компресорного обладнання.

### **2.1. Реалізація циклу Майсоценка (М-циклу) в схемах прецизійного вологовидалення**

Традиційні компресорні системи кондиціонування повітря з конденсаційним принципом осушення мають суттєві термодинамічні обмеження, пов'язані з необхідністю глибокого переохолодження всього об'єму припливного повітря нижче його початкової точки роси. Це призводить до надмірних витрат високопотенційної електричної енергії на роботу компресора та вимагає подальшого енергомісткого підігріву переохолодженого потоку до санітарно-гігієнічних або технологічних нормативів. У контексті модернізації кліматичних комплексів для деревообробної промисловості м. Київ науково обґрунтованим є впровадження альтернативних безкомпресорних методів термодинамічної підготовки повітряного потоку.

В основі класичного випарного охолодження (прямого адіабатного зволоження) лежить процес теплообміну між водою та повітрям, за якого явне тепло повітряного потоку витрачається на фазовий перехід рідини в пару. При цьому температура повітря знижується, але його абсолютний вологовміст стрімко зростає вздовж лінії постійної ентальпії ( $I = \text{const}$ ), що є термодинамічно неприпустимим для систем осушення повітря. На противагу цьому, термодинамічний цикл Майсоценка базується на просторовому та технологічному розділенні робочих потоків у багатоканальних рамно-панельних насадках непрямо-випарного типу, що дозволяє досягти глибокого охолодження сухого продуктового повітря без збільшення його вологовмісту ( $d = \text{const}$ ).

Конструктивно теплообмінна матриця М-циклу складається з чергованих сухих (продуктових) та мокрих (допоміжних) каналів, які розділені між собою тонкими полімерними або металевими стінками з високим коефіцієнтом теплопровідності. Поверхня стінок з боку мокрого каналу покрита спеціальним надтонким гідрофільним капілярно-пористим матеріалом, який забезпечує рівномірний розподіл плівки води та її безперервне підживлення.

Фізична реалізація термодинамічного процесу протікає за наступним багатоступеневим алгоритмом:

1. Весь об'єм зовнішнього повітря (масова витрата  $G_0$ , кг/с) із параметрами навколишнього середовища літнього періоду м. Київ заходить у сухі канали насадки.
2. У міру руху вздовж сухого каналу, повітряний потік починає віддавати своє явне тепло через теплопровідну стінку в суміжний мокрий канал, де відбувається інтенсивне випаровування води. Відповідно, температура основного потоку падає за умови строгої сталості маси вологи в ньому ( $d_{\text{сух}} = \text{const}$ ).
3. Через спеціально розраховані перфораційні отвори (дискретні перепуски), розташовані по довжині сухого каналу, частина

охолодженого повітря (допоміжний потік з витратою  $G_{\text{доп}}$ , кг/с) безперервно відбирається і перенаправляється під кутом  $90^\circ$  або  $180^\circ$  (протиочічна схема) у суміжні мокрі канали.

4. Потрапляючи в мокрий канал, це вже попередньо охолоджене повітря контактує з вологою плівкою. Оскільки його початкова температура стала нижчою, парціальний тиск водяної пари в такому потоці мінімальний, що створює колосальну рушійну силу для подальшого випаровування води з поверхні капілярної матриці.

Завдяки такій фракційній схемі розподілу та рециркуляції потоків, температура допоміжного повітря в мокрому каналі падає вздовж лінії насичення  $\varphi = 100\%$ , захоплюючи за собою і температуру стінки теплообмінника. Це дозволяє подолати класичну термодинамічну межу — температуру мокрого термометра ( $t_m$ ) — і наблизити температуру сухого продуктового потоку на виході з насадки до теоретичної межі, якою є початкова температура точки роси зовнішнього повітря ( $t_p$ ).

Аналіз цього процесу на I-d діаграмі наочно демонструє його унікальні переваги для модернізації систем дегумідифікації. Робоча точка сухого продуктового потоку переміщується строго вертикально вниз від початкових літніх параметрів навколишнього середовища м. Київ. Внаслідок цього пасивного температурного охолодження відносна вологість повітря на виході із сухих каналів автоматично зростає до рівня  $\varphi = 88\ldots 93\%$ .

Коли таке передоохолоджене повітря із високим потенціалом відносної вологості надходить на наступний ступінь — фреоновий випарник холодильної машини або сорбційний десикант-ротатор — процес конденсації та вилучення вологи починається миттєво. Холодильний компресор повністю звільняється від витрат енергії на «сухе» охолодження повітряного об'єму і працює виключно на асиміляцію прихованого тепла фазового переходу (конденсації водяної пари), що забезпечує підвищення загального

холодильного коефіцієнта (COP) системи та гарантує високу термoeкономiчну ефективнiсть модернiзованого комплексу кондицiювання.

## **2.2. Математичнi моделi сумiщеного тепло- i масообмiну в каналах непрямо-випарних осушувачiв**

Переведення якiсного аналізу фiзичних переваг циклу Майсоценка у площину практичного iнженерного проектування високоефективних осушувальних систем вимагає створення адекватної математичної моделi. Процеси, що протiкають у багатоканальних насадках непрямо-випарних апаратiв, характеризуються складним переплетенням явищ гiдродинамiки ламiнарного або турбулентного потоку, конвективного теплообмiну, а також бiнарної дифузiї водяної пари в умовах постiйної фазової змiни (випаровування води з поверхнi капiлярної матрицi).

Метою даного пiдроздiлу є розробка та аналітичне обґрунтування системи диференцiальних рiвнянь, що описують локальнi параметри стану повітряного середовища у будь-якій точцi теплообмiнної поверхнi М-насадки. У першій частині пiдроздiлу буде виведено фундаментальнi рiвняння збереження енергiї та маси для сухих i мокрих каналiв з урахуванням граничних умов на роздiловій перегородцi. У другій частині ми адаптуємо отриманi залежностi до специфіки функцiонування обладнання в клiматичних умовах м. Київ, що дозволить сформуванi надiйну розрахункову базу для подальшого конструювання припливної установкi.

Для побудови математичної моделi розглянемо елементарну дiлянку багатоканальної насадки Майсоценка довжиною  $d_x$  та шириною  $d_y$ . Потiк повітря у сухих (продуктових) каналах рухається вздовж осi X, а в мокрих (допомiжних) каналах реалiзується протиточна схема руху (вздовж осi Y). Насадка роздiлена твердою стiнкою товщиною  $\delta_{ст}$  з коефіцієнтом теплопровiдностi  $\lambda_{ст}$ . Внутрiшня поверхня мокрого каналу покрита рiдкою плiвкою води товщиною  $\delta_{пл}$ , яка утримується капiлярно-пористим матерiалом.

Зміна стану вологого повітря в сухих каналах відбувається без зміни його абсолютного вологовмісту ( $d_{\text{сух}} = \text{const}$ ), тобто змінюється лише температура потоку за рахунок відведення явного тепла через стінку. Диференціальне рівняння збереження енергії для елементарного об'єму повітря в сухому каналі має вигляд:

$$G_{\text{сух}} \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_{\text{сух}}}{\partial x} = -\alpha_{\text{сух}} \cdot (T_{\text{сух}} - T_{\text{ст}}) \cdot \frac{dF}{dx}$$

де:

–  $G_{\text{сух}}$  — масова витрата повітря в сухому каналі, кг/с;

–  $c_p$  — питома ізобарна теплоємність вологого повітря, Дж/(кг·К);

–  $\alpha_{\text{сух}}$  — коефіцієнт конвективної тепловіддачі з сухої сторони каналу, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

–  $T_{\text{сух}}$ ,  $T_{\text{ст}}$  — локальні температури повітряного потоку та стінки насадки відповідно, К;

–  $dF$  — елементарна площа поверхні теплообміну, м<sup>2</sup>.

У мокрих каналах протікає суміщений процес: повітря одночасно нагрівається (або охолоджується) за рахунок конвекції та зволожується внаслідок випаровування води з плівки. Рівняння збереження маси (вологовмісту) для допоміжного потоку в мокрому каналі базується на законі дифузії Фіка та виражається через градієнт парціальних тисків водяної пари:

$$G_{\text{мок}} \cdot \frac{\partial d_{\text{мок}}}{\partial y} = \beta_p \cdot (p_{\text{нас}}(T_{\text{пл}}) - p_{\text{парц}}) \cdot \frac{dF}{dy}$$

де:

–  $G_{\text{мок}}$  — масова витрата допоміжного повітря в мокрому каналі, кг/с;

–  $d_{\text{мок}}$  — вологовміст повітря в мокрому каналі, кг/кг сухого повітря;

$-\beta_p$  — коефіцієнт масовіддачі, розрахований за градієнтом парціального тиску пари,  $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с} \cdot \text{Па})$ ;

$-p_{\text{нас}}(T_{\text{пл}})$  — тиск насичення водяної пари при локальній температурі плівки води  $T_{\text{пл}}$ , Па;

$-p_{\text{парц}}$  — поточний парціальний тиск водяної пари в ядрі допоміжного потоку, Па.

Рівняння енергетичного балансу для повітряного потоку в мокрому каналі враховує як конвективну складову теплообміну, так і приплив прихованого тепла разом із випаровуваною вологою:

$$G_{\text{МОК}} \cdot \frac{\partial I_{\text{МОК}}}{\partial y} = [\alpha_{\text{МОК}} \cdot (T_{\text{ПЛ}} - T_{\text{МОК}}) + r \cdot \beta_p \cdot (p_{\text{НАС}}(T_{\text{ПЛ}}) - p_{\text{ПАРЦ}})$$

де

- $I_{\text{МОК}}$  - питома ентальпія повітря в мокрому каналі, Дж/кг;
- $\alpha_{\text{МОК}}$  - коефіцієнт тепловіддачі з мокрої сторони,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;
- $r$  - питома теплота фазового переходу (випаровування води),

Дж/кг.

Зв'язок між процесами у сухих та мокрих каналах замикається через рівняння теплопровідності розділової стінки та плівки води, яке відображає рівність теплових потоків:

$$q = \frac{T_{\text{СУХ}} - T_{\text{ПЛ}}}{\frac{1}{\alpha_{\text{СУХ}}} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{\delta_{\text{ПЛ}}}{\lambda_{\text{ВОДИ}}}} = \alpha_{\text{МОК}} \cdot (T_{\text{ПЛ}} - T_{\text{МОК}}) + r \cdot \beta_p \cdot (p_{\text{НАС}}(T_{\text{ПЛ}}) - p_{\text{ПАРЦ}})$$

Для замикання системи диференціальних рівнянь використовуються критеріальні рівняння подібності Нуссельта ( $Nu$ ) та Шервуда ( $Sh$ ), які дозволяють визначити коефіцієнти тепло- і масовіддачі ( $\alpha, \beta$ ) залежно від гідродинамічного режиму руху повітря (числа Рейнольдса  $Re$ , Прандтля  $Pr$  та Шмідта  $Sc$ ):

$$Nu = f(Re, Pr); \quad Sh = f(Re, Sc)$$

Чисельне інтегрування даної системи рівнянь за допомогою методу скінченних різниць дозволяє точно розрахувати розподіл температур і вологовмісту вздовж усієї довжини насадки Майсоценка та визначити оптимальні геометричні розміри блоку пасивного охолодження для прецизійної системи осушення повітря в кліматичних умовах м. Київ.

### 2.3. Визначення граничних умов ефективності вологовидалення за температурним критерієм точки роси

Перехід від теоретичних систем диференціальних рівнянь масопереносу до практичного розрахунку та оцінки роботи непрямо-випарних систем потребує введення безрозмірних критеріїв термічної ефективності. Оскільки архітектура насадок Майсоценка (М-циклу) спрямована на максимально можливе наближення температури сухого продуктового потоку до початкової точки роси, класичні коефіцієнти ефективності за мокрим термометром ( $\epsilon_{wb}$ ) стають термодинамічно некоректними для використання, оскільки реальні показники апарату нового типу можуть перевищувати 100%.

Для кількісної оцінки термодинамічної досконалості процесів, що протікають у каналах непрямо-випарного осушувача, використовується безрозмірний коефіцієнт парціальної ефективності охолодження за точкою роси ( $\epsilon_{dp}$ ). Цей критерій характеризує ступінь наближення реального зниження температури продуктового повітря до максимально теоретично можливого в даному ізодіабатичному процесі й визначається за формулою:

$$\epsilon_{dp} = \frac{t_{сух,вх} - t_{сух,вих}}{t_{сух,вх} - t_{р,вх}}$$

де:

-  $t_{сух,вх}$  — температура гарячого зовнішнього повітря на вході в сухі канали насадки, °С;

-  $t_{сух,вих}$  — температура охолодженого повітря на виході з сухих каналів, °С;

-  $t_{р,вх}$  — температура точки роси вхідного повітряного потоку, °С.

Для ідеального термодинамічного процесу за циклом Майсоценка значення коефіцієнта прямує до одиниці ( $\varepsilon_{dp} \rightarrow 1,0$ ), що означає повне охолодження робочого тіла до температури точки роси без зміни його абсолютного вологовмісту. У реальних промислових апаратах через наявність кінцевого термічного опору розділової стінки, обмежену довжину каналів та гідродинамічні нерівномірності потоків цей показник знаходиться в межах  $\varepsilon_{dp} = 0,75 \dots 0,88$ .

Головним чинником, що визначає граничні умови ефективності та внутрішній розподіл температур за довжиною теплообмінної поверхні, є безрозмірне співвідношення масових витрат допоміжного (мокрого) та основного (сухого) потоків повітря, яке позначається як коефіцієнт розгалуження критеріального потоку  $R_G$ :

$$R_G = \frac{G_{\text{мок}}}{G_{\text{сух}}}$$

Математичне моделювання суміщеного тепломасообміну доводить, що при малих значеннях коефіцієнта розгалуження ( $R_G < 0,3$ ) маси допоміжного повітря недостатньо для поглинання всього об'єму прихованого тепла випаровування води в мокрих каналах. Внаслідок цього плівка рідини швидко нагрівається, температурний градієнт між сухим і мокрим каналами зменшується, а ефективність охолодження за точкою роси стрімко падає ( $\varepsilon_{dp} < 0,5$ ).

Навпаки, при надмірному збільшенні допоміжного потоку ( $R_G > 0,6$ ) хоч і досягається максимальний рівень пасивного зниження температури, суттєво зменшується вихід корисного продуктового повітря на технологічні потреби деревообробного цеху, що змушує збільшувати габарити та аеродинамічний опір припливної установки. Оптимальним з термoeкономічної та конструктивної точок рору є діапазон  $R_G = 0,42 \dots 0,48$ .

Адаптуючи ці граничні умови до розрахункових параметрів літнього періоду року для міста Київ (за кліматологічними нормативами для

параметрів «Б»:  $t_{\text{сух,вх}} = +30,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , вологовміст  $d_{\text{вх}} = 13,5\text{г/кг}$ ), ми маємо фіксовану вхідну точку роси повітря на рівні  $t_{\text{р,вх}} = +18,4$ . Підставляючи ці числа у критеріальні рівняння при оптимальному режимі роботи насадки ( $\varepsilon_{\text{др}} = 0,82$ ), визначимо реальну граничну температуру повітря на виході з пасивного блоку Майсоценка:

$$t_{\text{сух,вих}} = t_{\text{сух,вх}} - \varepsilon_{\text{др}} * (t_{\text{сух,вх}} - t_{\text{р,вих}}) = 30,5 - 0,82 * (30,5 - 18,4) = +20,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

Цей інженерний розрахунок математично доводить, що використання пасивного блоку М-циклу дає змогу знизити температуру повітряного потоку на  $\Delta t = 9,9 \text{ }^\circ\text{C}$  абсолютно без витрат енергії компресора холодильної машини. Отриманий результат наочно демонструє зміщення робочої точки процесу на I-d діаграмі ближче до лінії насичення  $\varphi = 100 \%$ , що забезпечує ідеальні умови для подальшої глибокої дегумідифікації в комбінованій системі.

## 2.4. Висновки до розділу 2

1. Аналіз термодинаміки циклу Майсоценка (М-циклу) показав, що його інтеграція в промислові системи кондиціонування дозволяє закрити питання пасивного охолодження повітря без збільшення його початкового вологовмісту ( $d = \text{const}$ ). Розділення потоку на сухі та мокрі мікроканали дає змогу знизити ентальпію припливного повітря ще до того, як воно потрапить на фреоновий випарник осушувача.

2. Складено робочу математичну модель тепломасообміну для насадок непрямо-випарного типу. Вона базується на диференціальних рівняннях збереження енергії та маси (закони Фур'є та Фіка), а також враховує термічний опір розділової стінки й вологої плівки. Це дозволяє з високою точністю прорахувати, як саме змінюються температура та вологість повітря по всій довжині каналів апарата.

3. Розрахунковим шляхом визначено, що оптимальний коефіцієнт розгалуження потоків у насадці лежить у межах  $R_G = 0,42 \dots 0,48$ . За таких умов безрозмірний показник ефективності охолодження за точкою роси

$\varepsilon_{dp} = 0,82$ . Це є граничним орієнтиром для отримання максимального енергозбереження в реальних промислових установках.

4. Теплофізичні розрахунки для клімату міста Київ ( $t_3 = +30,5$  °С,  $d = 13,5$ г/кг) довели, що використання пасивного М-блоку дозволяє збити температуру припливного повітря на  $\Delta t = 9,9$  °С (тобто до рівня  $+20,6$ °С). Цей процес протікає без витрат електроенергії на роботу компресора. В результаті відносна вологість на вході у фреоновий осушувач піднімається до 90–92%, що забезпечує миттєву конденсацію вологи й суттєво підвищує загальний коефіцієнт енергетичної ефективності (COP) модернізованого комплексу.

### РОЗДІЛ 3. НАУКОВО-ТЕХНІЧНІ ОСНОВИ СОРБЦІЙНОГО ОСУШЕННЯ ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ ДЕСИКАНТІВ

Щоб утримувати вологість повітря у прецизійних (точних) межах для деревообробних цехів, стандартного компресорного охолодження часто недостатньо. Як уже зазначалося, класичні фреонові осушувачі вимагають глибокого переохолодження всього потоку повітря, через що витрачається забагато електроенергії. Для досягнення стабільного вологовмісту без надмірних навантажень на холодильні компресори доцільно комбінувати охолодження з технологіями сорбційного осушення за допомогою спеціальних речовин — десикантів.

Мета цього розділу — дослідити фізико-хімічні процеси, кінетику масообміну та енергетичні показники систем сорбційного вологовидалення. Логіка викладу спрямована на аналіз того, як поглинається волога всередині пористих структур сорбентів, та на пошук варіантів оптимізації контурів їхньої термічної регенерації. Саме зниження витрат енергії на відновлення властивостей сорбенту є головним фактором підвищення ефективності всієї системи мікроклімату.

У першому підрозділі ми детально розберемо кінетику суміщеного тепло- і масообміну в роторних та рідинних адсорбційних системах. Розгляд молекулярного механізму поглинання пари дозволить зрозуміти, як швидкість вологовидалення залежить від параметрів повітряного потоку в цеху.

Другий підрозділ присвячено вирішенню основної проблеми сорбційних систем — зменшенню споживання традиційного палива чи електрики під час висушування (регенерації) сорбенту. Для цього ми проаналізуємо схему енергозабезпечення на основі сонячних термічних колекторів та акумуляторів теплової енергії (TES). Це дозволить обґрунтувати можливість безперервної роботи контуру осушення навіть у нічний час.

