

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ-05

Дипломний проєкт

здобувача освіти денного відділення

БКВ 05. 0000. 015 ДП

МУДРИКА ВЛАДИСЛАВА
ВІКТОРОВИЧА

м. Одеса - 2024 р.

Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»
Група БКВ-05

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА БКВ 05. 015. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:
«Проект системи кондиціонування повітря басейну
спортивного комплексу «Аква», м. Одеса»

Проектний матеріал складається з пояснювальної записки
на _____ сторінках та графічного матеріалу на _____ аркушах.

Дипломник _____ (Мудрик В.В...)

Керівник проекту _____ (Когут В.О.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Катан В.П.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

по дотриманню
вимог ЄСКД _____ (Волянська С.В.)

До захисту допущено
Голова предметної комісії _____ (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

Захист "28" 06 2024 р. Протокол ЕК № 02 БКВ

Оцінка ЕК 4 (забр.)

Секретар ЕК _____ Хоцяновський С.Ю.

Міністерство освіти і науки України
ВСП «Одеський технічний фаховий коледж ОНТУ»

Дата видачі завдання
«20» лютого 2024 р.
Дата закінчення проекту
«01» червня 2024 р.

Затверджую
Заступник директора з НВР
_____ Беркань І.В.
“20” лютого 2024 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУВАННЯ

Прізвище, ім'я та по батькові: Мудрик Владислав Вікторович

Галузь знань № 14 «Електрична інженерія»

Вихідні дані для проекту: температура літня 28 °С

ентальпія повітря літня 62 кДж/кг

Тема дипломного проекту: «Проект системи кондиціонування повітря басейну спортивного комплексу «Аква», м. Одеса»

Стверджена наказом по коледжу від «02» 11 2023 р. № 244-А2-ОД
Зміст та послідовність виконання дипломного проекту

Вступ

1. Загальна частина

- 1.1 Вихідні дані проекту
- 1.2 Техніко-економічне обґрунтування проекту

2. Розрахунково-конструкторська частина

- 2.1 Розрахункові дані проекту
- 2.2 Розрахунок теплоприпливів об'єкту завдання
- 2.3 Розрахунок вологовиділень об'єкту завдання
- 2.4 Зведена таблиця тепло і вологоприпливів об'єкту завдання
- 2.5 Визначення витрати повітря припливної установки
- 2.6 Побудова в d,h-діаграмі процесів обробки повітря
- 2.7 Розрахунок і вибір і обладнання припливної установки
- 2.8 Розрахунок основного холодильного обладнання
- 2.9 Розрахунок обладнання вентиляційної мережі

3. Організаційна частина

- 3.1 Вибір системи і приладів автоматичного регулювання системи кондиціонування і вентиляції повітря

4. Економічна частина

5. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

6. Використана література

Графічна частина

Графічний Аркуш 1. Аксонометрична схема повітророзподільної мережі системи кондиціювання або холодопостачання

Графічний Аркуш 2. Схема автоматизації системи кондиціювання і вентиляції повітря

Графічний Аркуш 3. Технічне креслення обладнання

Графічний Аркуш 4. Технічне креслення обладнання

Графік виконання проекту

Зміст	Термін виконання
1. Загальна частина	29 - 31.05.2024
2. Розрахунково-конструкторська частина	01 - 07.06.2024
3. Організаційна частина	08 - 09.06.2024
4. Аркуш 1, 2	10 - 11.06.2024
5. Економічна частина	12 - 14.06.2024
6. Аркуш 3, 4	15 - 17.06.2024
7. Організаційна частина	18.06.2024
8. Охорона праці	19.06.2024
Попередній захист	20.06.2024
Захист дипломного проекту	28 - 30.06.2024

Завдання розглянуто та затверджено на засіданні кафедри енергетичного машинобудування

Протокол № 2 від “ 13” вересня 2023 р.

Завідувач кафедрою _____ (Хмельнюк М.Г.)

Попередній захист проведено, зауваження враховано

Керівник проекту _____ (Бригадир Л.Г.)

Мудрик Владислав Вікторович- «Проект системи кондиціонування повітря басейну спортивного комплексу «Аква», м. Одеса

Керівник викладач - доцент, к.т.н. Когут Володимир Омелянович

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота складається з: 73-сторінок тексту, 12-рисунок, 6 -таблиць, 15 посилання на літературні джерела.

У даній кваліфікаційній роботі йде мова про дослідження та розробку підвищення ефективності системи кондиціонування повітря басейну спортивного комплексу «Аква», м. Одеса

. Це основна задача, яка полягла в основу написання цієї роботи.

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціонування повітря: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря; розрахунок теплопритоків і вологопритоків; обґрунтування вибору і підбір обладнання для систем кондиціонування повітря

Ключові слова: системи кондиціонування, центральна система, параметри повітря, теплопритоки, вентиляція

ANNOTATION

The qualification work consists of: 79 pages of text, 15 figures, 10 tables, 15 references to literary sources.

This scientific work is about the research and development of improving the efficiency of the multi-zone air conditioning system at non-stationary thermal regimes of the urea production shop of the Odesa Port Plant. This is the main task that formed the basis of writing this work.

In the work, the calculation of air conditioning processes is carried out: the selection of calculation parameters of internal and external air; calculation of heat inflows and moisture inflows; justification of the choice and selection of equipment for air conditioning systems of a complex multi-zone system.

Key words: air conditioning systems, central system, air parameters, heat flows, ventilation

ЗМІСТ

1 ВСТУП.....	5
2 ПРОЄКТУВАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ З БАСЕЙНОМ	6
3 РОЗРАХУНКУ ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	14
4.ПІДБИ Р ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	31
6. РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ.....	39
6.РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРУ	44
7 АВТОМАТИЗАЦІЯ	48
8 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ .	54
9. ОХОРОНА ПРАЦІ	64
ВИСНОВКИ.....	71
ЛІТЕРАТУРА.....	72

					<i>БКВ 05. 000. 015 ДП ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>		<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>					<i>Розрахунково- пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>						1	83	
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>								

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 ефективної 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 СКП потребують створення доволі складних пристроїв, що суттєво впливають на вартість

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ

Арк.

5

будівництва та експлуатаційні витрати. У зв'язку з цим техніко-економічна оцінка СКП викликає інтерес у замовника. Така оцінка виконується не тільки в процесі проектування, але і на перед проектній стадії, що особливо важливо для вибору того чи іншого варіанту системи або для вирішення питання про доцільність облаштування СКП у тих випадках, коли будівельні норми вимагають обґрунтування для проектування всередині будівлі повітряного середовища з оптимальними параметрами.

Головні економічні вимоги до проекту полягають у наступному: мінімальна вартість обладнання та будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла та особливо коштовного холоду.

Особливість СКП АКВАРІУС – частина повітря, близько 70%, повертається в приміщення, частина, що залишилася, разом з цінним теплом, безповоротно видаляється на вулицю. Щоб уникнути таких втрат у схемі АКВ-3, застосовується рідинний рекуператор, ККД якого досягає 40-50 %. Цей пристрій повертає до 50 % тепла повітря, що викидається в атмосферу.

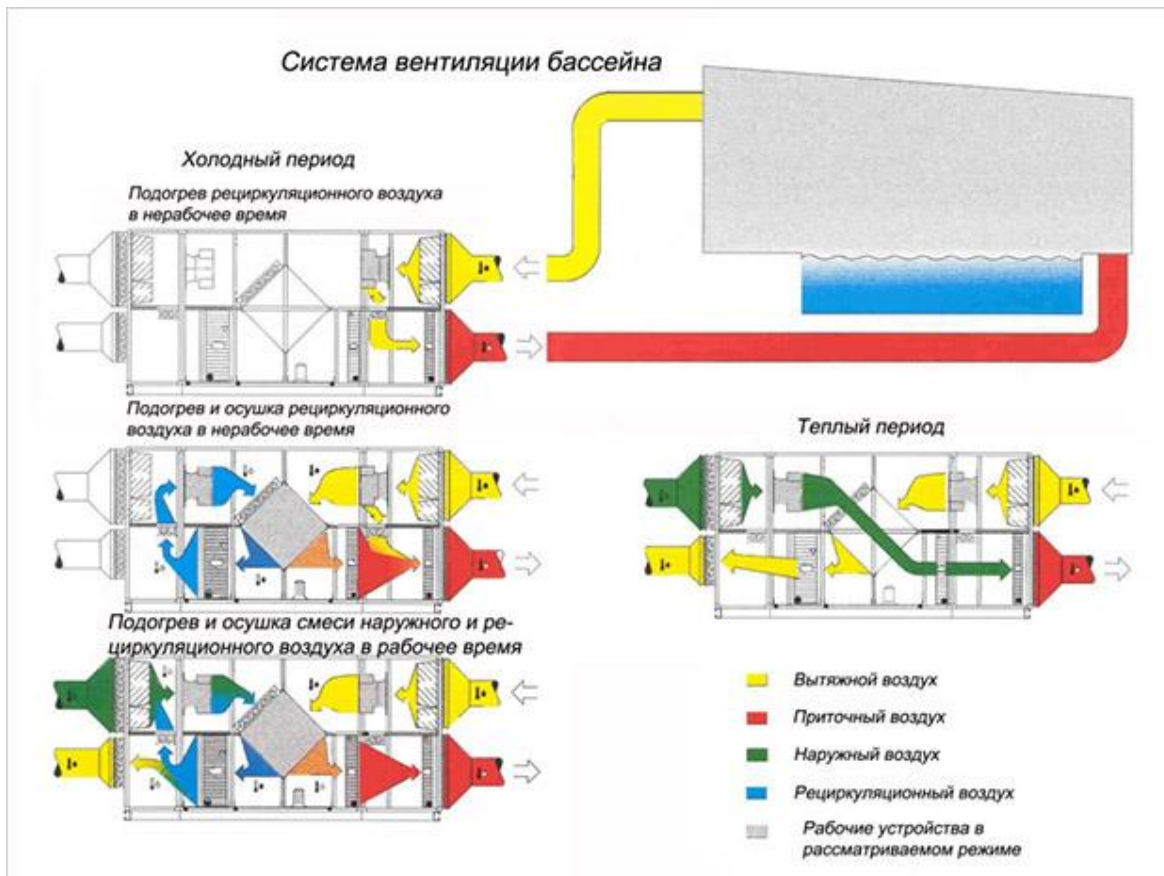
АКВАРІС дозволяє ще більше заощаджувати тепла на нагрівання припливного повітря. Повітря, що видаляється після обробки в рекуператорі, має температуру порядку +12 °С, замість +28 °С.

2.2 ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМ КОНДИЦІОНУВАННЯ 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

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

Особенности использования

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

									Арк.
									7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ				

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 зростає 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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

поток 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 повітророзподіленням 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 зміщується 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

Арк.

БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ

9

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

роздягальні провокує притоку насиченого хлораминами 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.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 укласти безпосередньо за внутрішнім покриттям стін. Тоді вологе повітря і пара затримуватимуться усередині басейну, а не прохідимуть 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 стелевих панелей, щоб вологе повітря не проходив 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

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

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.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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 - $t_b=23$ °С

Температура повітря в приміщенні взимку - $t_b=20$ °С

Відносна вологість повітря в приміщенні влітку - $\phi_b=50\%$

Відносна вологість повітря в приміщенні взимку - $\phi_b=35\%$

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.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Коефіцієнти теплопровідності матеріалів:

штукатурка $\lambda = 0,93\text{ Вт/(мК)}$;

ракушняка $\lambda = 0,40\text{ Вт/(мК)}$;

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

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою:

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

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

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

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

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

Для перегородки коефіцієнт теплопередачі розраховуємо за формулою:

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

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

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

										Арк.
										15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ					

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

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 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 П-3-79;

$K_1 = K_{n,z} \cdot K_{n,e}$ - 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.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

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

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

на західній стороні:

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

Для знаходження показника a_{Π} поглинання приміщенням теплового потоку сонячної радіації знаходимо коефіцієнти тепло засвоєння $Вт/(м^2 \cdot К)$:

Для вікон:

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

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.

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

Для зовнішньої стіни за шаром утеплювача: $D=2.5 > 1$, то $Y_{ст} = S_{ут.} = 0.99$ $Вт/(м^2 \cdot К)$.

Для перегородок проводиться розрахунок для половини їх товщини ракушняка: $D/2 = 5,49 > 1$, то $Y_{пер} = S_{пер.} = 12.2$

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

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

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

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Показник сумарного тепло засвоєння приміщення:

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

Де A_{ct} – внутрішні поверхні огорожень приміщення, m^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:

$$\Delta = 2.55(A_{oc} + A_{ct} + A + A_{нок} + A_{обор}), m^2 \quad (3.5)$$

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

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 годині поступлення теплоти, поглиненні приміщенням та передані повітрю вносимо в другу стоку табл.3.1

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

$$Q_{\Delta t} = (t_{н} + 0.5\theta_1 A_{m.c.} - t_{п}) A_{oc} / R_{oc}, \text{Вт} \quad (3.7)$$

Для південної стіни:

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Для західної стіни:

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

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

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

Де R – опір теплопередачі масивної захисної конструкції(зовнішньої стіни, перекриття), $m^2 °C/Вт$, 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.

