



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Проект СКП для автосалону у м. Миколаїв

Здобувача (ки)

Канюс Н.Я.

4 курсу

ЕНск-141б групи

Керівник

к.т.н., доц. Подмазко О.С.

Консультанти:

к.т.н., доц. Піщанська Н.О.

к.т.н., доц. Подмазко О.С.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від

протокол №

Завідувач кафедри ХУіКП

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

« 1 » __ березня ____ 2024 __ року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Канюса Назарія Ярославовича

1. Тема роботи Проект СКП для автосалону у м. Миколаїв

Затверджена наказом ОНТУ від 31.08.2023 р. наказ № 487-03

2. Термін задачі здобувачем закінченої роботи 30.05.2024 р.

3. Вихідні дані роботи

План приміщення. Місто: Миколаїв, географічна широта - 46, розрахункова зовнішня температура літом $26,4\text{ }^{\circ}\text{C}$, ентальпія $57,4\text{ кДж/кг}$, взимку температура $-19\text{ }^{\circ}\text{C}$,

ентальпія $-17,6\text{ кДж/кг}$; напрямок фасаду: південь; параметри внутрішнього повітря

демонстраційного залу: $t_{\text{п}} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{\text{п}} = 50\text{ \%}$; $\omega = 0,3\text{ м/с}$; в інших приміщеннях:

$t_{\text{п}} = 23\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{\text{п}} = 50\text{ \%}$, холодний період року параметри приміщення: $t_{\text{п}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{\text{п}} = 45\text{ \%}$;

$\omega = 0,3\text{ м/с}$; в інших приміщеннях : $t_{\text{п}} = 21\text{ }^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{\text{п}} = 45\text{ \%}$; $\omega = 0,3\text{ м/с}$

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Вступ, розробка і розрахунок основних будівельно-ізоляційних конструкцій,

розрахунок теплопритоків, проектування та розрахунок вентиляційної мережі,

тепловий розрахунок і підбір компресора, розрахунок повітряного конденсатора,

охорона праці, цивільна оборона, економічна теорія, перелік використаної літератури

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

План будівлі автосалону із нанесенням системи повітроводів, аксонометричні

схеми повітроводів – припливна система, розрізи будівлі із проходженням

повітроводів, гідравлічна обв'язка теплообмінників

АНОТАЦІЯ

Бакалавр ЕНск-141б групи Канюс Назарій Ярославович.

Керівник: доцент, кандидат технічних наук Подмазко О.С.

Кваліфікаційна робота складається з: 80 сторінок друкованого тексту, 1 рисунок, 12 таблиць, 23 посилань на літературні джерела. Метою проекту розробки системи кондиціонування повітря є забезпечення комфортних кліматичних умов в приміщеннях автосалону відповідно до санітарних норм. Виконано тепловологісний розрахунок приміщень, визначено витрату повітря $G = 3,13$ кг/с ($L=10000$ м³/год). У дипломній роботі обрано для реалізації системи кондиціонування центральний кондиціонер збірної блочної конструкції провідного вітчизняного виробника кліматичного обладнання компанії ССК-ТМ, м. Харків, модель VRS-300-078 із компресорно-конденсаторним блоком, 64 кВт (охолодження), 25 кВт (обігрів). Центральні кондиціонери серії VRS дозволяють здійснювати повний комплекс процесів обробки повітря: фільтрацію, нагрів, охолодження, осушення, зволоження, рекуперацію і регенерацію тепла і холоду, шумоглушіння. Компресорно-конденсаторний блок, що входить до складу центрального кондиціонера є повністю комплектним: має в своєму складі необхідну холодильну автоматику, терморегулюючий вентиль, систему керування. В агрегаті використовується озонобезпечний фреон R407C.

Сучасні енергоефективні апарати і машини, що запропоновано до використання, а також оптимальні режими їхньої роботи, оптимізація й автоматизація, спосіб регулювання роботи системи кондиціонування повітря (теплий, перехідний) з різними режимами роботи, забезпечує відповідність приміщень об'єкту умовам комфортності, санітарним вимогам.

Ключові слова: комфортне кондиціонування, теплонавантаження, вологонавантаження, витрата повітря, холодонавантаження, центральний кондиціонер, компресорно-конденсаторний блок.

					<i>ДР: Проект СКП для автосалону у м. Миколаїв</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Канюс Н.Я.</i>			<i>Розрахунково-пояснювальна записка</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Подмазко О.С.</i>					4	81
<i>Реценз.</i>						<i>ОНТУ гр. ЕНск-141б</i>		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>								

ANNOTATION

The qualification work consists of 81 pages of printed text, 1 figure, 12 tables, 23 references to literary sources. The purpose of the air conditioning system development project is to ensure comfortable climatic conditions in the premises of the car showroom in accordance with sanitary standards. The thermal and humidity calculation of the premises was performed, the air consumption $G = 3.13 \text{ kg/s}$ ($L=10000 \text{ m}^3/\text{h}$) was determined. In the diploma work, a central air conditioner of prefabricated block design of the leading domestic manufacturer of climate equipment company SSK-TM, Kharkiv, model VRS-300-078 with a compressor-condenser unit, 64 kW (cooling), 25 kW (heating) was chosen for the implementation of the air conditioning system. Central air conditioners of the VRS series enable a full range of air treatment processes: filtration, heating, cooling, drying, humidification, recovery, and regeneration of heat and cold, noise reduction. The compressor-condenser unit, which is part of the central air conditioner, is fully complete: it includes the necessary refrigerating automation, a temperature control valve, and a control system. The unit uses ozone safe R407C freon.