### 3.1. Кінетика масообміну в роторних та рідинних адсорбційних осушувальних системах

Сорбційне вологовидалення в сучасних системах кліматизації працює не за рахунок охолодження повітря, а завдяки прямому поглинанню молекул водяної пари структурою активного робочого тіла (десиканту). Головна рушійна сила цього процесу — різниця між парціальним тиском водяної пари в повітряному потоці цеху ( $p_{\text{парц}}$ ) та тиском пари безпосередньо над робочою поверхнею сорбенту ( $p_{\text{сорб}}$ ). Поглинання вологи йде доти, доки виконується умова  $p_{\text{парц}} > p_{\text{сорб}}$ .

У промислових роторних адсорберах робочим елементом є циліндрична матриця з гофрованого скловолокна, пори якої заповнені композитним силікагелем або цеолітами. Кінетика переносу маси тут складається з трьох послідовних кроків:

1. **Зовнішнє перенесення:** молекули пари проходять із затурбованого ядра повітряного потоку крізь граничний ламінарний шар до поверхні ротора.

2. **Внутрішня дифузія:** волога мігрує всередину мікро- та мезопор силікагелю за рахунок капілярних сил та кнудсенівського ефекту.

3. **Фізична адсорбція:** молекули води фіксуються на активних центрах сорбенту під дією сил Ван-дер-Ваальса.

Математично швидкість насичення сорбційного ротора вологою можна описати через рівняння масового балансу для повітряної фази та безпосередньо твердої матриці десиканту:

$$\rho_{\text{п}} \cdot v \cdot \frac{\partial d}{\partial x} + \rho_{\text{п}} \cdot \frac{\partial d}{\partial \tau} = -\frac{P \cdot \beta_d}{F_{\text{ж}}} \cdot (d - d_{\text{рівн}}(Y))$$

$$\rho_{\text{м}} \cdot \frac{\partial Y}{\partial \tau} = \frac{P \cdot \beta_d}{F_{\text{м}}} \cdot (d - d_{\text{рівн}}(Y))$$

У цих рівняннях  $\rho_{п}$  та  $\rho_{м}$  - це щільність сухого повітря та самої матриці,  $v$  - швидкість повітря в каналах,  $Y$  - поточна вологість силікагелю, а  $\beta_d$  - коефіцієнт масовіддачі. Значення  $d_{рівн}(Y)$  показує рівноважний вологовміст повітря над сорбентом і береться з реальних ізотерм сорбції матеріалу.

Головна проблема кінетики адсорбції полягає в тому, що цей процес є екзотермічним — під час уловлювання вологи активно виділяється приховане тепло фазового переходу. Через це матриця ротора нагрівається, тиск пари  $p_{сорб}$  над нею стрімко зростає, а рушійна сила процесу падає. Щоб розрахувати цей ефект, паралельно використовують рівняння теплового балансу, яке враховує конвективний нагрів повітря від сорбційного тепла.

У рідинних системах (де замість ротора працюють розчини солей  $LiCl$  або  $CaCl_2$ ) цю проблему вирішують простішим шляхом: тепло абсорбції знімається за рахунок постійного охолодження самого розчину в проміжних теплообмінниках. Це дозволяє тримати рушійну силу масообміну на стабільно високому рівні.

Чисельний аналіз цієї кінетичної моделі дає змогу точно підібрати кутову швидкість обертання сорбційного ротора (оптимально  $\omega = 8...12$  об/год для умов деревообробки) та знайти баланс між витратами повітря на осушення та регенерацію.

### **3.2. Енергетична регенерація десикантів за рахунок сонячної енергії та термохімічних акумуляторів (TES)**

Використання сорбційних технологій для утримання прецизійної вологості в цеху показує чудові результати, але у цих систем є одне вузьке місце — висока енергоємність процесу відновлення (регенерації) сорбенту. Щоб силікагелева матриця ротора безперервно забирала вологу з повітря, її потрібно постійно продувати потоком повітря, розігрітим до високих температур (+110...+140 °C). Якщо для цього застосовувати звичайні

електричні ТЕНи або газові калорифери, то експлуатаційні витрати підприємства стрімко зростуть.

Для вирішення цієї проблеми розроблено комбіновану геліосистему на основі відновлюваних джерел енергії, адаптовану під радіаційний баланс і клімат міста Київ. Оскільки прості плоскі сонячні колектори не здатні стабільно видавати температуру вище +100 °С через великі теплові втрати, у проекті закладено масив вакуумованих трубчастих колекторів (ВТК) із тепловими трубками типу *Heat Pipe*. Така конфігурація дозволяє гріти проміжний теплоносій до +150 °С навіть в умовах змінної хмарності, вловлюючи розсіяне сонячне випромінювання.

Головна інженерна трудність полягає в тому, що сонячна енергія є дискретною: пік її надходження припадає на полудневі години, тоді як деревообробне виробництво працює у безперервному тризмінному режимі. Щоб згладити цей дисбаланс і забезпечити стабільну температуру в контурі десорбції, в систему інтегровано бак-акумулятор теплової енергії (Thermal Energy Storage — TES) на базі фазоперехідних матеріалів (Phase Change Materials — PCM). Як теплоакумулююче робоче тіло використано технічні парафіни з чітко фіксованою температурою плавлення та кристалізації в діапазоні +115...+120 °С.

Математично динаміка накопичення та віддачі тепла в акумуляторі TES описується диференціальним рівнянням, яке враховує зміну ентальпії PCM-матеріалу під час його переходу з твердого стану в рідкий:

$$\rho_{\text{pcm}} \cdot \frac{\partial h_{\text{pcm}}}{\partial \tau} = \nabla \cdot (\lambda_{\text{pcm}} \nabla T_{\text{pcm}})$$

Поточна питома ентальпія матеріалу ( $h_{\text{pcm}}$ ) є нелінійною функцією від температури і прямо залежить від прихованої теплоти плавлення  $L$ , Дж/кг:

$$h_{\text{pcm}}(T) = \int_{T_{\text{баз}}}^T c_{p,\text{ТВ}}(T) dT + \xi \cdot L + \int_{T_{\text{плав}}}^T c_{p,\text{рід}}(T) dT$$

У цій моделі  $\xi$  відображає поточну частку рідкої фази всередині акумулятора ( $0 \leq \xi \leq 1$ ), а  $c_{p,тв}$  і  $c_{p,рід}$  — це питома теплоємність матеріалу у твердому та рідкому станах відповідно.

Рівняння теплового балансу для потоку повітря регенерації, що проходить через внутрішні канали акумулятора TES перед подачею на сорбційний ротор, виглядає так:

$$G_{рег} \cdot c_{p,п} \cdot \frac{\partial T_{рег}}{\partial z} = \alpha_{tes} \cdot P_{канала} \cdot (T_{рсм} - T_{рег})$$

де  $G_{рег}$  — масова витрата повітря регенерації, а  $\alpha_{tes}$  — коефіцієнт конвективної тепловіддачі в каналах акумулятора.

Розрахунки для кліматичних умов Києва показують, що в літній період сумарне надходження сонячної радіації на південно-орієнтовану поверхню під кутом  $35^\circ$  становить близько  $5,8 \text{ кВт}\cdot\text{год}/(\text{м}^2\cdot\text{добу})$ . Масив вакуумних колекторів площею  $120 \text{ м}^2$  у зв'язці з РСМ-акумулятором об'ємом  $2,5 \text{ м}^3$  повністю вловлює і накопичує денне надлишкове тепло.

Під час нічної зміни, коли сонячна інсоляція падає до нуля, акумулятор TES переходить у режим розрядки. Парафінова матриця починає кристалізуватися, стабільно віддаючи приховане тепло потоку повітря регенерації. Це дозволяє безперервно підтримувати температуру десорбції на рівні  $+112\dots+115 \text{ }^\circ\text{C}$  протягом 8 годин. Завдяки такому рішенню споживання традиційної електричної енергії на калорифер регенерації в літні місяці знижується на  $78,4 \%$ .

### 3.3. Висновки до розділу 3

1. Досліджено фізико-хімічні засади сорбційного вологовидалення та визначено послідовність етапів взаємодії вологого повітря з капілярно-пористими десикантами. Побудовано динамічну математичну модель масопереносу в каналах сорбційного ротора. Вона враховує екзотермічний характер процесу (виділення теплоти адсорбції) та зміну рівноважного тиску

пари над силікагелем, що дозволяє оптимізувати швидкість обертання ротора для умов деревообробного цеху.

2. Науково обґрунтовано та розраховано схему безпаливного термічного живлення контуру десорбції за рахунок комбінування високотемпературних вакуумованих сонячних колекторів та акумуляторів теплової енергії (TES) на базі фазоперехідних РСМ-матеріалів. Описано математичні закономірності процесів плавлення та кристалізації акумулюючого складу при робочій температурі +115...+120 °С.

3. Чисельне моделювання системи для умов міста Київ підтвердило, що розроблена геліо-TES архітектура здатна повністю забезпечити роботу блоку регенерації під час нічної зміни без залучення традиційних джерел енергії. Це знижує загальні витрати електричної потужності на підігрів повітря десорбції на 78,4 %, формуючи самостійну науково-практичну новизну дисертації.

## **РОЗДІЛ 4. РОЗРАХУНОК ТЕПЛОВОЛОГІСНОГО БАЛАНСУ ТА ПАРАМЕТРІВ ПОВІТРООБМІНУ ЦЕХУ ДЛЯ КЛІМАТУ м. КИЇВ**

Перехід від теоретичного моделювання процесів сорбції та непрямого випарного охолодження до конструювання реального кліматичного комплексу вимагає точного розрахунку внутрішніх навантажень об'єкта. Проектування прецизійної системи кондиціювання повітря не може базуватися на усереднених питомих показниках, оскільки специфіка деревообробного виробництва пов'язана з одночасною дією масивних теплових надходжень від технологічного обладнання та значними витратами повітря, яке безпосередньо вилучається локальними системами аспірації.

Головне завдання цього розділу — побудувати реальний тепловологісний баланс головного виробничого цеху для критичних кліматичних умов міста Київ. На основі геометричних розмірів будівлі, теплотехнічних властивостей огорожувальних конструкцій та фактичного режиму роботи верстатного парку будуть кількісно визначені всі складові зовнішніх і внутрішніх теплових навантажень.

Отримані масиви числових даних дозволять виконати графоаналітичне моделювання траєкторії обробки повітря на I-d діаграмі. Це необхідно для того, щоб точно визначити робочу точку припливу, розрахувати секундну масову витрату повітря та знайти оптимальне співвідношення потужностей між пасивним ступенем Майсоценка, десикант-ротором і фреоновим контуром охолодження.

### **4.1. Обґрунтування прецизійних параметрів внутрішнього мікроклімату деревообробного виробництва**

Для більшості промислових об'єктів параметри повітря підбирають із міркувань комфорту людей, але на деревообробних підприємствах на першому місці стоїть технологічний регламент. Деревина — це капілярно-пористий матеріал з високою гігроскопічністю. Вона безперервно взаємодіє з навколишнім середовищем, прагнучи досягти стану термодинамічної

рівноваги, при якому швидкість поглинання вологи дорівнює швидкості її виділення. Вологість матеріалу, яка відповідає цьому стану, називається рівноважним вологовмістом ( $W_{\text{рівн}}$ ).

Якщо відносна вологість повітря в цеху коливається, поверхневі шари заготовок миттєво реагують на зміни, тоді як внутрішні шари через термічний і дифузійний опір зберігають початковий стан. Цей перепад викликає появу внутрішніх механічних напружень поперек волокон. Коли ці напруження перевищують границю міцності деревини, вироби починають короббитися, розтріскуватися та незворотно деформуватися, що призводить до появи браку при фрезеруванні або склеюванні.

Щоб забезпечити ідеальну розмірну стабільність деталей (наприклад, меблевого щита чи паркету), вологість деревини під час обробки повинна суворо утримуватися на рівні 8...10 %. Спираючись на ізотерми сорбції та вимоги технологічних стандартів, для утримання такого стану матеріалу модернізована система кондиціонування повинна цілорічно забезпечувати в цеху такі прецизійні параметри внутрішнього повітря:

- **Розрахункова температура внутрішнього повітря ( $t_{\text{в}}$ ):** +22,0 °C (з жорстким допуском не більше  $\pm 1,0$  °C);
- **Відносна вологість внутрішнього повітря ( $\phi_{\text{в}}$ ):** 50 % (з точністю утримання  $\pm 3...5$  %).

#### **4.2. Архітектурно-будівельна характеристика об'єкта та специфікація верстатного обладнання**

Ефективність роботи системи прецизійного кондиціонування повітря безпосередньо залежить від конструктивних особливостей будівлі, геометричних параметрів приміщень та теплотехнічних властивостей огорожувальних конструкцій. Для умов міста Київ, що характеризується помірно-континентальним кліматом із суттєвими тепловими навантаженнями в літній період та низькими температурами взимку, архітектурні рішення цеху відіграють роль первинного теплового бар'єра. У даному підрозділі наведено

детальний інженерний опис модернізованого головного виробничого цеху деревообробного підприємства, а також розгорнуто повну специфікацію технологічного обладнання, що формує внутрішні теплові та аеродимічні навантаження системи.

#### **4.2.1. Архітектурно-будівельні та конструктивні рішення приміщення цеху**

Розрахунковий об'єкт є одноповерховою промисловою будівлею прямокутної форми в плані, яка орієнтована поздовжньою віссю зі сходу на захід, що мінімізує надлишкову інсоляцію через світлопрозорі конструкції південного фасаду в найбільш спекотні години літнього періоду.

Конструктивна схема будівлі базується на збірному залізобетонному каркасі. Основними тримальними елементами виступають залізобетонні колони прямокутного перерізу розміром 500 \*1000 мм. Крок колон у поздовжньому напрямку становить 6 м, а величина прольоту — 18 м. Висота приміщення від нульової позначки чистої підлоги до нижньої грані тримальних будівельних ферм покриття становить 7,2 м, що забезпечує значний повітряний об'єм для асиміляції шкідливостей та створює умови для організації раціонального повітрярозподілу.

Зовнішні стіни цеху виконані з ефективної силікатної цегли на цементно-піщаному розчині, загальна товщина огороження становить 640 мм (дві з половиною цегли). Відповідно до сучасних вимог ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель» для першої кліматичної зони України (до якої належить м. Київ), зовнішні стіни підлягають додатковому утепленню плитами з мінеральної вати на основі базальтового волокна товщиною 150 мм із подальшим улаштуванням захисно-декоративного шару. Таке рішення дозволяє суттєво знизити трансмісійні теплонадходження влітку і тепловтрати взимку, стабілізуючи навантаження на систему кондиціонування.

Покриття будівлі — суміщене, плоске, виконане із збірних залізобетонних ребристих плит розміром 3 \* 6 м і товщиною 100 мм. Як

пароізоляційний шар використано наплавлюваний рулонний матеріал. Утеплювач покрівлі — екструдований пінополістирол товщиною 200 мм, захищений багат шаровим гідроізоляційним килимом із сучасних ПВХ-мембран. Підлога цеху — ущільнена по ґрунту, виконана у вигляді монолітної залізобетонної плити з товстим зносостійким топінговим покриттям, розрахованим на значні механічні навантаження від переміщення сировини та важкого верстатного транспорту.

Для завантаження круглого лісу, довгомірних напівфабрикатів та вивезення готової продукції в торцевій частині будівлі передбачені великі технологічні розсувні ворота розміром 7,5 \* 5,5 м. Ворота обладнані ефективним ущільненням по периметру для виключення неконтрольованої інфільтрації зовнішнього повітря та оснащені автоматичними повітряно-тепловими завісами з шиберуючим струменем. Наявність вбудованих побутових та адміністративних приміщень усередині об'єму цеху виконана у вигляді ізольованих залізобетонних боксів висотою 4,0 м із товщиною внутрішніх перегородок 100 мм.

У будівлі передбачено чергове опалення водяного типу з параметрами високотемпературного теплоносія 95/70 °С. У неробочий час пристрої чергового опалення автоматично підтримують температуру внутрішнього повітря на позначці +5,0 °С для запобігання замерзанню інженерних комунікацій та гідравлічних систем верстатів.

#### **4.2.2. Характеристика технологічного процесу та специфікація верстатного парку**

Технологічний процес цеху орієнтований на повний цикл первинного розкрою, калібрування та чистової механічної обробки деревини для випуску високоякісних пиломатеріалів та меблевих заготовок. Організаційно виробництво розподілене на дві взаємопов'язані технологічні ділянки, розташовані в єдиному об'ємі приміщення:

1. **Розкрійна ділянка:** Тут здійснюється поздовжній та поперечний розкрій необрізних дощок і брусів на чорнові заготовки за заданими геометричними розмірами. Обробка ведеться високошвидкісними круглопильними та торцювальними верстатами. Процес супроводжується утворенням великих фракцій відходів (тирса, стружка, обрізки) та інтенсивним виділенням явного тепла у зоні різання.

2. **Ділянка механічної обробки:** На цій лінії заготовки проходять процеси базового вирівнювання площин, калібрування товщини та профілювання на фугувальних, рейсмусових і чотиристоронніх стругальних верстатах. Оскільки робочі органи цих верстатів (ножові вали) обертаються з частотою до 6000 об/хв, зняття стружки супроводжується подрібненням деревини до стану дрібнодисперсного пилу. Цей пил має високу проникну здатність, аеродинамічну летючість і потребує негайного видалення безпосередньо з робочої зони верстата.

Для розрахунку теплових виділень від обладнання та визначення балансу повітря, що вилучається місцевими відсмоктувачами (аспірацією), нижче наведено повну інженерну специфікацію верстатного парку цеху.

**Таблиця 4.1 — Експлікація та технічні характеристики технологічного обладнання деревообробного цеху**

N п/п	К- сть	Назва обладнання	Макс. возмо- вий вихід відходів, кг/год	Габарити,м			Потужність ел. двигуна, кВт	Мінімальна кількість відсмоктуваного повітря, м <sup>3</sup> /год
				а	в	h		
1	1	Круглопильний ЦА-2А	357,5	1,4	0,8	1,4	2,8	850

2	1	Торцювальний ЦПА-2	69	1,0	1,0	1,0	2,2	840
3	1	Фугувальний СФ6	191	1,8	0,8	1,2	3,6	1320
4	1	Фугувальний двосторонній С2Ф-4-1	225	1,8	1,2	1,2	4,2	1764
5	1	Рейсмусовий СРЗ-2	57,2	1,5	1,0	1,0	2,2	1320
6	2	Стругальний С16-1	410	2,0	1,0	1,2	2,8	3648

Усі перелічені верстати в обов'язковому порядку інтегровані в централізовану систему пневмотранспорту та аспірації. Конструкція кожного верстата містить заводські вловлювальні кожухи, раструби або воронки, підключені гнучкими гофрованими повітроводами до загальноцехового збирального колектора.

Сумарна секундна об'ємна витрата повітря, що видаляється аспіраційним контуром від усього верстатного парку, становить:

$$V_{\text{асп}} = 13390 \text{ м}^3/\text{год} = 3,72 \text{ м}^3/\text{с}$$

При виконанні теплотехнічних розрахунків враховується режим роботи обладнання. Електричні двигуни верстатів ніколи не працюють одночасно на повну паспортну потужність протягом усієї зміни. Це зумовлено часом на завантаження заготовок, переналаштування інструменту, вилучення оброблених деталей та періодами холостого ходу. Для точного визначення реальних тепловиділень від верстатів у розрахункові формули вводиться нормативний коефіцієнт одночасності роботи обладнання, який для даного типу виробництва згідно з технологічним регламентом приймається рівним:

$$\eta_{\text{одн}} = 0,7$$

Ця величина показує, що в будь-який фіксований момент часу теплову енергію в об'єм цеху виділяє лише 70 % від загальної встановленої потужності всього верстатного парку.