										Арк.
										20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ					

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/м², 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;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$\theta_1 \theta_2$ – коефіцієнти, які приймаються за табл.6 за посібником до БНіП 2.04.05-91, відповідно при $\varepsilon_1 = \varepsilon + 15$, $\varepsilon_2 = \varepsilon + z$.

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, перекриття), m^2 .

$\alpha_{\text{нн}}$, $\alpha_{\text{вн}}$ – коефіцієнти тепловіддачі зовнішньої та внутрішньої поверхні огороження, $Вт/(m^2 \cdot ^\circ C)$, яке визначається за БНіП II-3-79**.

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

$J_{\text{ср}} = 125 \text{ Вт}/m^2$ для західної та східної орієнтації, $J_{\text{ср}} = 159$ для південної орієнтації;

$A_j = 685 + 129 - 328 = 486 \text{ (Вт}/m^2)$ для східної стіни, $A_j = 733 + 133 - 328 = 538 \text{ (Вт}/m^2)$ для південної стіни, $A_j = 356 + 99 - 328 = 127 \text{ (Вт}/m^2)$ для західної стіни;

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

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

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

$$\varepsilon_1 = 30 + 15 = 45 \text{ (ч)}, \quad \varepsilon_2 = 30 + 13 = 43 \text{ (ч)} \text{ для С стени.}$$

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

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

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

$$\varepsilon_1 = 45 - 24 = 21 \text{ (ч)}, \quad \varepsilon_2 = 43 - 24 = 19 \text{ (ч)} \text{ для С стени.}$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ

Арк.

22

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

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

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

Приймаємо роботу середньої важкості, тоді

$$Q_{пов}^n = 46 \cdot 230 \cdot 0.85 + 4 \cdot 100 \cdot 0.85 = 8993 \text{ Вт ;}$$

Тепловиділення від штучного освітлення

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

$q_{осв}$ – 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:

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{пов} = 8993 + 979,2 + 1712 + 4500 = 16184,2 \text{ Вт}$$

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, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

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

$$\sigma = \frac{8}{1,012} = 0,0078 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}),$$

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.

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

Сумарні вологовиділення в приміщення:

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

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Визначаємо загальні сховану і явну теплоту:

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

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

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

$$\sum Q_{cx} = 7541 \text{ Вт}$$

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

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

Визначаємо тепловологісну характеристику:

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

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

Масова витрата повітря:

По балансу загальної теплоти:

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

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:

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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:

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

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:

$$Q_3^l = Q_1^l = 8993 \text{ Вт}$$

Тепловиділення від освітлення:

$$Q_{осв}^3 = Q_{осв}^1 = 1712 \text{ Вт}$$

Теплопритоки через огородження:

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

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

де F_{ct} – площа стін, м^2 ;

k_{ct} – коефіцієнт теплопередачі через стіни, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

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

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

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

де $F_{ок}$ – площа вікон, м^2 ;

$k_{ок}$ – коефіцієнт теплопередачі через вікна, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_n - t_g$ – 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:

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

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

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

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

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

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

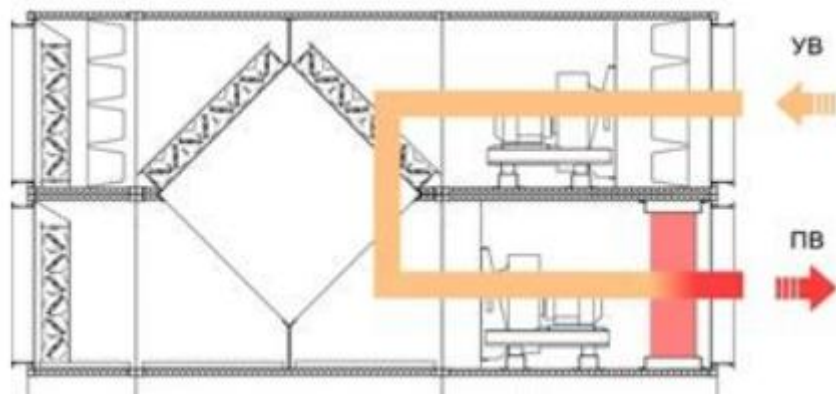


Рисунок 2.2 – Робота СКП вночі в холодну пору року

Робота вночі. Автоматика контролює температуру та вологість усередині приміщення. При зниженні температури у приміщенні нижче заданого значення установка вмикається в режим швидкого прогрівання приміщення. У цьому режимі повітря витягується з приміщення, знову нагрівається у водяному повітрянагрівачі установки і подається назад. У разі підвищення вологості установка працює також точно, але з невеликим підмішуванням зовнішнього повітря - для отримання більш сухої суміші.

Тепла пора року

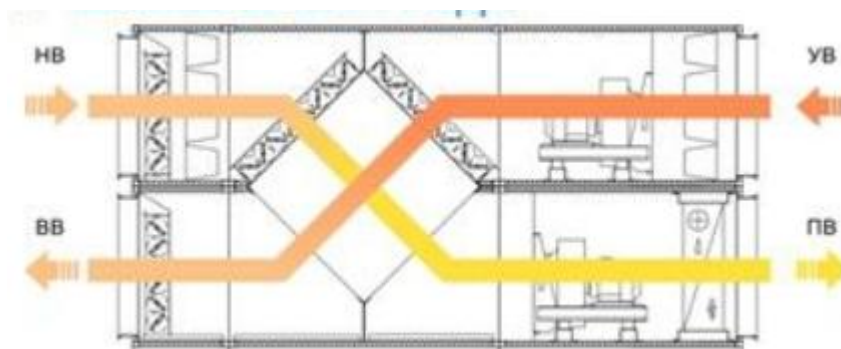


Рисунок 2.3 – Робота СКП вдень в теплу пору року

Робота вдень. Установка подає у приміщення виключно зовнішнє тепле повітря, і при цьому витяжний витягується з приміщення та викидається на вулицю. Рециркуляція повітря не відбувається.

									Арк.
									29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ				

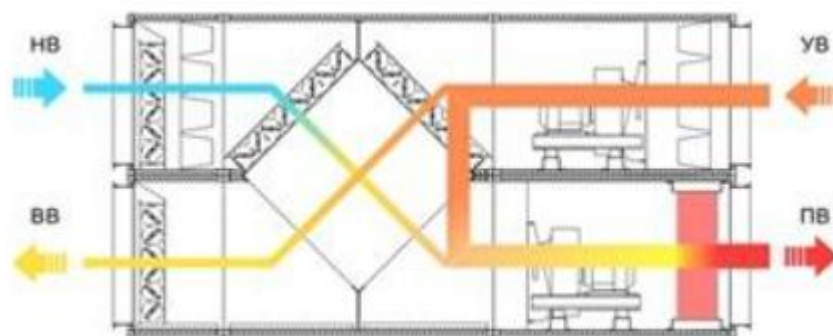


Рисунок 2.4 – Робота СКП вночі в теплу пору року

Робота вночі. Автоматика контролює вологість усередині приміщення, і за її підвищенні понад критичного значення дає команду на запуск установки у звичайному режимі вентиляції. При зниженні вологості до прийняттого рівня установка перетворюється на черговий режим.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. ПІДБІР ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

На підставі розрахунку, проведеного вище, отримана потрібна масова кількість повітря для кожного приміщення. Тоді корисний об'єм повітря для систем визначається за формулою.

$$L = \frac{3600 \cdot G_e}{\rho}, \quad (8.1)$$

де $\rho = 1,185 \text{ кг/м}^3$ – щільність повітря.

Для системи П1 корисний об'єм повітря становить:

$$L_1 = \frac{3600 \cdot 1,67}{1,185} = 5015 \text{ м}^3/\text{г}$$

З урахуванням втрат через нещільності у системі повітророзподілу обладнання підбираємо за наступними об'ємними витратами:

для системи П1:

$$L_1^n = 1,04 \cdot L_1, \text{ м}^3/\text{г} \quad (8.2)$$

$$L_1^n = 1,04 \cdot 5015 = 5166 \text{ м}^3/\text{г}$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер. АКВ-3-193 з рідинним водонагрівачем

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

Таблиця 8.1 - Характеристика вентиляційних систем

Значення системи	L	d
П1	943	315
П2	786	315
П3	629	315
П4	472	250
П5	314	250
П6	157	150
П7	700	315
П8	500	315
П9	467	315
П10	350	250
П11	234	250
П12	117	150

5 . РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

9.1 Розрахунок повітрянагрівачів

Повітрянагрівачі збирають з базових теплообмінників. Ці теплообмінники виготовляють з біметалевих труб зі спіралью - накатним оребренням. По трубках повітрянагрівачів проходить гаряча вода, а з боку зовнішньої поверхні рухається повітряний потік, що обумовлюється роботою вентиляторів або ежекторів. Ефективність тепловіддачі з боку потоку гарячої води стінки труби значно вище, ніж тепловіддача від зовнішньої поверхні до потоку повітря. Для інтенсифікації тепловіддачі з боку зовнішньої поверхні труби застосовується конструктивний метод розвитку зовнішньої поверхні тепловіддачі до повітря методом зовнішнього оребрення трубок.

Розрахунок повітрянагрівача зводиться до визначення числа рядів труб по ходу повітря і температури теплоносія на вході і виході з апарата.

Вихідні дані:

- $t_1 = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура повітря на вході;
 - $t_2 = 37 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура повітря на виході;
 - $t_{\omega 1} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура води на вході;
 - $t_{\omega 2} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура води на виході.
-
- $t_{1'} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура повітря на вході;
 - $t_{2'} = 21 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура повітря на виході;
 - $t_{\omega 1'} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура води на вході;
 - $t_{\omega 2'} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ - температура води на виході.

Визначаємо кількість теплоти, необхідну для нагріву повітря:

$$Q_m = G c_p (t_{\text{вих}} - t_{\text{ех}}), \quad (9.1)$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $G = 2,34$ кг/с - витрата припливного зовнішнього повітря яке нагрівається

$c_p = 1,006$ кДж/кг $^{\circ}$ С - теплоємність повітря;

$t_{вх}, t_{ввых}$ - початкова та кінцева температура повітря яке нагрівається, $^{\circ}$ С.

$$Q_m = 1,7 \cdot 1,006(37 - 7) = 51,3 \text{ кВт.}$$

$$Q_{m2} = 1,7 \cdot 1,006(21 - 14) = 12 \text{ кВт.}$$

Розраховуємо масову витрату теплоносія:

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{ввых} - t_{вх})}{c_w \cdot (t_{wвх} - t_{wввых})}, \text{ кг/с,} \quad (9.2)$$

де $c_w = 4,2$ - кДж/кг $^{\circ}$ С - теплоємність води;

$t_{wвх}, t_{wввых}$ - початкова та кінцева температура гарячої води на вході та виході з теплообмінника, $^{\circ}$ С.

$$G_w = \frac{1,7 \cdot 1,006 \cdot (37 - 7)}{4,2 \cdot (110 - 70)} = 0,3 \text{ кг/с.}$$

$$G_{w2} = \frac{1,7 \cdot 1,006 \cdot (21 - 14)}{4,2 \cdot (70 - 40)} = 0,095 \text{ кг/с.}$$

При виборі режимів нагріву повітря необхідно оцінити енергетичну доцільність прийнятих рішень. Для такої оцінки рекомендується використовувати метод термодинамічної ефективності процесів. Відносно до режимів нагріву в теплообміннику з нескінченно-розвиненою поверхнею нагріву $F_n = \infty$ повітря з початковою температурою $t_{вх}$ і початковою температурою гарячої води $t_{wвх}$, максимально-можливий нагрів витрати повітря при теплоємності c_p визначається виразом:

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{f \max} = G \cdot c_p \cdot (t_{w_{\text{вх}}} - t_{w_{\text{вих}}}) \quad (9.3)$$

$$Q_{f \max} = 1,7 \cdot 1,006 \cdot (110 - 70) = 68,4 \text{ кВт}$$

$$Q_{f \max 2} = 1,7 \cdot 1,006 \cdot (70 - 40) = 51,3 \text{ кВт}$$

Реальна поверхня теплообмінника F_H завжди менше, а повітря не може бути нагріте до початкової температури гарячої води $t_{w_{\text{вх}}}$. Тому реальний нагрів в повітрянагрівачі визначається виразом:

$$Q_m = G \cdot c_p \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \text{ кВт}. \quad (9.4)$$

$$Q_m = 1,7 \cdot 1,006 \cdot (37 - 7) = 51,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{m2} = 1,7 \cdot 1,006 \cdot (21 - 14) = 12 \text{ кВт}$$

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається співвідношенням реального процесу підігріву повітря до максимально можливого.

$$\theta_t = \frac{Q_m}{Q_{f \max} \frac{t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}}{t_{w_{\text{вх}}} - t_{\text{вх}}}} \quad (9.5)$$

$$\theta_t = \frac{51,3}{68,4 \cdot \left(\frac{30}{40}\right)} = 1.$$

$$\theta_{t2} = \frac{12}{51,3 \cdot \left(\frac{7}{30}\right)} = 1.$$

Визначаємо показник співвідношень теплоємностей потоків:

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (9.6)$$

$$W = \frac{1,7 \cdot 1,006}{0,3 \cdot 4,2} = 1,36.$$

$$W_2 = \frac{1,7 \cdot 1,006}{0,1 \cdot 4,2} = 1,67.$$

									Арк.
									36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ				

По графіку залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_t = 5,6$, $N_{t2} = 6,8$ [12].

