

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Оптимізація систем кондиціонування повітря волонтерського штабу розміщеного в спортивному комплексі «Аква» м.Одеса»

Здобувача (ки) Опарівський Н.В.

2 курсу ХМ151М групи

Керівник доц., к.т.н. Когут В.О.

Консультанти: .доц., к.т.н. Жихарєва Н.В.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 14.11.2023 протокол № 5

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	<u>Низькотемпературної техніки та інженерної механіки</u>
Кафедра	<u>Холодильних установок і кондиціонування повітря</u>
Ступінь вищої освіти	<u>Магістр</u>
Спеціальність	<u>142 «Енергетичне машинобудування»</u>
Освітньої програма	<u>Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря</u>

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«___» _____ 2023 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Опарівський Нікіта Володимирович

1. Тема роботи Оптимізація систем кондиціонування повітря волонтерського штабу
розміщеного в спортивному комплексі «Аква» м.Одеса

Затверджена наказом ОНТУ від 31.10.2022 р. наказ № 784-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01.12.2023 р.

3. Вихідні дані роботи спортивному комплекс «Аква» 30.0°С.
температура повітря в приміщенні в літку 22°С, температура повітря в приміщенні в
Два зали, кафе та басейн

4. Перелік питань, які потрібно розробити
техніко-економічне обґрунтування, розрахунок процесів кондиціонування повітря,
вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря, розрахунок
теплопритоків, обґрунтування вибору обладнання СКП, підбір обладнання.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
актуальність теми, мета роботи та задачі дослідження, методи дослідження, повітророзподілення,
методи, принцип роботи системи. кондиціонування

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Охоорна праці	Жихарєва Н.В.		
Економічний розділ	Жихарєва Н.В.		

7. Дата видачі завдання 01.09.2023 р.

Керівник _____ Когут В.О.

Завдання прийняв до виконання _____ Опарівський Н.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літературних джерел, методик розрахунків, підготовка структури роботи	01.09-29.09.23	
2	Підготовка основних розділів роботи	02.10-30.10.23	
3	Підготовка розділу з охорони праці	01.11-08.11.23	
4	Підготовка економічного розділу	08.11-16.11.23	
5	Оформлення пояснювальної записки кваліфікаційної роботи	17.11-24.11.23	
6	Підготовка презентації та доповіді	24.11-27.11.23	
7	Відгук керівника, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	28.05-30.11.23	

Здобувач-дипломник _____ Опарівський К.В.

Керівник роботи _____ Жихарєва 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 _____ Опарівський Нікіта Володимирович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота магістра Опарівського Нікіти Володимирвича Оптимізація систем кондиціонування повітря волонтерського штабу розміщеного в спортивному комплексі «Аква» м.Одеса включає 3:80 сторінок тексту, 11 рис, 7 таблиць, 38 посилань на літературні джерела.

Дана робота присвячена науковому дослідженню процесів кондиціонування та очищення повітря для підтримки енергоефективних режимів в приміщенні волонтерського штабу, який розташований в спортивному комплексі АКВА з розробкою методів і технічних рішень щодо підвищення ефективності систем кондиціонування повітря з використанням інноваційних технологій – розподільників повітря та контактних теплообмінних апаратів для очищення, з використанням центральних кондиціонерів та теплоутилізаторів-осушувачів. Розглянуто дослідження оптимальних параметрів повітря та розробкою комплексної моделі системи кондиціонування повітря та встановлення взаємозв'язку їх ланок у процесі, для забезпечення оптимальних параметрів в приміщеннях фітнес- залу та басейну з урахуванням економічних критеріїв, дані рекомендації щодо удосконалення кондиювання повітря з застосуванням інноваційних технологій

Ключові слова: системи кондиціонування, параметри повітря, волонтерський штаб, басейн, фітнес-зал, вентиляція, повітророзподілення, оптимізація.

ANNOTATION

Qualification of master's degree of Oparivsky Nikiti Volodyimrvich Optimization of air conditioning systems for the volunteer headquarters located in the Aqua sports complex in Odessa includes: 80 pages of text, 11 figures, 7 tables, 38 sent to the literary field.

This work is dedicated to the scientific investigation of air conditioning and purification processes to support energy-efficient modes in the volunteer headquarters, such as developments in the AQUA sports complex with the development of methods and technical solutions. to increase the efficiency of air conditioning systems using innovative technologies - air distributors (valves and beams for active ventilation) and contact heat exchangers for purification, with central air conditioners and heat exchangers-dryers. The study examines the optimal parameters of the air conditioning system by analyzing the complex model of the air conditioning system and establishing the interconnection of their loops in the process to ensure optimal parameters in the premises of the fitness room and swimming pool. There are no economical criteria, these are recommendations for improving air conditioning using innovative technologies

Key words: air conditioning systems, air parameters, volunteer headquarters, swimming pool, fitness room, ventilation, air distribution, optimization.

ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП.....	2
1 АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ІСТОЧНИКІВ	5
1.1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРІВ	7
1.2. ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ БАСЕЙНІВ	9
3 РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО І ЗИМНЬОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	35
4 ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В БАСЕЙНІ	47
5 ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ СПОЖИВАННЯ ЕНЕРГІЇ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ВОЛОНТЕРСЬКОГО ШТАБУ	51
5.1 Шляхи зниження споживання енергії систем кондиціювання повітря в фітнес-залі	51
5.2 Шляхи зниження споживання енергії систем кондиціювання повітря в басейнах	55
6 ОХОРОНА ПРАЦІ...62

					КРМ.ХУіКП 1. 784-03.2.11		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Опарівський				Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.	Козут В.О.				5	102	
Реценз.					Розрахунково- пояснювальна записка ХМ151М- група		
Н. Контр.							
Затверд.							

**7 ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ
НОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ, НОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ІНШИХ
ІННОВАЦІЙ**

67

11 ВИСНОВКИ

.72

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

..73

ВСТУП.

Підвищення енергетичної ефективності систем забезпечення мікроклімату будівель надзвичайно актуальна зараз, в умовах дефіциту та подорожчання енергоносіїв.

Центральні кондиціонери, що знайшли найширше вживання в комфортному і технологічному кондиціонуванні, є неавтономними кондиціонерами, що забезпечуються ззовні холодом (підведенням холодної води або незамерзаючих рідин), теплом (підведенням гарячої води або пари) і електроенергією для приводу вентиляторів, насосів, запорно - регулюючих апаратів на повітряних і рідинних комунікаціях і ін.

Центральні кондиціонери призначені для обслуговування декількох приміщень або одного великого приміщення. Інколи декілька центральних кондиціонерів обслуговують одне приміщення великих розмірів (театральний зал, закритий стадіон, виробничий цех і тому подібне).

Сучасні центральні кондиціонери випускаються в секційного виконання і складаються з уніфікованих типових секцій (тривимірних модулів), призначених для регулювання, змішування, нагрівання, охолодження, очищення, осушення, зволоження і переміщення повітря.

Разом з істотними перевагами, пов'язаними з можливістю ефективною підтримки заданої температури, вологості і рухливості повітря в приміщеннях великого об'єму, центральні кондиціонери, в той же час, мають і деякі недоліки, основними з яких є необхідність проведення складних монтажних будівельних робіт, прокладка по будівлі протяжних комунікацій (воздуховодов і трубопроводів).

Наявність необхідного кліматичного устаткування здатна помітно збільшити кількість відвідувачів в спортивних комплексах

Метою даної дипломної роботи є долідження та розробка способів теплоутилізації та осушення басейну СКП для волонтерського центру розташованого в **спортивному комплексі АКВА м.Одеса**

Мета і завдання дослідження. Метою магістерської роботи є дослідження та розробка способів теплоутилізації та осушення системи кондиціонування повітря

Для досягнення поставленої мети були визначені наступні завдання:

- на основі аналізу було визначено основні напрями та відповідні заходи щодо підвищення ефективності систем кондиціонування повітря
- проведений розрахунок тепло-вологісного навантаження
- запропоновано шляхи підвищення ефективності систем кондиціонування

Об'єктом дослідження Центральна прямоточна система кондиціонування повітря спортивного комплексу

Предметом дослідження Показники енергетичної ефективності системи центральна прямоточної система кондиціонування повітря з теплоутилізаторами.

Методологічну основу магістерської роботи склали наукові дослідження вітчизняних і зарубіжних вчених у центральних системах кондиціонування повітря

Методи дослідження метод термoeкономiчного аналізу, математичне моделювання теплоутилізаторів, методи оптимізації, комп'ютерні експерименти Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) - це розрахунок економічної доцільності здійснення проекту, заснований на порівняльній оцінці витрат і результатів ефективності використання, а також строку окупності вкладень.

Центральний кондиціонер – це агрегат котрий призначений для обробки і транспортування повітря, але він не являється автономним . Для його роботи необхідні джерела електропостачання , джерела тепла і холоду.

Для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежних від зовнішніх впливів (температури, вологовмісті, випромінюванні) і внутрішніх (теплоприпливи від устаткування, від людей, освітлення), які б сприяли створенню мікроклімату в приміщенні, необхідного по санітарно-

гігієнічних нормах для нормального функціонування людського організму.необхідна система кондиціонування повітря.

Техніко-економічна оцінка СКП завжди представляє інтерес для замовника. Така оцінка виконується не лише в процесі проектування, але і на перед проектній стадії, що особливо важливе для вибору того або іншого варіанту системи або для вирішення питання про доцільність пристрою СКП .

До основних економічних вимог проекту відноситься: мінімальна вартість устаткування і будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла і особливо дорогого холоду.

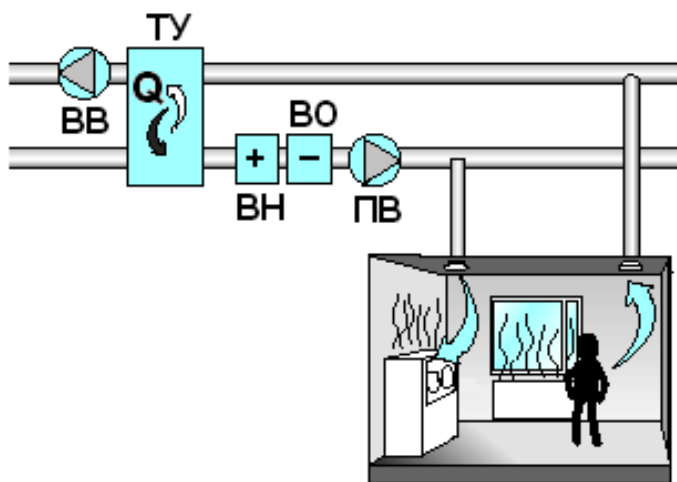
СКП комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря в приміщеннях, що кондиціонують, оптимальних для самопочуття людей, що знаходяться в них. Параметри визначаються умовами тепло- і вологообміну, які, у свою чергу залежать від характеру виконуваної ними роботи, нервової напруги, одягу, а також температури, вологості і швидкості руху довколишнього повітря і інших чинників.

2. АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ІСТОЧНИКІВ.

2.1 ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРІВ

Для утилізації теплоти у СКП застосовують різні способи і схеми. Традиційна схема з рециркуляцією основної маси повітря дозволяє, в об'єктах з переважанням явної теплоти зберегти, як правило, до 90% витраченої енергії на його обробку. Проте ця схема не може бути використана для приміщень з виділенням шкідливих речовин (лікарні, підприємства хімічної промисловості і ін.), а посилювання вимог до якості внутрішнього повітря певним чином створює пріоритет прямооточних СКП (рис.1.1). [1,7,]

Рис.1.1 Схема прямооточної СКП із теплоутилизатором;



Основні способи енергозбереження СКП:

- **Twinvent** – Twin coil system (Run-a-round) – з проміжним теплоносієм і двома теплообмінниками батарейного типу (рис.2);

ПВ, ВВ – припливний і витяжний вентилятори;

ВН – повітрянагрівач;

ВО – повітряохолоджувач;

ТУ – теплоутилизатор;

- **Directvent** – Plate type heat exchanger – з пластинчастим

рекуперативним теплообмінником (рис.1.3);

- **Heatvent** – Heat-pipe exchanger – із застосуванням теплових труб (термосифонів і гнітючих труб) (рис.1.4);

- **Rotorvent** – Rotating heat wheel – з ротором-регенератором, що обертається.

Ефективність утилізації тепла; при використанні роторів 80.90 %, установок з тепловими трубами 55.75 %, з пластинчастими повітряними перекрестноточними теплообмінниками-рекуператорами 40.60 % і з теплообмінниками батарейного типу 40.45 %.

Розглянуті дані способи в порядку зростання їх ефективності, в короткому викладі, приділивши основну увагу роторній схемі

при цьому обов'язковою вимогою є забезпечення необхідної кількості зовнішнього повітря, що нормується відповідно до фізіологічних потреб людини. Єдиної норми для країн світу не існує, у зв'язку з різною екологічною обстановкою, рівнем життя і ін., проте основоположними є рекомендації за стандартом ASHRAE 62-2001 (у СНД працює СНіП 2.04.05-91).[1,7, 11,12,13]

Як проміжний теплоносіє зазвичай застосовується водний розчин етиленгліколя, оскільки робоча рідина повинна задовольняти вимозі незамерзання при температурах зовнішнього повітря нижче 0 °С, і володіти невисокою корозійною активністю.

Twivent

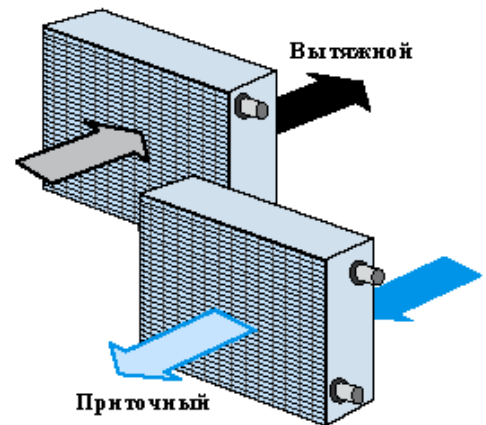
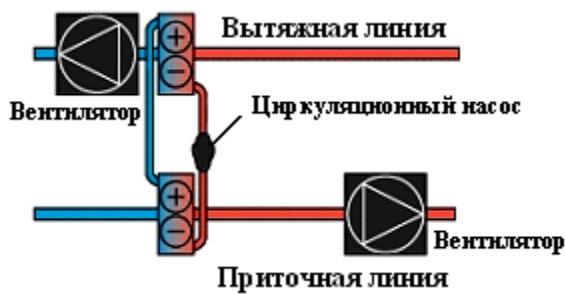


Рис.1. 2. Схема теплоутилізації з проміжним теплоносієм і двома теплообмінниками

Перевага даної схеми полягає в тому, що утилізація теплоти можлива в установці з роз'єднаними (віддаленими один від одного) потоками припливного і витяжного повітря.

Невисока ефективність способу пояснюється додатковим термічним опором робочій рідині в сумарному опорі системи.

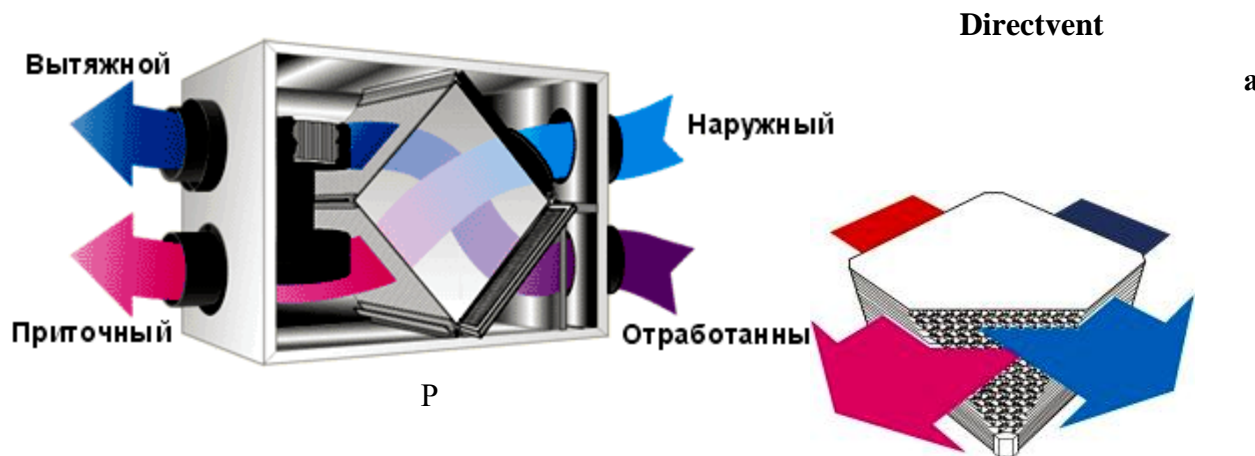


Рис.1.3. Схема теплоутилізації «повітря-повітря» (а) з пластинчастим теплообмінником (б).

У рекуперативних перекрестноточних теплообмінниках передача теплоти відбувається через стінки каналів, що розділяють повітряні потоки. Канали утворюються, як правило, чергуванням плоских і гофрованих пластин алюмінієвої фольги. Виготовлення пластин є нескладною, добре відпрацьованою технологією. Як проміжний теплоносій зазвичай застосовується водний розчин етилгліколя, оскільки робоча рідина повинна задовольняти вимозі незамерзання при температурах зовнішнього повітря нижче 0°C , і володіти невисокою корозійною активністю.

Heatvent

Теплоутилізатори на базі теплових труб (HeatPipe), також як і Twinvent, є рекуперативними теплообмінниками з проміжним теплоносієм, але з об'єднаними повітряними потоками. Основний елемент – теплова труба – є герметична судина, заправлена певною кількістю легко робочій рідині, що випаровується (для температурного діапазону установок кондиціонування використовуються фреони). Робоча рідина в трубці, сприймаючи теплоту від повітря (зовнішнього - влітку, витяжного - взимку), випаровується, і пара за рахунок перепаду тиску переміщається до протилежного кінця трубки, розташованого в потоці холодного повітря, де він конденсується. Конденсат повертається до теплого кінця гравітаційним дорогою (в разі термосифонів) або за допомогою капілярних сил (гнітючі теплові труби) (рис.4).

Таким чином, відбувається утилізація теплоти в процесі теплопередачі від повітряного потоку з великим потенціалом до потоку з меншим потенціалом при фазових перетвореннях робочої рідини.

Потужні теплові потоки усередині трубки, обумовлені величинами прихованої теплоти випару і конденсації, визначають високу ефективність пристрою.