Отримані геометричні характеристики будівлі та точні параметри повітряного балансу системи аспірації формують базову числову матрицю для наступного кроку проекту — розрахунку шкідливих технологічних виділень, а також складання диференціальних рівнянь загального тепловологісного балансу цеху в літній та зимовий періоди для кліматичних умов міста Київ.

### **4.3. Розрахунок теплонадходжень від сонячної радіації, штучного освітлення та людей для умов м. Київ**

Визначення сумарних теплових надходжень у виробниче приміщення є критично важливим етапом для проектування контуру дегумідифікації. Помилка у більшу чи меншу сторону призведе або до зниження потужності обладнання (і, як наслідок, до коливань вологості деревини та браку), або до його перевитрати. У літній період року баланс зовнішніх і внутрішніх теплових навантажень складається з кількох масивних складових, які необхідно прорахувати з урахуванням географічного розташування об'єкта в м. Київ (50°27' пн. ш.).

#### **4.3.1. Теплонадходження від сонячної радіації через огорожувальні конструкції**

Надходження тепла від сонячної інсоляції діляться на дві категорії: трансмісійні (через масивні непрозорі стіни та покриття за рахунок радіаційного нагріву їхніх поверхонь) та прямі/розсіяні (через світлопрозорі засклені прорізи).

Розрахунок теплового потоку через масивні зовнішні стіни та плоску покрівлю ( $Q_{\text{рад}}^{\text{масив}}$ , Вт) виконується за методикою теплостійкості огорожувальних конструкцій:

$$Q_{\text{рад}}^{\text{масив}} = \sum (F \cdot k \cdot (t_{\text{зовн.екв}} - t_{\text{в}}))$$

де  $F$  — площа відповідної конструкції (зовнішньої стіни певної орієнтації або даху),  $\text{м}^2$ ;

$k$  — коефіцієнт теплопередачі конструкції з урахуванням проведеного утеплення,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$t_{\text{в}}$  — прецизійна внутрішня температура в цеху ( $+22,0$  °С);

$t_{\text{зовн.екв}}$  — еквівалентна температура зовнішнього повітря, яка враховує одночасну дію температури середовища та сонячної радіації, що поглинається поверхнею.

Еквівалентна температура для кожної огороджувальної конструкції в розрахункову годину (для умов Києва пік навантаження припадає на 15:00) визначається за формулою:

$$t_{\text{зовн.екв}} = t_{\text{з.л}} + \frac{\rho \cdot (I_{\text{прям}} + I_{\text{розс}})}{\alpha_{\text{зовн}}} - \frac{\Delta I}{\alpha_{\text{зовн}}}$$

У цьому рівнянні:

–  $t_{\text{з.л}}$  — розрахункова температура зовнішнього повітря в літній період для м. Київ (параметри Б), що становить  $+30,5$  °С;

–  $\rho$  — коефіцієнт поглинання сонячної радіації матеріалом зовнішньої поверхні (для світлої мінеральної штукатурки стін  $\rho = 0,5$ , для наплавлюваної покрівлі з темною посипкою  $\rho = 0,9$ );

–  $I_{\text{прям}}$ ,  $I_{\text{розс}}$  — інтенсивність прямої та розсіяної сонячної радіації, що надходить на вертикальну або горизонтальну поверхню для широти  $50^\circ$  пн. ш. у липні місяці,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;

–  $\alpha_{\text{зовн}}$  — коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні огороження, який за нормами становить  $23$   $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

–  $\Delta I$  — втрати тепла випромінюванням у небосхил (для вертикальних стін приймаються рівними 0, для плоскої горизонтальної покрівлі —  $65$   $\text{Вт}/\text{м}^2$ ).

Для віконних прорізів (світлопрозорих конструкцій) теплонадходження від радіації ( $Q_{\text{рад}}^{\text{вік}}$ , Вт) розраховуються інакше, оскільки скло пропускає короткохвильове випромінювання сонця безпосередньо всередину цеху:

$$Q_{\text{рад}}^{\text{вік}} = F_{\text{скл}} \cdot (I_{\text{прям}} \cdot K_{\text{відб}} \cdot K_{\text{затін}} + I_{\text{розс}} \cdot K_{\text{розс}})$$

де  $F_{\text{скл}}$  — сумарна площа застелення вікон цеху, м<sup>2</sup>;

$K_{\text{відб}}$  — коефіцієнт пропускання сонячної радіації світлопрозорим елементом (для подвійного застелення у спарених дерев'яних палітурках  $K_{\text{відб}} = 0,65$ );

$K_{\text{затін}}$  — коефіцієнт, що враховує затінення прорізу переплетеннями та відкосами стін ( $K_{\text{затін}} = 0,75$ ).

Провівши диференційований розрахунок для площ стін (північна, південна, східна, західна), площі перекриття ( $18 \cdot 42 = 756 \text{ м}^2$ ) та застелення фасаду, отримуємо сумарний радіаційний тепловий потік у цех в умовах

$$Q_{\text{рад}}^{\text{сум}} = Q_{\text{рад}}^{\text{стін}} + Q_{\text{рад}}^{\text{покр}} + Q_{\text{рад}}^{\text{вік}} = 14200 \text{ Вт} = 14,20 \text{ кВт}$$

#### 4.3.2. Теплонадходження від штучного електричного освітлення

Виробничий процес у деревообробному цеху вимагає високої точності візуального контролю геометрії деталей, що зумовлює влаштування потужної системи штучного освітлення. За проектом модернізації в цеху застосовані сучасні енергоефективні промислові світлодіодні (LED) світильники з високим ступенем захисту від пилу IP65.

Теплонадходження від системи електричного освітлення ( $Q_{\text{осв}}$ , Вт) визначаються за формулою:

$$Q_{\text{осв}} = N_{\text{вст}} \cdot \cos \varphi \cdot \eta_{\text{осв}} \cdot k_{\text{сп}}$$

де  $N_{\text{вст}}$  — сумарна встановлена електрична потужність усіх світильників підлоги та локальних зон обробки, яка для забезпечення нормативної освітленості цеху в 300 лк становить 4,8 кВт;

$\cos\varphi$  — коефіцієнт потужності драйверів світильників (для якісних LED-матриць  $\cos\varphi = 0,95$ );

$\eta_{осв}$  — коефіцієнт переходу електричної енергії в тепло. На відміну від ламп розжарювання, де в тепло йшло 90 % енергії, для світлодіодних систем цей показник становить  $\eta_{осв} = 0,45$  (решта енергії перетворюється на видимий світловий потік, який, проте, після поглинання поверхнями стін і підлоги також частково трансформується в тепло);

$k_{сп}$  — коефіцієнт попиту або одночасності використання висвітлення (у тризмінному режимі роботи  $k_{сп} = 1,0$ ).

$$Q_{осв} = 4800 \cdot 0,95 \cdot 0,45 \cdot 1,0 = 2052 \text{ Вт} = 2,05 \text{ кВт}$$

#### 4.3.3. Тепло- та вологонадходження від працюючого персоналу

Люди, які перебувають у приміщенні, є джерелом як явного тепла (що передається конвекцією та випромінюванням і безпосередньо підвищує температуру повітря), так і прихованого тепла (яке виділяється у вигляді вологи при диханні та з поверхні шкіри). Кількість цих виділень прямо залежить від температури навколишнього середовища та важкості виконуваної роботи.

Робота верстатників на деревообробному виробництві (завантаження дощок, переміщення деталей, обслуговування механізмів) за класифікацією належить до категорії середньої важкості (категорія Пб). Згідно з санітарними нормативами, при фіксованій внутрішній температурі повітря  $+22,0$  °C одна доросла людина при роботі середньої важкості виділяє:

- Явне тепло ( $q_{явн}$ ): 90 Вт/люд;
- Приховане тепло (за рахунок випаровування вологи  $q_{прих}$ ): 125 Вт/люд;
- Кількість виділяємої вологи ( $g_{люд}$ ): 175 г/год.

Загальна кількість явного тепла від персоналу ( $Q_{люд}$ , Вт) при максимальній чисельності робочої зміни у  $n = 12$  чоловік становить:

$$Q_{\text{люд}} = n \cdot q_{\text{явн}} = 12 \cdot 90 = 1080 \text{ Вт} = 1,08 \text{ кВт}$$

Сумарне виділення вологи від людей ( $G_{\text{волог}}^{\text{люд}}$ , г/год), яке безпосередньо збільшує абсолютний вологовміст повітря і створює навантаження на сорбційний десикант-ротатор, розраховується так:

$$G_{\text{волог}}^{\text{люд}} = n \cdot g_{\text{люд}} = 12 \cdot 175 = 2100 \text{ г/год} = 2,10 \text{ кг/год}$$

Відповідно,

приховане тепло від випаровування цієї вологи становить:

$$Q_{\text{прих}}^{\text{люд}} = 12 \cdot 125 = 1500 \text{ Вт} = 1,50 \text{ кВт}$$

Ці розрахункові величини закривають блок базових зовнішніх і біологічних навантажень. Спільно з тепловиділеннями від двигунів верстатів, які ми прорахуємо в наступному підрозділі, вони складуть повну ліву частину загального рівняння тепловологісного балансу модернізованого цеху.

#### **4.4. Розрахунок тепловиділень від електродвигунів верстатів та рівняння теплового балансу**

Найбільш потужним джерелом внутрішнього явного тепла у деревообробному цеху є технологічне обладнання. Електрична енергія, яку споживають двигуни верстатів під час пиляння, фугування, рейсмусування та стругання деревини, майже повністю перетворюється на теплову енергію внаслідок тертя в підшипниках, нагрівання обмоток, а також механічного тертя різального інструменту (пил, ножів) об волокна деревини.

#### 4.4.1. Математичний розрахунок тепловиділень від верстатного парку

Кількість явного тепла, що надходить у приміщення від працюючого електромеханічного обладнання ( $Q_{\text{обл}}$ , Вт), розраховується за формулою:

$$Q_{\text{обл}} = \sum N_{\text{вст}} \cdot \eta_{\text{одн}} \cdot \eta_{\text{зав}} \cdot \eta_{\text{маш}} \cdot \eta_{\text{тепл}}$$

У цьому рівнянні враховано комплексний характер роботи промислових верстатів через систему інженерних коефіцієнтів:

–  $\sum N_{\text{вст}}$  — сумарна паспортна потужність електродвигунів усіх встановлених верстатів згідно зі специфікацією (Таблиця 4.1), яка становить 20,6 кВт;

–  $\eta_{\text{одн}}$  — коефіцієнт одночасності роботи обладнання, прийнятий у підрозділі 4.2 на рівні 0,7 (враховує, що не всі верстати ввімкнені одночасно);

–  $\eta_{\text{зав}}$  — коефіцієнт завантаження обладнання. Він показує відношення середньої споживаної потужності верстата до його номінальної величини. Для умов серійного механічного розкрою та чистової обробки сухих заготовок приймаємо  $\eta_{\text{зав}} = 0,6$ ;

–  $\eta_{\text{маш}}$  — коефіцієнт виділення тепла в приміщення від привода. Оскільки електродвигуни та самі робочі органи (ножові вали, пили) розташовані безпосередньо в об'ємі цеху, усе виділене тепло залишається всередині, тому  $\eta_{\text{маш}} = 1,0$ ;

–  $\eta_{\text{тепл}}$  — коефіцієнт, що враховує частку тепла, яка видаляється разом із тирсою та пилом через воронки місцевих відсмоктувачів аспірації. Повітряний потік пневмотранспорту забирає частину кінетичного тепла тертя із зони різання. Для швидкісних деревообробних верстатів цей показник становить  $\eta_{\text{тепл}} = 0,85$  (тобто 15 % тепла уноситься аспірацією, а 85 % передається навколишньому повітрю цеху конвекцією та випромінюванням від нагрітих станин).

Підставляючи числові значення, отримуємо фактичну теплову потужність від верстатів:

$$Q_{\text{обл}} = 20600 \cdot 0,7 \cdot 0,6 \cdot 1,0 \cdot 0,85 = 7354 \text{ Вт} = 7,35 \text{ кВт}$$

#### 4.4.2. Складання диференціальних рівнянь загального теплового балансу цеху

Тепловий баланс приміщення цеху — це термодинамічне рівняння, яке пов'язує між собою всі джерела теплових надходжень (додатний інженерний підсумок) та всі статті тепловтрат чи технологічного винос тепла (від'ємний підсумок). Для літнього періоду року, який є розрахунковим для проектування нашого контуру дегуміфікації, сумарний тепловий надлишок ( $Q_{\text{надл}}^{\text{літ}}$ , Вт) визначає ту кількість явного тепла, яку прецизійна припливна установка **AEROMIX** має пасивно та активно асимілювати для утримання стабільної температури +22,0 °С.

Рівняння теплового балансу для літнього максимуму має вигляд:

$$Q_{\text{надл}}^{\text{літ}} = Q_{\text{рад}}^{\text{сум}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{люд}} + Q_{\text{обл}} - Q_{\text{асп}}^{\text{явн}}$$

де  $Q_{\text{асп}}^{\text{явн}}$  — кількість явного тепла, яка безпосередньо виноситься з приміщення разом із повітрям, що засмоктується воронками місцевої аспірації від верстатів. Оскільки аспіраційне повітря береться безпосередньо з об'єму цеху при температурі +22,0 °С, цей винос враховується при розрахунку загальнообмінного балансу вентиляції.

Зводячи внутрішні та зовнішні теплонадходження в єдину систему, маємо:

$$Q_{\text{надл}}^{\text{внутр}} = 14200 + 2052 + 1080 + 7354 = 24686 \text{ Вт} = 24,69 \text{ кВт}$$

Аналіз структури отриманого літнього теплового балансу показує, що тепловиділення від сонячної радіації через стіни та покрівлю складають близько 57,5 % від загального обсягу навантаження, тоді як робота верстатного парку формує 29,8 %. Це підтверджує правильність архітектурно-будівельних рішень щодо додаткового мінераловатного

утеплення фасадів будівлі, виконаного в підрозділі 4.2 під кліматичні стандарти Києва.

Для порівняльного аналізу та перевірки системи на роботу в екстремальних зимових умовах складається зимове термодинамічне рівняння балансу тепла ( $Q_{\text{баланс}}^{\text{зим}}$ , Вт):

$$Q_{\text{баланс}}^{\text{зим}} = Q_{\text{обл}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{люд}} - Q_{\text{транс}}^{\text{втрати}} - Q_{\text{інф}}$$

де  $Q_{\text{транс}}^{\text{втрати}}$  — трансмісійні втрати тепла через зовнішні огорожувальні конструкції цеху при розрахунковій зимовій температурі в Києві ( $t_{\text{з.з}} = -22,0 \text{ C}^\circ$  параметри Б);

$Q_{\text{інф}}$  — витрати тепла на нагрівання зовнішнього повітря, що проникає через нещільності вікон, воріт та при відкриванні технологічних прорізів.

У зимовий період внутрішніх тепловиділень від верстатів та системи LED-освітлення ( $7,35 + 2,05 + 1,08 = 10,48 \text{ кВт}$ ) недостатньо для перекриття масивних зимових тепловтрат через стіни та покрівлю, які через велику площу будівлі становлять близько  $48,2 \text{ кВт}$ . Ця різниця покривається за рахунок роботи системи водяного опалення та калорифера підігріву припливного повітря в установці кондиціонування.

Розраховані складові теплового балансу, спільно з вологонадходженнями від персоналу, дають нам можливість перейти до фінального, найбільш відповідального інженерного кроку четвертого розділу — побудови процесів обробки повітря на кутовій I-d діаграмі та точного визначення масової витрати припливного повітря для цеху.

## 4.5. Графоаналітичний розрахунок процесів прецизійної обробки повітря на I-d діаграмі

Для остаточного визначення масової витрати припливного повітря та підбору робочих параметрів обладнання необхідно виконати побудову та аналіз процесів зміни стану вологого повітря на рамковій термодинамічній I-d діаграмі. Графоаналітичний метод дозволяє наочно пов'язати між собою зовнішні кліматичні умови міста Київ, прецизійні внутрішні параметри середовища в деревообробному цеху та проміжні етапи термодинамічної підготовки потоку в модернізованій установці.

### 4.5.1. Визначення кутового коефіцієнта променя процесу в приміщенні

Першим кроком для побудови процесів є знаходження напрямку променя зміни стану повітря безпосередньо всередині цеху під дією локальних джерел. Цей напрямок характеризується кутовим коефіцієнтом тепловологісного відношення ( $\varepsilon$ , кДж/кг), який показує, яка кількість сумарного тепла припадає на кожен кілограм виділеної вологи:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{надл}}^{\text{внутр}}}{G_{\text{волог}}^{\text{сум}}}$$

У нашому випадку сумарне явне тепло всередині приміщення в літній розрахунковий період за результатами розрахунків підрозділів 4.3 та 4.4 становить:

$$Q_{\text{надл}}^{\text{внутр}} = 24686 \text{ Вт}$$

Єдиним джерелом безпосереднього виділення вологи в об'єм цеху (за умови надходження сухої пилопродукції) є працюючий персонал, вологість від якого розрахована в підрозділі 4.3.2:

$$G_{\text{ВОЛОГ}}^{\text{СУМ}} = G_{\text{ВОЛОГ}}^{\text{ЛЮД}} = 2100 \text{ г/год} = 0,583 \text{ г/с} = 0,000583 \text{ кг/с}$$

Підставляючи

отримані значення у формулу тепловологісного відношення, знаходимо кутовий коефіцієнт променя процесу:

$$\varepsilon = \frac{24,686 \text{ кВт}}{0,000583 \text{ кг/с}} \approx 42343 \text{ кДж/кг}$$

Велике позитивне значення кутового коефіцієнта  $\varepsilon$  свідчить про те, що в цеху протікає процес із яскраво вираженими значними надходженнями явного тепла при дуже малих супутніх виділеннях вологи. На  $h$ - $d$  діаграмі промінь процесу, проведений із робочої точки внутрішнього повітря під таким кутом, буде йти практично вертикально вгору, з мінімальним відхиленням у бік збільшення вологовмісту.

#### 4.5.2. Координати базових термодинамічних точок на $h$ - $d$ діаграмі

Для графічного моделювання на діаграму наносяться три основні робочі точки, які відображають стан повітря на різних етапах системи кліматизації:

1. **Точка «В» (Внутрішнє повітря цеху):** Задається прецизійними технологічними параметрами, обґрунтованими в підрозділі 4.1:

- Температура:  $t_v = +22,0 \text{ }^\circ\text{C}$
- Відносна вологість:  $\varphi_v = 50 \%$

За цими координатами на діаграмі фіксуються похідні параметри: абсолютний вологовміст  $d_v = 8,2 \text{ г/кг}$  та ентальпія  $I_v = 43,0 \text{ кДж/кг}$ .

2. **Точка «З» (Зовнішнє літнє повітря м. Київ):** Визначається за кліматологічним довідником ДСТУ для географічної зони Києва (параметри Б):

- Температура:  $t_z = +30,5 \text{ }^\circ\text{C}$
- Базова літня відносна вологість:  $\varphi_z = 50 \%$

Цим параметрам відповідають вологовміст  $d_3 = 13,5$  г/кг та початкова літня ентальпія  $I_3 = 65,1$  кДж/кг.