Знаходимо потрібну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2, \quad (9.7)$$

де K - коефіцієнт теплопередачі для оребреної стінки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (v\rho)^{0.37} \cdot \omega^{0.18}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (9.8)$$

$$K = 23,11 \cdot 1,77^{0.37} \cdot 1,6^{0.18} = 31 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$K_2 = 23,11 \cdot 1,77^{0.37} \cdot 1,6^{0.18} = 31 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

$$F = \frac{5,6 \cdot 1,7 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{31} = 309 \text{ м}^2.$$

$$F_2 = \frac{6,8 \cdot 1,7 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{31} = 375 \text{ м}^2.$$

Величина аеродинамічного опору визначається за формулою:

$$\Delta P_{603} = B(v\rho)^m \quad (9.9)$$

де B - вільний член, що відображає конструктивні особливості теплообмінника [12];

v - швидкість руху повітря;

m - показник ступеня [12];

ω - швидкість руху води.

$$\Delta P_{603} = 1,034 \cdot 1,77^{1.81} = 2,9 \text{ Па.}$$

$$\Delta P_{6032} = 1,034 \cdot 1,77^{1.81} = 2,9 \text{ Па.}$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Гідравлічний опір при проходженні води по трубкам теплообмінника:

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot \omega^{1,69}, \text{ кПа}, \quad (9.10)$$

де $l_{\text{хода}}$ - приведена довжина ходу води в трубках, м.

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 1,8 \cdot 1,6^{1,69} = 7,83 \text{ кПа.}$$

$$\Delta P_{\omega 2} = 1,968 \cdot 1,8 \cdot 1,6^{1,69} = 7,83 \text{ кПа.}$$

9.2 Розрахунок повітряного охолоджувача

$$Q_x = G \cdot (h_n - h_k), \text{ кВт}; \quad (9.11)$$

де G - витрата зовнішнього повітря, кг/с;

h_n, h_k - початкова й кінцева ентальпія охолоджуваного повітря, кДж/кг.

$$Q_x = 1,7 \cdot (62 - 41) = 35,7 \text{ кВт};$$

З рівняння теплового балансу треба, що витрата холодної води по трубках теплообмінника обчислюється з рівняння:

$$G_w = \frac{G \cdot (h_n - h_k)}{c_w \cdot (t_{w.вх.} - t_{w.вх.})}, \text{ кг/с.} \quad (9.12)$$

де $c_w = 4,2$ - кДж/кг^{°С}- теплоємність води;

$t_{w.вх.}, t_{w.вх.}$ - початкова й кінцева температура холодної води на вході й виході з теплообмінника, °С.

$$G_w = \frac{1,7 \cdot (62 - 41)}{4,2 \cdot (21,5 - 12,8)} = 0,98 \text{ кг/с.}$$

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається відношенням реального процесу нагрівання повітря K максимального-можливого:

$$\theta_t = \frac{28,6 - 16}{28,6 - 12,8} = 0,8$$

Визначаємо показник відносин теплоємностей потоків:

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (9.13)$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W = \frac{1,7 \cdot 1,006}{0,98 \cdot 4,2} = 0,415.$$

За графіком залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць переносу тепла: $N_t = 2,15$.

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника:

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K}, \text{ м}^2 \quad (9.14)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі для оребреної стінки, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо для конкретного конструктивного виконання теплообмінника:

$$K = A \cdot (\gamma\rho)^{0,37} \cdot \varpi^{0,18} \quad (9.15)$$

$$\gamma\rho = \frac{5100}{3600 \cdot F_f}$$

$$\gamma\rho = \frac{5100}{3600 \cdot 0,8} = 1,77$$

$$K = 23,11 \cdot 1,77^{0,37} \cdot 1,6^{0,18} = 31 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$F = \frac{2,15 \cdot 1,7 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{31} = 118,6 \text{ м}^2$$

Величина аеродинамічного опору обчислюється по формулі:

$$\Delta P_{\text{в03}} = B(\nu\rho)^m \quad (9.16)$$

де B - вільний член, що відбиває конструктивні особливості теплообмінника;

ν - швидкість повітря;

m - показник ступеня, вибирається по таблиці.

$$\Delta P_{\text{в03}} = 1,034 \cdot 1,77^{1,55} = 2,5 \text{ Па}$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо гідравлічний опір у трубках теплообмінника:

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot w^{1,69} \quad (9.17)$$

$$\Delta P_w = 1,968 \cdot 1,8 \cdot 1,6^{1,69} = 7,84 \text{ кПа}$$

9.3. Підбір повітряного фільтру

У припливних агрегатах першими по ходу повітря встановлюються повітряні фільтри, що дозволяє вберегти поверхню наступних технологічних блоків від забруднення пилом.

Робота повітряних фільтрів характеризується наступними показниками: ефективністю очищення, пиломісткістю, питомим повітряним навантаженням.

У кишенькових фільтрів поверхню фільтруючого матеріалу збільшено шляхом його кишенькового розташування. Це дозволяє значно збільшити фронтальний перетин і поверхню фільтра для проходження через нього повітря, що очищається. Розвиток фільтрувальної поверхні дає можливість знизити питомі повітряні навантаження на фільтр.

В якості фільтрувального матеріалу в кишенькових фільтрах застосовуються полотна з гнучких пов'язаних волокон або матеріал з голкопробивний отворами.

5.3 Розрахунок теплоутилізатора

Проблема енергозбереження відноситься до актуального завдання нашого часу. Проблема загострюється у зв'язку із зростанням енергоспоживанням в різних регіонах і галузях господарської діяльності суспільства. Із-за зростання енергоспоживання збільшується потреба в енергоносіях.

У системах вентиляції і кондиціонування повітря використання теплоти повітря, що видаляється, для нагріву припливного повітря дозволяє на 50...60% понизити витрату теплоти вентиляційними системами.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

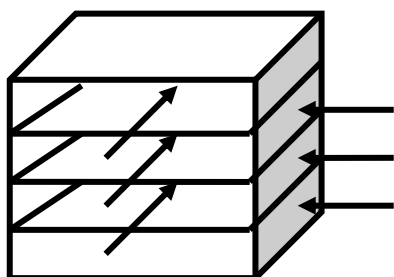
В нашому випадку використовується пластинчастий повітря-повітряний тепло утилізатор.

Пластинчасті рекуператори можуть збиратися з гладких пластин, утворюючих плоскі канали (рис.1, а). Між гладкими пластинами часто встановлюють пластини трикутного U- або П- образного профілю (рис.1, б, в, г), що значно збільшує поверхню контакту повітря з пластиною без збільшення об'єму апарату.

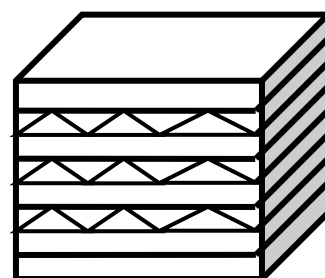
Вживання профільованих каналів в рекуператорах дозволяє значно збільшити теплообмінну поверхню.

У рекуператорах із зігнутими по ходу руху повітря каналами можна збільшити теплообмін в 1,3 разу і більш. Найбільш ефективною, з теплотехнічної точки зору, є проти точна схема руху теплообмінюючихся середовищ. Проте конструктивне вирішення проти точних рекуператорів викликає складнощі, пов'язані з необхідністю забезпечити герметичність повітряних розподільних камер, кількість стиків в яких в цьому випадку виявляється значно великою. У зв'язку з цим часто удаються до перекрестноточних конструкцій теплоутилізаторів (рис.1).

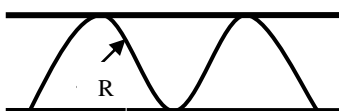
а)



б)



в)



г)



										Арк.
										41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ					

а) – з гладкими пластинами; б) – з трикутними пластинами; в) – з U – образними пластинами; г) – з П- образними пластинами

Рисунок 5.1 – Схема пристрою повітря - повітряного рекуператора

Далі визначимо площу поверхні теплообміну протиточного рекуперативного негігроскопічного теплообмінника-утилізатора з температурним коефіцієнтом ефективності $\varepsilon_t=0,5$. Керуючись [12]

Масові витрати повітряних потоків складають $G_x=2,89$ кг/с, $G_r=2,05$ кг/с, еквіваленти витрат $G_{x,c_b}=2904$ Вт/К, $G_{r,c_b}=2060$ Вт/К.

Параметри теплоносіїв на вході в апарат: $t_{x1}=5^\circ\text{C}$, $d_{x1}=0,5$ г/кг, $t_{r1}=20^\circ\text{C}$, $d_{r1}=4,8$ г/кг, $h_{r1}=32$ кДж/кг. Барометричний тиск відповідає (760 мм.рт.ст.).

Матеріалом поверхні служать алюмінієві листи завтовшки $\delta=0,5$ мм с теплопровідністю $\lambda_c=150$ Вт/(м·К). Геометрія каналу - плоска щілина шириною $S=3$ мм, заввишки $h=0,7$ м і завдовжки $l=1,3$ м, еквівалентний діаметр $d_s=5,97 \cdot 10^{-3}$ м.

Визначаємо параметри повітряних потоків на виході з ТУ, приймаючи, що конденсація вологи в теплообміннику відсутня, $\xi=1$. ξ_r

$$t_{x2} = t_{x1} + \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{МИН}}{G_x c_b} (t_{r1} - t_{x1}) = 5 + 0,7 \frac{2060}{2904} (20 - 5) = 12,5^\circ\text{C}; \quad (5.27)$$

$$t_{r2} = t_{r1} - \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{МИН}}{G_r c_b} (t_{r1} - t_{x1}) = 20 - 0,7 \frac{2060}{2060} (20 - 5) = 9,5^\circ\text{C}; \quad (5.28)$$

По середніх параметрах теплоносіїв $\bar{t}_x=(5+12,5)/2=8,75^\circ\text{C}$,

$\bar{t}_r=(20+9,5)=14,75^\circ\text{C}$ знаходимо їх фізичні властивості [8]: коефіцієнти

кінематичної в'язкості $\nu_x=14,05 \cdot 10^{-6}$ м²/с; $\nu_r=14,6 \cdot 10^{-6}$ м²/с; теплопровідності

$\lambda_x=2,5 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); $\lambda_r=2,55 \cdot 10^{-2}$ Вт/(м·К); числа Прандтля $Pr_x=0,705$;

$Pr_r=0,704$; щільність $\rho_x=1,253$ кг/м³; $\rho_r=1,21$; питомі теплоємності $c_{b,x}=$

$c_{b,r}=1,005$ кДж/(кг·К).