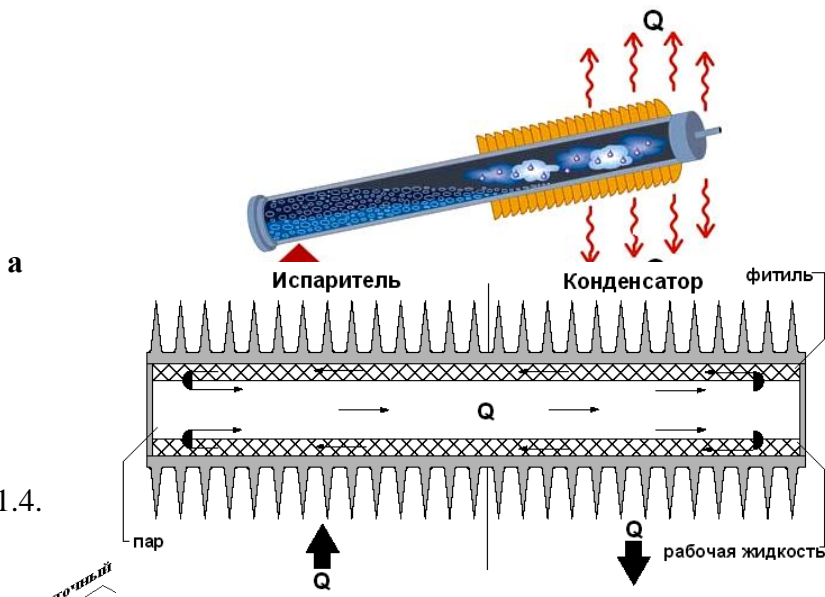
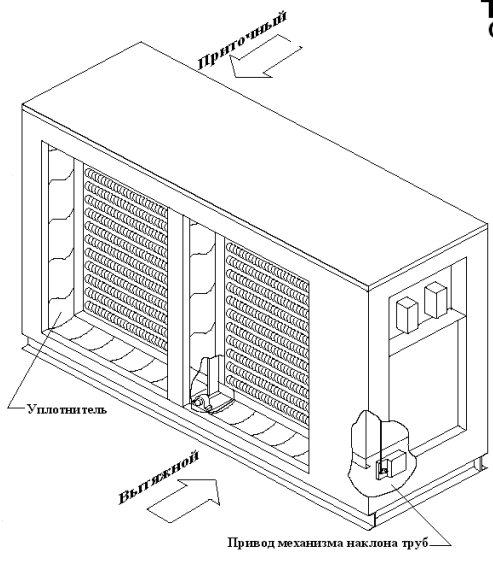


Рис.1.4.

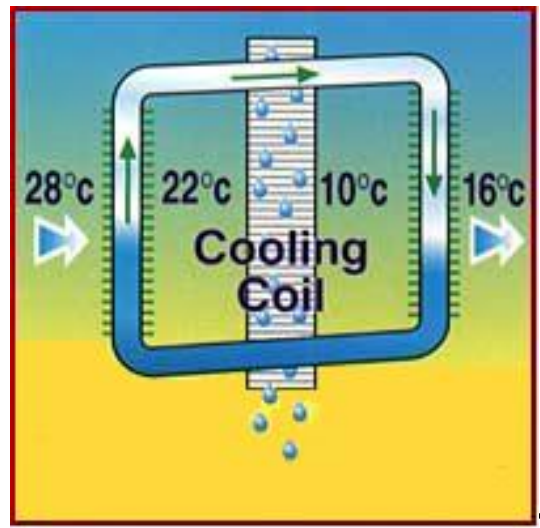
Рис.5. Обреbrені теплові труби.



теплові труби.

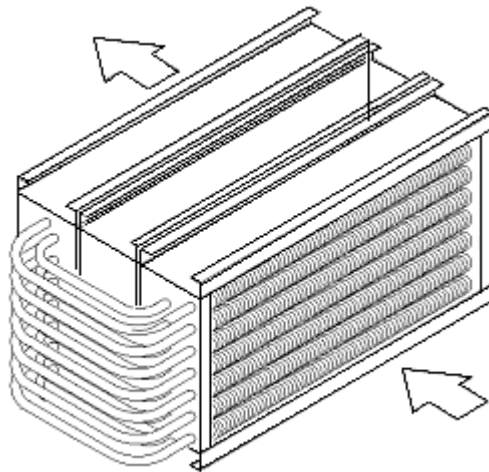
Гнiтiючі теплові труби розміщуються в теплообміннику під кутом $6...10^0$, роз'єднуються по повітряних потоках перегородкою і ущільнюються по периметру секції (рис1.6).

Рис.1.6. Теплоутилізатор з тепловими трубами.



Теплові труби використовуються для підвищення ефективності процесів механічного осушення повітря (рис.1.7), а також в роторно-сорбентних схемах (рис.1.8).

На рис.1.7 показаний принцип “precooling-reheating” попереднього охолодження (до повітроохолоджувача) з подальшим нагріванням повітря (після повітроохолоджувача) за рахунок обхвату поверхневого теплообмінника тепловою трубою.



б

Рис.1.7. Принцип “precooling-reheating” (а) і секція кондиціонера (б).

У установках роторно-сорбентной технології [48] мінімізація енерговитрат на регенерацію адсорбенту привела до використання теплових труб в сучасних схемах "E-SAVE", як один з варіантів, а також газових пальників, що працюють на природному газі (рис.1.8).

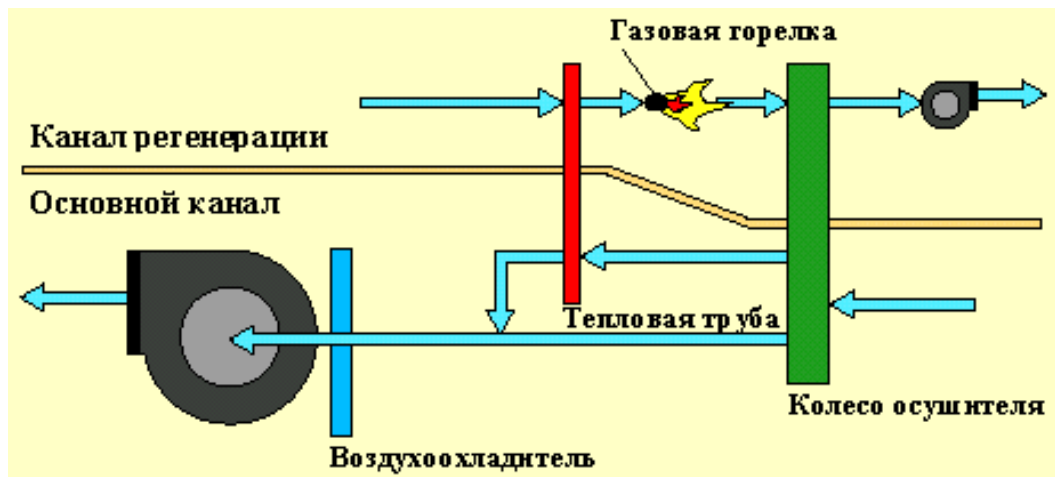


Рис.8. Адсорбер "E-SAVE" з тепловою трубою.

Rotorvent

– **найефективніша технологія теплоутілізації у СКП** за рахунок величезної контактної поверхні і протиточної схеми руху повітряних потоків.

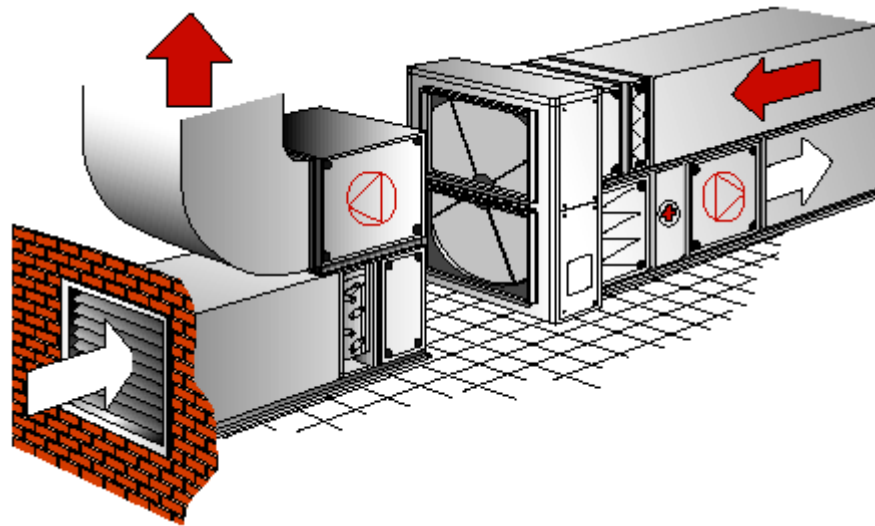


Рис.9. Схема розміщення роторного теплоутилізатора в центральній СКП.
 Конструкція ротора-теплоутилізатора приведена на рис.10...12.

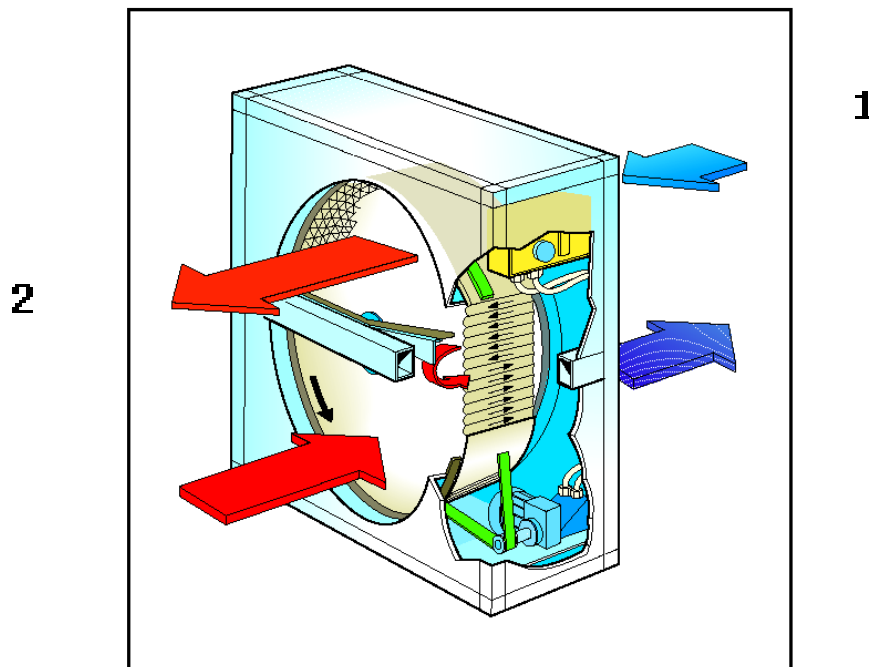


Рис.1.10. Ротор-теплоутилізатор (пристрій з схемою роботи): 1 – свіже повітря,
 2 – відпрацьоване повітря.

Ротор-теплоутилізатор набирається сегментами або суцільною стрічкою гофрованих і плоских листів алюмінієвої фольги, що чергуються (sensible wheel). Товщина фольги 70 або 100 мкм. Існує варіант покриття цих листів тонким шаром десиканта (enthalpy wheel). Ротор-теплоутилізатор має широкий типоразмерний ряд 20 одиниць (в разі двороторної схеми уніфікований з ротором-осушувачем). Товщина ротора 250 (200) мм.

Швидкість обертання вище швидкості колеса осушувача і, як правило, складає 0,75.12 об/мін (до 25 об/мін – вироби компанії АЕХ).

Фіксація листів в шарі насадки здійснюється за допомогою клею, шпильок або замковим способом, розробленим компанією Pm-luft AB: виступ, виконаний у вигляді каблука, на вершині гофра входить у відповідну западину на плоскому аркуші.

За певних умов, пов'язаних з величиною перепаду тиску ΔP у припливній лінії (P1) і витяжній (P3), можливі перетечки відпрацьованого повітря в потік свіжого припливного повітря, що небажано. Для усунення перетечек в роторних пристроях передбачена спеціальна накладна секція чищення “Purge section” (рис.11). Ця секція за рахунок частини, що розширюються, забезпечує шлюзування відпрацьованого повітря в каналах ротора на лінії розділу двох потоків повітря. Чим менше $\Delta P = P1 - P3$, тим більше має бути кут α захвату площі ротора за рахунок відхилення кута секції ($\Delta P=1200 \text{ Па} - \alpha = 2^\circ$, $\Delta P=95 \text{ Па} - \alpha = 10^\circ$).

Слід витримувати наступну умову: $P1 > P4$, $P2 > P3$.

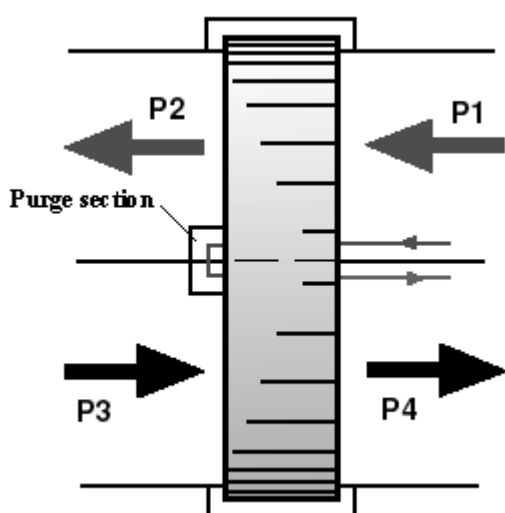
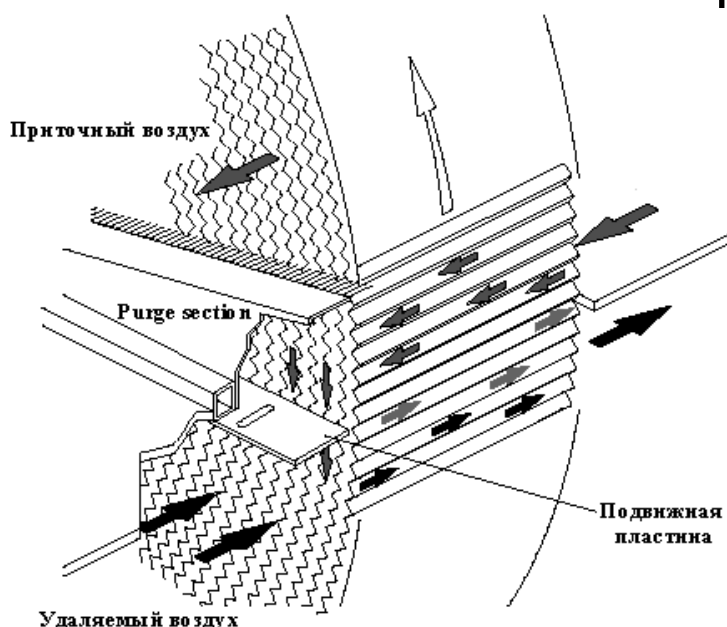


Рис.1.11. Секція чищення.



Секція чищення, після налаштування за умовами експлуатації, повинна обмежувати перетікання по величині об'ємної витрати відпрацьованого повітря не більше 0,04 %.

Ентальпійні ротори (enthalpy wheel), по суті справи є контактними апаратами і здійснюють перенесення теплоти явним і прихованим чином. Вони характеризуються 3-ма коефіцієнтами ефективності (ентальпійним E_h , температурним E_t , перенесення вологи E_d), по яких власне і виробляється розрахунок процесу теплоутилізації і підбір роторів. Фірми-виробники, як правило, пропонують номограмний метод підбору.

Ентальпійні гігроскопічні ротори забезпечують процес теплоутилізації з більшою ефективністю, по відношенню до роторів явної теплоти (sensible wheel). Їх перевага особлива помітно в умовах вологого клімату, або коли явне теплове навантаження приміщення складає менше 80% повного навантаження. Як приклад, нижче приведені побудови в d,h-діаграмме для умов літнього режиму. Як видно з рис.13, при однаковій температурній ефективності роторів обох типів - $E_t = 0,25$, ентальпійний (тобто повний) коефіцієнт ефективності істотно вище для гігроскопічного ротора і складає $E_h = 0,75$.

Максимальне значення коефіцієнта ефективності E_h сучасних роторів-теплоутилізаторів досягає величини 0,9.

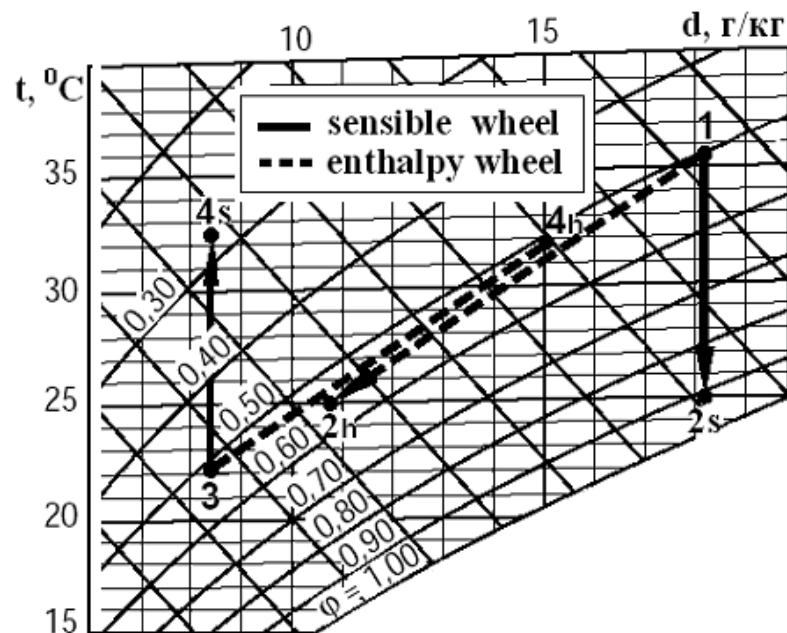


Рис1.12. Процеси теплоутилізації в d,h- діаграмі, в регенераторах роторного типу (нумерація крапок відповідає рис.1.11).

Ентальпійний ротор забезпечує в літньому режимі охолодження і одночасне осушення повітря при температурах вище за точку роси, що неможливе для звичайного негігроскопічного ротора з алюмінієвою фольгою. У зимовий час здійснюється одночасне нагрівання і зволоження повітря.

Легко відмітити (рис.1.12), що процес тепломасообміну в даному пристрої йде по променю приблизно співпадаючому з лінією змішення двох потоків. Це означає, що гігроскопічний ротор забезпечує найкоротший шлях приведення параметрів зовнішнього повітря до параметрів припливного повітря, практично виключаючи змішення.

Рис.1.13 демонструє скорочення витрат теплоти і води на зволоження в зимовому режимі в разі вживання ентальпійного ротора в прямоточній СКП. Для досягнення параметрів повітря в точці П без ротора необхідно забезпечити нагрів повітря в процесі НН' і зволоження - Н'П.