Modern energy-efficient devices and machines, which are proposed for use, as well as optimal modes of their operation, optimization and automation, the method of regulating the operation of the air conditioning system (warm, transitional) with different modes of operation, ensure compliance of the premises of the object with comfort conditions and sanitary requirements.

Keywords: comfortable air conditioning, heat load, moisture load, air consumption, cold load, central air conditioner, compressor-condenser unit.

					<i>КРБ.ХУіКІІ.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

Зміст

Вступ.....	5
1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ	11
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК.....	12
2.1 Теплий період року.....	14
2.2 Холодний період року.....	22
3 АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	24
4 ПІДБІР ЦК І УСТАТКУВАННЯ.....	26
5 РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ.....	28
5.1 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ХМ.....	28
5.2 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК.....	32
5.3 РОЗРАХУНОК КОНДЕНСАТОРА.....	35
5.4 РОЗРАХУНОК ВИПАРНИКА.....	42
6 РОЗРАХУНОК ФІЛЬТРА.....	47
7 РОЗРАХУНОК ПОВІТРОНАГРІВАЧА.....	48
8 РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА	50
9 РОЗРАХУНОК ПАРОВОЛОЖУВАЧА	52
10 РОЗРАХУНОК ШУМОПОГЛИНАЧА.....	54
11 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	57
12 ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА.....	68
13 ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ.....	74
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	80

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Арк. 6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Комфортне кондиціонування повітря зародилося в 1919г. Протягом подальших 10 років установки з механічним охолодженням застосовувалися в кінотеатрах, універсальних магазинах, ресторанах, готельних номерах.

Широке розповсюдження кондиціонування повітря в багатокімнатних будівлях отримало тільки після другої світової війни.

Після війни для великих багатокімнатних будівель почали застосовувати двоохрубні системи з місцевими вентиляторами і ежекційними кондиціонерами. Проте двоохрубні системи можуть подавати одночасно у всі кондиціонери або тільки холодну, або тільки гарячу воду.

Тим часом у ряді випадків, особливо навесні і восени, потрібна подача в одні кондиціонери холодною, а в інших – гарячої води. Це привело до створення трьох- і чотирьохтрубних систем з місцевими кондиціонерами вентиляторів або ежекторних, а також двоканальною, системи із змішуванням холодного і теплого повітря .

Іноді в цілях пониження експлуатаційних витрат в цих системах застосовували центральні теплові насоси для отримання холоду і гарячої води.

Як тільки випуск автономних кімнатних віконних кондиціонерів був відновлений після війни, вони стали найбільш популярні, особливо з появою герметичних компресорів. На початку п'ятдесятих років були розроблені моделі внутрісистемних кімнатних кондиціонерів для багатоквартирних будівель і мотелів.

Річний випуск кімнатних автономних кондиціонерів всіх типів збільшений з 27000 в 1946г. До чотирьох мільйонів в 1968г. Проте ці кондиціонери мають ряд недоліків:

- Протікання конденсату;
- Підвищений рівень шуму;
- Затемнення вікон;
- Необхідність демонтажу опалювального радіатора при

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

внутрішньостінному розташуванні;

- Погіршення зовнішнього вигляду фасадів будівель.

Крім того, із зменшенням ціни і ваги кондиціонерів скорочується термін їх служби. У зв'язку з цим підвищився інтерес до центральних кондиціонерів, які, правда, значно дорожче за кімнатні автономні кондиціонери і вельми незручні при монтажі в існуючих будівлях.

Комфортне кондиціонування повітря на промислових підприємствах західно – європейських країн, США і Японії влаштовують в тих випадках, коли витрату на системи кондиціонування повітря досить швидко окупаються (за 3-5 років) шляхом збільшення продуктивності праці.

Огляд сучасної літератури показує, що на ряду з могутніми центральними системами кондиціонування повітря, все частіше знаходять застосування децентральні системи кондиціонування повітря. Наприклад, на сучасних підприємствах з часто змінною “ гнучкою ” технологією виправдали себе в технічних і економічних відносинах децентралізовані одноканальні СКП з покрівельними кондиціонерами низького тиску, які не доводиться істотно переробляти після перепланувань цехів і ділянок, перестановок і заміни технологічного устаткування. Кондиціонування повітря по коротких каналах подають у верхню зону приміщень струменями, що настеляються на стелю, робочі місця омиваються потоками, що ежектуються, рециркуляційний повітря витягується через отвори в покритті, що сполучаються безпосередньо з кондиціонерами. Таким чином, кондиціонує весь об'єм приміщення. Вертикальний профіль температур в цеху достатньо рівномірний. Для зменшення повітровиробничості кондиціонерів приймають великі різниці температур між повітрям в робочій зоні і припливним, або між рециркуляційним і припливним повітрям. Низькі температури припливного повітря викликають необхідність підтримки знижених температур кипіння у випарниках холодильних машин.