									Арк.
									42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ				

Приймаємо швидкості повітряних потоків в каналах теплообмінника $v_x = v_\Gamma = 2,5$ м/с. Визначаємо числа Рейнольдса:

$$Re_x = \frac{v_x \cdot d_\varnothing}{\nu_x} = \frac{2,5 \cdot 5,97 \cdot 10^{-3}}{14,05 \cdot 10^{-6}} = 1062 \quad (5.29)$$

$$Re_\Gamma = \frac{v_\Gamma \cdot d_\varnothing}{\nu_\Gamma} = \frac{2,5 \cdot 5,97 \cdot 10^{-3}}{14,6 \cdot 10^{-6}} = 1022$$

Знаходимо комплекс $RePr \frac{d_\varnothing}{l}$:

$$(RePr \frac{d_\varnothing}{l})_x = 1062 \cdot 0,705 \cdot \frac{5,97 \times 10^{-3}}{1,3} = 3,438 \quad (5.30)$$

$$(RePr \frac{d_\varnothing}{l})_\Gamma = 1022 \cdot 0,704 \cdot \frac{5,97 \times 10^{-3}}{1,3} = 3,304$$

За даними [12] Визначаємо число Нусельта: $Nu_x = Nu_\Gamma = 8,2$

Обчислюємо коефіцієнт тепловіддачі з боку кожного теплоносія:

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \cdot \lambda_x}{d_\varnothing} = \frac{8,2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2}}{5,97 \cdot 10^{-3}} = 34,34 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (5.31)$$

$$\alpha_\Gamma = \frac{Nu_\Gamma \cdot \lambda_\Gamma}{d_\varnothing} = \frac{8,2 \cdot 2,55 \cdot 10^{-2}}{5,97 \cdot 10^{-3}} = 35,03 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_x} + \frac{\delta}{\lambda_c} + \frac{1}{\alpha_\Gamma \cdot \xi_\Gamma}} = \frac{1}{\frac{1}{34,34} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{150} + \frac{1}{35,03 \cdot 1}} = 17,34 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (5.32)$$

Знаходимо середню різницю температур в теплообміннику:

$$\Delta t_{CP.L} = (\Delta t_B + \Delta t_M) / 2 = [(t_{\Gamma 1} - t_{x 2}) + (t_{\Gamma 2} - t_{x 1})] / 2 \quad (5.33)$$

$$\Delta t_{CP.L} = [(20 - 12,5) + (9,5 - 5)] / 2 = 6$$

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
------	------	----------	--------	------

Визначаємо тепловидатність апарату:

$$Q_{II} = G_X \cdot c_{B.X} \cdot (t_{X2} - t_{X1}) = 2904 \cdot (12,5 - 5) = 21780 \text{ Вт} \quad (5.34)$$

Знаходимо площу поверхні теплообмінника:

$$F = \frac{Q_{II}}{k \cdot \Delta t_{CP.II}} = \frac{21780}{17,34 \cdot 6} = 209 \text{ м}^2 \quad (5.35)$$

6 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК КОМПРЕСОРА

Режим роботи холодильної установки визначається температурою кипіння холодильного агента (t_o) та температурою конденсації (t_k).

Температура кипіння залежить від робочої температури води, яка виходить з чілера: $t_{\text{води}} = 7^\circ\text{C}$

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.1)$$

$$t_o = 7 - 3 = 4^\circ\text{C}$$

Приймаємо $\Delta t_o = 3^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для пластинчатих випарників, які використовуються в чілерах.

Температура конденсації визначається за емпіричною залежністю:

$$t_k = t_H + (8 \dots 15) \text{ }^\circ\text{C} \quad (6.2)$$

$$t_H = 29,6^\circ\text{C} \text{ – температура зовнішнього}$$

повітря.

$$t_k = 28,6 + 9 = 38^\circ\text{C}$$

Задаємось переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі:

$$\Delta t_k = 5^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру в точці 33:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (6.3)$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_3 = 38 - 5 = 33 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Задаємось перегрівом парів холодильного агента в обмотках ел.двигуна компресора: $\Delta t_{\text{вс}} = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

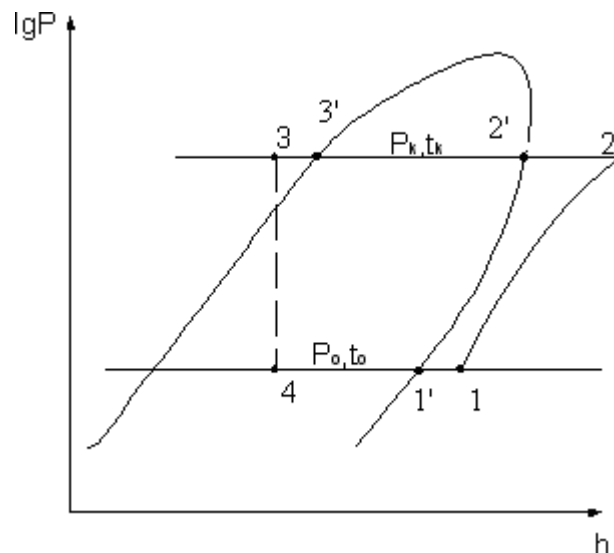
Перегрів в випарнику- $\Delta t_0 = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Визначаємо температуру в точці

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{\text{вс}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (6.4)$$

$$t_1 = 4 + 5 = 9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Побудуємо цикл в $\lg P$ - h діаграмі та визначимо параметри точок процесів.



Робочий хол. агент: R-407C;

Холодовидатність:

$$Q_o^ч = 1,1 * G_B * (h_B - h_{\text{п}}) = 1,1 * 3,88 * (42,8 - 37,2) = 24 \text{ кВт}$$

Температура кипіння фреону: $t_o = +4 \text{ } ^\circ\text{C}$;

Температура конденсації фреону: $t_k = +38 \text{ } ^\circ\text{C}$;

Будуємо холодильний цикл у $\lg P$ - h діаграмі та знімаємо дані з точок циклу, які заносимо в таблицю 6.1

Таблиця 6.1 – Параметри холодильного циклу

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

	1	2	3	4
P, бар	5,8	5,8	18	18
t, °C	9	50	33	4
h, кДж/кг	420	444	256	256
v, м ³ /кг	0,04	-	-	-

Питома масова холодовидатність:

$$q_o = h_1 - h_4 = 420 - 256 = 164 \text{ кДж/кг}; \quad (6.6)$$

Питома робота компресора:

$$l_{\text{км}} = h_2 - h_1 = 444 - 420 = 24 \text{ кДж/кг}; \quad (6.7)$$

Питома теплота конденсації:

$$q_k = h_2 - h_3 = 444 - 256 = 188 \text{ кДж/кг}; \quad (6.8)$$

Питома об'ємна холодовидатність:

$$q_v = \frac{q_o}{v_1} = \frac{164}{0,04} = 4100 \text{ кДж/м}^3; \quad (6.9)$$

Хол. коефіцієнт Карно:

$$\text{cop}_k = \frac{T_o}{(T_k - T_o)} = \frac{277}{(311 - 277)} = 8,14; \quad (6.10)$$

Адіабатний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_a = q_o / l_{\text{км}} = 164 / 24 = 6,83; \quad (6.11)$$

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{стс} = \frac{\text{cop}_a}{\text{cop}_k} = \frac{6,83}{8,14} = 0,84; \quad (6.12)$$

Масова витрата хол. агенту:

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$M_a = Q_o^y / q_o = 24/164 = 0,146 \text{ кг/с}; \quad (6.13)$$

Дійсний об'єм всмоктуваного пару:

$$V_d = M_a \cdot V_{bc} = M_a \cdot V_1 = 0,146 \cdot 0,04 = 5,84 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.14)$$

З графіку залежності виду компресора та співвідношення

Теоретичний об'єм спірального компресора:

$$\left(\frac{P_k}{P_o}\right) = 3,1 \text{ знаходимо коефіцієнт подачі компресора } \lambda = 0,91;$$

$$V_h = \frac{Q_o^y}{(\lambda \cdot q_v)} = \frac{24}{(0,91 \cdot 4100)} = 0,0064 \text{ м}^3/\text{с}; \quad (6.15)$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l_{км} = 0,146 \cdot 24 = 3,5 \text{ кВт}; \quad (6.16)$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} = \frac{3,5}{0,9} = 3,89 \text{ кВт}, \quad (6.17)$$

де η_i - індикаторний к.п.д.;

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр} = 3,89 + 0,3 = 4,2 \text{ кВт}, \quad (6.18)$$

де $N_{тр}$ - потужність тертя, кВт;

Електрична потужність компресора:

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ед}} = \frac{4,2}{0,9} = 5,1 \text{ кВт}, \quad (6.19)$$

де $\eta_{ед}$ - к.п.д. електродвигуна, кВт;

Дійсний хол. коефіцієнт:

$$\text{cop}_d = \frac{Q_o^y}{N_{ел}} = \frac{24}{5,1} = 4,7; \quad (6.20)$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ступінь термодинамічної досконалості:

$$\text{стс} = \frac{\text{сop}_д}{\text{сop}_к} = \frac{4,7}{8,14} = 0,58; \quad (6.21)$$

Підбір: Спіральний компресор марки SZ115 фірми Danfoss

7. АВТОМАТИЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ

Важливими характеристиками СКП є енергетична ефективність, можливість рекуперації і високий рівень автоматизації. Незважаючи на уявну простоту і мініатюрність автоматизації, вона здатна вирішувати багато завдань: підтримувати температуру і продуктивність, забезпечувати роботу датчиків проти замерзання калорифера і засмічення фільтру, включення/виключення системи по виставленому часу і багато що інше.

Літній режим

При запуску системи відкриваються повітряні заслонки, запускаються припливний та витяжний вентилятори. Далі зовнішнє повітря проходить через фільтр. Датчиком перепаду тиску 4 контролюється степінь забруднення фільтра і у разі перепаду тиску вище встановленої норми, подається сигнал на вимкнення системи і загорається аварійна лампочка на щиті. Далі повітря охолоджується в камері зрошення. Регулювання параметрів повітря здійснюється за допомогою датчика 10, встановленого після камери зрошення. Цей датчик через регулятор 13 підтримує витрату води так, щоб забезпечити процес $H_d - П'_{д}$. Регулятор 22, датчик якого 21 розташований після другого повітрянагрівача, регулює продуктивність повітрянагрівача, нагріваючи повітря до t_{III} . Таким чином, в теплий період необхідний стан повітря приточування досягається терморегуляторами 13 і 22.

Аварійне вимкнення системи виникає у разі забруднення фільтра або несправності припливного і витяжного вентиляторів. Спостереження за їх роботою здійснюється за допомогою датчиків перепаду тиску 4,6,17 і 18.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Зимовий режим

Процес в приміщені проходить по лінії ($P_3 - B_3$). Мінімальні витрати по підтриманні параметрів повітря в приміщені відповідає $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$ і мінімальній вологості $\phi = 35\%$. Визначаємо параметри точки П (приплив). $t_{\text{п}} = 18\text{ }^\circ\text{C}$, $d_{\text{п}} = 4,2\text{ г/кг}$, $\phi_{\text{п}} = 30\%$.

У холодний період зовнішнє повітря з параметрами H_3 необхідно довести до точки Т. Для цього зовнішнє повітря нагрівається в повітрянагрівачі до точки Т, до $t=10\text{ }^\circ\text{C}$, для того щоб не відбулося замерзання конденсату в потоці витяжного повітря при проходженні його через повітрянагрівач 2-го підігріву, це досягається регулюючим клапаном 14, за допомогою датчика 13. Далі припливне повітря нагрівається в повітрянагрівачеві від витяжного повітря до точки T^* , температура цієї точки не буде постійною, тому потім зовнішнє повітря нагрівається в другому повітрянагрівачі до фіксованої $t=22,5\text{ }^\circ\text{C}$ до точки П, це досягається регулюючим клапаном 17, за допомогою датчика 16. Потім зволожується по ізотермі (лінія $H_3^1 - P_3$) до $t=18\text{ }^\circ\text{C}$, а потім подається в приміщення (процес $H_3 - H_3^1 - H_3^2 - P_3 - B_3$).

Також передбачен "захист від заморожування калорифера", який формується при спрацьовуванні одного з двох (чи обох) термостатів, встановлених по воді і по повітрю в секторі калорифера в зимовому режимі. Уставка заморожування по повітрю 6-10, по воді 30-40 градусів за Цельсієм.

По сигналу загрози замерзання відбувається наступне:

- вимикається електродвигун припливного вентилятора ;
- включається циркуляційний насос на калорифері;
- повністю відкривається регулюючий клапан на теплоносії;
- закривається вхідна повітряна заслінка.

Система управління ХМ

Завдання управління холодильної машини діляться на три групи:

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1) пуск, зупинка, експлуатація в автоматичному режимі, узгодження роботи і управління допоміжним устаткуванням (вентиляторами конденсатора та ін.), автоматичне перемикання режимів в процесі експлуатації теплового насоса;

2) регулювання холодопродуктивності в режимі холодильної машини, настроювання системи на задані параметри роботи;

3) контроль і забезпечення безпеки установки, діагностика несправностей, сигналізація аварійних режимів і блокування.

Перша група завдань включає:

1) пуск і зупинка агрегатів із запуском компресора з мінімальним навантаженням і в безпечному режимі, а також з дотриманням тимчасових інтервалів, що забезпечують оптимальну роботу холодильної машини;

2) послідовне включення окремих ступенів потужності для інверторних компресорів, щоб зменшити пускові струми і забезпечити захист електродвигуна від перевантаження;

3) узгоджений пуск і відключення окремих елементів системи: включення нагрівачів картера в поршневих компресорах при відключенні останніх;

4) Експлуатація установки в автоматичному режимі: дистанційне керування, програмування в часі режимів налаштування і роботи, управління за допомогою комп'ютера, включення установки після відключення із-за аварійного режиму.