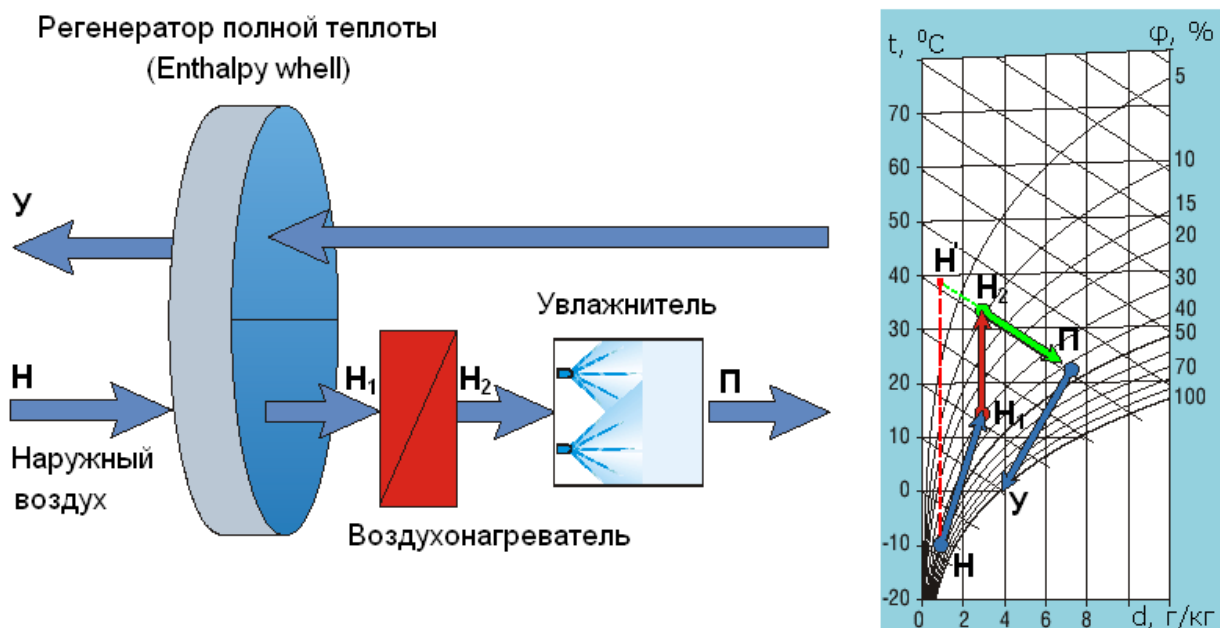


Рис.1.13. Блок непрямо-випарного охолодження повітря і процеси в d,h-діаграмме.

Так само, як і теплові труби (або інші рекуператори), ротори-теплоутилізатори застосовуються в енергозберіжних схемах "E-save"- так звані двороторні установки ВКВ (рис. 1.14, 1.15). При цьому в них

використовуються описані вище блоки непрямо-випарного охолодження. Ентальпійний ротор працює в режимі осушення (швидкість обертання – 20 об/год). Число зворотів ротора явної теплоти в секції непрямо-випарного охолодження повітря – 20 об/хв.

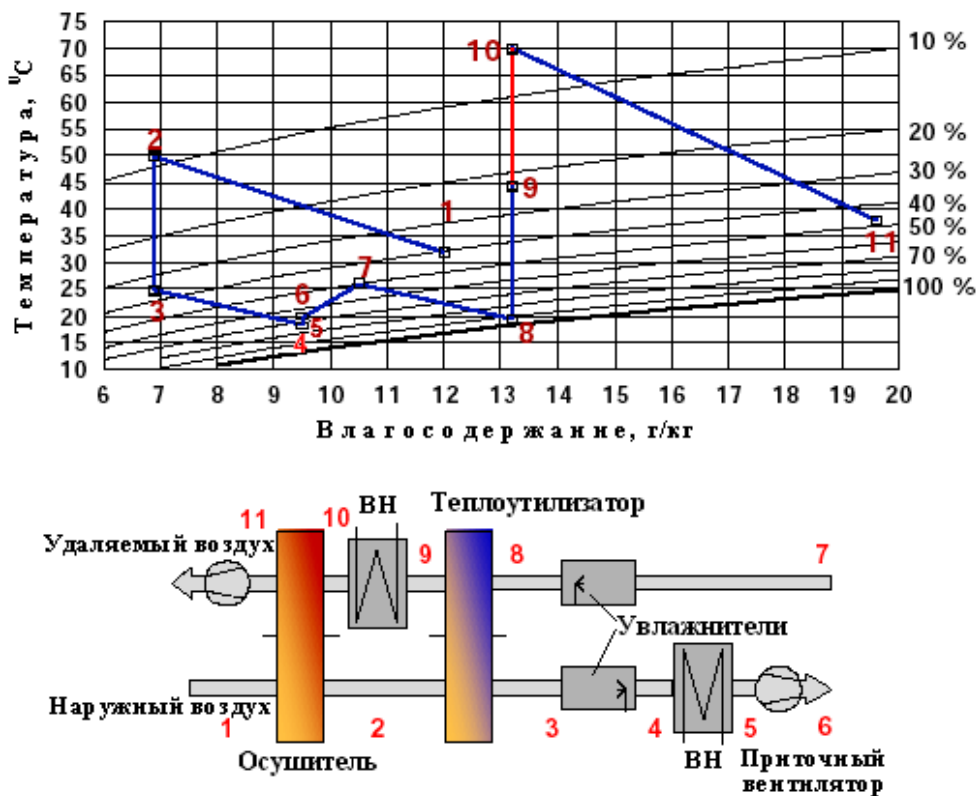


Рис. 1.14. Зображення в d,h-діаграмі процесів обробки повітря в двороторній установці (теплоутилізатор – sensible wheel) і її схема для помірного клімату.

Такі схеми в умовах помірного клімату можуть ефективно працювати практично без використання холодильних машин. Побудови, виконані в d,h-діаграмі на рис.1.14 відповідають кліматичним умовам м. Миколаєва, і характерні для населених пунктів півдня України і не лише.

Дана схема обробки повітря також працездатна і в кліматичних зонах з печеною і вологим кліматом. Проте, оскільки непрямо-випарникового ефекту охолодження повітря тут не досить, то в схему додатково включені блоки повітроохолоджувачі на вході повітря в ротор-осушувач і після блоку непрямо-випарного охолодження (рис. 1.15).

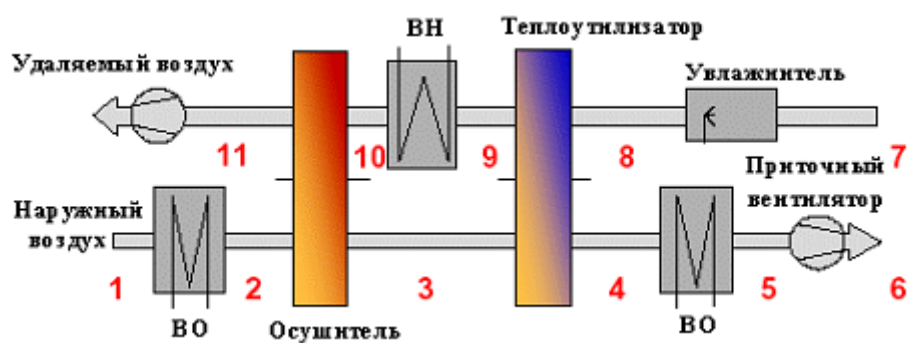
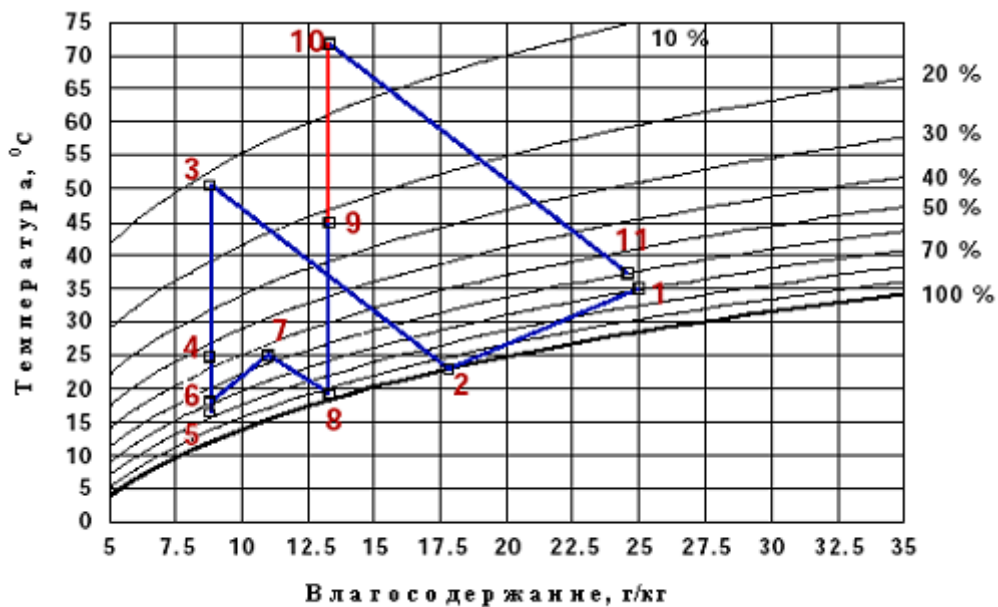
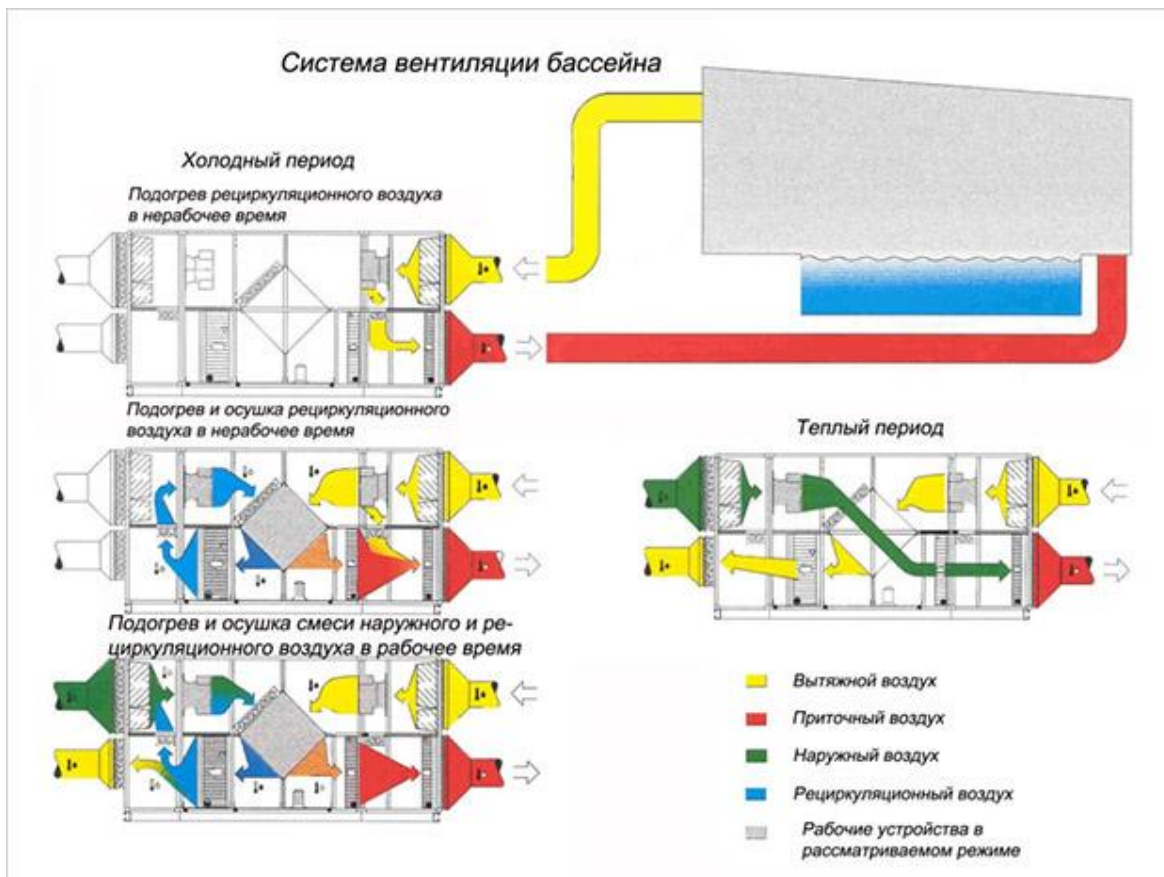


Рис. 1.15. Зображення в d,h-діаграмме процесів обробки повітря в двороторній установці (теплоутилизатор – sensible wheel) і її схема для вологого і теплого клімату.

Якщо для осушення повітря використовуються ротори з шаром силікагеля, то для його регенерації достатня температура 700С. Для цих цілей сповна личить сонячна енергія. На рис.1.16 показана двороторна установка СКП з використанням сонячної енергії для регенерації осушувача і роботи холодильної машини абсорбції.

2.2 ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІЮВАННЯ БАСЕЙНІВ

При проектуванні вентиляції і кондиціонування басейну важливим початковим елементом для будь-якого проектанта є підвищена вологість. Для спортивних басейнів якнайкраща температура повітря + 27+28°C або трохи нижче. Такі рекомендації лікарів - підтримувати температуру повітря приблизно на 1°C вище за температуру води. При такій різниці температур людям, плаваючим в басейні, комфортно, а випаровування вологи мінімально.



Для підтримки комфортних умов і розумного рівня випаровування води вологість в приміщенні басейну повинна складати 50-60%. У закритих басейнах абсолютний зміст вологи в повітрі може на 3/4 перевищувати зміст вологи в звичайних приміщеннях, що кондиціонують. Проектувальник повинен завжди враховувати це і прийняти заходи для зменшення конденсації вологи на поверхнях огорожуючих конструкцій.

Особливості використання

Басейн використовується періодично, в неробочий час вологість і тепло як були, так і залишаються. На жаль, дуже рідко власники басейну користуються накриттям поверхні води спеціальним покриттям, що може значно понизити кількість випаровуваної вологи.

Коли в басейні нікого не немає, вологість і її утворення знижуються. Хоча в порожньому басейні вологи утворюється на 25-35% менше, навантаження на устаткування вентиляції і кондиціонування все одно зберігається. У басейні не можна зменшувати температуру вночі, тому що знижена температура повітря тільки збільшує випаровування з поверхні басейну. Проектувальники і власники повинні розуміти, що в басейні ніколи не можна відключати кліматичне устаткування.

Постійна циркуляція повітря повинна підтримуватися 24 години в добу. У звичайному басейні досить вимкнути осушувач повітря всього на 20-30 хвилин, щоб відносна вологість зросла до 80-85%.

Щоб понизити енерговитрати, коли басейн порожній, можна припинити подачу свіжого повітря і здійснювати зниження вологості в режимі рециркуляції. Проте можна використовувати і зовнішнє повітря, якщо це дозволяє місцевий клімат і погода.

Якість повітря в басейні

Вентиляції басейну потрібна для підтримки нормальних умов, для забезпечення асиміляції хімічних виділень з поверхні води, окрім звичайних метаболічних виділень людини.

У воду басейну додаються хімікати в цілях забезпечення санітарно-гігієнічних вимог шляхом нейтралізації різних органічних речовин і мікроорганізмів, які залишаються від плавців. Ці хімікати можуть викликати забруднення повітря, а воно, у свою чергу, може сприяти різним роздратуванням у плавців.

Збільшення витрати повітря системи вентиляції басейну для зниження вологості не зможе вирішити проблему конденсації і утворення застійних зон, в яких скупчуватиметься вологе повітря.

Що дозволяє забезпечити правильне розподілення в басейні

Поверхня води. Потік повітря над поверхнею води повинен бути зведений до мінімуму, щоб уникнути надмірної його рухливості в зоні плавання. Крім того, це дозволяє зменшити випаровування, яке посилюється із збільшенням швидкості повітря. Але при цьому швидкість повітряного потоку повинна бути достатньою, щоб різні гази, що виділяються з води, не почали накопичуватися над поверхнею. Скарги на некомфортні умови у воді часто викликані саме поганим повітроділенням і тим, що хлораміни не видаляються з поверхні басейну.

Формуванню необхідного потоку над водою може перешкодити розташування припливних отворів на великій висоті (4,5-9м), допомогти ж може продумане розташування витяжних отворів.

Припливні і витяжні отвори. Зазвичай в басейнах стелі достатньо високі. Розташовані під стелею припливні дифузори часто не справляються з подачею потоку вниз, до води і підлоги. Необхідно поклопотатися про регульованість повітряних ґраток для напрямку потоку на потрібні поверхні.

Основні помилки зводяться:

- Розташування витяжних ґраток на тому ж рівні, що і припливні, із-за чого припливе повітря не змішується з повітрям приміщення.
- Недостатній розмір витяжних ґраток. Дуже часто, із-за шуму ґраток і непривабливого вигляду, їх прагнуть зробити менше. Не варто забувати, що правильно підібрані розміри можуть практично зменшити цей шум і зменшити втрату статичного тиску в повітроводах

У теплому джакузі або дитячому басейні витяжні ґратки повинні розташовуватися поряд з водою, щоб зменшити вплив підвищеного випаровування. Не можна обмежуватися тільки цим, допускаючи помилки у

визначенні потрібної продуктивності системи зниження вологості, подаючи в неї вологіше повітря, ніж в середньому по басейну. Іноді в таких зонах варто використовувати додатковий витяжний вентилятор.

Роздягальні

Роздягальні не слід підключати до системи зниження вологості басейну. Для роздягалень потрібні власні системи притоки і витяжки повітря. З обережністю треба відноситися до відкритих отворів: розрідження в роздягальні провокує притоку насиченого хлорамінами повітря з басейну, що приводить до несприятливої санітарно-гігієнічної обстановки в роздягальні і корозії встановленого в ній устаткування. Проблема вирішується установкою тамбурів або герметичних дверей між басейном і роздягальнями.

Розподіл тиску

Щоб запобігти перетіканню підвищеної вологості і запаху хлорамінів з басейну в інші приміщення, в басейні необхідно підтримувати розрідження по відношенню до прилеглих приміщень і зовнішньої атмосфери.

До басейну примикає багато приміщень - роздягальні, холи, вестибюлі і так далі. Крім того, умови можуть мінятися залежно від кількості людей, присутніх в басейні.

Тиск в приміщенні басейну повинен бути скоординован з суміжними зонами, де є своя витяжка повітря, наприклад з тими ж роздягальнями. Головне - не перестаратися з пониженням тиску. Двері відкриватимуться насилу: у них велика площа, і достатньо незначної різниці тиску, щоб створити утруднення. Щілини можуть почати видавати свистячий звук, а попадання повітря з роздягалень може створити проблеми із запахом. Холодне повітря, що просочується через щілини в дверях, може викликати утворення мжички на внутрішніх поверхнях дверей навіть при температурі повітря в басейні 28°С.

Повітроводи

Правильний розподіл повітря багато в чому залежить від якості монтажу повітроводів, які слід встановлювати так, щоб в них не утворювався конденсат. Всі стики припливних і витяжних повітроводів повинні бути щільно герметизовані, включаючи їх з'єднання з припливними ґратами, вентиляторами, витяжними ґратами.