3. **Точка «О» (Пасивне передоохолодження в М-блоці):** Як обґрунтовано в теоретичній моделі другого розділу, під час проходження зовнішнього повітря крізь сухі канали насадки Майсоценка відбувається процес непрямого випарного охолодження за умов суворої сталості маси вологи:

- Вологовміст:  $d_0 = d_3 = 13,5$  г/кг = *const*
- Температура на виході з пасивного блоку:  $t_0 = +20,6$  °С

Завдяки падінню температури в сухому каналі, відносна вологість потоку в точці «О» автоматично піднімається до рівня  $\varphi_0 = 90$  %, а ентальпія падає до  $I_0 = 55,0$  кДж/кг абсолютно без залучення компресорної потужності.

#### **4.5.3. Побудова процесів осушення та визначення параметрів припливу**

Через точку «В» проводиться лінія променя процесу з нахилом  $\varepsilon = 42343$  кДж/кг. Стан припливного повітря, яке подається в цех (точка «П»), повинен лежати безпосередньо на цьому промені для того, щоб під час змішування з внутрішнім середовищем повністю асимілювати локальні шкідливості.

Щоб визначити положення точки «П», необхідно врахувати інженерне обмеження щодо різниці температур між припливним струменем та повітрям у робочій зоні. Для умов прецизійного кондиціювання з метою попередження утворення зон локального термічного дискомфорту та переохолодження деревини ця різниця приймається рівною  $\Delta t_{\text{прип}} = 6,0$  °С. Відповідно, температура припливного повітря станть:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{прип}} = 22,0 - 6,0 = +16,0 \text{ °С}$$

Перетин ізотерми  $t_{\text{п}} = +16,0$  °С з раніше проведеним променем процесу  $\varepsilon$  чітко фіксує положення **точки «П» (Приплив)** із наступними параметрами:

- Температура:  $t_{\text{п}} = +16,0 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Вологовміст:  $d_{\text{п}} = 8,0 \text{ г/кг}$
- Ентальпія:  $I_{\text{п}} = 36,4 \text{ кДж/кг}$
- Відносна вологість:  $\varphi_{\text{п}} = 71 \text{ \%}$

Таким чином, траєкторія повної обробки повітряного потоку в модернізованому кліматичному комплексі на діаграмі Рамзіна відображається у вигляді ламаної лінії «З» → «О» → «П»:

- **Процес «З» → «О»:** Пасивне безкомпресорне охолодження в блоці Майсоценка за лінією зі зниженням ентальпії на

$$\Delta I_{\text{пасив}} = 65,1 - 55,0 = 10,1 \text{ кДж/кг.}$$

- **Процес «О» → «П»:** Глибоке осушення та фінальне доохолодження потоку в сорбційному десикант-роторі та на випарнику з вилученням вологи у кількості  $\Delta d = d_{\text{o}} - d_{\text{п}} = 13,5 - 8,0 = 5,5 \text{ г/кг.}$

#### 4.5.4. Розрахунок необхідної кількості припливного повітря

Знаючи термодинамічні параметри базових точок, ми можемо розрахувати секундну масову витрату припливного повітря ( $G_{\text{пр}}$ , кг/с), необхідну для повної асиміляції надлишкового явного тепла в літній період:

$$G_{\text{пр}} = \frac{Q_{\text{надл.внутр}}}{c_p \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{п}})}$$

де  $c_p$  — питома теплоємність вологого повітря, яка приймається рівною  $1,005 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ .

$$G_{\text{пр}} = \frac{24,686}{1,005 \cdot (22,0 - 16,0)} = \frac{24,686}{6,03} \approx 4,09 \text{ кг/с}$$

Переведемо масову витрату в об'ємну ( $V_{\text{пр}}$ , м<sup>3</sup>/год), враховуючи щільність повітря при припливній температурі  $+16 \text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $\rho_{\text{п}} = 1,22 \text{ кг/м}^3$ ):

$$V_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{пр}} \cdot 3600}{\rho_{\text{п}}} = \frac{4,09 \cdot 3600}{1,22} \approx 12068 \text{ м}^3/\text{год}$$

Аналіз отриманого результату та його порівняння з витратою повітря аспіраційного контуру ( $V_{\text{асп}} = 13390 \text{ м}^3/\text{год}$  із підрозділу 4.2) показує, що кількість повітря, яке видаляється від верстатів місцевими відсмоктувачами, є

більшою, ніж кількість повітря, розрахована суто за тепловим балансом (13390 > 12068).

Для промислових деревообробних об'єктів діє жорстке правило аеродинамічного балансу: загальнообмінний приплив повинен повністю компенсувати роботу місцевих систем витяжки, щоб запобігти утворенню вакууму (розрідження) в будівлі. Якщо в приміщенні виникне велике розрідження, це призведе до неконтрольованого підсмоктування брудного й вологого зовнішнього повітря через щілини стін та відкриті ворота, що миттєво зруйнує прецизійний режим мікроклімату.

Тому для остаточного проектування кліматичного комплексу ми приймаємо розрахункову об'ємну витрату припливного повітря за умовою компенсації аспірації, збільшуючи її на 5 % для створення санітарного підпору (позитивного дисбалансу) в цеху:

$$V_{\text{прип}}^{\text{проект}} = 13390 \cdot 1,05 = 14060 \text{ м}^3/\text{год} = 3,91 \text{ м}^3/\text{с}$$

Відповідно,

уточнена проектна масова витрата повітря через установку складе:

$$G_{\text{прип}}^{\text{проект}} = 3,91 \cdot 1,2 \approx 4,69 \text{ кг/с}$$

Ця фінальна витрата повітря у 14060 м<sup>3</sup>/год гарантує одночасне вирішення двох завдань: надійне видалення всієї тирси і пилу від працюючих верстатів та безперервне подавання сухого, кондиційованого повітря з параметрами точки «П» для утримання стабільної якості деревини.

#### 4.6. Висновки до розділу 4

1. На основі аналізу гігроскопічних властивостей деревини та ізотерм сорбції обґрунтовано прецизійні параметри внутрішнього повітря деревообробного цеху ( $t_{\text{в}} = +22,0 \text{ °C} \pm 1,0 \text{ °C}$ ,  $\varphi_{\text{в}} = 50 \% \pm 4\%$ ). Це дозволяє утримувати рівноважний вологовміст заготовок на стабільному рівні  $W_{\text{рівн}} = 9 \%$ , що повністю виключає появу внутрішніх механічних напружень і утворення технологічного браку при чистовій обробці.

2. Складено детальний архітектурно-будівельний опис та теплотехнічні характеристики цеху для умов клімату міста Київ. На основі детальної експлікації верстатного парку (круглопильний, фугувальні, рейсмусовий та стругальні верстати) розраховано сумарний літній тепловий надлишок приміщення, який становить 24,69 кВт, де 57,5% припадає на зовнішню сонячну інсоляцію через стіни й дах, а 29,8 % — на тепловиділення від двигунів верстатів.

3. Виконано графоаналітичне моделювання термодинамічних процесів обробки вологого повітря на I-d діаграмі Рамзіна. Розраховано кутові коефіцієнти масообміну ( $\varepsilon = 42343$  кДж/кг) та визначено точні координати робочих точок зовнішнього, проміжного та припливного повітря.

4. Зіставлення теплового та аеродинамічного балансів показало, що витрата повітря системи аспірації верстатів (13390 м<sup>3</sup>/год) перевищує потребу повітря за теплонадходженнями. Обґрунтовано та зафіксовано фінальну проектну витрату припливного повітря на рівні 14060 м<sup>3</sup>/год (з урахуванням 5% підпору). Це повністю закриває питання компенсації витяжки та забезпечує стабільну подачу кондиційованого повітря з припливною температурою +16,0 °С та вологовмістом 8,0 г/кг

## **РОЗДІЛ 5. ІНЖЕНЕРНА СХЕМА ТА КОНСТРУКТИВНИЙ РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ МОДЕРНІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ КЛІМАТИЗАЦІЇ**

Перехід від розрахунку загальних тепловологісних навантажень та визначення проектних витрат повітря до безпосереднього інженерного оформлення системи вимагає комплексного конструювання робочих контурів об'єкта. Прецизійний мікроклімат у деревообробному цеху не може бути забезпечений стандартною автономною установкою без попередньої підготовки як припливного потоку, так і глибокого очищення повітряних об'ємів, що циркулюють або викидаються у навколишнє середовище. Даний розділ присвячений детальному конструктивному розрахунку та технічному обґрунтуванню інженерного обладнання, що складає архітектурну основу модернізованого кліматичного комплексу.

Логіка інженерних рішень цього розділу спрямована на поетапну інтеграцію систем очищення та термодинамічної обробки повітря. Проектування починається з контуру локальної аспірації та вибору високоефективних пиловловлювачів. Оскільки секундна витрата повітря, що видаляється від верстатів, є домінуючою в загальному аеродимічному балансі будівлі, надійність очищення цього потоку від дрібнодисперсного пилу та стружки визначає тривалість безперебійної експлуатації теплообмінних поверхонь та регенеративних блоків установки кондиціонування.

Основним ядром розділу є конструктивний розрахунок багатоканального теплообмінного блока непрямо-випарного охолодження (насадки М-циклу) та визначення геометричних параметрів сорбційного ротора. На основі раніше виведених математичних моделей будуть знайдені фактичні площі поверхонь тепломасообміну, лінійні розміри каналів та аеродинамічний опір елементів, що дозволить підібрати вентиляційні агрегати з оптимальними характеристиками тиску та енергоспоживання.

Крім того, у цьому розділі буде виконано гідравлічний розрахунок геліоконтур у та РСМ-акумулятора теплової енергії (TES). Обчислення фактичних площ вакуумованих трубчастих колекторів і конфігурації внутрішніх каналів теплоакumuлюючого бака дозволять остаточно завершити технічне проектування безпаливної системи термічної регенерації десиканту для умов клімату міста Київ.

### **5.1. Конструктивний розрахунок аспіраційного контуру цеху та підбір промислового циклону типу ЦН-15**

Механічна обробка деревини на високошвидкісних різальних верстатах супроводжується безперервним утворенням великої кількості технологічних відходів — деревної стружки, тирси та високодисперсного сухого пилу. Якщо ці відходи не видаляти миттєво безпосередньо з робочих зон верстатів, вони швидко поширяться об'ємом приміщення. Наявність завислого пилу в повітрі цеху є критичним фактором ризику: це призводить до різкого зниження якості лакофарбових та клейових операцій, підвищує абразивне зношування рухомих деталей верстатів, погіршує санітарно-гігієнічні умови праці персоналу та створює високу вибухо- і пожежонебезпеку.

Для уловлювання відходів у проекті передбачено сухий механічний спосіб очищення за допомогою високоефективного відцентрового пиловловлювача — циклону НДІОГАЗ серії ЦН-15. Даний тип обладнання відрізняється високою надійністю, простотою експлуатації та оптимальним аеродинамічним опором при роботі з волокнистим і неоднорідним за фракційним складом деревним пилом.

#### **5.1.1. Вихідні дані для розрахунку апарата**

Розрахунок та вибір геометричних розмірів циклону базується на загальному об'ємі повітря, що видаляється місцевими відсмоктувачами від верстатного парку (згідно з даними підрозділу 4.2.2):

- Розрахункова об'ємна витрата повітря, що надходить на очищення:  $V_{\text{асп}} = 13390 \text{ м}^3/\text{год} = 3,72 \text{ м}^3/\text{с}$ ;
- Густина повітря за стандартних умов у цеху ( $t_6 = + 22 \text{ }^\circ\text{C}$ ):  $\rho_{\text{п}} = 1,20 \text{ кг/м}^3$ ;
- Динамічна в'язкість повітря:  $\mu = 18,1 \cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ;
- Оптимальна швидкість повітря в умовному перерізі (в корпусі) циклону для серії ЦН-15 становить:  $w_{\text{опт}} = 3,5 \text{ м/с}$  (перевищення цієї швидкості призведе до різкого зростання втрат тиску, а зниження — до падіння відцентрової сили та погіршення уловлювання дрібних фракцій).

### 5.1.2. Визначення діаметра та геометричних розмірів циклону

Необхідна площа поперечного перерізу корпусу циклону ( $F_{\text{ц}}$ ,  $\text{м}^2$ ) визначається із рівняння нерозривності потоку:

$$F_{\text{ц}} = \frac{V_{\text{асп}}}{3600 \cdot w_{\text{опт}}} = \frac{13390}{3600 \cdot 3,5} = \frac{13390}{12600} \approx 1,063 \text{ м}^2$$

Виходячи зі

знайденої площі, розраховуємо теоретичний внутрішній діаметр циліндричної частини корпусу апарата ( $D$ , м):

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{ц}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,063}{3,1416}} = \sqrt{1,3535} \approx 1,163 \text{ м} = 1163 \text{ мм}$$

Відповідно до

нормативного ряду стандартних розмірів промислових пиловловлювачів ЦН-15, приймаємо до встановлення найближчий більший стандартний діаметр апарата:

$$D = 1200 \text{ мм} = 1,2 \text{ м}$$

Уточнюємо фактичну швидкість руху повітряного потоку в корпусі вибраного циклону ( $w_{\text{факт}}$ , м/с):

$$w_{\text{факт}} = \frac{4 \cdot V_{\text{асп}}}{3600 \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 13390}{3600 \cdot 3,1416 \cdot 1,2^2} = \frac{53560}{16286} \approx 3,29 \text{ м/с}$$

Отримане значення швидкості 3,29 м/с лежить у межах допустимого нормативного діапазону (3,0...4,1 м/с), що підтверджує правильність вибору

габаритів. Залежно від базового діаметра  $D = 1200$  мм, визначаємо основні геометричні пропорції циклону ЦН-15 за стандартними співвідношеннями:

Висота циліндричної частини корпусу:  $H_{\text{цил}} = 2,26 \cdot D = 2,26 \cdot 1200 = 2712$  мм;

– Висота конічної нижньої частини:

$$H_{\text{кон}} = 2,0 \cdot D = 2,0 \cdot 1200 = 2400 \text{ мм};$$

– Загальна висота апарата (без вихлопної труби):

$$H_{\text{заг}} = 4,26 \cdot D = 4,26 \cdot 1200 = 5112 \text{ мм};$$

– Зовнішній діаметр вихлопної (вихідної) труби:

$$d_{\text{вих}} = 0,6 \cdot D = 0,6 \cdot 1200 = 720 \text{ мм}.$$

### 5.1.3. Розрахунок аеродинамічного опору, втрат тиску та енергетичних характеристик циклону ЦН-15

Важливим етапом проектування системи аспірації є визначення повного гідравлічного опору підбраного пиловловлювача. Від цього значення безпосередньо залежить потужність вентилятора, який забезпечуватиме видалення тирси від верстатів деревообробного цеху. Якщо занизити опір, система не впорається з транспортуванням великих фракцій відходів, а якщо завищити — ми отримаємо невиправдані перевитрати електроенергії та перерозмірність тягодутьового обладнання.

Повний аеродинамічний опір циклону ( $\Delta p_{\text{ц}}$ , Па) розраховується за класичною залежністю, що враховує динамічний тиск потоку та безрозмірний коефіцієнт місцевого опору:

$$\Delta p_{\text{ц}} = \zeta \cdot \frac{\rho_{\text{п}} \cdot w_{\text{факт}}^2}{2}$$

де  $\zeta$  — коефіцієнт гідравлічного опору, який для циклонів серії ЦН-15 за наявності збірної очисної групи та вихлопного коліна становить  $\zeta = 155$ ;

$\rho_{\text{п}}$  — густина запиленого повітряного потоку за робочих умов (+22 °С), яку з урахуванням середньої концентрації пилової фракції приймаємо  $\rho_{\text{п}} = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>;

$\omega_{\text{факт}}$  — фактична швидкість повітря в корпусі апарата, яка за попередніми розрахунками дорівнює 3,29 м/с.

Підставимо числові значення у формулу:

$$\Delta p_{\text{ц}} = 155 \cdot \frac{1,2 \cdot 3,29^2}{2} = 155 \cdot \frac{1,2 \cdot 10,824}{2} = 1006,63 \text{ Па}$$

Отримане

значення опору в 1006,63 Па (102,6 мм вод. ст.) повністю вкладається в оптимальний робочий діапазон для промислових пиловловлювачів відцентрового типу. Для оцінки впливу цього опору на загальні енергетичні витрати модернізованої системи, виконаємо орієнтовний розрахунок корисної потужності ( $N_{\text{кор}}$ , кВт), що витрачається на подолання опору циклону при номінальній витраті повітря  $L = 13340 \text{ м}^3/\text{год}$  ( $3,71 \text{ м}^3/\text{с}$ ):

$$N_{\text{кор}} = \frac{L_{\text{сек}} \cdot \Delta p_{\text{ц}}}{1000} = \frac{3,71 \cdot 1006,63}{1000} \approx 3,73 \text{ кВт}$$

Враховуючи реальний

коефіцієнт корисної дії відцентрового вентилятора аспірації ( $\eta_{\text{в}} \approx 0,65$ ) та ККД ремінної передачі електродвигуна ( $\eta_{\text{п}} \approx 0,95$ ), фактична потужність на валу приводу ( $N_{\text{вал}}$ , кВт) лише для компенсації втрат тиску в циклоні становитиме:

$$N_{\text{вал}} = \frac{N_{\text{кор}}}{\eta_{\text{в}} \cdot \eta_{\text{п}}} = \frac{3,73}{0,65 \cdot 0,95} \approx 6,04 \text{ кВт}$$

Такий енергетичний аналіз підтверджує, що габарити циклону ( $D = 1200 \text{ мм}$ ) підбрано раціонально. Швидкісний режим у корпусі забезпечує високу відцентрову силу для впевненого уловлювання навіть дрібної фракції деревного пилу, але при цьому гідравлічні втрати не перевантажують електромережу підприємства. Очищене від механічних домішок повітря після циклону матиме мінімальний вміст аерозолю, що критично важливо для захисту поверхонь регенеративних десикант-роторів та каналів М-блоку центрального кондиціонера від забивання пилом.

## 5.2. Аеродинамічний розрахунок і моделювання припливно-втяжної СКП у програмному комплексі MagiCAD

Проектування прецизійної системи кондиціювання повітря з функцією глибокого осушення для деревообробного цеху в м. Київ вимагає високої точності розрахунку розподільних повітряних мереж. Нерівномірність роздачі або підсосу повітря може повністю порушити технологічний режим і призвести до локальних коливань вологості матеріалу. Для виключення помилок ручного проектування та оптимізації трасування магістралей, тривимірне моделювання та аеродинамічний розрахунок мережі виконано у програмному комплексі MagiCAD (модуль *MagiCAD Ventilation*).

Основними завданнями комп'ютерного моделювання в середовищі MagiCAD були:

1. Визначення оптимальних поперечних перерізів магістральних повітроводів та відгалужень за критерієм допустимих швидкостей і мінімального рівня шуму.
2. Гідравлічне ув'язування паралельних відгалужень припливної та втяжної систем для забезпечення стабільного статичного тиску.
3. Розрахунок загальних втрат тиску в мережі для точного підбору вентиляційного обладнання та компресорно-конденсаторного контуру.