До завдань другої групи належать:

1) автоматична підтримка заданої температури фреону на виході з випарника;

2) Регулювання продуктивності компресора ступінчасте - шляхом його включення і відключення та інвертором;

3) Підтримка постійної температури конденсації, щоб не допустити підвищення і пониження тиску в конденсаторі вище за допустимі значення; при підвищенні температури конденсації знижується продуктивність

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

компресора і збільшується споживана потужність, що приводить до перевантаження електродвигуна компресора і передчасного виходу його з ладу. При пониженні температури і тиску конденсації сповільнюється переміщення рідкого хладагента у випарник, погіршується його робота і відбуваються втрати продуктивності. В цьому випадку, щоб не допустити пониження температури конденсації, застосовуються такі способи регулювання:

включення або відключення вентилятора залежно від заданої температури зовнішнього повітря в режимі охолодження, зміна витрати повітря, що охолоджує конденсатор, шляхом ступінчастого або плавного регулювання швидкості обертання електродвигуна вентиляторів.

При регулюванні продуктивності компресора одночасно необхідно забезпечувати відповідне регулювання продуктивності вентилятора конденсатора.

Третя група завдань забезпечує:

- визначення і індикація експлуатаційних параметрів;
- контроль параметрів, що забезпечують надійну і безпечну роботу холодильної машини, граничне відхилення значень контрольованих параметрів від заданих приводить до сигналізації і автоматичної зупинки компресора, пуск компресора після аварійного відключення здійснюється уручну або автоматично;

-кодова діагностика несправностей, контролюються наступні параметри;

- високий тиск (тиск конденсації), за допомогою реле високого тиску, при перевищенні тиску понад заданий компресор відключається;

- низький тиск (тиск або температура випару), за допомогою реле низького тиску компресор включається, якщо тиск у всмоктуючому контурі вище заданого мінімального значення;

- перепад температур на вході і виході з випарника, високе значення сигналізує про недостатність витрати води;

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

- температура двигуна, вимірювана датчиком температури в обмотках статора, при перегріві двигуна він відключається за допомогою реле теплового захисту компресора і насоса;

- перевантаження двигуна компресора, вентилятора конденсатора, плавкі запобіжники для малих моделей і автоматичні вимикачі з магнітними розчіплювачами для великих в електричній схемі управління двигуном компресора;

- налаштування запобіжних клапанів, захищають від надмірного перевищення тиск в замкнених контурах.

Для захисту від частих перемикачів компресора по команді терморегулятора передбачений обмежувач частоти перемикачів — таймер компресора. Встановлюється мінімальний час зупинки, при якому компресор залишається відключеним, навіть, якщо в цей час отримана команда на запуск, кількість запусків в годину з урахуванням мінімального часу, який повинен пройти між двома послідовними запусками компресора.

Таким чином, при ступінчастому регулюванні продуктивності вдається зменшити частоту перемикачів компресора, але виникають невеликі коливання температури повітря на виході з випарника.

Таймер блоку управління компресором дозволяє вводити тимчасові параметри, що визначають надійну роботу холодильної машина: кількість

запусків в годину, інтервал часу між включенням насоса і запуском компресора, а так само час затримки відключення насоса після відключення компресора, мінімальний час роботи компресора після запуску.

У всіх блоках управління може бути передбачено, як додаткова опція, підключення мікропроцесорного дистанційного модуля управління, що дозволяє здійснювати управління роботою холодильної машини, контроль параметрів і функціонування із спеціального приміщення усередині будівлі.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

8 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ

Організаційне обґрунтування проекту.

Класифікаційна оцінка проекту:

- клас - монопроект, тому що проект орієнтований на певне середовище застосування;
- тип - техніко - економічний, тому що характеризується показниками швидкості, продуктивності, зниженням собівартості, збільшенням продуктивності роботи;
- вид - комбінований, тому що містить дослідницький, інноваційний і ін. види;
- тривалість - короткостроковий, тому що створюється за порівняно малі строки;
- по ступені складності СКП комплексу може бути віднесений до 3-її групі складності ;
- рівень – локальний.

Життєвий цикл проекту — це період часу від задуму проекту до його закінчення, який може характеризуватися моментом здійснення перших витрат за проектом (поява проекту) і отриманням останньої вигоди (ліквідація проекту).

Життєвий цикл проекту — концепція, що розглядає проект як послідовність фаз, подій та етапів, кожна з котрих має свою назву та часові межі.

Життєвий цикл проекту є базовим, вихідним поняттям для дослідження проблем реалізації проекту, фінансування робіт, прийняття рішень про доцільність капіталовкладень та деталізації проекту. Незалежно від розміру, обсягу й вартості виконуваних операцій будь-який проект у власному розвитку проходить періоди задуму, підготовки, реалізації, закінчення та

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ліквідації. Всі ці стани проекту, як правило, поділяються на складові, які дістали назви «фаза», «стадія» та «етап».

Стадії життєвого циклу проекту можуть різнитися залежно від сфери діяльності й прийнятої системи організації робіт. Однак, у кожного проекту можна виділити початкову (передінвестиційну) стадію, стадію реалізації проекту й стадію завершення робіт із проекту. Це може здатися очевидним, але поняття життєвого циклу проекту є одним з найважливіших для керівника проекту, оскільки саме поточна стадія визначає завдання й види діяльності, використовувані методики й інструментальні засоби.

Життєвий цикл проекту має 4 фази: формулювання проекту, планування, здійснення, завершення.

Формулювання проекту. Цей етап має на увазі функцію ініціації проекту. На цьому етапі ідея проекту знаходить "текстуальне" втілення, проводиться вивчення проблеми і пошук джерел фінансування. Ефективне дослідження теми й фондів допоможе спланувати виконання проекту і його бюджет.

До фази формулювання проекту відноситься: постановка завдань; визначення складу.

Планування. Планування в тому або іншому виді проводиться в перебігу всього строку реалізації проекту. На самому початку життєвого циклу проекту звичайно розробляється неофіційний попередній план - грубе представлення про те, що буде потрібно виконати у випадку реалізації проекту. Розв'язок про фінансування проекту в значній мірі ґрунтується на оцінках попереднього плану. Формальне й детальне планування проекту починається після ухвалення рішення про його реалізацію. Визначаються ключові крапки проекту, формулюються завдання і їх взаємна залежність. Як правило план проекту не залишається незмінним, і в міру здійснення проекту зазнає постійному коректуванню з урахуванням поточної ситуації.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До фази планування проекту відносяться: Збір необхідної інформації для проекту; Аналіз інформації; Вибір коштів; Розробка загального опису процесу; Розробка структури програми;

Здійснення. Після твердження формального плану на керівника проекту лягає завдання по його реалізації. У міру здійснення проекту керівник повинен постійно контролювати хід робіт. Контроль полягає в зборі фактичних даних про хід робіт і порівняння їх із плановими. На практиці відхилення між плановими й фактичними показниками трапляються завжди. Тому, завданням керівника є аналіз можливого впливу відхилень у виконаних обсягах робіт на хід реалізації проекту в цілому й у виробленні відповідних управлінських розв'язків.

До фази здійснення проекту відноситься: Аеродинамічний розрахунок; Підбор обладнання; Комплексне налагодження завдань.

Завершення. Проект закінчується коли минає його строк і досягнуті поставлені перед ним мети. Іноді закінчення проекту буває раптовим і передчасним, як у тих випадках, коли ухвалюється розв'язок припинити проект до його завершення за графіком. Як б то ні було, але коли проект закінчується, його керівник повинен виконати ряд заходів, що завершують проект. Їхній конкретний набір залежить від характеру самого проекту. Якщо в проекті використовувалося встаткування, треба зробити його інвентаризацію й, можливо, передати його для нового застосування. У випадку підрядних проектів треба визначити, чи задовольняють результати умовам підряду або контракту. Особливу увагу керівник проекту повинен звернути на підготовку заключного звіту.

До фази завершення проекту відноситься: Експериментальна експлуатація; Оформлення документації; Впровадження.

Далі в календарному плані робіт проекту таблиці 9.1 детально приводяться строки виконання частин проекту.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Таблиця 9.1- Календарний план робіт проекту

№ П/П	Події	Строки виконання			
		Лютий	Березень	Квітень	Травень
1	Тепловий Розрахунок	5-26			
2	Аеродинамічний розрахунок	26	15		
3	Розрахунок повітрянагрівача		16	5	
4	Розрахунок компресора і конденсатора			6	5
5	Підбір фільтрів і повітророзподільних приладів				6-20
6	Розрахунок основних техніко- економічних показників проекту				20-31
7	Оформлення розрахунково пояснювальної записки				31

Маркетингове обґрунтування проекту.

Метою маркетингового аналізу є обґрунтування комерційної спроможності проекту, оцінка можливості реалізації даного продукту на обраному ринку та отримання рівня доходу, що дозволив би покрити витрати

										Арк.
										56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ					

за проектом і задовольнити інтереси інвесторів.

Споживачі відрізняються один від одного по різних параметрах, їхньої потреби, ресурси, звички, культура, відповідно, відрізняються і їхні споживчі інтереси й можливості. Тому може бути проведене сегментування ринку - це групування покупців залежно від прийнятого критерію.

Для забезпечення необхідних параметрів повітря в приміщенні застосовують центральну систему кондиціонування повітря . ЦСКП мають наступні переваги:

- можливістю ефективною підтримка заданої температури й відносної вологості повітря в приміщенні;
- зосередженням обладнання, що вимагає систематичного обслуговування й ремонту в малій кількості місць або навіть в одному місці;
- можливостями організації ефективного шумо й віброгасіння;
- не займають корисного обсягу приміщення, тому що розташовуються в основному в підвалі чи на даху.

ЗА допомогою СКП приналежній акустичній обробці повітряводів, обладнання глушителей шуму й гасителей вібрацій можна досягти найбільш низьких рівнів шуму в приміщеннях і обслуговувати так само, як радіо й телевізійних студій.

Центральні системи мають деякі недоліки. Основним, з яких є необхідність проведення складних монтажних-будівельних робіт з установки кондиціонерів, прокладки повітряводів і трубопроводів, внаслідок чого застосування ЦСКП в існуючих будинках іноді стає неможливо.

Статистика свідчить, що практично 80% усіх фірм, які стали банкрутами у розвинених країнах, не здійснили маркетингової проробки всіх аспектів своєї діяльності. Детальний аналіз ринку на фазі планування проекту допоміг би виправити помилки ще до того, як вони могли б бути зробленими. У

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ

Арк.

57

багатьох випадках неадекватна продуктивність проекту є результатом недостатньої його підготовки, тому маркетинговий аналіз обов'язковий вже з першої стадії планування проекту.

Економічні розрахунки

Розрахунок капітальних вкладень

Капітальні вкладення на створення систем вентиляції і кондиціонування повітря складаються з витрат, пов'язаних з придбанням устаткування, включаючи засоби автоматики, вартості виробничої площі, на якій воно розміщується і витрат на будівельномонтажні роботи, безпосередньо пов'язані із створенням системи кондиціонування і вентиляції.

Капітальні вкладення визначають по формулі:

$$K = K_{об} + K_{тр} + K_{м} + K_{пр}, (грн.) \quad (9.1)$$

- где $K_{об}$ - вартість устаткування;

$K_{тр}$ - транспортні витрати, приймаються у розмірі 5-15% від вартості устаткування;

$K_{м}$ - витрати на монтажні і пусконаладжувальні роботи приймаються у розмірі 10-20% від вартості устаткування;

$K_{пр}$ - вартість проекту (проектної документації), приймаємо в розмірі 20 – 25 % від вартості обладнання.

$$K_{тр} = 0,05 * 223580 = 11179$$

$$K_{м} = 0,15 * 223580 = 33537$$

$$K_{пр} = 0,2 * 223580 = 44716$$

$$K_{об} = 223580 + 11179 + 33537 + 44716 = 313012(грн)$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Назва обладнання	Ціна за одиницю, грн	Одиниці виміру	Кількість одиниць	Загальна вартість обладнання, грн
«ВЕЗА» АКАРІУС	32000	шт.	1	32000
CGAN – 150 фірми TRAINE	145768	шт.	1	145768
Жестяні повітроводи	185	п.м.	81	14962
Повітророзподільні решітка	99,3	шт.	29	2880
Вся вартість обладнання				195610
Транспортні витрати				9780
Витрати на монтажні роботи				29341
Вартість проектних робіт				39122
Всього капітальних вкладень				273854

Таблиця 9.2 - Капітальні вкладення на СКП

Розрахунок експлуатаційних витрат

Експлуатаційними витратами (поточні витрати) є витрати, пов'язані з експлуатацією системи кондиціонування і вентиляції, направлені на підтримку системи в робочому стані і на отримання необхідних параметрів повітря в приміщенні. При визначенні витрат враховуємо тільки основні статті витрат (прямі витрати) без врахування накладних витрат.