При розгляді проблеми кондиціонування повітря в будівлях не можна пройти мимо питань водопостачання і забруднення атмосфери.

Водопостачанню все більш важко із-за браку чистої води в багатьох містах. У

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

деяких містах скорочені години роботи систем кондиціонування повітря, які використовують воду для охолодження. Системи повітроохолоджуваних конденсаторів таким обмеженням не піддаються.

На забруднення атмосфери в містах значно впливають опалювальні пристрої. У 1966 р. на території США тільки від опалювальних установок випало 8млн. т. пилу. Застосування очищувачів димових газів або спеціального палива підвищують вартість опалювання.

Системи працюють на електроенергії, не забруднюють повітря. Правда, крупні енергетичні установки на кам'яному вугіллі також забруднюють повітря, але легко виявити і контролювати одне велике джерело забруднення, чим ряд дрібних. Вартість палива за останній час зростає при одночасному зниженні вартості електроенергії, що говорить на користь застосування електроприводу.

Комфортні системи для багатокімнатних будівель, що використовують паливо як головне джерело тепла, зазвичай виконують центральними.

Всі системи, що працюють на електроенергії, зручніше виконувати децентралізованими.

Боротьба проти забруднення повітря, необхідність скорочення витрати води, зростання комфортного кондиціонування повітря і резерви газу і нафти, що зменшуються, неминуче приведуть промисловість комфортного кондиціонування повітря до застосування електрики як основного джерела енергії.

Можна сказати, що надалі ширше застосовуватимуться герметичні компресори, які і зараз використовуються в установках кондиціонування повітря продуктивністю до 25000кл/год, а також термоелектричні пристрої, що охолоджують, у разі підвищення їх ефективності.

Раніше встановлювали одну машину для охолодження всіх камер і вітрин. Сьогодні кожна машина обслуговує одну камеру.

Колись питна вода в промисловій установці охолоджувалася в центральному пункті, а потім, прямувала по трубах до пункту використання. Зараз індивідуальні охолоджувачі води розташовані там, де в них є

необхідність.					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		9

Було прийнято охолоджувати розсіл в центральній установці і пропускати через холодильні шафи, розташовані в окремих квартирах. Домашній електричний холодильник поклав кінець цій практиці.

До недавнього часу лід отримували на центральних установках, доставляючи його до місця використання. Тепер це робиться автоматично на місці в кількості від декількох кілограм до багатьох тонн щодня.

Отже, розглянута еволюція багатократного кондиціонування повітря, перераховані факти, що впливають на напрям в проектуванні систем.

Вода, використовувана в системах охолодження кондиціонерів, системах оборотного водопостачання конденсаторів холодильних машин, в адіабатних, дискових і насадках камерах форсунок і деках, що обігриваються, для зволоження повітря, містить аеробні бактерії, мінеральні суспензії, волокна, продукти корозії і дуже рідко - патогенні бактерії і віруси. Проте іноді вона є причиною важких захворювань.

Кондиціонування повітря необхідне в залах розміщення автоматів, приміщеннях прийому і зберігання документації, приміщеннях з устаткуванням, кімнатах відпочинку і так далі 24°C при відносній вологості $55 \pm 5\%$.

Для безпосереднього охолодження технічних засобів повітря поступає з-під підлоги, на якій встановлено устаткування.

Для зволоження повітря в центральних кондиціонерах застосовують парові, стільникові зволожувачі. Створення комфортних умов для обслуговуючого персоналу залежить ефективності системи розподілу охолодженого повітря. Найбільш поширений розподіл повітря через перфоровані стелі і панелі по схемі зверху – вниз. Проте ця схема недостатньо ефективна, оскільки висхідний конвективний потік від автоматичних пристроїв перешкоджає надходженню низхідного охолодженого потоку в зону робочих місць. В результаті температура повітря на робочих місцях досягає $26 - 29^{\circ}\text{C}$ у теплий період року.

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		10

1 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ

У даному розділі дається докладна характеристика проектованого варіанту. У даному розрахунку ми маємо початкові дані, які необхідно підтримувати, апарати і машини, а також витрати на електроенергію на приводи вентилятора, електродвигуна, компресора, насосів для подачі холодильного агента і води, все це вимагає необхідні грошові витрати. Знаючи ці витрати по апаратах і решту всіх витрат, ми знаходимо шляхи зниження цих витрат, розглядаючи використання різних, ефективніших апаратів і машин, а також режимів їх роботи, оптимізацію і автоматизацію даної системи, способу регулювання роботи системи кондиціонування повітря і холодильної машини в різні періоди року (теплий, холодний, перехідний) з різними режимами роботи, що при якісному підході до розрахунків і в пошуку варіантів, може дати економічний ефект (зниження витрат на систему, подальший монтаж, наладку, експлуатацію, ремонт, а також енерговитрати) на 30% менше, ніж типові проекти для аналогічних об'єктів і їх параметрів.