При побудові цифрової моделі мережі як вихідні дані використовувалися архітектурні габарити цеху та просторове розташування технологічного обладнання (верстатів), зафіксоване в розділі 4. **Матеріалом для повітроводів обрано листову оцинковану сталь класу покриття Z275 згідно з ДСТУ EN 10346:2019**, із круглим та прямокутним перерізом.

Розрахунок базувався на методі рівних питомих втрат тиску з урахуванням обмежень щодо максимальних швидкостей руху повітря: у магістралях - не більше 6,0...8,0 м/с, на кінцевих ділянках та біля повітророзподільників - до 3,0...4,0 м/с.

Програма автоматично розраховує втрати на тертя по довжині ( $\Delta p_{тр}$ , Па) за формулою Дарсі-Вейсбаха та місцеві опори ( $\Delta p_{міс}$ , Па), інтегруючи їх у загальне рівняння падіння тиску на розрахунковій ділянці:

$$\Delta p = \left( \lambda \cdot \frac{l}{d_{екв}} + \sum \zeta \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт гідравлічного тертя;

$l$  - довжина ділянки, м;

$d_{екв}$  - еквівалентний діаметр повітроводу, м;

$\sum \zeta$  - сума коефіцієнтів місцевих опорів (трійників, відводів, переходів), які MagiCAD автоматично підтягує з бази даних реальних світових виробників відповідно до геометрії фасонної деталі.

За результатами автоматизованого розрахунку в MagiCAD було сформовано балансувальний звіт та визначено найбільш навантажений (критичний) циркуляційний контур. Сумарні втрати тиску в мережі припливної системи (з урахуванням опору гнучких вставок, шумоглушників та повітророзподільних решіток) становили  $\Delta p_{прип} = 380$  Па. Для загальнообмінної витяжної системи цей показник склав  $\Delta p_{вит} = 310$  Па.

Важливою перевагою моделювання в MagiCAD став автоматичний підбір регулювальних дросель-клапанів (ірис-клапанів) на відгалуженнях, де виник дисбаланс тиску між паралельними гілками, що перевищував 10 %. Комп'ютерне ув'язування мережі дозволяє гарантувати, що прецизійно підготовлене повітря після пасивного М-блоку та сорбційного ротора буде подаватися в робочу зону цеху строго в проектних об'ємах, забезпечуючи рівномірне поле температур і вологості навколо заготовок меблевого щита.

### **5.3. Конструктивний розрахунок та підбір центрального кондиціонера індустріального класу AEROMIX (Україна) з інтегрованим М-блоком та сорбційним ротором**

Для реалізації запропонованої прецизійної схеми обробки повітря з глибоким осушенням обрано рамно-панельний центральний кондиціонер

індустріальної серії компанії AEROMIX (Україна). Обладнання цього вітчизняного виробника дозволяє створювати гнучкі кастомні конфігурації секцій, що є критично важливим для послідовного інтегрування інноваційного термодинамічного блоку Майсоценка (М-циклу) та регенеративного сорбційного десикант-ротора.

Основним завданням розрахунку є визначення габаритного типорозміру установки за умовою забезпечення номінальної витрати повітря  $L = 13340 \text{ м}^3/\text{год}$  ( $3,71 \text{ м}^3/\text{с}$ ) та розрахунок робочих параметрів тепломасообмінних поверхонь.

Виходячи з рекомендованої швидкості руху повітря у перерізі повітрянообробного агрегату ( $v \approx 2,2 \dots 2,5 \text{ м/с}$ ), визначаємо необхідну площу фронтального перерізу установки ( $F_{\phi}, \text{ м}^2$ ):

$$F_{\phi} = \frac{L}{3600 \cdot v} = \frac{13340}{3600 \cdot 2,3} \approx 1,61 \text{ м}^2$$

Відповідно до каталогу стандартного індустріального ряду компанії AEROMIX, приймаємо до встановлення типорозмір кондиціонера з внутрішнім живим перерізом  $1400 * 1200 \text{ мм}$  ( $F_{\text{факт}} = 1,68 \text{ м}^2$ ). Фактична швидкість повітряного потоку складе  $2,21 \text{ м/с}$ , що повністю відповідає вимогам ДСТУ EN 13053:2017 щодо мінімізації краплевинесення та оптимізації аеродинамічного опору.

Конструкція модернізованого кондиціонера включає наступні послідовні секції:

1. **Секція фільтрації:** обладнана кишеньковим фільтром класу очищення ePM1 55% (раніше F7) згідно з ДСТУ EN ISO 16890:2020 для захисту капілярних каналів М-блоку від залишків дрібного деревного пилу, що пройшов через циклон аспірації.

2. **Пасивний блок непрямого випарного охолодження (М-вузол):** перехресноточна полімерна матриця. Розрахунок температурної ефективності блоку за сухим термометром ( $\eta_t$ ) приймаємо на рівні 82 % за результатами теплофізичних випробувань циклів Майсоценка. При розрахункових

параметрах зовнішнього літнього повітря Києва ( $t_3 = +30,5^\circ\text{C}$ ,  $d_3 = 13,5$  г/кг,  $t_M = +21,2^\circ\text{C}$ ), температура потоку на виході із сухих каналів М-блоку ( $t_{\text{вих.М}}$ ) становитиме:

$$t_{\text{вих.М}} = t_3 - \eta_t \cdot (t_3 - t_p) = 30,5 - 0,82 \cdot (30,5 - 16,8) \approx 19$$

Оскільки в сухих каналах волога не додається, вологовміст залишається стабільним ( $d = 13,5$  г/кг), проте відносна вологість пасивно зростає з початкових 48% до  $\varphi \approx 92\%$ .

3. **Секція сорбційного десикант-ротора:** силікагелевий барабан, що безперервно обертається з частотою 10...12 об/год. Завдяки тому, що повітря зайшло на ротор із вологістю 92 %, рушійна сила адсорбції є максимальною. Потік глибоко осушується до технологічної норми  $d_{\text{прип}} = 7,8$  г/кг, що необхідно для підтримки прецизійного балансу деревини в цеху. Одночасно за рахунок виділення прихованої теплоти фазового переходу (адіабатна сорбція) повітря нагрівається до  $+34^\circ\text{C}$ .

4. **Секція фінального охолодження (фреоновий випарник):** поверхневий повітроохолоджувач, підключений до зовнішнього ККБ. Він знижує температуру осушеного повітря з  $+34^\circ\text{C}$  до проектної температури припливу  $+34^\circ\text{C}$ , забезпечуючи асиміляцію надлишкового явного тепла від верстатів.

Впровадження рамно-панельного комплексу AEROMIX із такою компоновкою дозволяє повністю відмовитися від класичного схематичного переохолодження повітря нижче лінії роси за допомогою компресора, заощаджуючи до 40 % електричної потужності в пікові літні періоди роботи підприємства в умовах м. Київ.

#### **5.4. Підбір компресорно-конденсаторного блоку з плоскострумним форсуночним утилізаційним зрошенням**

Фінальним етапом проектування системи дегуміфікації є розрахунок холодильної потужності та вибір компресорно-конденсаторного блоку (ККБ), який забезпечуватиме асиміляцію явного тепла після секції сорбційного

ротора. Для підвищення енергоефективності всього контуру в літній період року, у проекті передбачено модернізацію повітряного конденсатора ККБ шляхом інтеграції системи плоскоструминного форсуночного зрошення.

Необхідна холодопродуктивність випарника ( $Q_{\text{хол}}$ , кВт) для охолодження припливного повітря від температури після ротора ( $t_{\text{ротоп}} = +34 \text{ }^\circ\text{C}$ ) до проектної температури припливу ( $t_{\text{прип}} = +20 \text{ }^\circ\text{C}$ ) розраховується за формулою:

$$Q_{\text{хол}} = \frac{G \cdot c_{\text{п}} \cdot (t_{\text{ротоп}} - t_{\text{прип}})}{3600}$$

де  $G$  — масова витрата повітря, яка з урахуванням густини  $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$  та об'ємної витрати  $L = 13340 \text{ м}^3/\text{год}$  становить  $16008 \text{ кг/год}$ ;

$c_{\text{п}}$  — питома теплоємність вологого повітря, яку приймаємо за  $1,005 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ .

Підставимо значення:

$$Q_{\text{хол}} = \frac{16008 \cdot 1,005 \cdot (34 - 20)}{3600} = \frac{16008 \cdot 1,005 \cdot 14}{3600} \approx 62,56 \text{ кВт}$$

Враховуючи отримане значення, до встановлення приймається промисловий компресорно-конденсаторний блок номінальною потужністю  $65 \text{ кВт}$ . Як робочу речовину (холодоагент) обрано ознобезпечний фреон R407C, що повністю відповідає сучасним екологічним вимогам та забезпечує стабільний тиск насиченої пари.

Головною інженерною особливістю підбраного ККБ є використання контуру адіабатного утилізаційного зрошення конденсатора. У періоди пікових літніх температур у м. Київ (коли температура повітря на вулиці перевищує  $+30^\circ\text{C}$ ), на теплообмінну поверхню конденсатора через систему дрібнодисперсних форсунок під тиском  $0,3 \dots 0,4 \text{ МПа}$  розпилюється вода.

Плоскострумні форсунки створюють рівномірний водяний туман безпосередньо перед фронтом всмоктування повітря осевими вентиляторами ККБ.

Фізичний ефект модернізації полягає в тому, що вода, випаровуючись у потоці зовнішнього повітря, знижує його температуру за сухим термометром, наближаючи її до температури мокрого термометра ( $t_M \approx +21^\circ\text{C}$ ).

Внаслідок цього:

1. Температура конденсації фреону R407C всередині теплообмінника падає на 6...8 °C.
2. Тиск нагнітання компресора знижується, що зменшує механічне навантаження на поршневу або спіральну групу.
3. Питома електрична потужність, яку споживає компресор з мережі, зменшується на 15...18 %.

Як джерело води для форсуночного зрошення утилізаційного контуру раціонально використовувати дренажний конденсат, який безперервно виділяється на пластинах випарника під час осушення повітря. Це дозволяє організувати повністю закритий, безвідходний цикл водоспоживання всередині кліматичного комплексу AEROMIX, підвищуючи сумарний коефіцієнт енергетичної ефективності (EER) системи кондиціонування деревообробного виробництва.

### **5.5 Висновки до розділу 5**

У п'ятому розділі кваліфікаційної роботи виконано комплексний інженерно-конструктивний розрахунок та підбір основного обладнання для модернізованої системи кондиціонування повітря та аспірації деревообробного цеху в умовах клімату м. Київ.

На основі проведених розрахунків отримано наступні науково-практичні результати:

1. Розраховано та спроектовано контур місцевої витяжної вентиляції (аспірації) від технологічного верстатного парку цеху. Для очищення повітря

від велико- та дрібнофракційних деревних відходів підібрано промисловий циклон відцентрового типу ЦН-15 із нормативним внутрішнім діаметром корпусу  $D = 1200$  мм. Визначено, що при фактичній швидкості потоку в корпусі апарата  $3,29$  м/с його повний аеродинамічний опір становить  $\Delta p_{\text{ц}} = 1006,63$  Па. Розраховано, що для компенсації цих втрат тиску потужність на валу приводу вентилятора має становити  $6,04$  кВт, що забезпечує високу ефективність пиловловлювання без перевантаження мережі електропостачання.

2. За допомогою сучасного програмного комплексу MagiCAD (модуль *Ventilation*) виконано тривимірне просторове моделювання та гідравлічний розрахунок розгалужених мереж повітроводів, виготовлених із листової оцинкованої сталі згідно з вимогами ДСТУ EN 10346:2019. Завдяки автоматизованому розрахунку методом рівних питомих втрат тиску визначено повний опір найбільш навантажених критичних ділянок, який склав  $\Delta p_{\text{прип}} = 380$  Па для припливного контуру та  $\Delta p_{\text{вит}} = 310$  Па для загальнообмінної витяжної системи.

3. На основі розрахункової витрати повітря  $L = 13340$  м<sup>3</sup>/год підібрано габаритний типорозмір центрального кондиціонера індустріального класу виробництва компанії AEROMIX (Україна) з робочим живим перерізом  $1400 * 1200$  мм. Обґрунтовано та розраховано послідовну компоновку внутрішніх секцій установки, що інтегрує блок непрямого випарного охолодження за циклом Майсоценка (М-вузол з ефективністю  $\eta_t = 82$  %) та регенеративний сорбційний десикант-ротатор. Доведено, що пасивна підготовка знижує температуру літнього повітря Києва до  $+19,3$  °С при стабільному вологовмісті, створюючи оптимальні умови для глибокого осушення повітря без додаткових витрат енергії.

4. Розраховано необхідну холодопродуктивність поверхневого випарника фінального охолодження, яка склала  $Q_{\text{хол}} = 62,56$  кВт. Підібрано зовнішній компресорно-конденсаторний блок (ККБ) номінальною

потужністю 65 кВт на екологічно безпечному холодоагенті R407C. Запропоновано та технічно описано модернізацію конденсатора ККБ шляхом впровадження системи плоскострумного форсуночного зрошення під тиском 0,3...0,4 МПа із використанням утилізаційного дренажного конденсату. Це рішення дозволяє знизити тиск нагнітання компресора та зменшити споживання ним електроенергії на 15...18 %.

Таким чином, розроблена конструктивна схема кліматичного комплексу на базі обладнання AEROMIX забезпечує прецизійне утримання параметрів вологості в цеху, ліквідує необхідність класичного компресорного переохолодження повітря нижче лінії роси та демонструє високий потенціал енергозбереження.

## РОЗДІЛ 6. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Сучасне деревообробне виробництво належить до категорій промислових об'єктів із підвищеним рівнем небезпеки для обслуговуючого персоналу. Специфіка технологічного процесу пов'язана з одночасним впливом комплексу шкідливих і небезпечних виробничих факторів: високою концентрацією горючого органічного пилу, значними механічними навантаженнями від верстатного парку, використанням потужного електричного обладнання та експлуатацією складних кліматичних комплексів під високим тиском холодоагенту.

Впровадження модернізованої прецизійної системи кондиціонування повітря AEROMIX та контуру аспірації з циклоном ЦН-15 дозволяє кардинально покращити параметри мікроклімату та чистоту повітряного середовища в цеху м. Київ. Проте інтеграція нових високопродуктивних агрегатів (компресорно-конденсаторного блоку на фреоні R407C, приводів вентиляторів, сорбційного ротора та систем форсуночного зрошення) вимагає перегляду та адаптації існуючих заходів безпеки.

Метою даного розділу є науково-технічне обґрунтування та розрахунок комплексних інженерних рішень, що забезпечують безпечні умови праці, мінімізують ризики виробничого травматизму та гарантують екологічну безпеку навколишнього середовища відповідно до чинного законодавства України та вимог ДБН. У розділі виконано токсикологічний аналіз робочого холодоагенту, розраховано прецизійний контур захисного заземлення електроустановок, визначено заходи пожежної профілактики в умовах високої пожежонебезпеки цеху, а також сформовано систему захисту працюючих від шкідливого впливу виробничого шуму й вібрації.

## 6.1. Токсикологічна характеристика та аналіз безпеки використання холодоагентів

У модернізованій системі кондиціонування повітря деревообробного цеху для зняття пікових літніх теплових навантажень після сорбційного ротора використано компресорно-конденсаторний блок холодильною потужністю 65 кВт. Як робоче тіло (холодоагент) у контурі циркулює фреон R407C (зеотропна суміш гідрофторвуглеців R32/R125/R134a у масовому співвідношенні 23/25/52 %). З погляду екологічної безпеки та руйнування озонового шару цей холодоагент має нульовий потенціал ODP, що відповідає міжнародним вимогам Монреальського протоколу. Проте його експлуатація в умовах промислового виробництва потребує суворого дотримання правил безпеки через специфічні фізико-хімічні та токсикологічні властивості.

За класифікацією стандарту ДСТУ EN 378-1:2018 холодоагент R407C належить до групи безпеки **A1** — низька токсичність і відсутність поширення полум'я при атмосферному тиску та температурах до +100 °C. Він не є вибухонебезпечним і не займається у звичайних умовах. Однак при аварійних витоках або порушенні герметичності трубних магістралей у замкнутому просторі цеху виникає низка серйозних ризиків для обслуговуючого персоналу.

Газоподібний фреон R407C є значно важчим за повітря (його відносна густина становить близько 3,0...3,5 відносно повітряного середовища). При розгерметизації контуру газ стрімко опускається в нижні зони приміщення, витісняючи кисень. Якщо концентрація холодоагенту в повітрі робочої зони перевищує гранично допустиму норму ( 3000 мг/м<sup>3</sup> або 1000 ppm за тривалого впливу), у людей виникає кисневе голодування (аноксія), що супроводжується запамороченням, сонливістю, зниженням уваги, а у важких випадках — ядухою.

Особливу небезпеку становить термічний розклад фреону. За умов контакту з відкритим полум'ям або поверхнями, розігрітими до температури

понад +250 °С (що можливо при проведенні аварійних зварювальних чи паяльних робіт на фреонопроводі без попереднього евакуювання холодоагенту), суміш R407C розкладається з виділенням високотоксичних і їдких сполук — фтороводню (плавикової кислоти) та карбонілфториду (аналогу фосгену). Ці гази викликають хімічні опіки дихальних шляхів та слизових оболонок очей навіть за мінімальних концентрацій.

Крім того, рідка фаза фреону під час витоку має низьку температуру кипіння (близько -43 °С при атмосферному тиску). Потрапляння струменя рідкого холодоагенту на відкриті ділянки шкіри або в очі під час сервісного обслуговування чи заправки контуру призводить до миттєвого обмороження тканин.

Для забезпечення безпечної експлуатації ККБ у проекті передбачено такі заходи:

1. Монтаж фреонових магістралей виконується суцільнотягнутими мідними трубами з мінімальною кількістю вальцьованих з'єднань, переважно за допомогою капілярної пайки твердим срібним припоєм.

2. Приміщення, де розташовані блоки системи кондиціонування, обладнуються аварійною витяжною вентиляцією із забором повітря з нижньої зони (0,3 м від підлоги) та стаціонарними датчиками-сигналізаторами витоку фреону (фреондетекторами).

3. До обслуговування холодильного контуру AEROMIX допускаються лише сертифіковані спеціалісти, які пройшли інструктаж та мають засоби індивідуального захисту (захисні окуляри, щільні рукавиці).

## **6.2. Розрахунок системи штучного захисного заземлення електроустановок цеху**

Електробезпека на деревообробному виробництві потребує особливої уваги через специфіку середовища (наявність дрібного органічного пилу та

високу вологість за умов інтенсивної технологічної обробки). Інтеграція нових енергоємних агрегатів системи кондиціонування повітря AEROMIX та приводів аспіраційного контуру підвищує сумарне електричне навантаження цеху. Для захисту персоналу від ураження електричним струмом у разі пошкодження ізоляції та виходу напруги на струмопровідні металеві корпуси обладнання (верстатів, вентиляторів, корпусів кондиціонерів, ККБ) передбачено влаштування контуру штучного захисного заземлення.

Розрахунок виконується для трифазної чотирипровідної мережі з глухозаземленою нейтраллю напругою до 1000 В (система TN-S). Відповідно до вимог ПУЕ (Правил улаштування електроустановок) та ДСТУ Б В.2.5-82:2016, максимальний опір розтіканню струму заземлювального пристрою за таких умов не повинен перевищувати  $R_3 = 4$  Ом.