Особливу увагу слід приділити витяжним повітроводам, що працюють під розрідженням. Коли в них з'являються щілини, туди засмоктується повітря з приміщень, що не кондиціонують, внаслідок чого утворюється конденсат, і порушується нормальна робота устаткування для зниження вологості.

Якщо повітроводи прокладені зовні приміщення, яке кондиціонують, вони повинні бути поміщені в теплоізоляцію. Повітроводи для басейнів виготовляються з матеріалів, стійких до корозії, що викликається хлоридами, а місця їх з'єднання в обов'язковому порядку повинні бути загерметизовані, обернуті і покриті мастикою.

Пароізоляція басейну

Басейни слід будувати настільки паронепроникними, наскільки це можливо. При цьому пароізоляцію потрібно укладати безпосередньо за внутрішнім покриттям стін. Тоді вологе повітря і пара затримуватимуться усередині басейну, а не проходять в холодніші пористі стіни.

Всі стики пароізолятора повинні бути герметизовані, простого перекриття недостатньо. Пароізолятор, у свою чергу, теж повинен бути герметично прикріплений до стелі і стінових панелей, щоб вологе повітря не проходило через стики в стіни і стелю.

Всі стики навколо електричних вимикачів і розеток повинні бути герметизовані для запобігання проникненню вологи. Важлива нерозривність пароізоляції.

Осушення повітря

Осушувачі повітря для басейнів відрізняються від стандартних кондиціонерів. Вони розробляються для видалення значно більшої кількості вологи з повітря. При цьому у осушувачів повітря холодопродуктивність по явному теплу значно нижче, ніж у стандартних кондиціонерів, що серйозно впливає на габарити устаткування.

З урахуванням того, що кліматичне устаткування басейнів працює у важких атмосферних умовах по 24 години в добу сім днів в тиждень, воно потребує регулярного і професійного технічного обслуговування.

У басейнах широко використовуються осушувачі повітря конденсаційного типу. Вони спеціально розроблені для видалення великої кількості вологи, мають низьке значення чинника сухого тепла і використовують стандартний цикл холодильної машини.

У басейні відбувається постійний витік тепла: через стіни, потовк, з вентиляційним повітрям і унаслідок охолодження води при випаровуванні, тому необхідний постійний підігрів води і повітря. При цьому не має значення, який тип устаткування використовується для осушення повітря.

Якщо це устаткування дозволяє використовувати відведене в процесі осушення повітря тепло для підігріву води в басейні, енерговитрати можна істотно понизити.

Підбір устаткування для осушення повітря в басейні здійснюється, перш за все, виходячи з необхідного рівня вологості. Також беруться до уваги кратність повітрообміну, параметри зовнішнього повітря і архітектурні особливості приміщення. Наприклад, велика площа скління південної сторони басейну або великі світлові люки дають додаткове навантаження по охолодженню.

Таким чином, виходить, що на проектувальнику лежить складне завдання забезпечення комфорту і зручності користувачів басейну і

успішності його господарів. Головне - пам'ятати, що завдання це цілком вирішуване, і прагнути до цього рішення найбільш ефективним чином.

питання про коректну експлуатацію систем кондиціонування басейнів є гострим інженерним завданням, розглянь найбільш схемні рішення, що часто зустрічаються, і конструктивні варіанти.

У [1] розглянуто два основні способи боротьби з вологістю в приміщеннях басейнів - за допомогою місцевих осушувачів або за допомогою системи припливно-витяжної вентиляції.

Перший спосіб застосовується у тому випадку, коли басейн вже побудований без врахування вентиляції. Проходячи через осушувачі, повітря віддає вологу і знов повертається в приміщення, а конденсат, виділений з повітря, збирається в ємкості або відводиться по конденсатопроводу в каналізацію. Одночасно повітря може бути очищений від пилу і інших домішок.

В даний час вибір таких апаратів на українському ринку досить великий. Їх осушуюча здатність обчислюється в літрах в годину або в добу. Інколи вказується площа приміщення, яку може обслуговувати даний осушувач. Установка може бути мобільною (на візку з гнучким електрошнуром), так і стаціонарною.

Істотним недоліком вживання осушувачів є те, що вони виділяють тепло, кожен порядку 3-5 кВт. Зазвичай осушувачі застосовуються в комплексі з вентиляцією. Вживання осушувачів не вирішує проблеми вентиляції басейнів, оскільки не видаляє запахів, не забезпечує подачу свіжого повітря для дихання.

Другий, ефективніший, спосіб боротьби з підвищеною вологістю - пристрій системи припливно-витяжної вентиляції. Цей спосіб заснований на принципі постійного повітрообміну, тобто заміні відпрацьованого повітря свіжим. При цьому віддаляються запахи, чого не може забезпечити осушувач.

Воздуховоди мають бути герметичні і теплоізовані. При цьому ефективно запобігає конденсація вологи на вікнах і не займається корисна

площа басейну. Якщо є скляна крівля, то обов'язково і її обдування. Струменя припливного повітря не слід направляти на поверхню води. Рухливість повітря у водної поверхні має бути мінімальною, так збільшення рухливості приведе до зростання випару води. Погіршенню можливості регулювання відносної вологості і збільшенню вжитку чистої вентиляції.

У системі вентиляції басейну кількість повітря, що видаляється, має бути більше припливного. Це запобігає припливу вологого повітря і перенесенню запахів в сусідні приміщення.

У приміщеннях басейнів не рекомендується установка кондиціонерів, навіть якщо вони здатні забезпечувати функції осушення повітря. Це пов'язано з тим, що людина, потрапляючи під струмінь холодного повітря, переживає неприємні відчуття.

У відкритих басейну рухливість людей зазвичай вище, ніж в критих. Звідси витікає, що температура повітря тут часто нижче, а температура випромінювання - вище, але в усякому разі за наявності сонячної інсоляції. До цього слід додати благотворну дію свіжого повітря, що зберігає комфортність відчуттів також і при нижчих температурах і високих швидкостях руху повітря.

Накопичений досвід проектування дозволяє відзначити ступінь достатності нормативних даних у зазначених документах і можливість застосування існуючих рекомендацій для проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря плавальних басейнів громадського призначення. У цьому зв'язку розглянемо деякі основні питання, що представляють найбільший інтерес для практики проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів ванн басейнів:

- Гігієнічні вимоги до показників якості повітря залів та їх реалізація при проектуванні систем;
- Допустимий розрахунковий клімат залів аквапарків в холодний і теплий періоди року;

- Вимоги щодо забезпечення мінімальної кількості припливного зовнішнього повітря;
- Основні розрахункові шкідливості і розрахунковий повітрообмін;
- Можливі умови застосування рециркуляції внутрішнього повітря;
- Розрахунок вмісту хлору в повітряному середовищі залів;
- Вимоги щодо забезпечення системами вентиляції та кондиціонування повітря епідемічної та будівельної безпеки залів;
- Розрахункові параметри зовнішнього повітря;
 - Основні вихідні дані для проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів.

Вентиляція та кондиціонування повітря плавальних басейнів громадського призначення

До басейнів громадського призначення слід віднести криті та комплексні басейни для населення, в тому числі, спортивно-оздоровчі при шкільних, дошкільних та оздоровчих закладах, саунах, розважальні басейни при готельних комплексах і в аквапарках.

Проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів ванн басейнів цих споруд здійснюється на основі вимог, викладених у ряді діючих нормативних документів [7], і рекомендацій, наведених в ряді публікацій [8-18]. Накопичений досвід проектування дозволяє відзначити ступінь достатності нормативних даних у зазначених документах і можливість застосування існуючих рекомендацій для проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря плавальних басейнів громадського призначення. У цьому зв'язку розглянемо деякі основні питання, що представляють найбільший інтерес для практики проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів ванн басейнів:

- Гігієнічні вимоги до показників якості повітря залів та їх реалізація при проектуванні систем;

- Допустимий розрахунковий клімат залів аквапарків в холодний і теплий періоди року;
- Вимоги щодо забезпечення мінімальної кількості припливного зовнішнього повітря;
 - Основні розрахункові шкідливості і розрахунковий повітрообмін;
 - Можливі умови застосування рециркуляції внутрішнього повітря;
 - Розрахунок вмісту хлору в повітряному середовищі залів;
 - Вимоги щодо забезпечення системами вентиляції та кондиціонування повітря епідемічної та будівельної безпеки залів;
 - Розрахункові параметри зовнішнього повітря;
 - Основні вихідні дані для проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів.

Гігієнічні вимоги до показників якості повітря в «водній зоні» залів розважальних басейнів (аквапарків), викладені у СанПіН [1], полягають в наступному:

- Температура повітря повинна бути на 10С вище температури води в басейнах, що мають найбільшу площу;
- Відносна вологість повітря не повинна бути більше 65%;
- Рухливість повітря не повинна бути більше 0,2 м / сек .;
- Концентрація хлору в повітрі не повинна бути більше 0,1 мг / куб. м.

Зі змісту цих вимог випливає, що для умов залів аквапарків якості розрахункових шкідливостей повинні прийматися волога і хлор (при хлоруванні басейнової води), що випаровуються з водних поверхонь басейнів і атракціонів, а системи вентиляції та кондиціонування повітря залів повинні забезпечувати заданий температурно-вологісний режим і чистоту (по хлору) повітря в «водній зоні» залу аквапарку в результаті асиміляції зазначених розрахункових шкідливостей.

- В «зоні дихання купаються», що знаходяться безпосередньо в басейнах та водних атракціонах, - не більше 0,1 мг / куб. м [1];

- «Поза зоною дихання купаються» і в місцях відпочинку відвідувачів, які перебувають у залі, - не більше 1 мг / куб. м [7].

Таким чином, за допустимий розрахунковий клімат в обслуговуваній зоні (о. 3.) Залу ванн басейнів можна прийняти параметри повітряного середовища, які обмежені на Іd діаграмі ізотермами $t_{\min.o.з.} = 27^{\circ}\text{C}$ і $t_{\max.o.з.} = 31^{\circ}\text{C}$, кривої відносної вологості повітря $\phi = 65\%$ і прямої $d = \text{const}$, встановленої для умов розрахункових тепловологових навантажень і параметрів зовнішнього повітря в холодний період року.

Для організації ефективної вентиляції залу ванн басейнів необхідно встановити вимоги до допустимих значень його припливного ($t_{\text{п}}$) і видаляється ($t_{\text{в}}$) повітря. У роботі [9] показано, що припливне повітря повинно подаватися безпосередньо в зону дихання купаються, тому його температура повинна бути, як правило, дорівнює мінімально допустимій температурі повітря для обслуговуваної зони залу аквапарку, т. Е. $T_{\max.п.} = t_{\min.o.з.} = 27^{\circ}\text{C}$. При відповідних обґрунтуваннях може бути допущено зниження температури припливного повітря на 2°C ($t_{\min.п.} = 25^{\circ}\text{C}$), що забезпечує в обслуговуваній зоні залу температуру $t_{\min.o.з.} = 27^{\circ}\text{C}$.

Видалення повітря із залу здійснюється з верхньої його зони (з поза обслуговується зони), тому температура повітря, що видаляється може бути прийнята в межах від $t_{\min.в.} = 31^{\circ}\text{C}$ до $t_{\max.в.} = 33^{\circ}\text{C}$. Як правило, значення максимальної температури повітря, що видаляється 33°C виникає в теплий період, для якого характерні найбільші значення тепловлажностного відносини ($\epsilon_{\text{т}}$) в порівнянні з його значеннями ($\epsilon_{\text{х}}$) для холодного періоду року.

У СанПіН [1] викладено положення про епідеміологічну безпеку розважальних басейнів, що стосується проектування їх систем вентиляції та кондиціонування повітря. Це положення полягає в тому, що санітарні правила забезпечують відвідувачам і персоналу цих басейнів епідемічну безпеку відносно інфекційних і паразитарних захворювань, що передаються через

воду, гідроаерозолей, вологі поверхні басейнів, атракціонів і т. П., А також попереджають можливий шкідливий вплив і подразнюючу дію хімічного складу води і повітря.

Вимоги ДБН 41-01-2003 «Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря» [3] містять вказівки на можливість застосування рециркуляції внутрішнього повітря в приміщеннях різного призначення. Ця можливість застосування рециркуляції повітря в залах ванн басейнів повинна бути пов'язана з дотриманням наступних умов:

- Виділення хлору не повинні визначати розрахункова витрата припливного зовнішнього повітря;

- Рециркуляція повітря повинна обмежуватися межами залу аквапарку.

На нашу думку, у доповненні до цих умов стосовно до залам спортивно-оздоровчих і розважальних басейнів повинні бути пред'явлені такі вимоги:

- Розрахунковий повітрообмін в залі для асиміляції вологи і хлору, підтримки гігієнічних вимог до якості повітря в обслуговуваній зоні і поза її повинен здійснюватися в результаті подачі чистого зовнішнього повітря проточною системою вентиляції в місця перебування відвідувачів;

- Рециркуляцію повітря можна застосовувати в місцевих припливно-рециркуляційних системах вентиляції залу (наприклад, в припливно-рециркуляційної системі, що забезпечує подачу повітря на скління залу ванн басейнів з метою захисту відвідувачів від спадаючих холодних потоків повітря) та інших випадках при відповідних обґрунтуваннях.

Таким чином, в залах ванн басейнів, спортивно-оздоровчих і розважальних басейнів слід віддавати перевагу застосуванню проточних систем вентиляції.

Як показує досвід, основною розрахунковою шкідливістю в залах як правило є випаровується волога басейнів, яка обумовлює значний повітрообмін у залах для її асиміляції. Для оцінки його достатності в

асиміляції хлору і забезпечення допустимої його концентрації в повітрі залів можуть бути використані рекомендації, наведені в статті [10].

У діючих нормативних документах відсутні вимоги щодо забезпечення будівельної безпеки залів критих басейнів, пропоновані до проектуваним системам вентиляції та кондиціонування повітря. У ряді статей [9-14] показано, що одна з причин можливого порушення будівельної безпеки цих споруд може полягати в конденсації з повітря вологи, що містить хлор, на внутрішніх поверхнях несучих і світлопрозорих огорожувальних конструкцій і металевих фермах перекриттів. Надалі це призводить до корозії і руйнування конструкції. Для попередження зазначеного порушення будівельної безпеки залів критих басейнів повинні бути пред'явлені відповідні вимоги до теплозахисних характеристик будівельних огорожувальних конструкцій залів і до їх внутрішніх технічних систем (опалення, вентиляція і кондиціонування повітря, підготовка басейнової води при її хлоруванні). Насамперед при проектуванні всіх видів зовнішніх несучих і світлопрозорих огорожувальних конструкцій залів повинно бути виконано наступну вимогу по тепловому захисту [5]: температура точки роси внутрішнього повітря $t_{в.роси}$ повинна бути менше температури внутрішніх поверхонь огорожувальних конструкцій $t_{в}$ при розрахункових параметрах внутрішнього повітря залу ванн басейнів і зовнішнього повітря в районі будівництва аквапарку. Виходячи з цієї умови, повинно бути визначено мінімально необхідне значення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій цих споруд.

Вимоги до системи опалення залу в цьому випадку повинно полягати у забезпеченні розрахункових тепловтрат через огорожувальні конструкції, підтримці розрахункової температури внутрішнього повітря $t_{в}$, і, в кінцевому рахунку, в забезпеченні умов $t_{в.роси} < t_{в}$.

Вимоги до систем вентиляції та кондиціонування повітря залу повинні бути спрямовані на забезпечення:

- Температури точки роси внутрішнього повітря тв.роси не вище значення, регламентованого показниками якості повітря, зазначеними в СанПіН [1];

- Асиміляції вологи і хлору, що випаровуються з водних поверхонь басейнів і атракціонів, кількість яких встановлюється розрахунком для робочого і неробочого періодів експлуатації залів ванн басейнів [8-10];

- Теплового комфорту і чистоти (від хлору) повітряного середовища для відвідувачів у різних зонах залу [8-10].

Вимога до системи підготовки басейнової води при її хлоруванні (в усі періоди експлуатації критих басейнів) повинно полягати у підтримці концентрації хлору в басейнової воді не більше 0,3 мг / л.

Вимоги до систем контролю за режимом температурної вологості і чистотою повітряного середовища в залі полягає в забезпеченні систематичного спостереження в обслуговуванні і верхній зонах залу:

- За параметрами повітря і температурою внутрішніх поверхонь огорожень;

- За концентраціями хлору в повітряному середовищі залу.

Виконання вищевикладених вимог при проектуванні спортивно-оздоровчих і розважальних басейнів створює необхідні умови для забезпечення їх будівельної безпеки.

При проектуванні систем вентиляції та кондиціонування повітря критих басейнів найбільшу важливість має вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря в холодний і теплий періоди року, які визначають:

- Склад тепловологісної обробки повітря і встановлену потужність її обладнання;

- Схеми управління обладнанням, що забезпечує задані параметри оброблюваного повітря;

- Рівень техніко-економічних показників прийнятих рішень по системах вентиляції та кондиціонування повітря залів.

ДБН-16 не містить конкретних вимог або рекомендацій з проектування систем вентиляції та кондиціонування для спортивно-оздоровчих і розважальних басейнів. Однак наведені в ньому вимоги є обов'язковими при проектуванні систем вентиляції та кондиціонування повітря в будівлях і спорудах різного призначення, в тому числі в розглянутих спорудах. Зокрема, це стосується застосування розрахункових параметрів зовнішнього повітря в холодний і теплий періоди року.

В даний час відповідно до діючих СНиП [3] при проектуванні систем вентиляції та кондиціонування критих басейнів громадського призначення в якості розрахункових параметрів зовнішнього повітря для холодного і теплого періодів року застосовуються параметри Б. Розглядаючи розрахункові параметри зовнішнього повітря Б для холодного і теплого періоду року для більшості кліматичних районів країни спільно з допустимим кліматом в обслуговуваній зоні залів аквапарків ($t_{o.z.} = 27-310C$ і $\phi_{o.z.}$ до 60%) встановлено, що при проектуванні проточних систем вентиляції необхідно здійснювати:

- В холодний і перехідний періоди року тільки нагрівання приточного зовнішнього повітря до температури $t_{o.z.} = 27 0C$;

- В теплий період року охолодження і осушення припливного зовнішнього повітря при його температурі вище $27 0C$ і вологосодержанні видаляється із залу більше 16 г / кг (ϕ_u більше 60%), встановленому при розрахунковому воздухообмене.

На основі розрахункових параметрів зовнішнього повітря Б і допустимих параметрів повітря в обслуговуваній зоні залів аквапарків представляється можливим оцінити для холодного і теплого періодів року:

- Кількість випаровується вологи в залах в ці періоди і необхідний повітрообмін для її асиміляції;

- Потужності встановлюваних засобів нагріву, охолодження і осушення припливного повітря.

Як відомо, розрахункові параметри зовнішнього повітря Б є деякими середніми значеннями, отриманими в результаті багаторічних спостережень. При проектуванні кліматичних систем залів критих басейнів з використанням розрахункових параметрів зовнішнього повітря Б можуть спостерігатися порушення заданих метеорологічних умов у залах ванн басейнів в окремі періоди, оскільки ці параметри характеризуються забезпеченістю 0,92 і 0,98, відповідно, для холодного і теплого періоду року.