Вони включають:

1. Витрати на електроенергію (C_e)
2. Витрати на воду (C_B) і допоміжні матеріали (C_d)
3. Витрати на заробітну плату (C_3)

										Арк.
										59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ					

4. Витрати на поточне обслуговування й поточний ремонт (C_o)

5. Амортизаційні витрати (C_a)

6. Інші витрати (C_i)

Витрати на електроенергію

$$C_3 = 0,7 \cdot N_y \cdot T_3 \cdot C_3 \quad (9.2)$$

- де C_3 - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

N_y - сумарна настановна потужність;

T_3 - кількість годин роботи електродвигунів.

$$N_y = N_{\text{уст.1}} + N_{\text{уст.2}}$$

$$N_y = 24 + 2 = 26 \text{ кВт}$$

$$C_3 = 0,7 \cdot 26 \cdot 4380 \cdot 0,3 = 23914 \text{ (грн/ рік)}$$

Витрати на воду

$$C_6 = B \cdot t_y \cdot C_6 \cdot 10^{-3} \quad (9.3)$$

де B – витрата води на зволоження ,

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

C_6 – вартість 1 м³ води.

$$C_6 = 3705 \cdot 1080 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 6002 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right)$$

Допоміжні матеріали

$$C_m = C_{m1} + C_{m2} \quad (9.4)$$

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $C_{.m_1}$ - вартість річної витрати фреону, грн/рік;

$C_{.m_2}$ - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який визначається залежно від марки матеріалу, його запиленої і запиленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{.m_1} 0,1 * V * C_x = 0,1 * 15 * 300 = 450 (\text{грн}) \quad (9.5)$$

де V – обсяг холодоагенту, заправляемого в систему, кг;

C_x – вартість 1 кг хладогента, грн.

Вартість фільтруючого матеріалу:

$$C_{.m_2} = \frac{t_\phi \cdot f \cdot c_m}{t_m} = \frac{4380 \cdot 9,4 \cdot 20}{1343} = 613 \left(\frac{\text{грн.}}{\text{рік}} \right) \quad (9.6)$$

де t_ϕ – час роботи фільтру, год/рік;

f – робоча поверхня фільтруючого матеріалу, м²;

C_m – вартість 1 м² фільтруючого матеріалу, грн.;

t_m – час роботи фільтруючого матеріалу, год/рік.

$$C_{.m_1} 450 + 613 = 1063 (\text{грн} / \text{рік})$$

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_o = 0,05 * K_{об} = 0,05 * 313012 = 15650 (\text{грн} / \text{рік})$$

(9.7)

Амортизаційні відрахування

$$C_o = 0,15 * K_{об} = 0,15 * 313012 = 46951 (\text{грн} / \text{рік})$$

(9.8)

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

$$C_{np} = 0,03 \cdot C_{об} = 0,03 \cdot 86212 = 2586 \left(\frac{грн.}{рік} \right) \quad (9.9)$$

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю 9.3

Таблиця 9.3 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	23914
Витрати на воду	6002
Витрати допоміжні матеріали	1063
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	15650
Амортизаційні відрахування	46951
Інші витрати	2586

10. ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці- це зведення законодавчих актів і правил, відповідних їм гігієнічних, організаційних, технічних, і соціально-економічних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатність людини в процесі праці.

Токсичність робочої речовини

Згідно стандартної класифікації шкідливих речовин, встановлено чотири класи небезпеки залежно від семи показників токсичної дії, включаючи середню смертельну концентрацію для піддослідних тварин і гранично допустиму концентрацію (ГДК). В порівнянні з іншими показниками ГДК якнайповніше представляє токсичні властивості хладагента, проте одного цього параметра недостатньо для оцінки реальної небезпеки роботи з хладагентом в умовах експлуатації.

Як робоча речовина в холодильній установці використовується хладагент R407C - азеотропна суміш R32/R125/R134a (масові долі компонентів відповідно 23/25/52%). Розроблений як основна заміна R22. При звичайній температурі і тиску це - безбарвний газ.

Даний фреон був розроблений як альтернатива хладагенту R22 по холодавидатності і тиску насиченої пари.

Гранично допустима концентрація на робочому місці

ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 ° C.

В порівнянні з R22, хладагент R407C надає значно менш шкідливу дію на довкілля (значення потенціалу глобального потепління GWP у R407 майже таке ж, як і в R22, потенціал руйнування озону ODP дорівнює нулю).

При високій температурі, в результаті розкладання холодильного агента (R-407C вживаного в холодильній машині водоохлажвального пристрою), одним з видів хімічно небезпечних і шкідливих речовин утворюється фосген.

Фосген - безбарвний газ з неприємним запахом прілого сіна або гнилих яблук. У газоподібному стані важче повітря в 3,5 разу.

									Арк.
									63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ				

Температура кипіння $t_{\text{кип}} = +8^{\circ}\text{C}$, ПДК_{сс} = 0,003 мг/м³, ПДК_{рз} = 0,5 мг/м³.

Погано розчиняється у воді.

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Для нормального знезараження 1-ний тонни газоподібного фосгену буде потрібно 1000 тонн води або 100 тонн 10 %-ого розчину лугу. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникних останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і поверхнєве дихання, болісний кашель з рясним виділенням піннявої мокроті, синюшність обличчя та рук. Подальше наростання кисневого голодування і ослаблення серцево-судинної діяльності погіршує стан людини. У цьому періоді за відсутності необхідної невідкладної допомоги настає смерть.

Хоча в приміщення подається вже холодна вода, а не хладагент, і самі чиллера знаходяться на вулиці, а не усередині приміщень, то все одно існує можливість поразки цією шкідливою речовиною, тому потрібно передбачити необхідні заходи захисту.

Класифікація виробництва за мірою вибухової, взривопожарної і пожежної небезпеки згідно ОНТП24-86

Виробництва по взривопожарній і пожежній небезпеці, згідно ОНТП24-86 діляться на категорії А, Б, В, Г і Д.

Дане приміщення відноситься до категорії Д, - тобто в приміщенні знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані. Всі машинні і апаратні відділення хладонових установок відносяться до категорії Д.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проектованої установки

При розміщенні проектованої установки необхідно забезпечити: зручність монтажу, обслуговування і ремонту установки і її елементів, компактність розташування устаткування, що дозволяє скоротити площу для його установки і протяжність трубопроводів; можливість реконструкції і розширення без тривалої зупинки устаткування; дотримання вимог техніки безпеки і протипожежного захисту.

Двері машинних відділень повинні виходити назовні будівель або в коридори, відокремлені дверима від інших приміщень і відкриваються у бік виходу.

Будівельно-монтажні і архітектурні вимоги включають в себе: скорочення площ приміщень для устаткування систем КП і їх елементів. Естетичну ув'язку елементів систем КП з інтер'єром приміщень, забезпечення мінімальних витрат часу на монтаж, випробування і наладку систем з можливістю по зонного введення їх в експлуатацію. Ув'язку робіт по спорудженню конструкцій будівель з монтажем систем КП. Звуко- і віброізоляцію рухомого устаткування від елементів будівельних конструкцій.

Електробезпека

Електробезпека - система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму. Небезпека електричного струму на відміну від інших небезпек посилюється тим, що людина не в змозі без спеціальних приладів виявити напругу дистанційно, а також швидкоплинність поразки - небезпека виявляється, коли людина вже уражена. Аналіз смертельних нещасних випадків показує, що на долю поразок електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці - до 60 % ; велика частина поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

Проходячи через живі тканини людини, електричний струм надає термічну (опіки), електролітичну (електроліз) і біологічну дію. Розрізняють

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

також механічні пошкодження від дії електричного струму. Це приводить до різних порушень в організмі, викликавши як місцеве ураження тканин і органів, так і загальну поразку організму. Розрізняють два види поразок електричним струмом: місцеві електричні травми (електротравми) і електричний удар.

Однофазні замикання струму, які можуть виникнути в електричних машинах, апаратах, приладах, на ЛЕП, небезпечні тим, що на корпусах і опорах з'являється напруга, достатня для поразки людини і виникнення пожежі. Струм замикання створює небезпечну напругу не лише на самому устаткуванні, але і біля нього, розтікаючись з підстав і фундаментів.

Захист від поразки електричним струмом і спалахів можна здійснити захисним відключенням (відключають пошкоджену ділянку мережі швидкодіючим захистом), або захисним заземленням (знижують напругу дотику і кроку), або зануленням (відключають устаткування і знижують напругу дотику і кроку на період, поки не спрацює відключаючий апарат).

Електробезпека устаткування

Згідно правилам пристрою електроустановок, всі електричні установки діляться на дві групи залежно від напруги до 1000 В і понад 1000 В. Для комфортного СКП в експлуатації знаходяться установки лише першої групи з напругою до 1000 В

Виробниче приміщення всіх типів залежно від ступеня ураження електричним струмом діляться на три категорії:

1) приміщення без підвищеної небезпеки - без струмопровідного пилу, без великої кількості сповільнених металевих предметів (адміністративні, учбові приміщення і т. д.);

2) приміщення з підвищеною небезпекою - сирі, з $\phi > 75\%$, температурою повітря більше 30°C , з підлогою із струмопровідних

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

матеріалів (цегельні, бетонні) з можливістю дотику до металевих корпусів устаткування і заземлених металоконструкцій (вентилі, камери, камери холодильників і ін.);

3) особливо небезпечні приміщення - особливо сирі, з наявністю хімічно активного середовища і два і більш за ознаки, що характеризують приміщення з підвищеною безпекою.

Дане приміщення холодильної установки відноситься до першої категорії.

10.2. Захист від шуму і вібрації

Виробничий шум супроводжується шумом і вібрацією, джерелами виникнення яких є машини з нерівноваженими масами, що обертаються, технологічні схеми, установки і апарати, в яких переміщення рідин і газів відбувається з великими швидкостями і супроводжується пульсацією.

Механічні коливання устаткування і його вузлів, комунікацій і споруд при дозвукових і частково звукових частотах називають вібрацією.

Розрізняють локальну (місцеву) вібрацію, що передається через руки і загальну вібрацію, що передається через опорні поверхні на тіло людини.

Методи захисту від шуму і вібрації підрозділяють на архітектурно-планувальні і організаційно-технічні.

Архітектурно-планувальні включають; раціональне акустичне планування будівель і генеральних планів об'єктів. Раціональне розміщення устаткування.

Організаційно-технічні методи захисту передбачають: вживання малошумних машин, вдосконалення технології ремонту і обслуговування машин.

Засоби захисту від шуму і вібрації розділяють на наступні види: засоби, що знижують шум в джерелі його виникнення; засоби, що знижують шум на дорозі його поширення; засоби індивідуального захисту.

Шум і вібрацію в джерелі його виникнення зменшують, замінюючи ударні процеси ненаголошеними, застосовуючи деталі з не звучних

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

матеріалів, підтримуючи оптимальні зазори у вузлах, покращуючи умови обтікання деталей і вузлів повітряними, газовими і рідинними потоками.

Шум і вібрацію на дорогах їх поширення ослабляють акустичними засобами звуко- і віброізоляції, звуко- і вібропоглинання, глушення звуку.

Звукоізоляцію забезпечують вживанням ефективних по ізоляції шуму конструкцій обгороджувальних; ущільненням вікон, дверей, отворів і місць проходів комунікацій через конструкції, що захищають; установкою звукоізолюючих кожухів, екранів, обгороджувальних і кабін. Матеріал повинен добре відображати звукові хвилі, перешкоджаючи їх поширенню.

Звукопоглинання передбачає вживання звукопоглинальних облицювань і об'ємних поглиначів звуку.

Віброізоляцію здійснюють, застосовуючи віброізолюючі опори і пружні прокладки, виконуючи конструкційні розриви між джерелом вібрації і будівельними конструкціями.

Як віброізолюючі опори використовують віброізолюючі фундаменти і опори з пружинними, пружинно-гумовими і гумово-металевими амортизаторами.

Вібропоглинання забезпечують нанесенням на віброуючі поверхні обгороджувальних, трубопроводів і воздуховодів матеріалів з великим коефіцієнтом внутрішнього тертя.

Глушники застосовують для зниження аеродинамічного шуму систем вентиляції, кондиціонування повітря і повітряного опалювання. Зменшення шуму в глушниках досягається шляхом вживання звукопоглинальних матеріалів.

До засобів індивідуального захисту від шуму відносять проти галасливі навушники, вкладиші, шлеми і каски, що дозволяють понизити рівень шуму залежно від його частоти на 5-40 дБ. Для захисту від шуму високого рівня застосовують проти галасливі костюми.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Індивідуальний захист від вібрації забезпечується вживанням рукавиць і рукавичок, вкладишів і прокладок, спеціального взуття, нагрудників, поясів і спеціальних костюмів, виготовлених з упругодемпфируючих матеріалів.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Метою кваліфікаційної роботи являється спроектувати систему кондиціонування повітря таким чином щоб було комфортно відвідувачам в басейні . І регулювання заданих параметрів мікроклімату відбувалося автоматично і при цьому підтримувалось.