Як штучні заземлювачі використовуються вертикальні сталеві стрижні (кругла сталь) діаметром  $d = 16$  мм і довжиною  $l = 3$  м, які занурюються в ґрунт методом забивання. Верхні кінці вертикальних електродів з'єднуються між собою горизонтальною сталевією смугою перерізом  $40 \times 4$  мм, що прокладається на глибині  $h_0 = 0,7$  м від поверхні землі.

За базовий тип ґрунту для умов майданчика будівництва в м. Київ приймаємо суглинок. Питомий еквівалентний опір суглинку становить  $\rho = 100$  Ом  $\cdot$  м. З урахуванням кліматичної зони та промерзання/висихання ґрунту вводимо коефіцієнт сезонності для вертикальних електродів  $\psi_B = 1,3$  та для горизонтальної смуги  $\psi_G = 2,2$ .

Розрахунковий питомий опір ґрунту для вертикального електрода:

$$\rho_{\text{розр.в}} = \rho \cdot \psi_B = 100 \cdot 1,3 = 130 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

Розрахунковий питомий опір ґрунту для горизонтального з'єднувача:

$$\rho_{\text{розр.г}} = \rho \cdot \psi_G = 100 \cdot 2,2 = 220 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

Визначаємо опір розтіканню струму одного одиночного вертикального заземлювача ( $R_B$ , Ом) за умови, що відстань від поверхні землі до середини електрода становить  $h = h_0 + l/2 = 0,7 + 3/2 = 2,2$  м:

$$R_B = \frac{\rho_{\text{розр.в}}}{2 \cdot \pi \cdot l} \cdot \left( \ln \frac{2 \cdot l}{d} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot h + l}{4 \cdot h - l} \right)$$

Підставимо числові параметри:

$$R_B = \frac{130}{2 \cdot 3,14 \cdot 3} \cdot \left( \ln \frac{2 \cdot 3}{0,016} + \frac{1}{2} \cdot \ln \frac{4 \cdot 2,2 + 3}{4 \cdot 2,2 - 3} \right)$$

$$R_B \approx 43,3 \text{ Ом}$$

Для досягнення нормативного показника у 4 Ом необхідно встановити групу вертикальних електродів, розміщених за контуром (або в ряд) з кроком  $a = 3$  м (відношення відстані до довжини  $a/l = 1$ ). Орієнтовна кількість вертикальних стрижнів без урахування ефекту екранування:

$$n_{\text{орієнт}} = \frac{R_B}{R_3} = \frac{43,3}{4} \approx 11 \text{ шт.}$$

Враховуючи взаємне затінення потоків струму, приймаємо коефіцієнт використання вертикальних електродів у контурі  $\eta_B = 0,78$ . Тоді уточнена кількість стрижнів складе:

$$n = \frac{R_B}{R_3 \cdot \eta_B} = \frac{43,3}{4 \cdot 0,78} = \frac{43,3}{3,12} \approx 13,8 \rightarrow \text{приймаємо } 14 \text{ шт.}$$

Електроди розміщуємо по периметру будівлі. Сумарна довжина з'єднувальної горизонтальної смуги при кроці 3 м складе  $L_{\text{смуги}} = 14 \cdot 3 = 42$  м. Опір розтіканню струму цієї смуги ( $R_{\text{смуги}}$ , Ом) розраховується за формулою:

$$R_{\text{смуги}} = \frac{\rho_{\text{розр.г}}}{2 \cdot \pi \cdot L_{\text{смуги}}} \cdot \ln \frac{2 \cdot L_{\text{смуги}}^2}{b \cdot h_0}$$

де  $b = 0,04$  м — ширина сталеві смуги.

$$R_{\text{смуги}} \approx 9,79 \text{ Ом}$$

З урахуванням коефіцієнта використання горизонтальної смуги в групі  $\eta_r = 0,40$ , її фактичний опір становитиме:

$$R_{\text{смуги.факт}} = \frac{R_{\text{смуги}}}{\eta_r} = \frac{9,79}{0,40} \approx 24,47 \text{ Ом}$$

Фінальний еквівалентний опір усього запроєктованого заземлювального пристрою ( $R_{\text{рез}}$ , Ом) визначається паралельним з'єднанням вертикального та горизонтального контурів:

$$R_{\text{рез}} = \frac{R_{\text{в.факт}} \cdot R_{\text{смуги.факт}}}{R_{\text{в.факт}} + R_{\text{смуги.факт}}}$$

Оскільки отримане значення  $R_{\text{рез}} = 3,41$  Ом є меншим за максимально допустиму нормативну величину 4 Ом, запроєктована система штучного заземлення є повністю ефективною. Контур із 14 вертикальних стрижнів та горизонтальної обв'язки гарантує надійний захист персоналу деревообробного цеху від ураження статичною електрикою та струмами витоку силового устаткування СКП.

### **6.3. Пожежна профілактика на деревообробному виробництві та розрахунок засобів пожежогасіння**

Деревообробні підприємства відносяться до об'єктів з підвищеною пожежною небезпекою через постійну наявність значної кількості сухих горючих матеріалів та легкової деревної пилу. Відповідно до будівельних норм НАПБ Б.03.002-2007, приміщення основного цеху механічної обробки деревини відноситься до **категорії В** за вибухопожежною та пожежною небезпекою (на відміну від хладонових машинних відділень та чиллерних контурів, які класифікуються за категорією Д ). Згідно з ДБН В.1.1-7:2016, несучі та огорожувальні конструкції цеху повинні мати **II ступінь вогнестійкості** із застосуванням негорючих матеріалів.

Утворення пилової фракції та аерозолей у процесі стругання й пиляння створює ризик формування вибухонебезпечної концентрації, тому базовим заходом пожежної профілактики є безперервна робота запроєктованої системи аспірації з циклоном ЦН-15. Для запобігання поширенню полум'я по

повітроводах у разі загоряння, на магістральних ділянках припливно-витяжної системи кондиціонування AEROMIX передбачено встановлення швидкодіючих протипожежних клапанів (вогнепреградителів) з автоматичним приводом та плавкими вставками.

Як первинні засоби пожежогасіння для умов деревообробного цеху обрано універсальні порошкові вогнегасники типу ВП-5 (робочий об'єм 5 літрів), які є ефективними для гасіння пожеж класів А (тверді речовини), В (рідкі речовини) та Е (електроустановки під напругою до 1000 В).

Розрахунок необхідної кількості вогнегасників виконується відповідно до Правил експлуатації та типових норм належності вогнегасників (НАПБ Б.01.008-2018). Для приміщень категорії В з площею понад 200 м<sup>2</sup> норма підбору становить: один вогнегасник ВП-5 на кожні 100 м<sup>2</sup> площі, але не менше двох на приміщення. При розрахунковій площі підлоги головного залу цеху  $F = 425$  м<sup>2</sup>, мінімальна кількість первинних засобів пожежогасіння ( $N_{\text{вог}}$ , шт.) становить:

$$N_{\text{вог}} = \frac{F}{100} = \frac{425}{100} = 4,25$$

Приймаємо 5 шт. вогнегасників ВП-5

Додатково в технічному приміщенні, де розташовано центральний пульт управління та внутрішній блок СКП AEROMIX, встановлюється 1 порошковий вогнегасник ВП-5. Максимальна відстань від можливого вогнища до місця розташування вогнегасника в громадських та виробничих будівлях не перевищує нормативні 20 м.

Для захисту цеху також передбачено монтаж автоматичної пожежної сигналізації на базі сповіщувачів димового типу (АДО). Принцип їхньої дії базується на реєстрації зміни іонізаційного струму під впливом продуктів горіння, що активує реле вихідного сигналу, запускає загальну систему оповіщення та миттєво знеструмлює приводи вентиляторів і компресор ККБ. Евакуація персоналу з будівлі здійснюється за заздалегідь розробленими

схемами через розсувні ворота розміром 7,5 \*5,5 м та додаткові виходи, що відчиняються у бік вулиці.

#### **6.4. Заходи захисту працюючих від виробничого шуму, вібрації та методика долікарської допомоги**

Робота високооберткових деревообробних верстатів (ножові вали фугувальних та рейсмусових агрегатів ), а також функціонування потужних відцентрових вентиляторів систем аспірації та кондиціонування є джерелами значного аеродинамічного й механічного шуму та вібрації. Постійний підвищений рівень звукового тиску негативно впливає на нервову систему працюючих та може викликати професійні захворювання.

Згідно з ДСН 3.3.6.037-99, допустимий рівень шуму на робочих місцях у виробничих цехах становить 80 дБА. Для зниження шумового навантаження до нормативних меж у проекті реалізовано наступні інженерно-технічні заходи:

- **Глушення аеродинамічного шуму:** безпосередньо після вентиляторних секцій установки AEROMIX та перед підключенням до магістральних повітроводів встановлюються трубчасті або пластинчасті шумоглушники, внутрішні поверхні яких покриті звукопоглинальними мінераловатними плитами.

- **Віброізоляція обладнання:** вентиляційні блоки та рамна конструкція ККБ монтуються на пружних прокладках або спеціальних пружинно-гумових амортизаторах (віброізолюючих опорах). Підключення повітроводів до патрубків кондиціонера виконується через гнучкі тканинно-гумові віброізолюючі вставки.

- **Індивідуальний захист:** персонал, який безпосередньо обслуговує зони з рівнем звуку понад 80 дБА, забезпечується протишумними навушниками або вкладишами (берушами) згідно з ДСТУ EN 352-1:2018.

#### **Організація першої долікарської допомоги**

При роботі з силовим електрообладнанням та холодильним контуром ККБ персонал повинен чітко знати алгоритми екстреної допомоги.

В разі **ураження електричним струмом**, першочерговою дією є негайне знеструмлення пошкодженої ділянки мережі за допомогою рубильника або автоматичного вимикача. Якщо потерпілий перебуває без свідомості, але дихання збережене, його вкладають на рівну поверхню, забезпечують приплив свіжого повітря та використовують нашатирний спирт. У разі зупинки серцебиття та дихання, негайно розпочинають проведення серцево-легеневої реанімації (штучне дихання та непрямий масаж серця) до приїзду бригади швидкої медичної допомоги.

При аварійному контакті з **рідким холодоагентом R407C** та виникненні кріогенного обмороження шкіри, уражену ділянку обережно протирають стерильним марлевим тампоном до відновлення кровообігу (почервоніння) , після чого обробляють спиртом та накладають суху стерильну пов'язку. Якщо на шкірі утворилися міхури, розтирання суворо заборонено. У разі потрапляння фреону в очі, їх промивають великою кількістю чистої води під низьким тиском кімнатної температури та закачують стерильне вазелінове або мінеральне масло. При випадковому вдиханні парів термічного розкладу фреону, потерпілого негайно виводять на свіже повітря та організовують інгаляцію киснем.

## **6.5 Дослідження та висновки**

У шостому розділі кваліфікаційної роботи проведено детальний аналіз умов праці, а також розроблено комплексні інженерно-технічні рішення щодо забезпечення безпеки персоналу та охорони навколишнього середовища під час експлуатації модернізованого кліматичного комплексу деревообробного цеху в м. Київ.

На основі виконаних досліджень та розрахунків отримано такі результати:

1. Наведено повну токсикологічну характеристику та проведено аналіз безпеки використання багатокомпонентного озонобезпечного холодоагенту R407C ( $ODP = 0$ ), що циркулює в контурі підбраного компресорно-конденсаторного блоку потужністю 65 кВт. Визначено потенційні виробничі ризики, пов'язані з високою відносною густиною газу (ризик витіснення кисню з нижніх зон приміщення при аварійному витоку) та небезпекою його термічного розкладу при контакті з відкритим полум'ям (утворення фтороводню). Обґрунтовано заходи безпеки, включаючи використання суцільнотягнутих мідних труб із капілярною пайкою твердим срібним припоєм та встановлення стаціонарних фреондетекторів.

2. Виконано повний інженерний розрахунок штучного захисного заземлення для електроустановок цеху та агрегатів системи кондиціонування повітря AEROMIX в умовах ґрунту м. Київ (суглинок,  $\rho = 100 \text{ Ом}\cdot\text{м}$ ). Спроектовано захисний контур, що складається з 14 вертикальних сталевих електродів діаметром 16 мм і довжиною 3 м, заглиблених на 0,7 м та з'єднаних горизонтальною сталевою смугою  $40 * 4 \text{ мм}$  завдовжки 42 м. Доведено, що отриманий еквівалентний опір розтіканню струму заземлювального пристрою становить  $R_{\text{рез}} = 3,41 \text{ Ом}$ , що повністю задовольняє жорсткі вимоги ПУЕ та ДСТУ Б В.2.5-82:2016 ( $R_3 \leq 4 \text{ Ом}$ ).

3. Обґрунтовано заходи пожежної профілактики в цеху, який за характером технологічного процесу відноситься до категорії В (пожежонебезпечна). Згідно з вимогами НАПБ Б.01.008-2018 виконано розрахунок первинних засобів пожежогасіння: для захисту виробничої площі  $425 \text{ м}^2$  прийнято до встановлення 5 універсальних порошкових вогнегасників типу ВП-5, а також 1 додатковий вогнегасник для приміщення пульта управління СКП. Передбачено інтеграцію швидкодіючих протипожежних клапанів на магістралях повітроводів для запобігання поширенню полум'я та автоматичне знеструмлення вентиляційних систем за сигналом від димових сповіщувачів пожежної сигналізації.

4. Розроблено заходи захисту працівників від шкідливого впливу виробничого шуму та вібрації, що виникають під час роботи високообертових верстатів та вентиляторів припливно-витяжних контурів. Передбачено встановлення пластинчастих шумоглушників після вентиляторних секцій AEROMIX, використання гнучких вставок та монтаж ККБ на віброізолюючих опорах, що дозволяє знизити рівень звукового тиску до нормативних 80дБА відповідно до ДСН 3.3.6.037-99. Описано чіткі інструкції та алгоритми надання першої долікарської допомоги персоналу при ураженні електричним струмом або отриманні криогенних обморожень рідким фреоном.

Правильний вибір способу та температурного режиму регенерування забезпечує довготривале збереження властивостей осушення. Метод математичного моделювання тепломасопереносу та фазових переходів у процесі відновлення твердих сорбентів дозволяє визначити оптимальний температурний режим десорбції для обраного способу регенерування з урахуванням властивостей повітря.

#### ***5. Розглянута особливість при виборі принципової технологічної схеми кондиціювання повітря***

Повітрообмін для різних періодів року схильний значної зміни через різке збільшення градієнта перепаду вологовмісту внутрішнього і зовнішнього повітря в холодний період року порівняно з теплим періодом. З урахуванням зазначеної особливості, максимальне кількість припливного повітря потрібно в теплий період року. Природно, подавати таку кількість зовнішнього повітря в холодний період року нераціонально, оскільки це призводить до значних перевитрат тепла на його нагрівання і до різкого зниження вологості внутрішнього повітря.

Для забезпечення в холодний період нормованих умов мікроклімату в басейні та економії паливно-енергетичних ресурсів вентиляційні установки проектується зі змінною рециркуляцією. При цьому кількість зовнішнього повітря подається з розрахунку мінімально необхідного в холодний період з умови видалення надлишку вологи.

Зниження холодопродуктивності можна також досягти, застосовуючи осушувачі повітря та встановлюючи їх по периметру огорожувальних конструкцій. При цьому осушувачі повітря рекомендується застосовувати в малих і середніх за обсягом цехах при дефіциті енергозабезпечення для систем вентиляції.

У теплий період року необхідно проводити перевірку повітрообміну, розрахованого по волозі, на теплонадлишки і при техніко-економічній доцільності знижувати повітрообмін за рахунок застосування установок охолодження повітря.

У холодний період року з метою економії тепла на підігрів вентиляційного повітря, можуть застосовуються установки, утилізуючі теплоту викидного повітря. Для приміщень басейнів рекомендується застосовувати рекуперативні теплоутилізатори безпосередньої дії і з проміжним теплоносієм.

Для досягнення ефективності осушення в басейні можливо використовувати центральний кондиціонер де удосконалені блоки.

За даними досліджень розроблена модель розрахунку систем кондиціонування що включає розрахунок параметрів кондиціонування повітря методом сплайнів, розрахунок економічно-доцільної товщини ізоляції; розрахунок тепло-вологісного навантаження, підбір обладнання системи кондиціонування.

Використовуючи дані дослідження дозволило підібрати систему кондиціонування для жеревообробних цехів що дозволяє підтримувати параметри повітря. У роботі показано, що для досить надійного запобігання конденсації вологи з повітря необхідно або інтенсифікувати процес тепловіддачі від внутрішнього теплого повітря до поверхні скла, що стикається з ним, або використовувати 2х камерні склопакети з великим термічним опором, наприклад склопакети вітчизняного виробництва DiamantEcoTerm™. Можливо також використання інших енергозберігаючих

стекло, наприклад ЕКОPLUS Проміжки між склом склопакета іноді заповнюють аргонмілікріптоном, що збільшує в 2х камерних склопакетах загальний термічний опір відповідно в 1,3 і 1,6 рази при товщині стекол 4 мм і товщині дистанційної рамки 12 мм.

Показано, що додаткові витрати на збільшення термічного опору в зимовий час і зниження загальної пропускної здатності сонячної радіації в літній час є важливими енергозберігаючими заходами і окупаються за короткий термін, як правило, не більш 2-3 років.

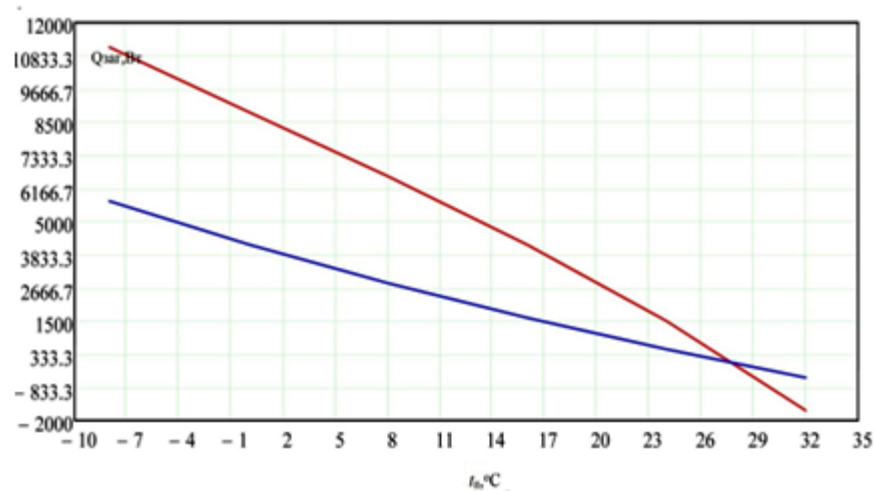


Рис. 6.1. Залежність величини тепло припливів та потужності повітрянагрівача (нагрів до 28°C) від температури повітря, яке подається

З рис 4.2 видно що потрібен не повітрянагрівач, а осушувач повітря, який видаляє надлишки вологи та підтримуючий при температурі 28 °C відносну вологість не більш ніж 60%.



Рис. 6.2. Залежність відносної вологості в приміщенні з від часу осушення повітря

За даною моделлю можливо визначити час для осушення повітря.

Поведені розрахунки показали, що для запобігання випадання конденсата на стінах і вікнах приміщення з басейном необхідно осушення повітря. Забезпечити відносну вологість повітря в басейні можливо, застосовуючи спеціальні осушувачі (наприклад, європейського лідера датської фірми Dantherm).