Для проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів ванн басейнів повинні бути встановлені розрахунком для холодного і теплого періодів року такі основні вихідні дані:

- Тепловиділення від освітлення, відвідувачів і внутрішнього обладнання;
- Теплопоступлення через скління і несучі огорожувальні конструкції залу в результаті впливу сонячної радіації;
- Вологовиділення з водних поверхонь басейнів, атракціонів і відвідувачів у залі.

При виконання зазначених розрахунків можуть бути використані рекомендації, наведені в СНиП, довідниках і статтях [3, 8, 15, 17].

На закінчення відзначимо, що представлений в статті матеріал може бути корисний при розробці нормативно-технічних документів з проектування систем вентиляції та кондиціонування повітря залів плавальних басейнів громадського призначення, спрямованих на створення ефективних систем залів ванн басейнів та забезпечення їх надійності та безпеки при експлуатації.

Кондиціонування приміщення з функціонуючим басейном цілий рік

Створення мікроклімату в приміщенні з басейном є одним з найбільш складних завдань при розробці і реалізації системи Кондиціонування і вентиляції приватного будинку.

Це обумовлено тим, що в приміщенні з басейном потрібно підтримувати постійну температуру повітря (зазвичай на 1-2 °С вище за температуру води в басейні), постійну відносну вологість $60\pm 5\%$, швидкість повітря над басейном не більше 0,2 м/с і подачу свіжого повітря не менше 80 м³/год на того, що одного купається.

Крім того замовник зазвичай просить забезпечити відсутність конденсату на стінах і вікнах. Найчастіше таке бажання замовника виявляється, коли стіни і вікна вже стоять, хоча правильніше було б про це поклопотатися при виборі конструкції вікон, конструкції і товщини стін.

У приміщенні з басейном потрібний особливий мікроклімат, що дозволяє людям відчувати себе комфортно. До найважливіших параметрів, що забезпечують комфорт в приміщенні з басейном, відноситься вологість повітря. Оптимальне значення відносної вологості повітря в приміщенні з басейном 60%. Таку відносну вологість можливо забезпечити, застосовуючи спеціальні осушувачі (наприклад, європейського лідера данської фірми Dantherm). Для приватного басейну в приміщенні площею дзеркала води 30 м² необхідний осушувач CDP 125. Це дорогий агрегат, споживана потужність якого 3,2 кВт. Для 5-ти що купаються по нормі необхідно подавати не менше 400 м³/год свіжого повітря. У Прикладі 1 показано, що велику частину холодного періоду можна сушити повітря в приміщенні з басейном, використовуючи загальнообмінну припливно-витяжну вентиляцію, робота якої обумовлена необхідністю подачі свіжого повітря для дихання людей. Таким чином в холодний період можна, не включаючи спеціальний осушний агрегат, забезпечувати необхідну відносну вологість 60% за рахунок

роботи припливно-витяжної вентиляції. Для кліматичних умов м. Одеси осушення вентиляцією можна виробляти до зовнішньої температури 19-22°C. При вищих температурах зовнішнього повітря вступ вологи з припливним повітрям починає превалювати над кількістю вологи повітря, що видаляється витяжною вентиляцією. Це додаткова кількість вологи разом з вологою, що випаровується з дзеркала басейну, в цей період повинно видалятися спеціальним компресорно-конденсаційним осушувачем.

Для забезпечення підігрівання 400 м³/год свіжого припливного повітря при температурі -18 °C до температури на вході в приміщення 30 °C необхідний калорифер теплової потужністю 7,9 кВт. Всього потужність 2-х вентиляторів і електричного калорифера складе 8,2 кВт.

Економію енерговитрат можна отримати, використовуючи в припливно-витяжній вентиляції агрегат з рекуперацією тепла, наприклад припливно-витяжний агрегат фірми Systemair VX 700 E [12]. Вживання такого рекуператора дозволить при температурі зовнішнього повітря і умовах Прикладу 3.2.2 економити більше 4 кВт потужності калорифера. Необхідно відзначити, що при підвищенні зовнішньої температури кількість тепла, передана припливному повітрю в рекуператорі, падатиме, але при цьому зменшиться і потрібна потужність нагрівача. При температурах зовнішнього повітря вище 28°C з'явиться необхідність охолоджувати припливне повітря, проте рекуператор зменшуватиме необхідну холодопродуктивність кондиціонера-осушувача. Зрозуміло, що при температурах зовнішнього повітря вище 28 °C тепла потужність, що відводиться від припливного повітря, буде істотно нижча, ніж тепла потужність, передавана йому в зимовий час із-за набагато вищої різниці температур між внутрішнім і зовнішнім повітрям. Проте зменшення необхідною холодопродуктивності кондиціонера в окремих випадках може дозволити використовувати кондиціонер меншого номінала, чим без рекуператора. Різниця в ціні таких

кондиціонерів може скласти істотну частину вартості рекуператора і таким чином понизити термін його окупності на 1-2 роки.

Резюмуючи вміст цього параграфу, необхідно відзначити, що при піковій різниці температур припливу і витягу в зимовий час більше 40 °С, а в літній час більше 8-10 °С і потужності, якою обмінюються потоки в зимовий час, більш 30- 40 кВт (примірно відповідає при параметрах температурної вологості Зниження добового вжитку енергії і оцінка часу підготовки після функціонування в нічному черговому режимі систем забезпечення мікроклімату в приміщенні з басейном.

Після закінчення використання басейну можна закрити дзеркало води спеціальною плівкою і допустити збільшення відносної вологості в приміщенні до 65-70% . Це можна зробити в ручному режимі або при використанні вільно програмуємого контролера. Додаткова автоматика, включаючи датчики присутності людей, окупається протягом 2-3 років за рахунок економії енергії в черговому режимі, коли басейн затягується плівкою, вимикається спеціальний осушувач і зменшується або припиняється вентиляціязовнішнім повітрям.

3. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Місце розташування об'єкту : місто Одеса

Найменування об'єкту : спортивний комплекс

Географічна широта: 48

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б.

Барометричний тиск – 990 мм рт. ст.

Ентальпія зовнішнього повітря – $h = 58,1$ кДж/кг

Температура зовнішнього повітря – $t=30,7$ °С

Розрахункова швидкість повітря - 1 м/с

Розрахункові параметри повітря в приміщенні.

Температура повітря в приміщенні влітку - $t_{в}=23$ °С

Температура повітря в приміщенні взимку - $t_{в}=20$ °С

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку - $\phi_{в}=50\%$

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку - $\phi_{в}=35\%$

Амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 10.8$

Висота приміщення фітнес центру поверх $H_{т.з.} = 5$ м

Кількість персоналу в залі фітнес центру $n_{т.з.} = 5$ ч.

Кількість відвідувачів $n_{відвід.} = 45$ ч.

Стіни виготовлені з ракушняка ($\delta_{кр} = 480$ мм),вкритого з двох сторін цементною штукатуркою($\delta_{шт} = 20$ мм), утеплювача Пінополіуретан ($\delta_{ут} = 15$ мм).

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка $\lambda = 0,93$ Вт/(мК);

ракушняка $\lambda = 0,40$ Вт/(мК);

утеплювач Пінополіуретан $\lambda = 0,06$ Вт/(мК).

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою:

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right)^{-1}, \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (3.1)$$

$$\kappa_{cm} = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.48}{0.4} + \frac{0.20}{0.093} + \frac{0.15}{0.06} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0.166 \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

де $\alpha_{вн} = 8 \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i та λ_i - товщина та теплопровідність і-го шару огороження;

$\alpha_{н} = 23 \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стіни.

Для перегородки коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою:

$$\kappa_{пер} = 1 / \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{н}} \right), \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (3.2)$$

$$\kappa_{пер} = 1 / \left(\frac{2}{8} + \frac{0.020 \cdot 2}{0.93} + \frac{0.05 \cdot 2}{0.06} + \frac{0.18}{0.93} + \frac{1}{23} \right) = 1.12 \text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Вибираємо коефіцієнт теплосасвоєння матеріалу S шару на границі розділення. Потім розраховуємо опір R, теплову інерцію шару огороження D, теплову інерцію огороження ΣD за формулами наведеними нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda} \quad (3.3)$$

де δ - товщина шару огороження;

λ - теплопровідність шару огороження.

$$D = R \cdot S \quad (3.4)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.1.

Таблиця 3.1- Характеристика огорожуючих конструкцій приміщення

№	Конструкція і матеріал	Щільність ρ , кг/м ³	Товщина-на δ , м	Коефіцієнти			
				Питома теплопровідність λ , Вт/(мК)	Теплозасвоєння, S , Вт/(м ² К)	Термічний опір, R , (м ² К/Вт)	Теплова інерція ΣD
1	Вікна – подвійні склопакети					0.6	
2	Зовнішня стіна						
	штукатурка	1800	0.020	0.93	8.65	0.043	0.38
	ракушняк	2100	0.38	0.40	13.7	0.95	13.1
	Пенополістерол	150	0.15	0.06	0.99	2.5	2,5
	штукатурка	1800	0.020	0.93	8.65	0.043	0.38
3	Внутрішні перегородки						
	штукатурка	1800	0.020	0.93	8.65	0.043	0.38
	Пенополістерол	150	0.05	0.06	0.99	0.83	0,825
	Ракушняк	2100	0.18	0.40	12.2	0.45	5.49
	Пенополістерол	150	0.05	0.06	0.99	0.83	0,825
	штукатурка	1800	0.020	0.93	8.65	0.043	0.38

3.1.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря Теплий період року.

В приміщенні підтримується постійна температура повітря 21°C.

Характеристика огорожуючих конструкцій приміщення приведена в таблиці 2.1. Максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна розраховуємо за формулами, при коефіцієнті тепло пропускання для одинарного скління в дерев'яних переплетах $K_4=0,75$ (ДБН-2013) та відсутності захисних споруд на вікнах $K_1=1; K_2=1, K_3=1$.

$$Q_{oc,i} = (q_n K_1 + q_p K_2) K_3 K_4 A_{oc} \quad (3.1)$$

Де q_n, q_p - поверхнева щільність теплового потоку, Вт/м², через осклений світловий отвір в липні в дану годину доби відповідно прямої та розсіяної сонячної радіації, яка приймається для вертикального та горизонтального скління за БНіП II-3-79;

$K_1 = K_{n,e} \cdot K_{n,g}$ - коефіцієнт опромінення сонячною радіацією для врахунку площі світлового отвору, незатіненого горизонтальною та вертикальною площинами в будівельному виконанні.

Параметри за сторонами світу.

На південній стороні:

площа 6,8 м² ;

максимальна щільність потоку прямої радіації 317Вт/ м² ;

максимальна щільність потоку розсіяної радіації 88 Вт/ м².

Таким чином максимальний тепловий потік сонячної радіації через вікна на південній стороні:

$$Q_{oc,i} = (317 \cdot 1 + 88 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0.75 \cdot 6.8 = 2065.5$$

на західній стороні:

$$Q_{oc,i} = (542 \cdot 1 + 129 \cdot 1) \cdot 1 \cdot 0.75 \cdot 10.2 = 5133.15$$

Для знаходження показника a_n поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти тепло засвоєння Вт/(м²·К):

Для вікон:

$$Y_{oc} = \frac{1}{R_{oc} - 1/\alpha_{вн}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \quad (3.2)$$

Де R_{oc} – термічний опір теплопередачі осклених світлових отворів, який приймається з додатку 6 БНіП II-3-79.

$\alpha_{вн}$ – коефіцієнт тепловіддачі, який приймаємо по табл.4 БНіП II-3-79.

$$Y_{oc} = \frac{1}{0.18 - 1/8} = 18,18 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Для зовнішньої стіни за шаром утеплювача: $D=2.5 > 1$, то $Y_{ст} = S_{ут.} = 0.99$ Вт/(м²·К).

Для перегородок проводиться розрахунок для половини їх товщини ракушняка: $D/2 = 5,49 > 1$, то $Y_{пер} = S_{пер} = 12,2$

$$Y_{пер} = R_m S_m^2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.3)$$

Де R_m – термічний опір частини шару перегородки, розділеної по осі симетрії, $[(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}]$;

S_m – коефіцієнт тепло засвоєння матеріалу шару на кордоні розділення, $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$.

Показник сумарного тепло засвоєння приміщення:

$$\sum Y = Y_{oc} A_{oc} + Y_{ct} A_{ct} + Y_{пер} A_{пер} + Y_{пер} A_{пер} \quad (3.4)$$

Де $A_{ст}$ – внутрішні поверхні огорожень приміщення, м^2

$$\sum Y = 18,8 \cdot 17 + 0,99 \cdot 46,7 + 0,99 \cdot 39,8 + 0,99 \cdot 53,5 + 12,2 \cdot 50 = 1068,2 \text{ Вт/К}$$

Показник інтенсивності конвективного теплообміну:

$$\Delta = 2,55(A_{oc} + A_{ct} + A + A_{лок} + A_{обор}), \text{ м}^2 \quad (3.5)$$

$$\Delta = 2,55(17 + 46,7 + 39,8 + 53,5 + 50) = 527,85 \text{ м}^2$$

Показник поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації:

$$a_{п} = \varphi(\sum Y / \Delta) \quad (3.6)$$

$$a_{п} = \varphi(1068,2 / 527,85) = \varphi 2,02$$

Загальна тривалість радіації через південні вікна $\Delta Z = 10$ годин та початок радіації $Z = 7$ годин; при $a_{п} = 2,02$ знаходимо величини показника для всіх годин доби та заносимо їх в табл.3.1(лит 4)

Загальна тривалість радіації через західні вікна $\Delta Z = 7$ год та початок радіації $Z = 12$ год, при $a_{п} = 2,02$ знаходимо величини показника та заносимо їх в табл. 3.1

Помножаємо $Q_{oc i}$ на показники $a_{п}$; отриманні години поступлення теплоти, поглиненні приміщенням та передані повітрю вносимо в другу стовку табл.3.1

Визначаємо величину теплового потоку теплопередачею через вікна і значення заносимо в табл.3.1

$$Q_{\Delta t} = (t_{н} + 0,50 t_{1 \text{ м.с.}} - t_{п}) A_{oc} / R_{oc}, \text{ Вт} \quad (3.7)$$

Для південної стіни:

$$Q_{\Delta r} = (30,7 + 0,5\theta_1 10,8 - 21)6,8 / 0,18 = 204\theta_1 + 366 \text{ Вт}$$

Для західної стіни:

$$Q_{\Delta r} = (30,7 + 0,5\theta_1 10,8 - 21)10,2 / 0,18 = 306\theta_1 + 550 \text{ Вт}$$

Де $t_{нар}$ – середня за добу температура зовнішнього повітря, °С, яка приймається рівною температурі липня в графі 3 «Температура зовнішнього повітря» БНіП 2.01.01-82(Будівельна кліматологія).

$A_{мс}$ – максимальна добова амплітуда температури зовнішнього повітря в липні, яка приймається за БНіП 2.01.01-82.

Θ_1 – коефіцієнт який виражає гармонічне змінення температури зовнішнього повітря, який приймається по таблиці 6 посібника до БНіП 2.04.05-91.

t_n – температура повітря в приміщенні, °С, яка приймається за БНіП 2.04.05-91.

$A_{ос}, R_{ос}$ – площа, m^2 , та приведений опір теплопередачі, $m^2K/вт$, скління світлового прорізу, яке приймається за посібником до БНіП 2.04.05-91.

Знаходимо величину теплового потоку через зовнішню стіну

$$Q_M = \left[\frac{1}{R} \cdot \left(t_{нар} + \rho \cdot \frac{j_{cp}}{\alpha_n} - t_n \right) + \frac{\beta_k \cdot \alpha_{вн}}{V} \left(0,5 \cdot \theta_1 \cdot A_{м.с} + \frac{\rho}{\alpha_n} \cdot \theta_2 \cdot A_j \right) \right] A_m \quad (3.8)$$

Де R – опір теплопередачі масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекриття), $m^2 \text{ } ^\circ\text{C/Вт}$, яке приймається у відповідності до вимог п.п.2.6-2.9 БНіП II-3-79**;

$t_{нар}, t_n$ – середня температура зовнішнього повітря в липні за БНіП 2.01.01-82, та температура повітря в приміщенні.

ρ – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею захисних конструкцій, який приймається за додатком 7 БНіП II-3-79** ;

J_{cp} – середньодобове значення поверхневої щільності теплового потоку сумарної сонячної радіації (прямої та розсіяної), $Вт/m^2$, яка поступає в липні,

приймаємо по табл.7 для горизонтальної та по табл.8 для вертикальної поверхні за посібником до БНіП 2.04.05-91.

β_k – коефіцієнт, який дорівнює 1 при відсутності вентиляваного повітряного прошарку в огороженні(перекритті) та дорівнює 0,6 для усіх інших захисних конструкцій;

V – величина затухань амплітуди коливань температури зовнішнього повітря в захисній конструкції, яка визначається за п. 3.4* БНіП II-3-79 або за формулою:

$$V = 2^{\Sigma D} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{\Sigma R}{\Sigma D} \right) \cdot V_c \cdot V_a \quad (3.9)$$

$$V = 2^{16.36} \left(0.83 + 3 \cdot \frac{3.54}{16.36} \right) \cdot 1.09 \cdot 1 = 220$$

Де ΣR – термічний опір огороження, Вт/(м²°C)

ΣD – теплова інерція огороження.

Для багат шарових конструкцій:

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{S_2}{S_1} \quad (3.10)$$

$$V_c = 0.85 + 0.15 \cdot \frac{13.7}{8.65} = 1.09$$

Де S_1 і S_2 – коефіцієнти тепло засвоєння матеріалів першого та другого шару по ходу теплової хвилі, Вт/м²°C, за БНіП II-3-79**;

$V_a = 1$, оскільки немає повітряного прошарку;

θ_1 θ_2 – коефіцієнти, які приймаються за табл.6 за посібником до БНіП 2.04.05-91, відповідно при $\varepsilon_1 = \varepsilon + 15$, $\varepsilon_1 = \varepsilon + z$.

ε – запізнювання температурних коливань в огороженні;

z – час максимуму сумарної(прямої та розсіяної) сонячної радіації, яке приймається за табл.7 та 8 за посібником до БНіП 2.04.05-91.

A_m – площа масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, переkritтя), м².

$\alpha_{\text{н}}, \alpha_{\text{вн}}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої та внутрішньої поверхні огороження, Вт/(м²°С), яке визначається за БНіП II-3-79**.