Система кондиціонування повітря необхідна для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежних від зовнішніх дій (температури, вологовмісту, випромінюванні) і внутрішніх (теплопритоки від устаткування, від людей, освітлення), які б сприяли створенню мікроклімату в приміщенні, необхідного по санітарно-гігієнічних нормах для нормального функціонування людського організму [5].

Даним об'єктом є будівля, що складається з 27 приміщень на двох поверхах.

Проектowana система кондиціонування повітря повинна забезпечувати комфортні умови для відвідувачів і робітників автосалону.

Виставковий зал автосалону знаходиться на першому поверсі двоповерхової будівлі. Також на першому поверсі знаходяться вентилявані, але не кондиціонуючі приміщення.

Для зменшення витрат на тепло і холод, застосовуємо теплоутилизатор, а також рециркуляцію.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Стільникові камери є достатньо економічними і ефективними тепло- і масообмінними апаратами. Блок-камера стільникового зволоження призначена для випарного охолодження і зволоження повітря в адіабатному режимі з коефіцієнтом 65, 85 і 95%. Для захисту стільникових касет від засмічення, повітря поступаюче в зволожувач, повине бути відфільтроване.

Застосовуючи фільтр для очищення повітря, слід встановлювати його в тих частинах кондиціонерів, через які проходить все оброблюване повітря. Крім задоволення санітарно-гігієнічних вимог фільтрації повітря, як правило, окупається зменшення браку продукції, економією засобів на прибирання приміщень і зменшенням зносу технологічного устаткування.

2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Керуючись нормами проектування, приймаємо наступні значення температури, відносної вологості і швидкості руху повітря в приміщенні:

теплий період року: $t_n=22$; $\phi=50\%$, у залі автосалону і в інших приміщеннях : $t_n=23^\circ\text{C}$; $\phi_n=50\%$, $\omega=1\text{ м/с}$;

холодний період року: $t_n=20$; $\phi=45\%$, у залі автосалону і в інших приміщеннях : $t_n = 21^\circ\text{C}$; $\phi_n = 45\%$; $\omega=1\text{ м/с}$;

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря визначається кліматичними умовами місцевості і призначенням СКП.

У нашому випадку, параметри зовнішнього повітря, повинні відповідати класу [Б].

Керуючись СНіП 2.04.05-91, приймаємо наступні параметри зовнішнього повітря:

теплий період року – $t=26,4^\circ\text{C}$; $h=57,4\text{ кДж/кг}$; $\omega=1\text{ м/с}$

холодний період року – $t=-19^\circ\text{C}$; $h=-17,6\text{ кДж/кг}$; $\omega=5,1\text{ м/с}$

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін і перекриттів [7]:

Стіни виконані з:

Залізобетону	$\delta=380\text{ мм}$;	$\lambda=2,04\text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$,
Штукатурки	$\delta=20\text{ мм}$;	$\lambda=0,7\text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$,
Пінополіуретану	$\delta=70\text{ мм}$;	$\lambda=0,03\text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$,

Тоді для стін коефіцієнт теплопередачі.

					Лист
					12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17

$$\hat{e}_{\text{ндо}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{дi}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_i} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (2.1)$$

де $\alpha_{\text{вн}}=7,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої поверхні стіни до повітря в приміщенні;

δ_i та λ_i – товщина і коефіцієнт теплопровідності i -го шару огорожі;

$\alpha_3=23 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні стіни.

$$\kappa_{\text{ст}} = \left(\frac{1}{7,8} + \frac{0,38}{2,04} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,07}{0,03} + \frac{1}{23} \right)^{-1} = 0,36$$

Покрівля виконана з наступних матеріалів:

Штукатурки $\delta=10 \text{ мм}; \lambda=0,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$

З/б збирне перекриття $\delta=200 \text{ мм}; \lambda=2,04 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$

$$\hat{e}_{\text{нео}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{дi}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{дi}}} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (2.2)$$

$$\kappa_{\text{покр}} = \left(\frac{1}{7,8} + \frac{0,2}{2,04} + 2 \frac{0,01}{0,7} + \frac{1}{7,8} \right)^{-1} = 2,57, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Перегородки виконані з:

Цегляної кладки $\delta=120\text{мм}; \lambda=0,76 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$

Штукатурки (з обох боків) $\delta=10 \text{ мм}; \lambda=0,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}),$

$$\hat{e}_{\text{дд-дд}} = \left(\frac{1}{\alpha_{\text{дi}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{дi}}} + \sum \frac{\delta_s}{\lambda_s} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) \quad (2.3)$$

$$\kappa_{\text{пер-ка}} = \left(\frac{1}{7,8} + \frac{0,12}{0,76} + 2 \frac{0,01}{0,7} \right)^{-1}, \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

Вибираємо коефіцієнт теплосвоєння матеріалу S шару на межі розділення. Потім розраховуємо опір R , теплову інерцію шару огорожі D , теплову інерцію огорожі ΣD по формулах приведеним нижче:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \quad (2.4)$$

де δ - товщина шару огорожі;

λ - теплопровідність матеріалу шару.

$$D = R \cdot S \quad (2.5)$$

Результати розрахунку заносимо в таблицю 1.