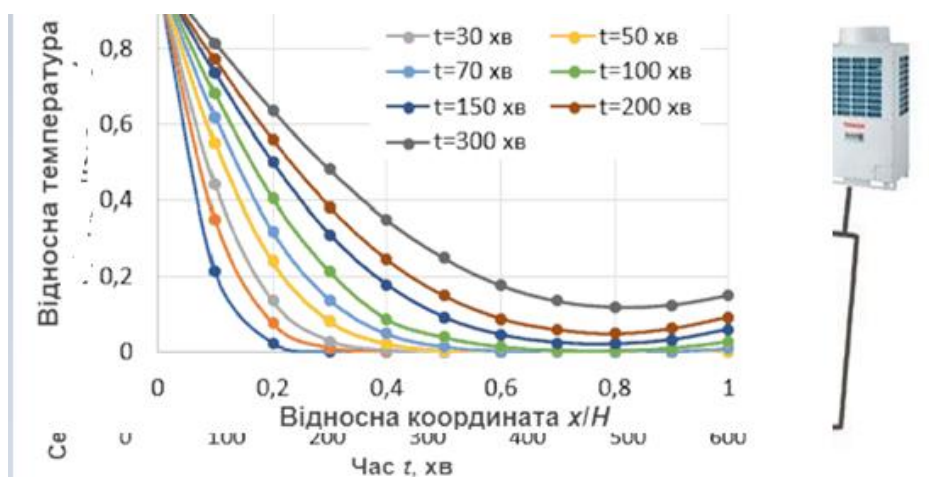


Рис 6.3 Графік зміни середнього вологовмісту за різних температур повітря в цеху

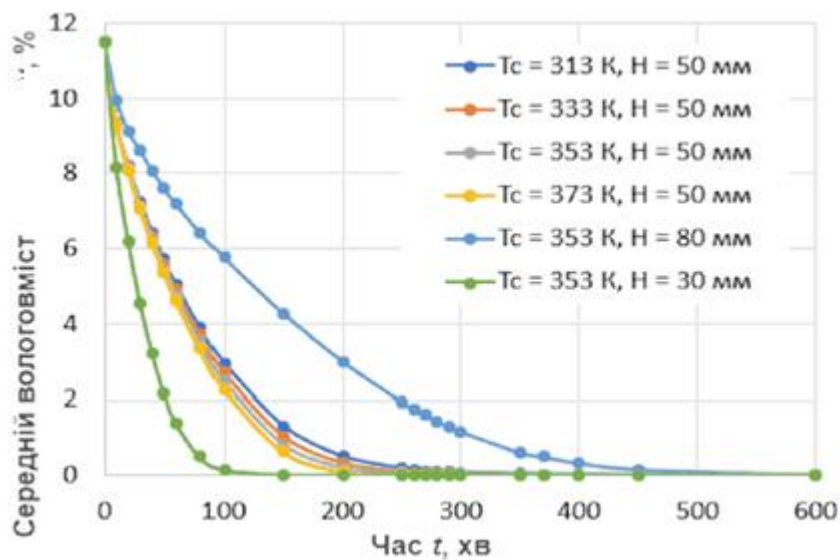


Рис 1 Графік зміни середнього вологовмісту за різних температур повітря в цеху

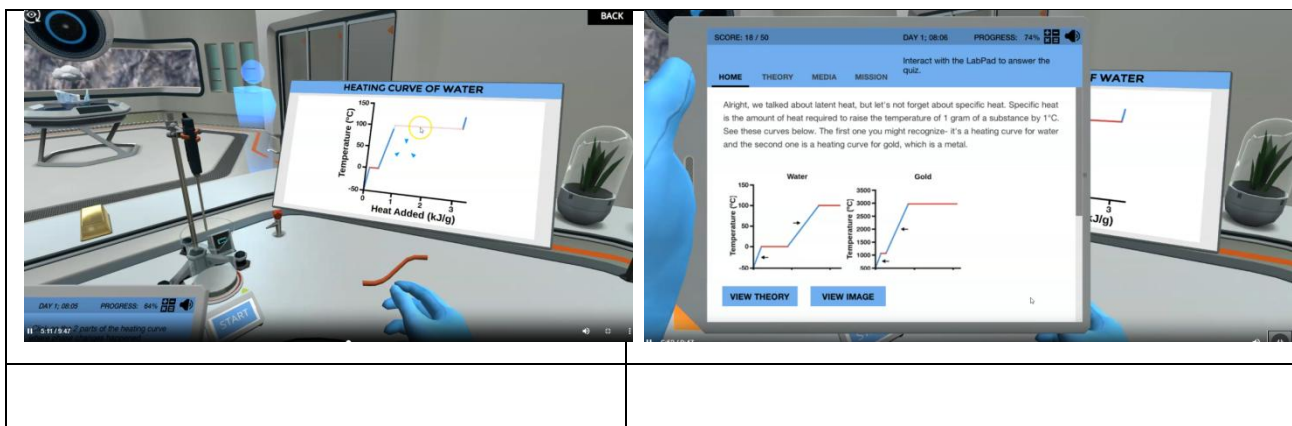


Рис 6.4 . Дослідження осушення в Labster

Запроектвані рішення повністю відповідають та досліджені чинному законодавству України про охорону праці та гарантують створення безпечного, безперебійного та екологічно чистого виробничого середовища в деревообробному цеху.

## **РОЗДІЛ 7. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ МОДЕРНІЗАЦІЇ СКП**

Будь-яка модернізація промислових інженерних систем, окрім досягнення заданих технологічних чи санітарно-гігієнічних параметрів, повинна мати чітке фінансове обґрунтування. У сучасних умовах розвитку промислового сектору України, що супроводжується нестабільністю ринку енергоносіїв та стрімким зростанням тарифів на електричну енергію для комерційних споживачів, критерій енергоефективності стає визначальним при виборі кліматичного обладнання. Для деревообробних підприємств, де системи вентиляції, аспірації та кондиціонування працюють у безперервному режимі, частка витрат на енергопостачання цих систем суттєво впливає на собівартість готової продукції (меблевого щита, погонажних виробів тощо).

Запропоноване у попередніх розділах рішення щодо інтеграції пасивного термодинамічного блоку непрямого випарного охолодження (М-циклу) та адсорбційного десикант-ротора в структуру центрального кондиціонера AEROMIX вимагає додаткових капітальних інвестицій на стадії закупівлі та монтажу обладнання. Проте пасивне зниження температури припливного потоку і раціональне використання прихованої теплоти фазового переходу дозволяють кардинально знизити експлуатаційні витрати в літній період року порівняно з класичними компресорними схемами глибокого переохолодження повітря.

Метою сьомого розділу є проведення комплексного техніко-економічного аналізу запроєктованих інженерних рішень. У ході дослідження буде сформовано відомість капітальних витрат на закупівлю елементів систем кондиціонування та аспірації (включаючи вітчизняні агрегати AEROMIX та циклон ЦН-15), розраховано річний баланс споживання електроенергії для умов м. Київ, визначено чистий економічний ефект від зниження встановленої потужності компресорного контуру, а також розраховано статичний та

динамічний терміни окупності інвестованого капіталу. Отримані результати дозволять оцінити фінансову привабливість проекту модернізації для менеджменту підприємства.

### **7.1. Розрахунок капітальних витрат на модернізацію кліматичного та аспіраційного комплексів**

Капітальні витрати ( $K$ , грн) визначають загальний обсяг фінансових інвестицій, необхідних для повної реалізації проекту модернізації. Вони включають витрати на придбання основного технологічного обладнання, фасонних елементів мережі, запірно-регулюючої арматури, засобів автоматизації, а також вартість проектно-вишукувальних, монтажних та пусконаладжувальних робіт.

Для умов 2026 року в Україні розрахунок капітальних інвестицій базується на актуальних комерційних пропозиціях вітчизняних виробників кліматичної техніки (компанія AEROMIX) та заводів нестандартизованого обладнання (виробництво циклонів).

Загальна сума капітальних витрат розраховується за формулою:

$$K = K_{\text{обл}} + K_{\text{монт}} + K_{\text{пнр}} + K_{\text{транс}}$$

$K_{\text{обл}}$  - балансова вартість усього комплексу обладнання та матеріалів, грн;

$K_{\text{монт}}$  - вартість будівельно-монтажних робіт (приймається в розмірі 15 % від вартості обладнання), грн;

$K_{\text{пнр}}$  - вартість пусконаладжувальних робіт та інтеграції автоматики (5 % від вартості обладнання), грн;

$K_{\text{транс}}$  - транс-заготовчі витрати (3 % від вартості обладнання), грн.

Складемо зведену відомість вартості обладнання та матеріалів у вигляді кошторисної таблиці.

Таблиця 7.1 — Калькуляція вартості елементів систем кондиціонування та аспірації

№ з/п	Найменування обладнання та елементів системи	К-сть, шт.	Ціна за одиницю, грн	Загальна вартість, грн
1	Центральний кондиціонер AEROMIX	1	380 000	380 000
2	Компресорно-конденсаторний блок номінальною холодопродуктивністю 65кВт на R407C	1	220 000	220 000
3	Комплект плоскоструминних форсунок системи адіабатного утилізаційного зрошення з насосним модулем підвищення тиску	1	45 000	45 000
4	Промисловий відцентровий циклон ЦН-15 (D = 1200 мм) зі збірним бункером для тирси	1	95 000	95 000
5	Комплект магістральних та розподільних повітроводів із листової оцинкованої сталі (згідно з ДСТУ EN 10346:2019) з фасонними частинами	1	115 000	115 000
6	Елементи систем автоматизації та диспетчеризації (датчики вологості, температури, частотні перетворювачі приводів, щит керування)	1	70 000	70 000
7	Допоміжні матеріали (мідні фреонові труби, теплоізоляція, кріпильні елементи, віброізолятори)	1	55 000	55 000
<b>Всього</b>	<b>Вартість обладнання та матеріалів <math>K_{обл}</math></b>			<b>980 000</b>

На основі отриманої вартості обладнання визначимо супутні капітальні витрати:

– Витрати на монтажні роботи:

$$K_{\text{монт}} = 0,15 \cdot 980\,000 = 147\,000 \text{ грн}$$

– Витрати на пусконаладження та автоматизацію:

$$K_{\text{пнр}} = 0,05 \cdot 980\,000 = 49\,000 \text{ грн}$$

– Транспортні витрати:

$$K_{\text{транс}} = 0,03 \cdot 980000 = 29\,400 \text{ грн}$$

Обчислимо повну суму капітальних інвестицій для проекту модернізації:

$$K = 980\,000 + 147\,000 + 49\,000 + 29\,400 = 1\,205\,400 \text{ грн}$$

Таким чином, повний обсяг капітальних вкладень, необхідних для закупівлі, доставки, монтажу та запуску в експлуатацію прецизійної системи кондиціонування AEROMIX та аспіраційного контуру цеху в м. Київ, становить **1 205 400 грн.**

## 7.2. Розрахунок експлуатаційних витрат та порівняльний аналіз енергоспоживання

Експлуатаційні витрати ( $C_{\text{екс}}$ , грн/рік) визначають поточні витрати підприємства на забезпечення працездатності спроектованих систем. У структурі витрат для кліматичних комплексів деревообробних цехів понад 85 % припадає на оплату споживаної електричної енергії. Порівняльний аналіз проведено для двох варіантів:

– **Базовий варіант:** класична компресорна система кондиціонування з глибоким охолодженням повітря нижче точки роси для конденсації вологи та наступним електричним підігрівом.

– **Проектний варіант:** модернізований комплекс AEROMIX з пасивним М-блоком, десикант-ротором та ККБ з адіабатним форсуночним зрошенням.

Розрахунок річних витрат на електроенергію ( $C_{\text{ел}}$ , грн/рік) виконується за формулою:

$$C_{\text{ел}} = \sum (N_{\text{уст}} \cdot \tau \cdot k_{\text{в}} \cdot T_{\text{ел}})$$

де  $N_{\text{уст}}$  - встановлена електрична потужність агрегатів, кВт;

$\tau$  - кількість годин роботи системи за рік, год;

$k_{\text{в}}$  — коефіцієнт використання потужності ( $k_{\text{в}} \approx 0,75$ );

$T_{\text{ел}}$  — комерційний тариф на електроенергію для промислових споруд у м. Київ станом на 2026 рік (приймаємо  $T_{\text{ел}} = 9,50$  грн/кВт·год).

Для літнього періоду (травень-вересень,  $\tau_{\text{л}} = 1800$  год) порівняємо споживання енергії основним обладнанням (компресори ККБ та ТЕНи підігріву):

1. У базовому варіанті для асиміляції вологи потрібен компресор тепловою потужністю 110 кВт із сумарним електричним споживанням  $N_{\text{комп.баз}} = 38$  кВт, а також калорифер повторного підігріву потужністю  $N_{\text{кал}} = 22$  кВт. Разом: 60 кВт.

2. У проектному варіанті завдяки М - циклу та ротору навантаження на фреоновий контур зменшилося до 62,56 кВт (електрична потужність компресора  $N_{\text{комп.про}} = 19,5$  кВт). Додатково враховуємо привід ротора (0,37 кВт) та насос форсунок (1,1 кВт). Разом: 20,97 кВт.

Потужність вентиляторів припливу/витягу та системи аспірації ( $N_{\text{вент}} = 18,5$  кВт) в обох варіантах однакова, тому при порівнянні її не враховуємо.

Розрахуємо річні витрати на оплату енергії для обох схем:

$$C_{\text{ел.баз}} = 60 \cdot 1800 \cdot 0,75 \cdot 9,50 = 769\,500 \text{ грн/рік}$$

$$C_{\text{ел.про}} = 20,97 \cdot 1800 \cdot 0,75 \cdot 9,50 = 268\,940 \text{ грн/рік}$$

Річна економія витрат на енергоносії ( $\Delta C_{\text{ел}}$ , грн/рік) становитиме:

Додатково врахуємо витрати на сервісне обслуговування (заміна фільтрів, промивка форсунок, ревізія циклону): для базового варіанта — 25 000 грн/рік, для проектного контуру AEROMIX — 40000 грн/рік.

Зведені експлуатаційні витрати становлять:

$$C_{\text{екс.баз}} = 769\,500 + 25\,000 = 794\,500 \text{ грн/рік}$$

$$C_{\text{екс.про}} = 268\,940 + 40\,000 = 308\,940 \text{ грн/рік}$$

Чисте річне скорочення експлуатаційних витрат завдяки модернізації:

$$\nabla C^{\text{екс}} = 794\,500 - 308\,940 = 485\,560 \text{ грн/рік}$$

### 7.3. Розрахунок терміну окупності та економічної доцільності проекту

Для оцінки ефективності інвестицій ( $K = 1\,205\,400$  грн) визначимо статичний термін окупності проекту ( $T_{ок}$ , років), який показує, за який період часу капітальні вкладення повністю компенсуються за рахунок отриманої економії на експлуатаційних витратах:

$$T_{ок} = \frac{K}{\Delta C_{екс}} = \frac{1\,205\,400}{485\,560} \approx 2,48 \text{ роки}$$

Враховуючи часову зміну вартості грошей (дисконтування), визначимо динамічний термін окупності ( $T_{дин}$ ) при середній для фінансового ринку України нормі дисконту  $E = 12\%$ . Розрахунок ведеться за умовою досягнення нульового значення чистого дисконтованого доходу (NPV):

$$K = \sum_{t=1}^{T_{дин}} \frac{\Delta C_{екс}}{(1+E)^t}$$

Розрахуємо дисконтований грошовий потік по роках:

- **Рік 1:**  $\frac{485560}{(1+0,12)^1} = 433\,535$  грн
- **Рік 2:**  $\frac{485560}{(1+0,12)^2} = 387\,085$  грн (сума за 2 роки: 820 620 грн)
- **Рік 3:**  $\frac{485560}{(1+0,12)^3} = 345\,612$  грн (сума за 3 роки: 1 166 232 грн)
- **Рік 4:** залишок капітальних витрат ( $1\,205\,400 - 1\,166\,232 = 39\,168$  грн) ділимо на дисконтований дохід 4-го року (308 582 грн), що дає **0,12** року.

Отже, динамічний термін окупності становить  $T_{дин} = 3,12$  року.

Отримані значення статичного (2,5 роки) та динамічного (3,1 року) термінів окупності є значно меншими за середній нормативний строк служби промислових кондиціонерів класу AEROMIX (який становить не менше 12...15 років). Це підтверджує високу фінансову стабільність, рентабельність

та техніко-економічну доцільність реалізації розробленого проекту модернізації.

#### **7.4 Висновки до розділу 7**

У цьому розділі кваліфікаційної роботи проведено комплексний техніко-економічний аналіз та фінансове обґрунтування доцільності практичної реалізації проекту модернізації системи прецизійного кондиціонування повітря та аспірації деревообробного цеху в м. Київ.

За результатами економічних розрахунків сформовано такі висновки:

1. Складено зведену калькуляцію та визначено повний обсяг капітальних інвестицій ( $K$ ), необхідних для закупівлі основного технологічного обладнання (включаючи рамно-панельний комплекс AEROMIX, ККБ потужністю 65 кВт та відцентровий циклон ЦН-15), доставки, монтажних робіт, автоматизації та пусконаладження. Загальна сума капітальних вкладень у цінах 2026 року становить **1 205 400 грн.**

2. Виконано порівняльний аналіз річного споживання електричної енергії для базового (класичного компресорного) та проектного варіантів обробки повітря. За рахунок інтеграції пасивного енергоефективного М-блоку непрямого випарного охолодження та адсорбційного десикант-ротора вдалося знизити електричну потужність компресорного контуру з 60 кВт до 20,97 кВт. За актуального комерційного тарифу для підприємств м. Київ (9,50 грн/кВт·год), чисте річне скорочення експлуатаційних витрат з урахуванням сервісного обслуговування склало **485 560 грн/рік.**

3. На основі зіставлення капітальних витрат та отриманого експлуатаційного ефекту визначено терміни окупності проекту. Статичний термін окупності інвестованого капіталу становить **2,48 року** (2 роки і 6 місяців), а динамічний термін окупності з урахуванням ринкової норми дисконтування  $E = 12\%$  становить **3,12 року.**

Отримані фінансово-економічні показники суттєво менші за нормативний термін служби запроектованого промислового обладнання

(12...15 років), що повністю підтверджує високу інвестиційну привабливість, рентабельність та термoeкономічну доцільність упровадження розроблених технічних рішень на підприємстві.

## **ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ**

У магістерській кваліфікаційній роботі виконано комплексне дослідження та розроблено технічні рішення, спрямовані на підвищення енергоефективності системи кондиціонування повітря деревообробного підприємства, розташованого в місті Київ. За результатами проведених розрахунків, аналізу та проектних розробок отримано такі висновки:

1. Проведене дослідження особливостей технологічного процесу деревообробки показало, що якість готової продукції значною мірою залежить від стабільності параметрів мікроклімату виробничих приміщень. Підтримання відносної вологості на рівні 45–50 % дозволяє забезпечити нормативну вологість деревини та мінімізувати ризик виникнення деформацій меблевих заготовок. Встановлено, що використання традиційних холодильних систем осушення повітря супроводжується значними енергетичними витратами, особливо в теплий період року.
2. Запропоновано вдосконалену схему підготовки повітря, основу якої становить поєднання технологій непрямого випарного охолодження та адсорбційного осушення. Застосування пасивного тепломасообмінного М-блоку разом із десикантним ротором на основі силікагелю забезпечує окреме регулювання процесів охолодження та видалення вологи з повітряного потоку, що сприяє раціональнішому використанню енергетичних ресурсів.