$\rho=0,3$ для штукатурки (зовнішній шар стіни)

$J_{\text{ср}}=125$ Вт/м² для західної та східної орієнтації, $J_{\text{ср}}=159$ для південної орієнтації;

$A_j=685+129-328=486$ (Вт/м²) для східної стіни, $A_j=733+133-328=538$ (Вт/м²) для південної стіни, $A_j=356+99-328=127$ (Вт/м²) для західної стіни;

$$\varepsilon = 2.7 \cdot \sum D - 0.4(\text{ч}) \quad (3.11)$$

$$\varepsilon_1 = 30+15 = 45 \text{ (ч)}, \quad \varepsilon_2 = 30+8 = 38 \text{ (ч)} \text{ для П стіни};$$

$$\varepsilon_1 = 30+15 = 45 \text{ (ч)}, \quad \varepsilon_2 = 30+6 = 36 \text{ (ч)} \text{ для З стіни};$$

$$\varepsilon_2 = 30+15 = 45 \text{ (ч)}, \quad \varepsilon_2 = 30+13 = 43 \text{ (ч)} \text{ для С стіни}.$$

Якщо $\varepsilon = a > 24$ год, то значення коефіцієнта θ приймається для відповідної години доби при $\varepsilon = a - 24$ год.Тоді:

$$\varepsilon_1 = 45 - 24 = 21 \text{ (ч)}, \quad \varepsilon_2 = 38 - 24 = 14 \text{ (ч)} \text{ для П стіни};$$

$$\varepsilon_1 = 45 - 24 = 21 \text{ (ч)}, \quad \varepsilon_2 = 36 - 24 = 12 \text{ (ч)} \text{ для З стіни};$$

$$\varepsilon_2 = 45 - 24 = 21 \text{ (ч)}, \quad \varepsilon_2 = 43 - 24 = 19 \text{ (ч)} \text{ для С стіни}.$$

Сумарний максимальний тепловий потік, що нагріває повітря приміщення доводиться на 12 годин сонячного часу. Він становить 5,3кВт.

3.3 Розрахунок теплових виділень від різних джерел

Тепловиділення від людей

$$Q_{\text{нов}}^{\text{л}} = n_{\text{люд}} \cdot q_{\text{нов}} \text{ Вт} ; \quad (3.12)$$

$n_{\text{люд}}=50$ чол.; – кількість людей одночасно перебувають у приміщенні(45 відвідувачів та 5 чол. персоналу);

Приймаємо роботу середньої важкості, тоді

$$Q_{\text{нов}}^{\text{л}} = 46 * 230 * 0.85 + 4 * 100 * 0.85 = 8993 \text{ Вт} ;$$

Тепловиділення від штучного освітлення

$$Q_{\text{осв}} = q_{\text{осв}} \cdot F_{\text{пол}} \cdot z, \text{ Вт} \quad (3.13)$$

$q_{осв}$ – тепловиділення від висвітлення на 1 м^2 площі підлоги;

$F_{пола}$ – площа підлоги;

Z – освітленість.

$$Q_{осв} = 16 \cdot 107 \cdot 1 = 1712 \text{ Вт} \quad (3.14)$$

Надходження теплоти від обладнання

$$Q_{обл} = N_{обл} \cdot n = 400 \cdot 0.8 \cdot 0.8 \cdot 0.85 \cdot 2 + 500 \cdot 0.8 \cdot 0.8 \cdot 0.85 + 500 \cdot 0.8 \cdot 0.8 \cdot 0.85 = 979.2 \text{ Вт}$$

(3.15)

Повний теплоприплив в приміщення:

$$Q_{пов} = 8993 + 979.2 + 1712 + 4500 = 16184.2 \text{ Вт}$$

3.4 Розрахунок вологовиділень

Вологовиділення від людей

$$W_l = n \cdot W_{люд}, \text{ кг/с} \quad (3.16)$$

де n - число людей у приміщенні;

W_l - вологовиділення від однієї людини;

$$W_l = 46 \cdot 0.000047 + 4 \cdot 0.000038 = 0.00231 \text{ кг/с};$$

Вологовиділення від вологого прибирання:

$$W_{вол.пр.} = \sigma F_n (d_g'' - d_g) \cdot 0.1, \text{ кг/с} \quad (3.17)$$

де σ - коефіцієнт вологообміну, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (3.18)$$

$$\sigma = \frac{8}{1.012} = 0.0078 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

де c_p – ізобарна теплоємність, $[\text{кДж}/\text{кг} \cdot \text{К}]$;

d_g, d_g'' - вологовміст повітря при заданій відносній вологості і на лінії насичення.

$$W_{\text{вол.пр.}} = 0,0078 \cdot 107 \cdot (15,6 - 6,2) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,000751 \text{ кг/с}$$

Сумарні вологовиділення в приміщення:

$$W_{\text{нов}} = W_{\text{л}} + W_{\text{вол.пр.}}, \text{ кг/с} \quad (3.19)$$

$$W_{\text{нов}} = 0,00231 + 0,000751 = 0,00306 \text{ кг/с}$$

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

$$Q_{\text{скр}} = \sum Q_{\text{скр}}, \text{ Вт} \quad (3.20)$$

$$Q_{\text{вол.пр.}}^{\text{cx}} = r \cdot W_{\text{вол.пр.}} = 2464 \cdot 0,000751 = 1850 \text{ Вт} \quad (3.21)$$

$$Q_{\text{л}}^{\text{cx}} = r \cdot W_{\text{л}} = 2464 \cdot 0,00231 = 5691 \text{ Вт} \quad (3.22)$$

$$\sum Q_{\text{cx}} = 7541 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{нов}} - Q_{\text{cx}}, \text{ Вт} \quad (3.23)$$

$$Q_{\text{явн}} = 16,2 - 7,51 = 8,69 \text{ Вт}$$

Визначаємо тепловологісну характеристику:

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{нов}}}{W_{\text{нов}}}, \text{ кДж/кг} \quad (3.24)$$

$$\varepsilon = \frac{16,2}{0,00306} = 5294 \text{ кДж/кг}$$

Масова витрата повітря:

По балансу загальної теплоти:

$$G_1 = \frac{Q_{\text{нов}}}{h_g - h_n}, \text{ кг/с;} \quad (3.25)$$

де $h_g = 41$ кДж/кг- ентальпія повітря приміщенні;

$h_n = 29$ кДж/кг- ентальпія припливного повітря;

$$G_1 = \frac{16,2}{41 - 29} = 1,35 \text{ кг/с,}$$

По балансі явної теплоти:

$$G_2 = \frac{Q_{\text{явн}}}{c_p \Delta t_p}, \text{ кг/с} \quad (3.26)$$

Приймаємо $\Delta t_p = 6^\circ\text{C}$.

$$c_p = 1.006 + 1.86 \cdot d, \text{ кДж} \quad (3.27)$$

$$c_p = 1,006 + 1,86 \cdot 9 \cdot 10^{-3} = 1,0227 \text{ кДж}$$

$$G_2 = \frac{8,69}{1,0227 \cdot 6} = 1,41 \text{ кг/с}$$

По балансі вологи:

$$G_3 = \frac{W_{\text{ног}}}{d_g - d_n}, \text{ кг/с} \quad (3.28)$$

де d_g - вологовміст повітря в приміщенні, кг/кг_{св};

d_n - вологовміст припливного повітря, кг/кг_{св};

$$G_3 = \frac{0,00306}{(7,9 - 5,8) \cdot 10^{-3}} = 1,46 \text{ кг/с.}$$

Приймаємо $G_T = 1,46 = 1,46 \text{ кг/с.}$

Холодний період року

$$G_x = G_T = 1,46 \text{ кг/с}$$

Тепловиділення від людей:

$$Q^3 = Q_l^i = 8993 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від освітлення:

$$Q_{\text{осв}}^3 = Q_{\text{осв}}^i = 1712 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через огороження:

$$Q_{\text{огор}} = Q_{\text{ст}} + Q_{\text{вік}} = -976,1 - 430 = -1406,1 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{ст}} = k_{\text{ст}} F (t_n - t_g), \text{ Вт} \quad (3.29)$$

$$Q_{\text{ст}} = 0,166 \cdot 140 \cdot (-22 - 20) = -976,1 \text{ Вт}$$

де $F_{\text{ст}}$ – площа стін, м²;

$k_{\text{ст}}$ – коефіцієнт теплопередачі через стіни, Вт/(м²К);

$t_n - t_g$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, °С.

$$Q_{\text{ок}} = F_{\text{вік}} \cdot k_{\text{вік}} (t_n - t_g), \text{ Вт} \quad (3.30)$$

$$Q_{\text{вік}} = 1,2 \cdot 17 \cdot (-22 - 20) = -430 \text{ Вт}$$

де $F_{\text{ок}}$ – площа вікон, м²;

$k_{\text{ок}}$ – коефіцієнт теплопередачі через вікна, Вт/(м²К);

$t_n - t_b$ – різниця температур зовнішнього повітря й повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$.

Теплопритоки через перегородку

$$Q_{пер} = 1,12 \cdot 50 \cdot (8 - 20) = -672 \text{ Вт} \quad (3.31)$$

Повний теплоприток і вологовиділення:

$$Q_{нов} = Q_l + Q_{осв} + Q_{уст} + 0,4Q_{озр} + Q_{пер}, \text{ Вт} \quad (3.32)$$

$$Q_{нов} = 8993 + 1712 + 979 - 0,4 \cdot (-1406,1 - 672) = 10577 \text{ Вт}$$

$$W_{нов}^3 = W_{нов}^l = 0,00306 \text{ кг/с}$$

$$h_n = h_g - \frac{Q_{нол}^3}{G}, \text{ кДж/кг} \quad (3.33)$$

$$h_n = 33 - \frac{10,57}{1,46} = 25,8 \text{ кДж/кг}$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{нол}^3}{W_{нол}}, \text{ кДж/кг}$$

$$\varepsilon = \frac{10,577}{0,00306} = 3454 \text{ кДж/кг}$$

4. ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯ В БАСЕЙНАХ

У приміщенні з басейном потрібний особливий мікроклімат, що дозволяє людям відчувати себе комфортно. До найважливіших параметрів, що забезпечують комфорт в приміщенні з басейном, відноситься вологість повітря. Оптимальне значення відносної вологості повітря в приміщенні з басейном 60%. Таку відносну вологість можливо забезпечити, застосовуючи спеціальні осушувачі (наприклад, європейського лідера данської фірми Dantherm). Для приватного басейну в приміщенні площею дзеркала води 30 м² необхідний осушувач CDP 125. Це дорогий агрегат, споживана потужність якого 3,2 кВт. Для 5-ти що купаються по нормі необхідно подавати не менше 400 м³/год свіжого повітря. У Прикладі 1 показано, що велику частину холодного періоду можна сушити повітря в приміщенні з басейном, використовуючи загальнообмінну припливно-витяжну вентиляцію, робота якої обумовлена необхідністю подачі свіжого повітря для дихання людей. Таким чином в холодний період можна, не включаючи спеціальний осушувач, забезпечувати необхідну відносну вологість 60% за рахунок роботи припливно-витяжної вентиляції. Для кліматичних умов м. Одеси осушення вентиляцією можна виробляти до зовнішньої температури 19-22°C. При вищих температурах зовнішнього повітря вступ вологи з припливним повітрям починає превалювати над кількістю вологи повітря, що видаляється витяжною вентиляцією. Це додаткова кількість вологи разом з вологою, що випаровується з дзеркала басейну, в цей період повинно видалятися спеціальним компресорно-конденсаційним осушувачем.

Для забезпечення підігрівання 400 м³/год свіжого припливного повітря при температурі -18 °C до температури на вході в приміщення 30 °C необхідний калорифер теплової потужністю 7,9 кВт. Всього потужність 2-х вентиляторів і електричного калорифера складе 8,2 кВт.

Економію енерговитрат можна отримати, використовуючи в припливно-втяжній вентиляції агрегат з рекуперацією тепла, наприклад припливно-втяжний агрегат фірми Systemair VX 700 E [12]. Вживання такого рекуператора дозволить при температурі зовнішнього повітря і умовах

Приклад 1 Визначення температури точки роси і необхідності переходу на 2-х камерні склопакети для запобігання випаданню конденсату на стеклах вікон приміщення з басейном

Варіант 1. Однокамерний склопакет

Температура повітря в приміщенні басейну, $t_{в}$, °C;

Температура зовнішнього повітря, $t_{н}$, °C;

Відносна вологість в приміщенні, ϕ ;

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішнього повітря до скла, $\alpha_{н}$, Вт/(м²*К);

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря до скла, $\alpha_{вн}$, Вт/(м²*К);

Термічний опір 1-но камерного склопакета, R , К*м²/Вт;

Вологоміст повітря, $d_{вн}$, г/кг.

Розрахунок

Термічний опір теплопередачі через склопакет, $R_{ст}$, К*м²/Вт

$$R_{ст} = \frac{1}{\alpha_{н}} + R + \frac{1}{\alpha_{вн}}$$

Тепловий потік через склопакет, $q_{ст}$, Вт/м²

$$q_{ст} = \frac{1}{R_{ст}} (t_{вн} - t_{н})$$

Температура скла, відповідна точці роси по таблиці, $t_{рос}$, °C

Температура скла, відповідна точці роси по формулі, $t_{рос}$, °C

$$t_{рос} = \frac{233,77 \ln \left(\frac{101 * d_{вн}}{622 + d_{вн}} \right) + 115,22}{16,57 - 0,997 * \ln \left(\frac{101 * d_{вн}}{622 + d_{вн}} \right)}$$

Температура поверхні скла в кімнаті, $t_{\text{пст1}}$, °C, $t_{\text{пст1}} = t_{\text{вн}} - \frac{q_{\text{ст}}}{\alpha_{\text{вн}}}$

У цьому варіанті відбувається конденсація вологи з повітря на стеклах.

Варіант 2. Двокамерний склопакет (2 скла ЕКО PLUS [11] плюс одне звичайне скло, товщина стекол 4 мм, товщина дистанційної рамки 12 мм).

Температура повітря в приміщенні басейну, $t_{\text{в}}$, °C;

Температура зовнішнього повітря, $t_{\text{н}}$, °C;

Відносна вологість в приміщенні, φ ;

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішнього повітря до скла, $\alpha_{\text{н}}$, Вт/(м²*К);

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря до скла, $\alpha_{\text{вн}}$, Вт/(м²*К);

Термічний опір 2-ох камерного склопакета, R , К*м²/Вт;

Вологоміст повітря, $d_{\text{вн}}$, г/кг.

Розрахунок

Термічний опір теплопередачі через склопакет, $R_{\text{ст}}$, К*м²/Вт

$$R_{\text{ст}} = \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + R + \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}}$$

Тепловий потік через склопакет, $q_{\text{ст}}$, Вт/м²

$$q_{\text{ст}} = \frac{1}{R_{\text{ст}}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{н}})$$

Температура скла, відповідна точці роси по таблиці, $t_{\text{рос}}$, °C

Температура скла, відповідна точці роси по формулі, $t_{\text{рос}}$, °C

$$t_{\text{рос}} = \frac{233,77 \ln \left(\frac{101 * d_{\text{вн}}}{622 + d_{\text{вн}}} \right) + 115,22}{16,57 - 0,997 * \ln \left(\frac{101 * d_{\text{вн}}}{622 + d_{\text{вн}}} \right)}$$

Температура поверхні скла в кімнаті, $t_{\text{пст1}}$, °C, $t_{\text{пст1}} = t_{\text{вн}} - \frac{q_{\text{ст}}}{\alpha_{\text{вн}}}$

У цьому варіанті при мінус 18°C конденсація вологи з повітря на стеклах ще менш вірогідна, чим у Варіанті 3, без вживання спеціальних заходів по збільшенню $\alpha_{\text{вн}}$ і обдуванню скла конвекторами. При використанні цих заходів температура поверхні скла в кімнаті (при збільшенні $\alpha_{\text{вн}} = 10$ і температури повітря, що обдуває скло з 28 до 29 °C). В цьому випадку конденсація вологи на стеклах практично неможлива.

5 ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ СПОЖИВАННЯ ЕНЕРГІЇ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ ВОЛОНТЕРСЬКОГО ШТАБУ

5.1 Шляхи зниження споживання енергії систем кондиціонування повітря в фітнес-залі

Процес підготовки повітря перед поданням його в приміщення, що кондиціонує, складає сукупність технологічних операцій і називається технологією кондиціонування повітря. Технологія тепловологісної обробки повітря, що кондиціонує, визначається початковими параметрами повітря, що подається в кондиціонер, і необхідними (що задаються) параметрами повітря в приміщенні.

Для вибору способів обробки повітря будують процеси в діаграмі, що дозволяє при певних початкових даних знайти таку технологію, яка забезпечить отримання заданих параметрів повітря в обслуговуваному приміщенні при мінімальних витратах енергії, води, повітря і так далі. Графічне відображення процесів обробки повітря на діаграмі називається термодинамічною моделлю системи кондиціонування повітря (ТДМ).

Побудову ТДМ розпочинають з нанесення на діаграму стани зовнішнього повітря цього географічного пункту. Розрахункова область можливих станів зовнішнього повітря приймається по ДБН В.2.5-67:2013. Верхньою межею є ізотерма $t_{л}$ і ізоентальпія $h_{л}$ (граничні параметри теплового періоду року).

Це може бути точка (прецизійне кондиціонування) або робоча зона $P1P2P3P4$ (комфортне кондиціонування). Далі визначають кутовий коефіцієнт зміни параметрів повітря в приміщенні ϵ і проводять лінії процесу через граничні точки робочої зони. За відсутності даних про процес тепловологості в приміщенні орієнтовно можна прийняти в кДж/кг: підприємства

торгівлі і громадського харчування - 8500-10000; зали для глядачів - 8500-10000; квартири - 15000-17000; офісні приміщення - 17000-20000.

Після цього будують зону параметрів припливного повітря. Для цього на лініях ϵ , проведених з граничних точок зони P1P2P3P4, відкладають відрізки, що відповідають розрахунковому перепаду температур :

$$\Delta t = t_{\text{прим}} - t_{\text{пр}} \quad (5.17)$$

де $t_{\text{пр}}$ - розрахункова температура припливного повітря. Величину Δt приймають по нормах або розраховують, виходячи з параметрів системи .

У загальному випадку параметри повітря, що видається з приміщення, відрізняються від параметрів повітря в робочій зоні. Різниця між ними залежить від способу подання повітря в приміщення, висоти приміщення, кратності повітрообміну і інших чинників. Зони У, П і Р на діаграмі мають однакову форму і розташовані уздовж лінії ϵ на відстанях, відповідних різниць температур: $\Delta t_1 = t_{\text{прим}} - t_{\text{пр}}$ і $\Delta t_2 = t_{\text{вид}} - t_{\text{прим}}$. Співвідношення між $t_{\text{пр}}$, $t_{\text{прим}}$ і t оцінюється коефіцієнтом:

$$m_1 = \frac{(t_{\text{прим}} - t_{\text{пр}})}{(t_{\text{вид}} - t_{\text{пр}})} = \frac{(h_{\text{прим}} - h_{\text{пр}})}{(h_{\text{вид}} - h_{\text{пр}})} \quad (5.18)$$

Таким чином, процес кондиціонування повітря зводиться до приведення безлічі параметрів зовнішнього повітря (багатокутник abcdef) до допустимої безлічі параметрів припливного повітря.