										Лист
										13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Таблиця 1 Характеристика огорожень приміщення

№	Конструкція і матеріал	Щільність γ , 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 D
I.	Вікна подвійні, скління в дерев'яних роздільних палітурках					0,42	
II.	Зовнішня стіна						
1.	штукатурка	1600	0,01	0,7	9,7	0,0143	0,139
2.	залізобетон	2500	0,380	2,04	18,7	0,186	3,48
3.	штукатурка	1600	0,01	0,7	9,7	0,0143	0,139
4.	Пінополіуретан	80	0,07	0,03	0,7	2,3	1,67
III.	Покрівля						
1.	штукатурка	1600	0,01	0,7	9,7	0,0143	0,139
2.	З/б збірне перекриття	2500	0,2	2,04	18,7	0,098	1,83
3.	штукатурка	1600	0,01	0,7	9,7	0,0143	0,139
IV.	Внутрішні перегородки						
1.	штукатурка	1600	0,01	0,7	9,7	0,0143	0,139
2.	Цегляна кладка	1800	0,12	0,76	8,48	0,16	1,34
3.	штукатурка	1600	0,01	0,7	9,7	0,0143	0,139

2.1.1 ТЕПЛІЙ ПЕРІОД РОКУ

Розрахунок теплопрививів через зовнішні огороження

Кількість теплоти, що поступає в приміщення через зовнішні стіни або перекриття площею $F_{ст}$, $F_{перек}$.

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		14

$$Q = (q_{cp} + \Delta q) \times F = Q_{cp} + A_Q \quad (2.6)$$

q_{cp} – середня за добу кількість теплоти, що поступає, Bm/m^2 ;

Δq – частина теплонадходжень, що змінюється на протязі доби, Bm/m^2 .

для стін

$$Q_{cm} = F_{cm} \left[K_{cm} \left(t_{н.ср} + \frac{\rho_{cm} J_{cp}^e}{\alpha_{нар}^e} - t_e \right) + \frac{\alpha_{вн}^e \beta_k}{\nu} \left(0,5 \theta_1 A_{тн.} + \frac{\rho_{cm} \theta_2 A_j}{\alpha_{нар}^e} \right) \right] \quad (2.7)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни або перекриття, $Bm/m^2 \text{ } ^\circ C$ і рівне $K=1/R_o$

Опір теплопередачі $R_o, m^2 C/Bm$, що захищає конструкції слід визначати по формулі:

$$R_o = \frac{1}{\alpha_n} + R_k + \frac{1}{\alpha_{нар}} \quad (2.8)$$

R_k — термічний опір конструкції огорожуючої конструкції, $m^2 C/Bm$, визначається: для одношарової δ/λ . Термічний опір $R_k, m^2 C/Bm$, огорожуючих конструкцій з послідовно розташованими однорідними шарами слід визначати як суму термічних опорів окремих шарів:

$$\Sigma R_k = R_1 + R_2 + \dots + R_n = 2,5146 (m^2 C/Bm) \quad (2.9)$$

де R_1, R_2, \dots, R_n — термічні опори окремих шарів огорожуючої конструкції, $m^2 C/Bm$

$\alpha_{вн}$ -- коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні, $Bm/m^2 \text{ } ^\circ C$, див. Сніп П-3-79** з табл.4;

α_n – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні огорожі

$$\alpha_n^B = 5,8 + 11,6 \sqrt{\omega} = 5,8 + 11,6 \sqrt{1} = 17,4$$

(ω – швидкість вітру, див. табл.1. = 1,0)

t_n – зовнішня температура (Сніп 23-01-99) $t_n = 26^\circ C$

ρ_{cm} – коефіцієнт поглинання сонячної радіації поверхнею стін, приймаються по додатку 7 Сніп П-3-79**, див. табл.6. $\rho_{cm} = 0,7$

J_{cp} – середньодобова кількість теплоти сумарної (прямою і розсіяною) сонячної радіації, що поступає на поверхню стіни або перекриття,

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

приймається по табл.7.;

Для півночі = 73

Для півдня = 159

Для заходу = 184

Для сходу = 184

t_6 – розрахункова температура повітря в приміщенні згідно заданої = 23С°

β_k – коефіцієнт враховує повітряний прошарок, $\beta_k=1$;

ν – значення загасання коливань температури зовнішнього повітря в конструкції стіни і перекриття,

$$\nu = 2^{\sum D} (0,83 + 3 \frac{\sum R}{\sum D}) (0,85 + 0,15 \frac{S_2}{S_1}) \quad (2.10)$$

нумерація по ходу теплової хвилі 1,2.

$$\nu = 2^{\sum D} (0,83 + 3 \frac{\sum R}{\sum D}) (0,85 + 0,15 \frac{S_2}{S_1}) = 81,77$$

A_{th} – середньодобова амплітуда коливань температури, що змінюється за часом доби див. табл. 5, значення вносимо до таблиці 1.

A_j – кількість теплоти, рівна різниці сумарної сонячної радіації в кожному годину (прямою і розсіяною), $J_{max} = J_{np} + J_p$ (см.табл.8.) і середньої за добу сумарній сонячної радіації J_{cp} (див. табл.7.), $A_j = [(J_{np} + J_p) - J_{cp}]$; значення вносимо до таблиці 1.