Першим етапом розрахунку стало підбір будівельної конструкції , розрахунок теплопередачі стін $K_{ст} = 0,4 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ та кровлі $K_{кр} = 1,2 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

Другим етапом дипломного проекту став вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря. Керуючись нормами проектування, приймали наступні значення температури, відносній вологості й швидкості руху повітря в приміщенні : теплий період року – $t_{в} = 26^{\circ}\text{C}$; $w = 65\%$; холодний період року - $t_{в} = 26^{\circ}\text{C}$; $w = 65\%$;

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості й призначенням. Влітку $t_3 = 28,6^{\circ}\text{C}$, взимку $t_3 = -18^{\circ}\text{C}$.

Підібран центральний кондиціонер фірми Веза, України Акваріс АКВ-3-193. Який нам підходить для того щоб підтримати мікроклімат в приміщенні басейну.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Література

1. Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г., Ольшевська О.В. Доцільна економічна товщина сучасних ізоляційних матеріалів плодоовочесховищ СКВ [Текст] / Н.В.Жихарєва, М.Г.Хмельнюк., О.В.Ольшевська // Холодильна техніка і технологія. – 2015. – № 3 С. 22 – 25.
2. Жихарева Н.В. Методика розрахунку систем кондиціонування повітря басейнів [Текст] / Н.В.Жихарева // Холодильна техніка і технологія. 2015. № 4 С. 12–16.
3. Жихарєва Н.В. Особливості розрахунку теплоприпливів в приміщенні при кондиціонуванні [Текст] / Н.В.Жихарєва // Холодильна техніка і технологія. 2015. № 6. С. 17–20.
4. Жихарева Н.В. Енергозбереження при експлуатації припливних систем вентиляції та кондиціонування повітря [Текст] / Н.В.. Жихарева., М.Г.Хмельнюк, В.І.Перепека // Холодильна техніка і технологія. –2016 (52). № 2.С. 62–66.
5. Жихарєва Н.В. Метод розрахунку річного споживання холоду систем кондиціонування повітря / Н.В.Жихарєва // Холодильна техніка і технологія. 2016 № 52(4).С.42–47.
5. Жихарєва Н.В.Математичне моделювання нестационарного теплообміну приміщень [Текст] / Н.В.Жихарєва. М.Г.Хмельнюк // Холодильна техніка та технологія. – 2017.- том 52, вип.6. – С. 75-78
6. Проектування систем кондиціонування повітря з басейном [Електронний ресурс] : посіб. для практичних та самост. робіт / Н. В. Жихарєва, М. Г. Хмельнюк, В. О. Когут ; МОН України, Одеська нац. акад. харчових технологій. — Одеса : ОНАХТ, 2017.
7. Жихарєва Н.В. Шляхи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря в басейні. 2017. [Текст] / Н.В.Жихарєва., Бабой Є.О.,

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

Талибли Р.Е., Жихарева Н. В. // Холодильна техніка і технологія. 2017 № 53(5). С.47–51.

8. Жихарева Н.В. Оптимізація сумарної вартості теплового захисту приміщень та кліматичного обладнання [Текст] / Н.В. Жихарева., М.Г Хмельнюк // Холодильна техніка і технологія. 2017 .53(4). С.42–47.

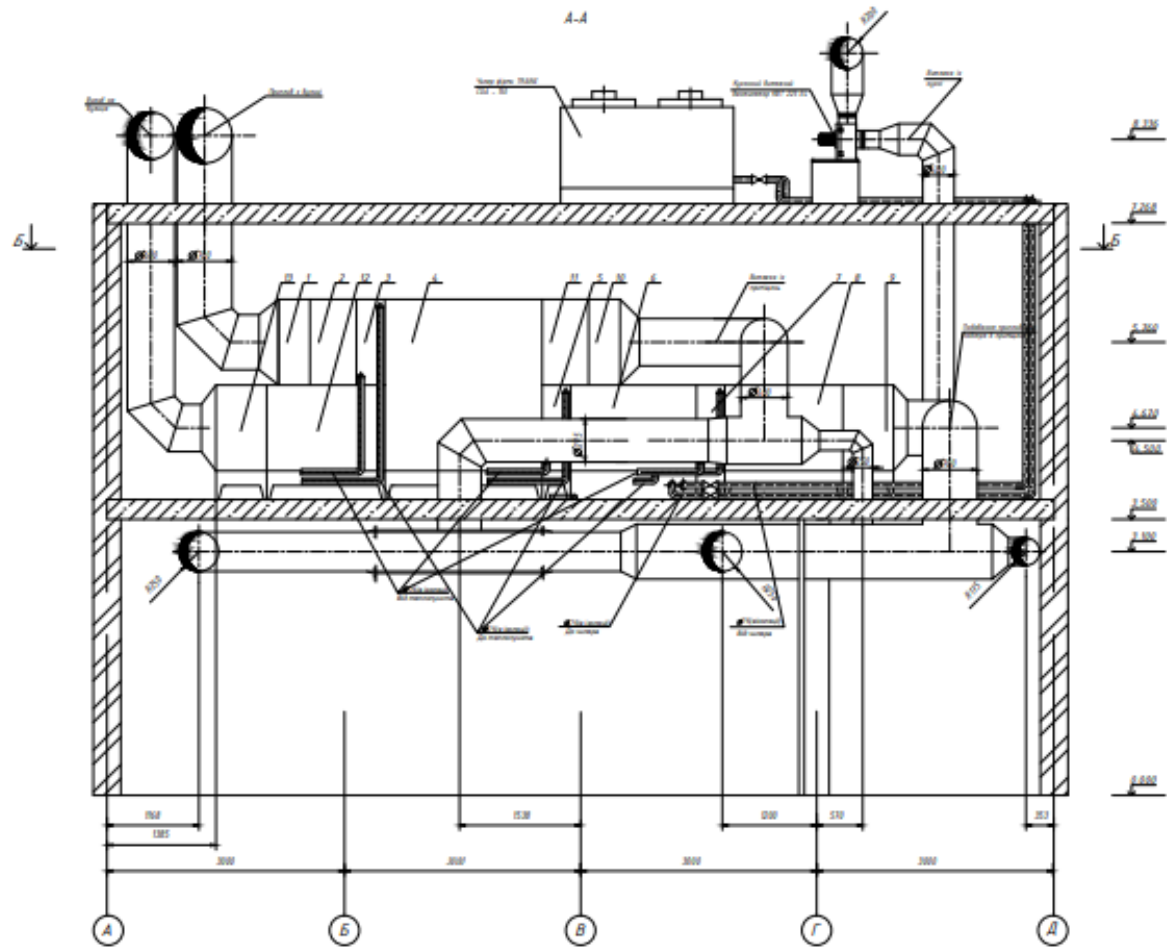
9. Жихарева Н.В. Шляхи підвищення енергоефективності багатозональних VRF систем кондиціонування повітря. [Текст] / Н.В.Жихарева.// Холодильна техніка і технологія. 2017 № 53(3). С. 26-30..

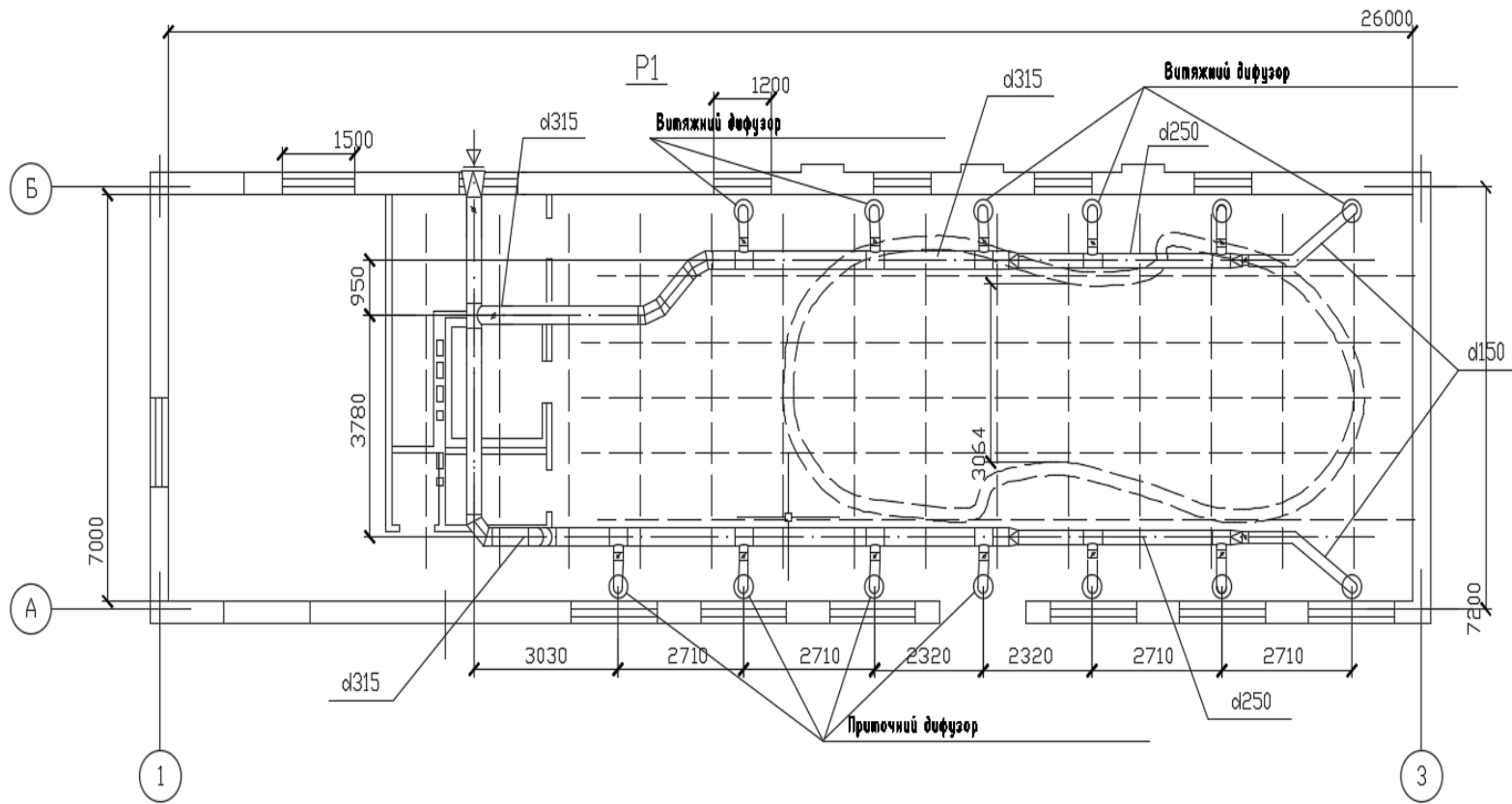
10. Жихарева Н.В. Дослідження впливу ефекту "теплової хвилі" на холодопродуктивність кондиціонера [Текст] / Н.В.Жихарева // Холодильна техніка і технологія. – 2018. №54(4).С. 27-31.