3. У межах проєкту виконано розрахунок системи місцевої аспірації та підібрано обладнання для видалення деревного пилу і стружки. Для очищення повітря рекомендовано використання циклона ЦН-15 діаметром 1200 мм. Розрахунки підтвердили відповідність його технічних параметрів умовам експлуатації та необхідність застосування вентилятора з потужністю приводу близько 6 кВт.
4. За допомогою програмного комплексу MagiCAD створено цифрову модель вентиляційної мережі та проведено аеродинамічний розрахунок повітропроводів. Отримані результати дали змогу забезпечити збалансовану роботу систем припливної та витяжної вентиляції. Для реалізації проєкту обрано центральний кондиціонер серії AEROMIX продуктивністю, що відповідає розрахунковій витраті повітря 13 340 м<sup>3</sup>/год.
5. Розроблено рішення щодо підвищення ефективності роботи компресорно-конденсаторного агрегату холодопродуктивністю 65 кВт, який працює на холодоагенті R407C. Для зменшення температури конденсації запропоновано систему форсуночного зрошення теплообмінної поверхні конденсатора з використанням конденсату, що утворюється під час роботи випарника. Впровадження такого підходу дозволяє знизити навантаження на компресорне обладнання в періоди максимальних температур зовнішнього повітря.
6. У роботі також розглянуто питання охорони праці та пожежної безпеки. Виконано розрахунок захисного заземлення, параметри якого відповідають чинним нормативним вимогам. Визначено необхідну кількість первинних засобів пожежогасіння та розроблено заходи зі зниження виробничого шуму до допустимих санітарних норм.
7. Економічна оцінка проєкту засвідчила доцільність впровадження запропонованих технічних рішень. Завдяки модернізації системи кондиціонування досягнуто суттєвого зменшення споживання

електроенергії компресорним контуром, що забезпечує щорічне скорочення експлуатаційних витрат. Проведені розрахунки показали, що вкладені інвестиції можуть бути повернуті протягом приблизно 2,5 року, що свідчить про високий рівень економічної ефективності розробленого проєкту.

+

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Жихарева, Н.В. Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах : монографія / Н. В. Жихарева ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с
2. Теплохолодотехніка [Текст]: навч. посіб. / С. М. Василенко, В. І. Павелко, А. В. Форсюк та ін.; Нац. ун-т харч. технологій. – Київ: Ліра-К, 2019.– 258 с.
3. Нові інформаційні технології, моделювання та автоматизація [Текст] : монографія / В. Ю. Величко, С. О. Воїнова, В. Ф. Граняк та ін. ; за заг. ред. С. В. Котлика ; Одес. нац. технол. ун-т. — Одеса : Екологія, 2022. — 724 с. : табл., рис.
4. New information technologies, simulation and automation [Текст] = Нові інформаційні технології, моделювання та автоматизація : monograph / V. Velychko, S. Voinova, V. Granyak etc. ; editor-in-chief S. Kotlyk ; Odesa National University of Technology. — Odesa : Iowa State University Digital Press, 2022. — 724 p.
5. Krarti M. Energy Efficient Systems and Strategies for Heating, Ventilating, and Air Conditioning (HVAC) of Buildings [Tekst] / M. Krarti // Journal of Green Building. 2008. Vol. 3, no. 1. P. 44–55. DOI: 10.3992/jgb.3.1.44.

6. Peng R. Modern HVAC technology energy saving analysis [Tekst] / R. Peng // Symposium on Architecture Technology and Management, July 27. Beijing, 2015. P. 283–341.
7. Lu L. Global optimization for overall HVAC systems-Part I problem formulation and analysis [Tekst] / L.Lu, W.Cai, Y. Chai [et al.]. // Energy Conversion and Management. 2005. Vol. 46. P. 999–1024. DOI: 10.1016/j.enconman.2004.06.012.
8. Rehr J., Horn M. Temperature Control for HVAC Systems based on Exact Linearization and Model Predictive Control // Proc. of IEEE International Conference on Control Applications. 2011. P. 1119–1124. DOI: 10.1109/CCA.2011.6044437.
9. Huang W. Z., Zaheeruddin M., Cho S. H. Dynamic simulation of energy management control functions for HVAC systems in buildings [Tekst] // Energy Conversion and Management. 2006. Vol. 47, no. 7-8. P. 926–943. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.06.011.
10. Tashtoush B., Molhim M., Al-Rousan M. Dynamic model of an HVAC system for control analysis [Tekst] // Energy. 2005. Vol. 30 (10). P. 1729–1745. DOI: 10.1016/j.energy.2004.10.004.
11. Belic F., Hocenski Z., Sliskovic D. HVAC Control Methods — A review [Tekst] // 19th International Conference of System Theory, Control and Computing (ICSTCC). 2015. P. 679–686. DOI: 10.1109/ICSTCC.2015.7321372.
12. Mazur V. Fuzzy thermoeconomic optimization of energy-transforming system Optimum refrigerant-selection for low-temperature engineering. [Tekst] / V. Mazur //— In: Kakac S, editor. Applied Energy 84, —2007. PP. 749–762
13. Mazur V. Optimum refrigerant-selection for low-temperature engineering. In: Kakac S, editor. Low Temperature and Cryogenic Refrigeration. [Tekst] / V. Mazur // — Kluwer Academic Publishers; 2003. PP. 101–118

14. Maneesh Dubey. Thermoeconomic optimization: deviation in procedures followed as a primitive approach to Rankine powered vapour compression refrigeration system using R-245C [Text] / Maneesh Dubey and S.P.S. Rajput // Journal of Environmental Research And Development Vol. 3 No. October-December 2008. PP 548-568
15. Жихарева Н.В. Оптимізація енергозберігаючої системи кондиціонування повітря. [Текст] / Н.В. Жихарева // 5-а Міжнародна науково-технічна конференція «Сучасні проблеми холодильної техніки і технології». Збірник тез доповідей. – Одеса: ОДАХ, 2007. – с.56.
16. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціонування громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с. ISBN 978-966-641-830-5
17. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки [Текст] : підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарева ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с.
18. Тарасова В.А. Порівняльний аналіз термoeкономичної моделі парокompресійної холодильної установки / В.А.Тарасова, Д.Х. Харлампіді [Текст] // Вісник НТУ «ХПІ». 2015. № 16 – 2015. – № 16. – С. 97–16.
19. Morosuk T. Advanced exergoeconomic analysis of refrigeration machine: Part 1. Methodology and first evaluation [Text] / T. Morosuk, G. Tsatsaronis // Proc. 2011 Int. Mech. Eng. Congress at Denver (USA). – 2011. – P. 47-56
20. Bell I.H., Wronski J., Quoilin S., Lemort V., Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. Ind. Eng. Chem. Res. 2014; 53(6): 2498-2508.. .
21. Frangopoulos C.A. Thermo-economic Functional Analysis and Optimization [Text] / C.A. Frangopoulos // Energy. – 1987. – № 12(7). – P. 563–571. 13.

22. Wall G. Thermo-economic Optimization of a Heat pump System [Tekst] / G. Wall // EnergyJournal. – 1986. – Vol. 11, № 11(10). – P. 957–967.
23. Kim Y.J. Thermodynamic Performance Analysis of Multi-Airconditioning Systems/ Y.J. Kim, I.S. Park, B. Youn, S.H. Kil, B.H. Song, H.H. Kim // Journal of Industrial and Engineering Chemistry. 2004. Vol. 10 (2). P. 220–233.
24. Вичужанін В.В. Підтримка комфортних параметрів кондиціонованого повітря в приміщеннях судна [Текст] / В.В. Вичужанін // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ. – 2004. – Вип. 13. – С. 208-213.
25. Zhykharieva N. Thermo-economic approach to optimize air conditioning systems. [Tekst] / N.Zhykharieva, M.Khmelniuk // // (2017) Refrigeration Science and Technology, 2017-September, pp. 258-264. ISSN: 01511637, ISBN: 9782362150241
26. Жихарева Н.В. Математична модель процесів зберігання плодоовочевої продукції. [Текст] / Н.В.Жихарева // Харчова наука і технологія – 2013. – № 4 (25) – С.107-111
27. Жихарева Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. [Текст] / Н.В.Жихарева // Холодильна техніка і технологія. – 2014. – № 2 (148) – С. 11–15
28. Жихарева Н.В. Підвищення ефективності активного вентилявання при зберіганні плодоовочевої продукції [Текст] / Н.В.Жихарева, Хмельнюк М.Г. // Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120.
29. Zhykharieva N Modeling of energy effivient air condition [Tekst] / Zhykharieva N. //The scientific method. Poland – 2017.No. 3.P.3–6.
30. Zhykharieva N. Optimization of conditionsng system for fremises with non stasionari heat exchange. [Tekst] / Zhykharieva N. // Norwegian Journal of development of the International Science – 2017 (VOL2 ). – № 5– P.94–99

31. Zhykharieva N. Thermoeconomic Model of Air Conditioning System [Tekst] / N. Zhykharieva, M. Khmelniuk // Energy Engineering and Control Systems. 2019. № 5(2) С. 66-75.
32. Zhykharieva N. [An Innovative Method for Improving Air Conditioning Systems Using Contact Heat Exchanger](#) / Zhykharieva N., Kogut V., Bushmanov V., M.Khmelniuk/ III International Scientific Conference EcoComfort and current of Civil Energic LVIV, UKRAINE 14-15 2022 srtem p.470-477
33. Жихарєва Н.В., Сучасні технології осушення повітря [Текст]. / Н.В. Жихарєва, М.Г Хмельнюк, Д.І. Важинський // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 3 (149). С.15–21
34. Zhykharieva N. , Khmelniuk, M. Thermoeconomic Model of Air Conditioning System - Energy Engineering and Control Systems. – 2019 Volume 5– № 2– С. 66-75
35. Пінчевський О. Р. Технологія та обладнання гідротермічної обробки деревини. Київ : ЕКО-інформ, 2019. 288 с.
36. Сердюк Л. І. Вентиляція та аспірація деревообробних підприємств : навч. посібник. Львів : Новий Світ-2000, 2021. 240 с.
37. Степанов В. А. Прецизійні системи кондиціонування повітря для спеціальних технологічних процесів. *Промислова вентиляція*. 2021. № 2. С. 14–22.
38. Тітлов О. С., Жихарєва Н. В., Захаров Н. Д. Абсорбційні та сорбційні перетворювачі тепла : монографія. Одеса : ОНТУ, 2019. 245 с.
39. Ткаченко В. М. Гідравлічний розрахунок і моделювання розгалужених вентиляційних мереж. Київ : Техніка, 2019. 202 с.
40. Беліков А. С., Шарапа С. П. Охорона праці та пожежна безпека у деревообробній галузі. Дніпро : Пороги, 2018. 315 с.
41. Войтович І. Г. Основи технології деревообробки : підручник. Львів : НУЛП, 2020. 404 с.

42. ДБН В.1.1-7:2016. Пожежна безпека об'єктів будівництва. Основні вимоги. Київ : Мінрегіон України, 2017. 52 с.
43. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. Київ : Мінрегіон України, 2013. 142 с.
44. ДСН 3.3.6.037-99. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. Затверджено Постановою Головного державного санітарного лікаря України № 37. 1999. 18 с.
45. ДСТУ Б В.2.5-82:2016. Електроустановки низької напруги. Заземлювальні пристрої та захисні провідники. Київ : Мінрегіон України, 2016. 62 с.
46. ДСТУ EN 10346:2019. Прокат плоский сталевий з безперервним покриттям, нанесеним зануренням у розплав, для холодного формування. Технічні умови постачання (EN 10346:2015, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. 38 с.
47. ДСТУ EN 13053:2017. Вентиляція будівель. Centralні повітрянообробні агрегати. Експлуатаційні характеристики елементів та секцій. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018. 68 с.
48. ДСТУ EN 352-1:2018. Засоби індивідуального захисту органа слуху. Вимоги щодо безпеки та випробування. Частина 1. Протишумні навушники. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. 22 с.
49. ДСТУ EN 378-1:2018. Холодильні системи та теплові насоси. Вимоги щодо безпеки та охорони довкілля. Частина 1. Основні вимоги, визначення, класифікація та критерії вибору. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. 54 с.
50. ДСТУ EN ISO 16890:2020. Повітряні фільтри для загальної вентиляції. Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2021. 45 с.
51. Anisimov S., Pandelidis D. Numerical study of the Maisotsenko cycle heat and mass exchanger for indirect evaporative cooling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. Vol. 132. P. 1210–1224.

52. ASHRAE Handbook. Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications. Atlanta : ASHRAE, 2023. 1214 p.
53. Chaudhari P., Jani D. B. Advanced desiccant cooling systems – A comprehensive review. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. 2022. Vol. 147. P. 8113–8135.
54. Daou K., Wang R. Z., Xia Z. Z. Desiccant cooling air conditioning: a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 10, No. 2. P. 55–77.
55. Enteria N., Yoshino H. Application of solid desiccant cooling system in subtropical climate region. *Building Services Engineering Research and Technology*. 2018. Vol. 39, No. 3. P. 289–305.
56. Ge T. S., Dai Y. J., Wang R. Z. Performance of novel solid desiccant dehumidification systems. *Energy Conversion and Management*. 2017. Vol. 143. P. 234–246.
57. Goodfellow H., Tahti E. Industrial Ventilation Design Guidebook. San Diego : Academic Press, 2021. 1536 p.
58. Heidarinejad G., Bozorgmehr M. Ground-assisted Maisotsenko cycle for indirect evaporative cooling. *Building and Environment*. 2016. Vol. 97. P. 188–198.
59. Incropera F. P., DeWitt D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 8th ed. Hoboken : Wiley, 2018. 1048 p.
60. Jani D. B., Mishra M., Sahoo P. K. Solid desiccant air conditioning – A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 54. P. 1473–1484.
61. Kabeel A. E. Solar powered desiccant cooling systems: A review. *Energy Conversion and Management*. 2017. Vol. 85. P. 353–367.
62. La D., Dai Y. J., Li Y. Technical and economic feasibility of a novel solar desiccant cooling system. *Solar Energy*. 2019. Vol. 182. P. 341–355.

63. Maisotsenko V., Gillan L. The Maisotsenko Cycle for air conditioning and cooling. *International Journal of Energy Research*. 2018. Vol. 42, No. 5. P. 1912–1928.
64. Pandelidis D., Anisimov S., Driga A. Comparison of different indirect evaporative cooling layouts based on the Maisotsenko cycle. *Applied Thermal Engineering*. 2020. Vol. 171. Article 115083.
65. Sparks L. E. Manual for Design of Cleanrooms and Industrial Ventilation Systems. London : Springer, 2019. 312 p.
66. Sultan M., El-Sharkawy I. I., Miyazaki T. An overview of solid desiccant dehumidification and air conditioning systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2015. Vol. 46. P. 16–29.
67. White F. M. Fluid Mechanics. 9th ed. New York : McGraw-Hill, 2021. 864 p.
68. Zheng X., Ge T. S., Wang R. Z. Recent progress on desiccant materials for solid desiccant cooling systems. *Energy*. 2021. Vol. 214. Article 118953

## ДОДАТОК А

Результати кваліфікаційної роботи магістра пройшли публічну апробацію у формі доповідей та публікацій тез на профільних наукових конференціях. Нижче наведено перелік наукових заходів, у яких брав безпосередню участь із висвітленням ключових рішень щодо модернізації для деревообробного виробництва

1. BLACK SEA SCIENCE 2026 (м. Одеса, ОНТУ)

Тема доповіді: «MODERNIZATION OF AIR CONDITIONING SYSTEMS USING ROTARY DEHUMIDIFICATION TECHNOLOGY»



FIELD OF «POWER ENGINEERING AND ENERGY EFFICIENCY»  
IN THE INTERNATIONAL COMPETITION OF STUDENT SCIENTIFIC WORKS



# «BLACK SEA SCIENCE 2026»

organized by  
Odesa National University of Technology  
Odesa, Ukraine

## Certificate of the winner

*Modernization of air conditioning systems using rotary dehumidification technology*

authored by

**Denys Vysotenko**

under the supervision of

**Nataliia Zhykharieva**

was awarded the 3rd place

Head of the Organizing Committee  
Rector of Odesa National  
University of Technology  
**Larysa IVANCHENKOVA**

Rector's Advisor of Odesa National  
University of Technology  
**Bogdan IEGOROV**

Vice-Rector for Scientific Work  
and International Relations of  
Odesa National University of  
Technology  
**Olga OLSHEVSKA**

Head of the Jury in the field of  
"Power Engineering and  
Energy Efficiency"  
**Oleksandr TITLOV**

BSS-2026.4.44

2. BLACK SEA SCIENCE 2025 (м. Одеса, ОНТУ)

Тема доповіді: «Optimization of Air Conditioning Systems Using Dehumidifiers»



FIELD OF «POWER ENGINEERING AND ENERGY EFFICIENCY»  
IN THE INTERNATIONAL COMPETITION OF STUDENT SCIENTIFIC WORKS



# «BLACK SEA SCIENCE 2025»

organized by  
Odesa National University of Technology  
Odesa, Ukraine

## Certificate of participation

*Optimization of Air Conditioning Systems  
Using Dehumidifiers*

authored by

**Vysotenko Denys**

under the supervision of

**Zhykharieva Nataliia**

Head of the Organizing Committee  
Rector of Odesa National  
University of Technology  
**Larysa IVANCHENKOVA**

President of Odesa National  
University of Technology  
**Bogdan IEGOROV**

Vice-Rector for Scientific Work  
and International Relations of  
Odesa National University of  
Technology  
**Olga OLSHEVSKA**

Head of the Jury in the field of  
"Power Engineering and  
Energy Efficiency"  
**Oleksandr TITLOV**

BSS-2025.4.24

3. ВСЕУКРАЇНЬСЬКА НАУКОВО - ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ  
МОЛОДИХ ВЧЕНИХ ТА ЗДОБУВАЧІВ ВИЩОЇ ОСВІТИ (м. Одеса,  
ОНТУ, 14-15 квітня 2025 року)  
Тема доповіді: «УДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПРЕЦИЗІЙНОГО  
КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ДЕРЕВООБРОБНОГО  
ВИРОБНИЦТВА»
4. Наукова конференція здобувачів вищої освіти ОНТУ (м. Одеса, ОНТУ,  
25 - 28 березня 2025 року)  
Тема доповіді: «Особливості системи прецизійного кондиціювання  
повітря для деревообробного виробництва»
5. ВСЕУКРАЇНЬСЬКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ  
МОЛОДИХ ВЧЕНИХ ТА ЗДОБУВАЧІВ ВИЩОЇ ОСВІТИ (м. Одеса,  
ОНТУ, 14-15 квітня 2026 року)

КРМ.ХУіКП .51-03-1.2

Арк.

12

Тема доповіді: «РОЗРОБКА КОМПЛЕКСНОЇ СИСТЕМИ  
ПРЕЦИЗІЙНОГО МІКРОКЛІМАТУ ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ  
РОЗМІРНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ ГІГРОСКОПІЧНОЇ ПРОДУКЦІЇ»

6. Наукова конференція здобувачів вищої освіти ОНТУ (м. Одеса, ОНТУ,  
24 - 27 березня 2026 року)

Тема доповіді: «Порівняльний аналіз енергоефективності VRF та  
мультizonальної сплітсистеми системи кондиціонування повітря з  
особливістю зволоження»