θ_1 – коефіцієнт гармонійної зміни зовнішньої температури визначається по табл.9 на перетині графі, відповідної годині максимального надходження теплоти для розглядаємої стіни (по сторонах світу), J_{max} і рядка де $\theta_1=1$;

значення вносимо до таблиці 1.

θ_2 – коефіцієнт гармонійної зміни температури внутрішній поверхні стіни визначається аналогічно, тільки графа з часом J_{max} зміщується на величину запізнювання температурних коливань в огорожуючої конструкції $\varepsilon = 2,7 \sum D - 0,4 = 14,26$

$Q_{\text{ОБЩ max стін}} = 534 \text{ Вт}$

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

Таблиця 2. Сонячний азимут скління $A_{c,o}$ залежно від орієнтації заповнення світлового отвору		
Орієнтація заповнення	A_c	$A_{c,o}$
Сх(до полудня)	>90	$A_c - 90$
Зх(пополудні)	<90	$90 - A_c$

$K_{обл}$ – коефіцієнт опромінювання, $K_{обл} = 1$

K_1 – коефіцієнт теплопропускания сонцезахисних світлових отворів, що приймаються по прил. 8 СНІП II-3-79** (табл.13). $K_1 = 1$,

K_2 – коефіцієнт теплопропускания склінням світлових отворів, що приймаються по табл.14). $K_2 = 0,51$.

τ_2 – коефіцієнт, що враховує затінювання світлового отвору

Теплопоступлення через вікна обумовлені теплопередачею

$$q_{тепл} = \frac{1}{R_{окн}} (t_{в,усл} - t_{в}) \quad (2.15)$$

Умовна температура зовнішнього середовища при вертикальному заповненні світлових отворів

$$t_{в,усл} = t_{н,ср} + 0,5A_{тн}\beta_2 + \frac{J_{пр}K_{инс.в} + J_p K_{обл}}{\alpha_n} \rho \cdot \tau_2 \quad (2.16)$$

де t_n – температура зовнішнього повітря ,що приймається відповідно до параметрів Б і $A_{тн}$ – середнедобова амплітуда температури зовнішнього повітря табл.1. $A_{тн} = 10,6$

$J_{пр}, J_p$ – кількість теплоти відповідно прямої і розсіяної радіації, що

β_2 – коефіцієнт, що враховує гармонійну зміну температури зовнішнього повітря для годин доби

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
0,87	0,97		0,97	0,87	0,71	0,5	0,26	0	0,26	0,50	0,71	0,87	0,97		0,97	0,87	0,71	0,5	0,26	0	0,26	-0,5	-0,71

поступає в кожен 1 год розрахункової доби на вертикальну поверхню табл.4.;, значення вносимо до табл.

α_n – коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої поверхні огорожі, Вт/(м²С)
залежний від швидкості вітру:

$$\text{для вертикальних поверхонь } \alpha_i^a = 5,8 + 11,6\sqrt{v}; = 5,8 + 11,6\sqrt{1} = 17,4$$

ρ – приведений коефіцієнт поглинання сонячної радіації заповненням світлових отворів табл.15. =1,2

Разрахунок теплоприливів від різних джерел

→ Теплонадходження від людей.

$n_{\text{люд}}=100$ чел.-кількість чоловік,що одночасно знаходяться в залі кафе;

$$Q_{\text{єрā}}^{\text{їāí}} = n_{\text{єрā}} \cdot q_{\text{їē}} \quad (2.17)$$

де $q_{\text{пол}}$ - тепловиділення від однієї людини,Вт

$$Q_{\text{єрā}}^{\text{їāí}} = 100 \cdot 160 = 16000 \text{ } \hat{\text{A}}\text{ò}$$

Визначаємо явні і приховані тепловиділення від людей:

$$Q_{\text{єрā}}^{\text{їðēð}} = n \cdot q_{\text{єрā}}^{\text{їðēð}}, \hat{\text{A}}\text{ò} \quad (2.18)$$

$$Q_{\text{єрā}}^{\text{їðēð}} = 100 \cdot 69,4 = 6940, \hat{\text{A}}\text{ò}$$

$$Q_{\text{єрā}}^{\text{ÿāí}} = Q_{\text{їāí}} - Q_{\text{єрā}}^{\text{їðēð}}, \hat{\text{A}}\text{ò} \quad (2.19)$$

$$Q_{\text{єрā}}^{\text{ÿāí}} = 16000 - 6940 = 9060, \hat{\text{A}}\text{ò}$$

→ Теплонадходження від остигаючої їжі

$n_{\text{пор}}=100$ шт.-кількість порцій їжі;

$m=0,35$ -середня вага блюд на одного відвідувача

$C_{\text{ср}}=3,35$ Вт/кг·г-середня теплоємність блюд;

$t_n=70^\circ\text{C}$ -початкова температура їжі,що поступає в обідній зал;