Лідер по енергоефективності інвертора технологія регулювання продуктивності компресорів. Напевно, саме тому більшість виробників, що застосовували раніше інші способи регулювання компресорів, встановлюють в новому устаткуванні компресори зі змінною швидкістю обертання.

Огляд методів енергозбереження в системах вентиляції та кондиціонування через масштабність проблеми ставить техніко-економічну

задачу, рішення якої може бути корисним на ранній стадії проектування [18,113].

При створенні розгалужених мереж вентиляції, як правило, ставляться завдання по зниженню витрати споживаної енергії і капітальних витрат. У більшості випадків для зниження енергоспоживання потрібне збільшення капітальних витрат. Компромісний варіант зазвичай знаходять, оптимізуючи повну вартість капітальних і експлуатаційних витрат протягом повного циклу використання основного обладнання системи вентиляції.

У промисловості найчастіше використовуються вентилятори великих типономиналів, які забезпечують потребу в вентиляції декількох виробничих приміщень або агрегатів, що вимагають індивідуальної вентиляції. Аналіз існуючого вентиляційного обладнання показує, що часто вентилятори більшого номіналу мають кращий (більш низький) важливий показник SFP, Вт / (м³/год) (скорочена англ. "Spesific Fan Power"), що представляє собою відношення споживаної потужності вентиляційної установки до витрати повітря, яке подається з заданим напором. Ця обставина призводить до створення розгалужених мереж з різними потребами об'єктів у витраті і натиску повітря. Однак не завжди така кореляція має місце і крім того, як було зазначено зазвичай більш важлива сумарна вартість створення і експлуатації системи повітророзподілення протягом усього "життєвого циклу".

Відомі різні способи зменшення енергоспоживання в розгалужених системах вентиляції. Можна згадати деякі з ГНІХ: зменшення витрати повітря в гілках, де є його надлишок за рахунок введення додаткових аеродинамічних опорів, підбір більш ефективних вентиляторів з ЕС - електродвигунами мають більший ККД, підбір інших елементів припливної установки (перш за все фільтра і нагрівача) з меншим аеродинамічним опором, раціонального компонування, що забезпечує підключення "магістралі" ближче до виходу вентилятора і ін. Найчастіше такі технічні

рішення призводять до підвищення капітальних витрат і не завжди можливо застосувати через дизайнерських і конпонувальних обмежень на конкретному об'єкті. При цьому не завжди розглядається рішення використовувати вентилятор-доводчик на "магістралі", хоча в ряді випадків таке рішення дозволяє не тільки зменшити необхідний натиск основного великого вентилятора, але при цьому зменшити не тільки його споживану потужність, але і його номінал і відповідно вартість. Необхідно відзначити, що вставка на вході в галузі додаткових аеродинамічних опорів у вигляді заслінок, шиберів, діафрагм зазвичай призводить до деякого збільшення шуму [19,20.21].

На конкретному прикладі розглянуто методику [143,156,157] оцінки технічних рішень, прийнятих на етапі проектування з метою зменшення сумарної вартості створення і експлуатації припливної системи, що подає повітря в кілька промислових приміщень або технологічних агрегатів. Наведено кількісний техніко-економічний аналіз 3-х варіантів реалізації припливної системи, що забезпечує подачу заданої кількості повітря до заданого напором в три приміщення.



Рис 5.1 видно, що потрібен нагрівач , а теплоутилізатор-осушувач, який видаляє вологу поддерживающий при температуре 28 °С относительную влажность не более 60%.

5.2 Шляхи зниження споживання енергії систем кондиціонування повітря в басейнах

Створення мікроклімату в приміщенні з басейном є однією з найбільш складних завдань при розробці та реалізації системи кондиціонування і вентиляції приватного будинку.

Для зменшення випаровування рухливість повітря біля поверхні води повинна бути мінімальною. Інтенсивність випаровування залежить від площі водойми, температури води, вологості повітря, швидкості повітряного потоку і активності займаються. Мета системи кондиціонування повітря - забезпечення комфортних умов для відвідувачів і запобігання конструкції від передчасного руйнування. Особливо важливо це в холодну пору року, коли металеві конструкції страждають від перезволоження і конденсації вологи.

Зниження споживання енергії та запобігання випаданню конденсату на стінах і вікнах приміщення з басейном за рахунок осушення повітря вентиляцією. У приміщенні з басейном потрібен особливий мікроклімат, що дозволяє людям відчувати себе комфортно. До найважливіших параметрів, що забезпечує комфорт в приміщенні з басейном, відноситься вологість повітря. Оптимальне значення відносної вологості повітря в приміщенні з басейном 60%. Таку відносну вологість можливо забезпечити, застосовуючи спеціальні осушувачі. Для приватного басейну в приміщенні площею дзеркала води 30 м² необхідний осушувач, споживана потужність якого 3,2 кВт. Для п'яти людей, що купаються по нормі необхідно подавати не менше 400 м³/год свіжого повітря.

Особливістю технології створення мікроклімату в басейні є боротьба з підвищеною вологістю в приміщенні, пов'язаної з випаровуванням води з великих площ вологій поверхні, включаючи власне дзеркало води, обхідні доріжки тощо.

Для зменшення випаровування рухливість повітря біля поверхні води повинна бути мінімальною. Нами розглянуті особливості кондиціонування повітря в басейнах, де забезпечуються комфортні умови для відвідувачів і запобігання конструкції від передчасного руйнування.

Нами розглянута можливість зниження споживання енергій вентиляційних агрегатів в басейнах на обігрівання і охолодження припливного повітря, а також показані способи оцінки витрати електричної енергії, споживаної електродвигунами вентиляторів.

При фіксованих функціональних елементах, необхідних для доведення параметрів зовнішнього повітря до необхідних кондицій, цей опір залежить від швидкості руху повітря всередині машини. У свою чергу, швидкість повітря визначає габарити вентиляційного агрегату.

Вимоги європейських стандартів і норм чітко упорядковують підхід до оцінки параметрів конструкції корпусів агрегатів, визначаючи найбільш важливі їх характеристики. Згідно із стандартом "EN 1886 : 2007 «Ventilation for buildings». Air handling units. Mechanical performances" основні характеристики корпусу класифікуються за наступними ознаками: механічній міцності (mechanical strength); герметичності корпусу (air leakage); перетіканням повітря (байпасування) в обхід фільтру всередині корпусу (filter bypass leakage); коефіцієнту теплопередачі стінок корпусу (thermal transmittance); чиннику впливу "теплових містків" (thermal bridging); міри звукоізоляції (acoustic insulation).

У Європі найбільш висококласними і оснащеними є два дослідницькі центри в Німеччині. TUV (йому. Technischer Uberwachungs - Verein) - це німецька авторитетна недержавна структура, яка займається питаннями технічного нагляду за продукцією, що випускається.

Стандарт EN 1886 визначає умови, методи і способи проведення випробувань як корпусу вентагрегатів центральних кондиціонерів. Деякі

характеристики об'єктів визначаються на моделі досліджуваної установки, а деякі на зразку, тобто на конкретній установці, довільно вибраній вказаними дослідницькими центрами.

Як приклад було розглянуто вентиляційно-кондиціонуючі агрегати VTS - Ventus, які випробовувалися в німецькій лабораторії TUV Sud Munich [5]. Усі ці агрегати сертифіковані асоціацією Eurovent і їм присвоєні певні класи. По рівню механічної міцності європейський стандарт пропонує розділяти усі корпуси на три класи: D1, D2 і D3.

Основним критерієм при визначенні класу конкретного вентагрегата є «максимальне відносне відхилення» (maximum relative deflection), що показує відхилення первинної позиції панелі або рами в мм на метр довжини (мм/м) при дії на них певного тиску. Рівень(міра) герметичності корпусу вентустановки, тобто здатність корпусу виключити перетікання повітря або в довкілля, /розділений стандартом EN 1886 на класи L1, L2 і L3.

Коефіцієнт байпаса фільтрів K показує у відсотках частину «не фільтрованої» витрати повітря, тобто ту частину що обходить фільтри. Як видно з, клас вентиляційного агрегату відповідає тому максимальному класу фільтру, який може бути змонтований і ефективно працювати в цій конкретній системі вентиляції. Властивості корпусу, які тепло ізолюють, визначають здатність стінок корпусу зберігати енергію, повідомлену повітря в процесі його нагрівання, або ж понизити вступ теплоти ззовні до охолодженого повітря.

За стандартом EN 1886 оцінювалися два чинники: коефіцієнт теплопередачі стінок корпусу і вплив "теплових містків". Коефіцієнт теплопередачі корпусу визначається в лабораторіях шляхом випробування реального вентиляційного агрегату, працюючого за стандартних розрахункових умов при різниці температур повітря усередині і зовні, рівною 20 °С. "Тепловими містками" вважаються частини конструкції

вентиляційного агрегату, теплопередачі, що мають підвищений коефіцієнт, в порівнянні з однорідними стінками корпусу.

У цих зонах корпусу спостерігається підвищене переміщення теплових потоків. Слід пам'ятати про те, що саме в зоні «теплових містків» у вентагрегат з охолодженням можливе зниження температури зовнішньої поверхні корпусу в порівнянні з температурою точки роси повітря, що оточує установку і випадання конденсату. Для оцінки величини тепловтрат через "теплові містки" вводиться чинник їх впливу:

$$K = \frac{\Delta t_{\min}}{\Delta t_{\text{air}}} \quad (5.1)$$

де $\Delta t_{\min} = t_i - t_{\text{smax}}$ є найменшою різницею температур,

$\Delta t_{\text{air}} = t_i - t_a$ - різниця між температурами повітря всередині і зовні вентагрегата,

t_i - середня температура внутрішнього повітря;

t_{smax} - максимальна температура на зовнішній поверхні;

t_a - середня температура зовнішнього повітря.

Будь-яка частина поверхні корпусу, яка піддається дії зовнішнього повітря, вважається зовнішній поверхні. Клас теплових містків відповідає зміні на 3 °С максимальної температури поверхні при різниці температур 20 °С (максимальна погрішність вимірів температури на поверхні $\pm 0,2$ °С).

Рівень акустичної ізоляції корпусу визначається випробуваннями, які проводяться на моделях установок, що мають розміри відповідно до вимог стандарту EN 1886.

За допомогою програми проведений аналіз інтенсивності випаровування в басейні. Де враховується $W_{\text{isp}}/W_{\text{udp}}$, де W_{isp} кількість води, що випаровується з поверхні води басейну як функція відносної вологості повітря в приміщенні з басейном; W_{udp} - кількість вологи, що видаляється припливно-витяжною вентиляцією, як функція відносної вологості в приміщенні

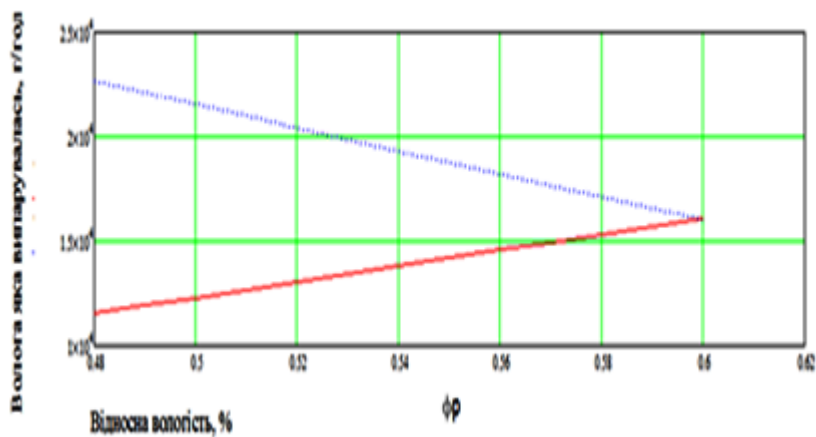


Рис. 5.2. Інтенсивність випаровування вологи у холодний період року

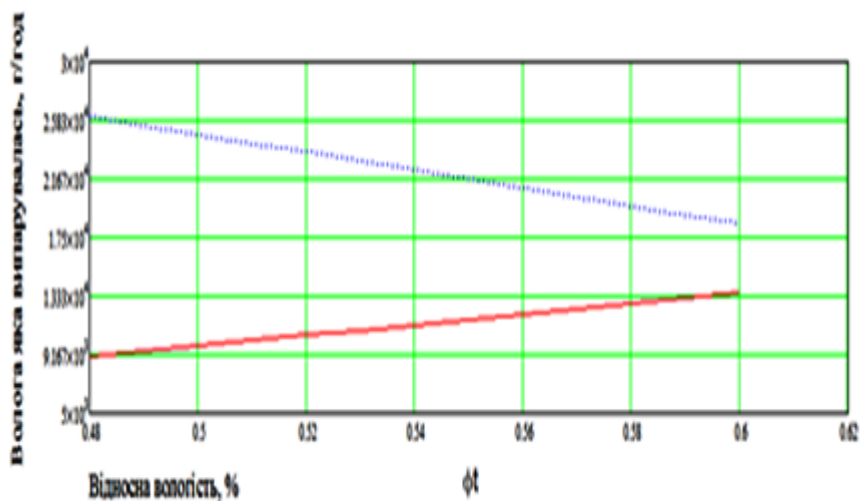


Рис. 5.4. Інтенсивність випаровування вологи у теплий період року

З графіку видно (Рис 4.5) що квазістаціонарна рівність настає коли відносна вологість відповідатиме у перехідний період $\phi = 60\%$, у холодний $\phi = 49\%$. У теплий період (Рис.4.6) $\phi > 60\%$, $t_{\text{зов}} = 36 \text{ }^\circ\text{C}$ необхідно використовувати осушувач повітря коли температура у приміщенні з басейном превисить $30 \text{ }^\circ\text{C}$. У цей період кількість вологи яке відноситься

витажній вентиляції буде дорівнює кількості вологи яка поступає в приміщення з повітрям з припливної вентиляції. Виходячи з отриманого значення відносної вологості яке необхідно підтримувати для квазістаціонарної рівноваги, що встановилася, можна точно визначити кількість повітря яке необхідно подавати і видаляти з приміщення. Далі можна підібрати оптимальне устаткування для осушення повітря в приміщенні басейну.

Особливий інтерес представляє зниження добового споживання енергії та оцінка часу підготовки після функціонування в нічному режимі очікування систем забезпечення мікроклімату в приміщенні з басейном [4,7,11]. Враховуючи шляхи підвищення ефективності систем кондиціонування повітря для критих басейнів получено, що економію енерговитрат можна отримати, використовуючи в припливно-витажної вентиляції агрегат с рекуперацією тепла та з застосуванням байпасу [4,7,11]. Застосування такої системи дозволить при температурі зовнішнього повітря і умовах м.Одеси економити понад 4 кВт потужності калорифера. Необхідно відзначити, що при підвищенні зовнішньої температури кількість тепла, передане приточування в рекуператорі, буде падати, але при цьому зменшиться і потрібна потужність нагрівача. При температурах зовнішнього повітря вище 28 °С з'явиться необхідність охолоджувати припливне повітря, проте рекуператор буде зменшувати необхідну холодопродуктивність кондиціонера осушувача. Зрозуміло, що при температурах зовнішнього повітря вище 28 °С теплова потужність, що відводиться від припливного повітря, буде істотно нижче, ніж теплова потужність, що передається йому в зимовий час через набагато більш високою різності температур між внутрішнім і зовнішнім повітрям. Однак зменшення необхідної холодопродуктивності кондиціонера в окремих випадках може дозволити використовувати кондиціонер меншого типомінала, ніж без рекуператора. Різниця в ціні таких кондиціонерів може

скласти істотну частину вартості і таким чином знизити термін його окупності на 1-2 роки.

Показано, що використання повітряних систем опалення для обігріву басейну та суміжних приміщень термін окупності рекуператора зазвичай не перевищує 3-4х років.

Встановлено також, що має ефект зниження добового споживання енергії та оцінка часу підготовки після функціонування в нічному режимі очікування систем забезпечення мікроклімату в приміщенні з басейном.

Проведений аналіз шляхів підвищення ефективності систем кондиціонування повітря дозволяє проводити зіставлення альтернативних варіантів систем кондиціонування повітря при їх оптимізац

6 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів і коштів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я й працездатності людини в процесі праці.

8.1 Характеристика об'єкта

Салон Автомобильний ДІМ , у якому перебуває велика кількість приладів, та автомобілів

До системи повинне підводити харчування трьохпровідний електромережі напругою 220 У (фаза, нуль, земля). Необхідно також наявність шини заземлення для роботи електроприладів.

11.2 Основні шкідливі впливи

На даному об'єкті існують такі небезпечного й шкідливі для здоров'я людини впливу як поразка електричним струмом .

Токсичність застосовуваних або одержуваних речовин

Як застосовувана речовина в холодильній установці використовується хладагент - Фреон 407. Температура кипіння при атмосферному тиску $t_0 = -40,8^{\circ}\text{C}$. R – 407 - безбарвний газ зі слабким специфічним запахом, що відчувається при зміні його в повітрі більше 20% від обсягу.

Холодильний агент R – 407 складається з декількох компонентів, тому при його витокі він розпадається на свої складові. Гранично допустима концентрація (П. Д. К.) пар R – 407 у повітрі виробничих приміщень дорівнює 3256 мг/м^3

При зіткненні з гарячими металевими поверхнями з температурами $400..550^{\circ}\text{C}$ або з відкритим полум'ям розкладається на токсичні фтористий і

хлористий водень і невелику кількість фосгену. Не горить у суміші з повітрям, не запалюється й не вибухонебезпечний.

Симптоми отруєння проявляються через 30..40 хвилин, виникає головний біль, подташнивание, прискорений пульс. При влученні рідкого фреону на шкіру й в очі можливе обмороження шкіри й ушкодження очей.

Класифікація виробництва по ступені вибуховий, взривопожарной й пожежної небезпеки згідно ОНТП 24-86

Виробництво по вибухонебезпечній і пожежній небезпеці, відповідно до норм технологічного проектування ОНТП 24-86 ставиться до категорії Д. Категорія Д - негорючі речовини й матеріали в холодному стані. Машинні й апаратні відділення фреонових установок ставляться до категорії Д.

Будівельно-монтажні й архітектурні вимоги містять у собі:

скорочення площ приміщень для встаткування систем кондиціонування повітря і їхніх елементів; естетическую вв'язування елементів систем кондиціонування повітря з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування й налагодження систем з можливістю посезонного уведення їх в експлуатацію; ув'язування робіт зі спорудження конструкції будинків з монтажем систем кондиціонування; звуко й віброізоляцію встаткування, що рухається, від елементів будівельних конструкцій.

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильних агрегатів

Ціль організаційних заходів щодо техніки безпеки на холодильних установках – створення безпечних умов праці шляхом постійного контролю за дотриманням правил монтажу, експлуатації й ремонту встаткування. Чисельність обслуговуючого персоналу повинна відповідати нормам, т.е не менш двох машиністів у зміну й один якщо робота не постійна в пліні доби.