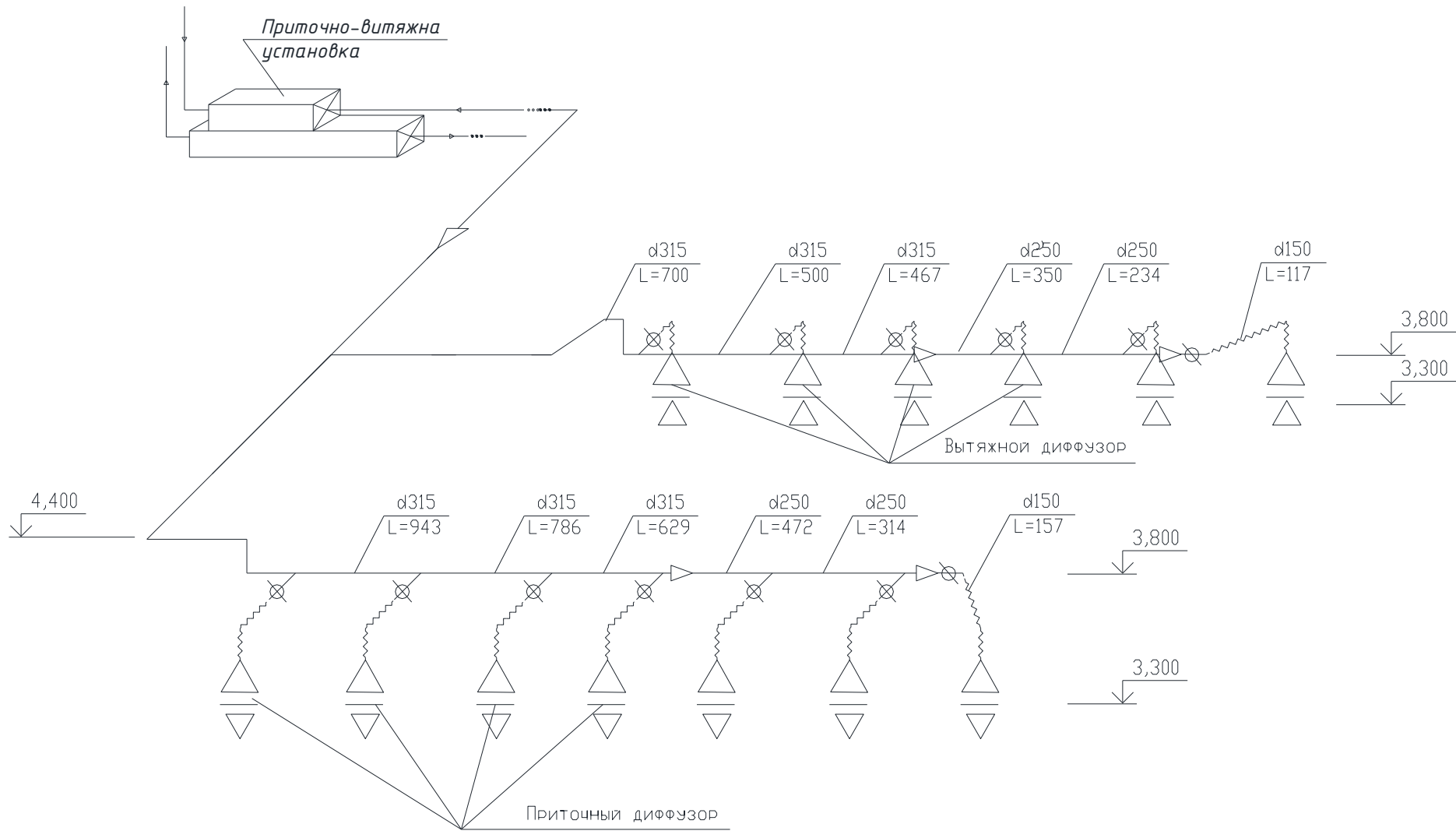
11. Жихарева Н.В. Підвищення енергоефективності багатозональних VRF систем кондиціонування повітря. [Текст] / Н.В.Жихарева., Є.О.Бабой, А.М.Басов // Холодильна техніка і технологія. 2018. № 54(6). С. 49-45.

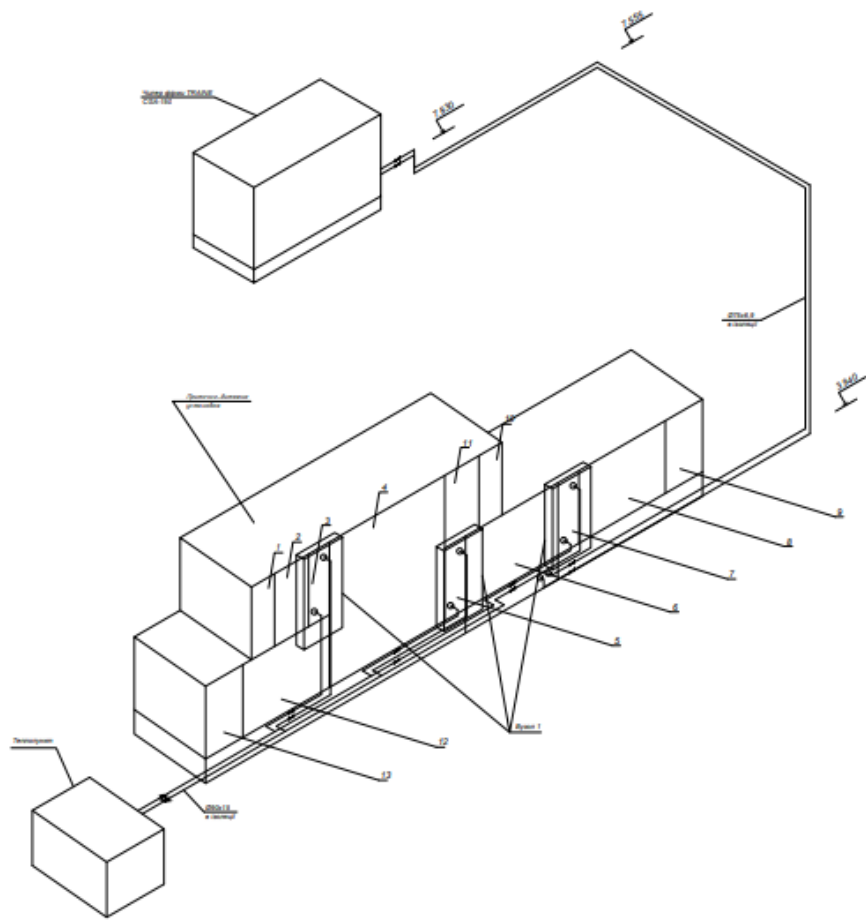
12. Жихарева, Н. В Інноваційні технології кондиціонування повітря в нестационарних умовах [Електронний ресурс] : монографія / Н. В. Жихарева ; Одес. нац. технол. ун-т, Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса : ТЕС, 2022. — 264 с. — Електрон. текст. дані.71 с.

					БКВ 05. 000. 009 ДП ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

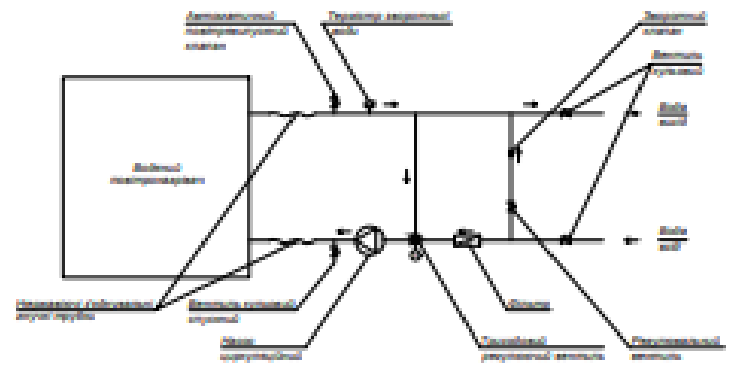








Вузол 1 (обв'язка повітрянагрівача)



Ім'я користувача:
Катерина Григоріївна Краснокутська

ID перевірки:
1016392560

Дата перевірки:
28.06.2024 17:39:23 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
28.06.2024 17:39:57 EEST

ID користувача:
100011688

Назва документа: БКВ 05 Мудрик Владислав Вікторович

Кількість сторінок: 38 Кількість слів: 4532 Кількість символів: 29918 Розмір файлу: 1

Виявлено модифікації тексту (можуть впливати на відсоток схожості)

33%
Схожість

Найбільша схожість: 12.4% з Інтернет-джерелом (<https://card-file.ontu.edu.ua/server/api/cv>)

33% Джерела з Інтернету 100

Не знайдено джерел з Бібліотеки

0% Цитат

Вилучення цитат вимкнено

Вилучення списку бібліографічних посилань вимкнено

0%
Вилучень

Немає вилучених джерел

Модифікації

Виявлено модифікації тексту. Детальна інформація доступна в онлайн-звіті.

Замінені символи 145

Підозріле форматування 7 сторінок

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВСП «ОДЕСЬКИЙ ТЕХНІЧНИЙ ФАХОВИЙ КОЛЕДЖ ОНТУ»

ВІДГУК

керівника про дипломний проєкт здобувача освіти

Мудрика Владислава Вікторовича

Спеціальність

№ 142 «Енергетичне машинобудування»

Освітня програма

«Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Тема: - «Проєкт системи кондиціонування повітря басейну спортивного комплексу «Аква», м. Одеса»

ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ (РОБОТИ)

а) Об'єм та якість виконаної роботи (графічного матеріалу та розрахунково-пояснювальної записки)

Дипломний проєкт . Мудрик В.В

виконано згідно завданню і складається з пояснювальної записки на 72 сторінках і графічного матеріалу на чотирьох аркушах, формату А-1. Дипломний проєкт відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

б) Самостійність роботи над проєктом (роботою)

Дипломник Мудрик В.В над дипломним проєктом працювала самостійно, графік виконання окремих розділів пояснювальної записки і графічних аркушів не порушував.

в) Теоретична підготовка дипломника

Теоретична підготовка Здобувач. Мудрик В.В- добра.

При навчанні за освітньою програмою «Системи кондиціонування і вентиляції повітря» показав програмні результати навчання на достатньо високому рівні, зацікавленість проявляв до дисциплін професіонального циклу.

г) Вміння вирішувати виробничі та конструкторські питання на базі останніх досягнень науки і техніки, передових методів виробництва

Здобувач. Мудрик В.В в період роботи над дипломним проектом показав, що зможе вирішувати конструкторські і виробничі питання на базі сучасних досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування.

Здобувач . Мудрик В.В отримав освітній рівень бакалавр з енергетичного машинобудування і кваліфікацію – фахівець з обслуговування систем кондиціонування та вентиляції повітря.

Оцінка розрахункової частини	4 <u>(добре)</u>
Оцінка графічної частини	4 <u>(добре)</u>
Загальна оцінка	4 <u>(добре)</u>

Прізвище, ім'я, по батькові керівника – **к.т.н. Когут Володимир Омелянович:**
Місце роботи і посада керівника проекту ____ ОНТУ
доцент ХУіКП

« 20 » червня 20 24 р.

Підпис _____



РЕЦЕНЗІЯ

на дипломний проект здобувача ВО
Мудрика Владислава Вікторовича
(прізвище, ім'я і по батькові)

Галузь знань: 14 «Електрична інженерія»

Спеціальність: 142 «Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і вентиляції повітря»

Керівник дипломного проекту

. Когут В..

Тема дипломного проекту: «Проект системи кондиціонування повітря басейну спортивного комплексу «Аква», м. Одеса

Обсяг розрахунково-пояснювальної записки 78 сторінок

Обсяг графічної частини проекту 4_ аркушів

ХАРАКТЕРИСТИКА ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ (РОБОТИ)

а) Висновок про ступінь відповідності виконаного дипломного проекту (роботи) завдання

Дипломний проект Мудрик В.В. виконано згідно завданню і складається з пояснювальної записки на 72 сторінках і графічного матеріалу на чотирьох аркушах, формагу А-1. Дипломний проект відповідає вимогам ЕСКД і ДСТУ

б) Характеристика виконання кожного розділу проекту: ступеня використання дипломником останніх досягнень науки і техніки передових методів роботи на

Тема дипломного проекту розкрита у повному обсязі. Всі розділи розрахунково-конструкторської частини виконані з урахуванням останніх досягнень науки і техніки в галузі енергетичного машинобудування. Дипломниця використовував технічну і довідкову літературу по даній темі. Враховані передові методи роботи на виробництві

в) Оцінка якості використання графічної частини проекту (роботи) і пояснювальної записки

Якість виконання пояснювальної її записки і графічної частина добра

г) Перелік позитивних якостей дипломного проекту (роботи)

1. Обґрунтування і вибір сучасної припливної установки;
2. Застосування при розрахунках комп'ютерних програм ;
3. Застосування в якості холодильного агенту сучасного озонобезпечного хладону R- 407;
4. Розрахунок і вибір теплообмінників пластинчатого типу
5. Виконання графічної частини за допомогою програми Auto CAD

д) Основні недоліки дипломного проекту (роботи)

1. При використанні інформації фірми – виробника кліматичного обладнання, в пояснювальній записці є таблиці, в яких невідкоректований текст

Оцінка розрахункової частини	4 (добре)
Оцінка графічної частини	4 (добре)
Загальна оцінка	4 (добре)

Прізвище, ім'я, по батькові

Козачинський Сергій Вікторович

Місце роботи і посада рецензента

директор ТОВ «УкрАйсКомпані»

« 24 » червня 2024 _____



Підпис

**ДОЗВІЛ
НА РОЗМІЩЕННЯ
ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
В ЕЛЕКТРОННОМУ РЕПОЗИТАРІЇ ВСП «ОТФК ОНТУ»**

Ми, що нижче підписалися,

Мудрик Владислав Вікторович,
здобувач освіти гр. 2БКВ-05, та

Когут Володимир Омелянович,
керівник дипломного проекту,

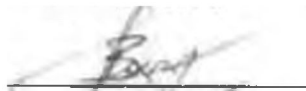
не заперечуємо щодо розміщення електронного варіанту пояснювальної записки до дипломного проекту фахового молодшого бакалавра на тему:

«Проект системи кондиціювання повітря басейну спортивного комплексу «Аква», м. Одеса» (автор роботи – Мудрик В.В., керівник роботи – Когут В.О.)

виконаного у ВСП «Одеський технічний фаховий коледж Одеського національного технологічного університету» в 2024 році, у повному обсязі в електронному репозитарії ВСП «ОТФК ОНТУ» для вільного доступу через мережу Інтернет.

Несемо відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів випускної кваліфікаційної роботи і даємо згоду на обробку персональних даних.

Виконавець



/ Мудрик В.В. /

Керівник



/ Когут В.О. /

«10» червня 2024 р.