$t_k=40^\circ\text{C}$ -кінцева температура блюд

$z=1$ час,для їдалень без самообслуговування;

$$Q_{\text{їāí}} = \frac{m \cdot C_p \cdot (t_i - t_k) \cdot n}{z}, \text{Вт/год} \quad (2.20)$$

$$Q_{\text{їāí}} = \frac{0.35 \cdot 3.35 \cdot (70 - 40) \cdot 100}{1} = 3,518 \cdot 10^3 \text{ } \hat{\text{A}}\text{ò} / \text{āīā}$$

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

$$\sigma = \frac{\alpha}{c_p^B} = \frac{\alpha}{c_p^{c.B.} + c_p^{\Pi} \cdot d_{cp}}, \text{кг}/(\text{м}^2\text{с})$$

$$\sigma = \frac{8}{1,006 \cdot 10^3 + 1,86 \cdot (9 + 16,9)/2} = 0,00778$$

де c_p -ізобарна теплоємність, (кДж/кг·К);

d_6, d''_6 -вологоміст повітря при заданій відносній вологості і на лінії насичення;

$$Q_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}}^{\hat{n}\hat{e}\hat{d}} = r \cdot W_{\hat{a}\hat{e}\hat{o}} = 2463 \cdot 10^3 \cdot 0,85 \cdot 10^{-3} = 2093,55 \text{ ,Вт}$$

де прихована теплота пароутворення

$$r = r_0 - 2,3 \cdot t_w^M, \text{кДж/кг}$$

$$r = 2500 - 2,3 \cdot 16 = 2463 \text{ ,кДж/кг}$$

(t_w^M -температура повітря в приміщенні по вологому термометру).

$$W_{\hat{a}\hat{e}\hat{i}\hat{d}} = 0,007 \cdot 154,2 \cdot (16,9 - 9) \cdot 10^{-3} \cdot 0,1 = 0,85 \cdot 10^{-3} \text{ ,кг/с}$$

$$W = W_{\hat{e}} + W_{\hat{a}\hat{e}\hat{i}\hat{d}} + W_{\hat{i}\hat{n}\hat{o}} \cdot \hat{e}$$

$$W_{\hat{i}\hat{n}\hat{i}} = 2,95 \cdot 10^{-3} + 0,0006 + 0,85 \cdot 10^{-3} = 0,0044$$

Визначаємо тепловогогісну хар-ку

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{пол}}}{W_{\text{пол}}},$$

$$\varepsilon = \frac{24,246}{4,4 \cdot 10^{-3}} = 5510$$

Визначаємо загальні приховану і явну теплоту:

$$Q_{\hat{n}\hat{e}\hat{d}} = Q_{\hat{n}\hat{e}\hat{d}}^{\hat{e}} + Q_{\hat{n}\hat{e}\hat{d}}^{\hat{a}\hat{i}\hat{e}\hat{i}\hat{d}},$$

$$Q_{\hat{n}\hat{e}\hat{d}} = 6940 + 2093,5 = 9033,5$$

$$Q_{\text{явн}} = Q_{\text{пол}} - Q_{\text{скр}}, \text{Вт}$$

$$Q_{\hat{y}\hat{a}\hat{i}} = 24246 - 9033 = 15213 \hat{A}\hat{d}$$

Приймаємо $\Delta t_p = 5^\circ\text{C}$

$$G_1 = \frac{Q_{\text{пол}}}{h_6 - h_n},$$

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

$$Q_{пер} = k_{пер} F_{пер} (t_{нк} - t_{в}), \text{ ВТ}$$

$$Q_{i\ddot{a}\delta} = 2,23 \cdot 62 \cdot (20 - 21) = -138,26 \text{ \AA} \delta$$

де $F_{пер}$ -площа перегородки, м^2 ;

$k_{пер}$ -коэф. теплопередачі через перегородки, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{нк} - t_{в}$ - різниця температур між приміщеннями, $^{\circ}\text{C}$

$$Q_{ок} = F_{ок} \cdot k_{ок} (t_{н} - t_{в}), \text{ ВТ}$$

$$Q_{i\ddot{e}} = 11 \cdot 2,4 \cdot (-19 - 21) = -1056 \text{ \AA} \delta$$

де $F_{в}$ -площа вікон, м^2 ;

$k_{в}$ -коэф. теплопередачі через вікна, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

$t_{н} - t_{в}$ -різниця температур зовнішнього повітря і повітря в приміщенні, $^{\circ}\text{C}$;

$$Q_{i\ddot{a}\delta\ddot{a}\hat{e}} = F_{i\ddot{a}\delta\ddot{a}\hat{e}} \cdot k_{i\ddot{a}\delta\ddot{a}\hat{e}} (t_{\ddot{u}} - t_{\hat{a}}),$$

$$Q_{i\ddot{a}\delta\ddot{a}\hat{e}} = 154,2 \cdot 2,57 \cdot 2 = 792,6 \text{ ,ВТ}$$

$$Q_{i\ddot{a}\delta} = 792,6 - 138,26 - 1056 - 1451,4 = -1853 \text{ ВТ}$$

Загальний теплоприлив і вологоприлив:

$$Q_{\ddot{u}\hat{a}\hat{t}} = Q_{\ddot{e}} + Q_{\ddot{u}\hat{a}} + Q_{\ddot{e}\hat{e}} + 0,4 Q_{i\ddot{a}\delta},$$