На хладонових холодильних установках повітря з повітря видаляють через воздуховыпускной вентиль конденсатора або в малих установках через ослаблену гайку, або штуцер трійника нагнітального вентиля компресора.

Обслуговуючий персонал повинен працювати в гумових рукавичках і захисних окулярах уникаючи надходження струменя повітря в очі.

11.3 Вимоги до приміщення.

Приміщення повинне мати природне й штучне висвітлення.

Приміщення не повинне граничити із приміщеннями, у яких рівень шуму й вібрації перевищує припустимі значення.

Супермаркет повинен бути обладнаний системою кондиціонування повітря, опалення й приточно-вытяжной вентиляцією.

11.4 Електробезпе́чність.

Відносно небезпеки поразки людей електричним струмом розрізняють приміщення без підвищеної небезпеки, з підвищеною небезпекою й особливо небезпечні. Відповідно до ПУЭ, 1-1-13 дане приміщення класифікується як без підвищеної небезпеки поразки струмом.

Согласно ПУЭ, 1-2-17 дане встаткування ставиться до електроприемникам III категорії по забезпеченню надійності електропостачання. А відносно вибухонебезпечності приміщення ставиться до класу В-ІІа (невибухонебезпечне), якщо воно граничить із невзрыво- і непожароопасными приміщеннями.

Устаткування є низьковольтним, харчування елементів плати +5У, що забезпечується включенням адаптера в мережу 220У

Проектування електромереж здійснюється згідно “Вказівки по проектуванню науково-дослідних інститутів і лабораторій”

§ 8.1.

Основною небезпекою на даному об'єкті є можливість поразки електричним струмом у мережі напругою 220У.

Влучення людини під напругу можливо, наприклад, при перегорянні ізоляції трансформатора адаптера 220/5У. Тому що плата виконана з ізольованого матеріалу, а елементи малопотужні, тобто їхнє перегорання не викличе

відключення захисного автомата в 10 А, та наявність відкритого заземлення, необхідного для роботи системи, при дотику до нього зіграє негативну роль. Тому після автомата від струмів перевантаження й короткого замикання повинен стояти диференціальний автомат зі струмом витоку 30 ма, що не є небезпечним для людини. У випадку проходження струму через людину, з фазного провідника на землю, при досягненні його значення 30 ма спрацює диференціальний автомат, обесточив лінію.

При влученні під напругу у випадку поломки в самому розподільному щитку приміщення необхідно передбачити захисне заземлення, суть якого полягає в тому, що його опір у багато разів менше опору людського організму й струм, впливаючи по шляху найменшого сопроотивлення, буде стікати в землю по системі заземлення, а не через людину. Тому всі металеві частини розподільного щитка повинні бути заземлені, і опір системи заземлення не повинне перевищувати 4 Ом, згідно ПУЕ 1-7-65. Всі металеві частини встаткування повинні бути заземлені від цього ж заземлення, але тільки паралельно, а не послідовно.

Для пропонованої системи заземлення.

Викопується траншея глибиною $t_0 = 0,5$ м. На дні траншеї забиваються вертикальні заземлители із труб діаметром $d = 0,033$ м (дюймовий прохід) і довжиною $l = 2$ м. Відстань по прямій між забивають трубами, що, $l' = l = 2$ м. Грунт у районі супермаркету – суглинок. Його фактичний питомий опір з діапазону табличних значень від 40 до 150 Ом*м, - приймаємо $c_\phi = 50$ Ом*м

Пожежна профілактика

Дане приміщення згідно ДБН , ставиться до 1-ої ступеня вогнестійкості (найнижча безпека). У цьому випадку найбільш доцільним є гасіння пожежі вуглекислотою.

Зробимо розрахунок вуглекислотної установки.

Визначаємо кількість огнегасительного газового складу G_2 :

$$G_z = G_g \cdot V_{ном} \cdot K_{уп} \cdot 1,25 = 8448,3 \text{ кг}$$

де $K_{уп}$ – коефіцієнт участі, що враховує особливості газообміну й витоку вуглекислоти через нещільності. Звичайно $K_{уп} = 1 \div 2$. Прийmemo $K_{уп} = 1,0$.

$G_g = 0,7$ - огнегасительная концентрація для вуглекислоти.

$V_{ном} = 9655,2 \text{ м}^3$ – обсяг приміщення.

Визначаємо необхідне число робочих балонів:

$$N_{бал} = \frac{G_z}{V_б \cdot \rho \cdot \alpha_n} = 337,9$$

де $V_б = 40$ літрів – ємність балона,

$\rho = 0,625$ кг/л - щільність вуглекислоти,

$\alpha_n = 1$ – коефіцієнт наповнення балона.

Приймаємо $N_б = 338$ штук.

Згідно Сніп 2.04.09-84 у складі установки газового пожежогасіння крім розрахункового повинен бути стовідсотковий резервний запас огнетушительного речовини. Тому загальна кількість сорокалітрових балонів приймаємо 676 штук.

. Виробнича санітарія

Завданням вентиляції є забезпечення чистоти повітря й заданих метеорологічних умов у виробничих приміщеннях. Вентиляція досягається видаленням забрудненого або нагрітого повітря із приміщення й подачею в нього свіжого повітря.

7 ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ НОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ, НОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ІНШИХ ІННОВАЦІЙ

В умовах відкритої ринкової економіки розширюється діапазон оцінки ефективності науково-технічних розробок, а отже, збільшується кількість основних видів ефективності НДДКР, які необхідно визначити з метою цієї оцінки. До них належать:

– **науково-технічний ефект**, який проявляється у підвищенні науково-технічного рівня, поліпшенні параметрів техніки і технологій, що впливає з відкриття нових законів та закономірностей у природі, а отже, і нових технологічних засобів виробництва речовин, матеріалів та видів продукції;

– **економічний ефект** полягає в отриманні економічних результатів від науково-технічних розробок як в цілому для народного господарства, так і для кожного виробничого суб'єкта. Економічна ефективність науково-технічних розробок за відповідною системою показників має відображати вплив їхньої результативності на розвиток економіки країни в цілому, а також регіонів, галузей, організацій і підприємств, що беруть участь у реалізації технологічних нововведень;

– **соціальний ефект**, що відображає зміни умов діяльності людини в суспільстві. Його прояв спостерігається в змінах характеру та умов праці, підвищенні життєвого рівня населення, поліпшенні побутових його умов, розширенні можливостей духовного розвитку особистості, у змінах стану довкілля;

– **маркетинговий ефект**, що відображає потреби ринку в наукових дослідженнях і розробках та можливість їх реалізації.

Науково-технічну ефективність (НТЕ) результатів прикладних робіт визначають на основі показників науково-технічного рівня. Оцінка науково-технічної ефективності НДДКР відбувається на основі показника $O_{НТЕ}$, який представляє собою ступінь досягнення максимально можливого рівня, значення якого дорівнює 1 (одиниці):

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad , \quad (10.1)$$

де $K_{НТЕ}^{\Phi}$ – показник (коефіцієнт) фактичного рівня науково-технічної ефективності;

$K_{НТЕ}^{\Pi}$ – показник (коефіцієнт) потенціально можливого рівня науково-технічної ефективності (дорівнює одиниці).

Значення показника $K_{НТЕ}^{\Phi}$ визначають на основі шкали експертних оцінок (табл. 10.2).

Таблиця 10.1

Шкала експертних оцінок для виміру рівня науково-технічної ефективності проектів

№	Групи показників	Характеристика показників	Інтервал рейтингового числа	Коефіцієнт значущості показників
1	Науково-технічний рівень	Перевищує кращі світові аналоги	10	0,35
		Відповідає світовому рівню	7 – 9	
		Нижче кращих світових аналогів	5 – 6	
		Перевищує кращі вітчизняні аналоги	3 – 4	
		Відповідає вітчизняному рівню	1 – 2	
		Нижче вітчизняного рівня	0	
2	Перспективність	Першочергова значущість	8 – 10	0,35
		Значущий	5 – 7	
		Корисний	1 – 4	
3	Потенційний масштаб практичного використання	Світовий ринок	10	0,20
		Галузі національної економіки	7 – 9	
		Галузь (регіон)	3 – 6	
		Окремі підприємства (об'єднання)	1 – 2	
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	Великий	10	0,10
		Середній	5 – 9	
		Малий	1 – 4	

Примітка: об'єкт оцінки і аналог(и), які порівнюють за однаковими показниками, наведеними у співставленому вигляді відхилення в значеннях кожного з показників, мають бути однаковими для варіантів, що порівнюються.

Проведення оцінки

Визначають $K_{НТЕ}^{\Phi}$ на основі експертної оцінки науково-технічного рівня розробки.

З цією метою:

- розроблюють перелік специфічних показників, необхідних для виміру науково-технічного рівня розробки;
- формують групу аналогів, які реалізовані на світовому і вітчизняному ринках;

– здійснюють відповідні розрахунки для співставлення показників і визначення балів по табл. 10.1.

До числа специфічних показників відносять:

– **для нової техніки:** продуктивність, споживання інженерних ресурсів на виробітку одиниці продукції, потреба в робочих, які обслуговують обладнання, експлуатаційні витрати на одиницю продукції;

– **для нових матеріалів і речовин:** вміст корисних речовин для виробітки готової продукції, питома вага відходів у загальному обсязі переробленої сировини, вартість одиниці ... нового матеріалу;

– **для нових технологій:** якість виробленої продукції, енергоємність і трудомісткість продукції, собівартість одиниці продукції.

З метою спрощення визначення $K^{\Phi}_{НТЕ}$ у табл. 10.2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 10.2

Порівняльні показники для виконання оцінки НТЕ

ПОКАЗНИКИ	Варіанти технології	
	розробленої	співвідносної (аналога)
Рівень новізни	світовий	-
Якість продукції	найвища	вища
Споживання на 1 т продукції		
– тепла, Гкал	5,14	6,85
– електроенергії, кВт·годину	46,72	54,36
– води, м ³	4,13	3,12
Трудомісткість виробництва, людино-годин/ тонну	17,5	6,17

На основі співставлення даних таблиці встановлюють бали по характеристиках чотирьох груп і на цій основі розраховують значення інтегрального показника НТЕ:

$$НТЕ = \sum B_i \times K_i^3, \quad (10.3)$$

де $i = 1 \div 4$,

B_i – бали (рейтингове число),

K – коефіцієнт значущості показників.

Рівень науково-технічної ефективності НДДКР розраховано на основі наведених даних прикладу (табл. 10.3).

Таблиця 10.3

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

№	Групи показників	Рейтинг експертів			Середня за експертними оцінками	НТЕ
		1	2	3		
1	Науково-технічний рівень	9	8	9	8,66	3,03 (8,66 x 0,35)

2	Перспективність	7	7	6	6,66	2,33 (6,66 x 0,35)
3	Потенційний масштаб практичного використання	4	5	5	4,67	0,93 (4,67 x 0,20)
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	7	8	7	7,33	0,73 (7,33 x 0,10)
В С Ь О Г О						7,029

$$НТЕ = 8,66 \cdot 0,35 + 6,66 \cdot 0,35 + 4,67 \cdot 0,2 + 7,33 \cdot 0,1 = 2,91 + 2,21 + 0,93 + 0,73 = 7,029$$

Отриманий результат слід порівняти з максимально можливим значенням, яке дорівнює 10 балам ($10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,35 + 10 \cdot 0,2 + 10 \cdot 0,1$).

Отже, оцінка рівня НТЕ може бути зроблена за допомогою інтегрального коефіцієнта оцінки НТЕ ($K_{НТЕ}$):

$$K_{НТЕ} = \frac{НТЕ}{10} \cdot 100 \% .$$

На основі даних табл. 10.3 можна дійти до висновку, що $K_{НТЕ}$ відповідає 70,29 %, тобто:

$$\frac{7,029}{10} \cdot 100\% = 70,29 \% .$$

В тому випадку, коли значення $K_{НТЕ}$ перевищує середнє значення, яке дорівнює 5,0, має бути зроблено висновок про достатній рівень НТЕ:

- цілком достатній 5,0 – 6,0;
- достатній 6,1 – 8,0;
- достатньо високий 8,1 – 9,0;
- високий 9,1 – 10.

Таким чином, рівень НТЕ технології можна визнати достатнім. Отже, розроблену технологію пропонується впроваджувати у виробництво.

ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз тепло утилізаторів центральних систем кондиціонування повітря.

2. В результаті виконаних досліджень вирішений комплекс завдань по енергозбереженню, спрямованих на розробку основних рекомендацій по підбору теплоутилізаторів з мінімальним терміном окупності. Підбір теплоутилізаторів розглянуті для спортивного комплексу міста Одеса устаткування, з мінімальним терміном окупності, розглянуті методи тепло утилізаторів;

3. Шляхи зниження споживання енергії систем кондиціонування повітря це:

- герметизація потоку повітря і виключення присосів навколишнього повітря і витоків обробленого повітря;
- корпус системи кондиціонування має бути добре теплоізолюваний, щоб виключити втрати теплової енергії, витраченої на доведення параметрів повітря до потрібних перед його поданням в приміщення;
- використання в припливно-витяжної вентиляції агрегат с рекуперацією тепла;
- врахування нестационарних теплоприпливів.

4. Зроблений аналіз осушення повітря осушувачем Danterm та центральним кондиціонером АКВ-3 Акваріс КЦКП "Вега та показано що її ефективність підвищується в 1.5 рази

5. На основі аналізу було визначено основні напрями та відповідні заходи щодо підвищення ефективності систем кондиціонування повітря

6 - період окупності пластинчатого утилізатора практично дорівнює періоду окупності роторного регенератора.

7 Чим більше періоду експлуатації системи вентиляції протягом доби, тим швидше окупається установка теплоутилізатора.

8. Підвищення ефективності утилізатора –осушувача (міри рекуперації) призводить до зниження терміну окупності системи (особливо в системах з

водяним калорифером). Проте в області високих значень ефективності підвищення міри рекуперації веде лише до незначного зменшення термінів окупності. Оскільки підвищення ефективності теплообмінника як правило пов'язане з конструктивними змінами, а отже зі збільшенням собівартості утилізатора, оптимальним значенням ефективності, що досягається, слід вважати $\xi=80...85\%$.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди. Громадські будинки та споруди. Основні положення: ДБН В.2.2.-9-99. Вид. офіц. – К.: Держбуд України, 1999. – 94 с.
2. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди цивільної оборони: ДБН В.2.2.-5-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 161 с.
3. Державні будівельні норми України: Будинки та споруди дитячих дошкільних закладів: ДБН В.2.2.-4-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 49 с.
4. Жихарєва Н.В. Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах. Монографія // Жихарєва Н.В. /Одеса, ТЕС. 2022- 264 с.
5. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. [Tekst] // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
6. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter [Tekst] / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020); <https://doi.org/10.1063/5.0026819>
7. Жихарєва Н.В.Моделювання та оптимізація систем кондиціонування повітря. Навчальний посібник.-: О: ТЭС, 2016.- 170 с + додатки с.
8. 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 chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2021/Dzhedzhula_2021_71.pdf

9. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
10. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термoeкономiчного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. [Текст] / Н.В. Жихарєва. // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
11. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного Кондиціонування при зберіганні плодоовочевої продукції [Текст] / Н.В. Жихарєва., М.Г. Хмельнюк, В.І. // Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120. .
12. Когут В.Е. Применение теплообменника-эжектора в установках промышленного охлаждения воздуха [Текст] / В.Е Когут., Е.Ю Бутовский., Хмельнюк М.Г., Н.В Жихарєва. // Холодильна техніка і технологія. 2015. № 1. С. 21–25.
13. Креслинь А.Я. Оптимизация энергопотребления системами кондиционирования воздуха [Текст] / А.Я. Креслинь. // - Рига: РПИ - 1982. – 155 с.
14. Жихарєва, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарєва, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. – Одесса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
15. PN – 83/B – 03430. Wentylacja w budynkach mieszkalnych zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej. Wymagania. (Dz. Norm. i Miar nr 5/1983, poz. 8). Wydanie 2. Wydawnictwo Normalizacyjne „ALFA”, 1987. - 4 с.
16. PN – 87/B – 03433. Wentylacja. Instalacje wentylacji mechanicznej wywiewnej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych. Wymagania. (Dz.

- Norm. i Miar nr 2/1988, poz. 3). - Wydawnictwo Normalizacyjne „ALFA”, 1988. - 3 c.
17. Klippe J.: Zeitschrift für Sanitär-Heizung-Klima (IKZ) nr 3/80, s. 4.
18. Oetjen H.: Kälte und Klimatechnik (KKT) nr 4/80, s.146-149.
19. Wimböck G.: Technik am bau (TaB) nr 2/82, s. 133-134.
20. Kittler H.: KKT nr 9/84, s. 406.
21. Tauschenbuch für Heizung und Klimatechnik 92/93. R.Oldenbourg Verlag GmbH. – München.
22. VDI 3802 (8.12.79): RLT – Anlagen für Fertigungswerkstätten.
23. Keppler P.: Ges. – Ing. Nr 6/81, s.281-286, 327-329.
24. FTA – Fachbericht 3, 1980, Resch-Verlag, Gräffelfing/ München.
25. VDI – Bericht. 435. Tagung München 1982, VDI – Verlag, Düsseldorf.
26. Flaiq K.: VVII Int. Kongreß TGA. Berlin nr 10/88, s.44 u.a.
27. FTA – Bericht 3: Wärmerückgewinnung bei Be- und Entlüftung in Industriehallen 1980, Resch Verlag. München.
28. VDI – Bericht 435, Tagung München, 1982.
29. Schöfer E. TaB nr 9/78, s.751-755.
30. Ossadnik H. VDI Bericht nr 425 (1981), s.39-46.
31. Bach H., Dittes W.: HLN nr 8/86, s.411-418.
32. Lorenz W.: Ges.-Ing. nr 6/85, s.259-273.
33. Жуковський С.С. Кінаш О.В. Особливості енергоощадного вентилявання помешкань з щільними вікнами. Вісник НУ „Львівська політехніка” „Теорія і практика будівництва” № 496. – Львів: Видавництво НУ „ЛП”, 2005.
34. Лівчак І., Мелік-Аракемян Т. Особливості вентиляції висотних житлових будинків. /Ринок інсталяцій № 7-8/ 2004, с.11-14.

35. СНиП 2.04.05-91*У. Опалення , вентиляція и кондионування . – К.: Київ ЗНИИЭП, 1996. -66 с.
36. Жуковський С.С. Температурна ефективність загальнообмінної вентиляції /Ринок інсталяцій №7/ 2003, с. 6-8.
37. Жуковський С.С. Ефективність загальнообмінної вентиляції щодо переміщення шкідливих речовин поза межі приміщення. /Вісник НУ «Львівська політехніка» «Теорія і практика будівництва» №495. – Львів: Вид-во НУ „ЛП”, 2004. с.72-78.