$$Q_{\ddot{u}\hat{a}\hat{t}} = 16000 + 3090,6 + 3518 + 0,4(-1853) = 21867 \text{ \AA} \delta$$

$$W_{\ddot{u}\hat{a}\hat{t}}^{\zeta} = W_{\ddot{u}\hat{a}\hat{t}}^{\ddot{e}} = 4,4 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$$

$$\Delta h_p = \frac{Q_{\ddot{u}\hat{a}\hat{t}}^{\zeta}}{G}, \text{ кДж/кг}$$

$$\Delta h_p = \frac{21,867}{2,98} = 7,3 \hat{e} \ddot{A} \hat{e} \ \hat{e} \hat{a},$$

$$\varepsilon = \frac{Q_{\ddot{u}\hat{a}\hat{t}}^{\zeta}}{W_{\ddot{u}\hat{a}\hat{t}}}, \text{ кДж/кг}$$

$$\varepsilon = \frac{21,867}{4,4 \cdot 10^{-3}} = 4969,7 \hat{e} \ddot{A} \hat{e} \ \hat{e} \hat{a}$$

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

3 АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК МЕРЕЖІ ПОВІТРОВОДІВ

Припливно-витяжна система повітророзподілення в більшості випадків досить громіздка. Методика їх розрахунку зводиться до визначення перетинів повітроводів і втрат тиску [9].

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводів (розміри перетинів) повинні бути стандартними;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в межах, що рекомендуються;
- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямі руху повітря повинна зменшуватися;
- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або рівний діаметру відповідних до нього відгалужень.

По кожній системі, що розраховується, задаємося наступними початковими даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускається на окремих ділянках;
- конфігурація мережі і форма перетинів повітроводів;
- матеріал повітровода;
- витрата повітря і довжини ділянок;
- характеристика повітровода (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без урахування коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

Викреслюємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітровода і розбиваємо його на ділянки.

Для комфортного кондиціонування швидкість в магістральному повітроводі приймаємо до 5м/с [4].

Припливна система 1 і 2 аналогічні по своїй конструкції. Проведемо розрахунок однієї з них.

Магістральний повітряний шляхопровід можна розділити на 8 ділянок.

Необхідна площа перетину повітряного шляхопроводу:

$$F = \frac{G}{v} \text{ м}^2;$$

					КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

де $v=5,0$ м/с – задана швидкість повітря в магістралі

G – витрата повітря на даній ділянці, м³/год

$$F = \frac{8940}{5,0 \cdot 3600} = 0,49 \text{ м}^2 ;$$

Приймаємо шляхопровід прямокутного перетину 500×1000 мм (из табл.12.2 [2])

$$F_{\Gamma} = 0,5 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у шляхопроводі:

$$v = \frac{G}{F} = \frac{8940}{0,5 \cdot 3600} = 4,9 \text{ м/с.}$$

Для повітрошляхів прямокутного перетину за розрахункову величину береться еквівалентний діаметр, при якому втрати тиску в круглому шляхопроводі при тій же швидкості повітря рівні втратам в прямокутному шляхопроводі.

Значення еквівалентних діаметрів визначаємо по формулі:

$$d_{\text{екв}} = \frac{2AB}{A+B}$$

де A, B – розміри сторін прямокутного воздуховода, м

$$d_{\text{екв}} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 1}{0,5 + 1} = 0,66 \text{ м}$$

Коефіцієнт тертя:

$$\lambda = \frac{0.3164}{\left(v \cdot \frac{d_{\text{экв}}}{\nu}\right)^{0.25}}$$

$$\lambda = \frac{0.3164}{\left(5 \cdot \frac{0,66}{1,6 \cdot 10^{-5}}\right)^{0.25}} = 0.014$$

Коефіцієнт місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0.33$

- конфузор $\xi = 0.04$

- хрестовина $\xi = 3.0$

Втрати тиску у всій магістралі:

$$\Delta P = \left(1 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{екв}}} + \sum \xi\right) \cdot \frac{\rho v^2}{2} \text{ (Па)}$$

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

$$\Delta D = \left(1 \cdot \frac{0,014}{0,66} + 0,33\right) \cdot \frac{1,2 \cdot 5^2}{2} = 7(\text{Па})$$

Загальні відомості зведення в таблицю.

Таблиця 3. Припливна вентиляція:

Уч.	G м ³ /с	F , м ²	F_{z} , м ²	V , м/с	$A \times B$ мм	$d_{\text{экв}}$ м ²	λ	ΔP Па
1	2,98	0,49	0,5	5	500x1000	0,66	0,014	7
2	2,41	0,39	0,4	5	500x800	0,61	0,015	3,3
3	1,89	0,31	0,3	5	500x600	0,54	0,015	2,3
4	1,35	0,22	0,25	5	500x500	0,5	0,015	8
5	1,08	0,18	0,20	5	400x500	0,44	0,016	8,6

Таблиця 4. Витяжна вентиляція

Уч.	G м ³ /с	F , м ²	F_{z} , м ²	V , м/с	$A \times B$ мм	$d_{\text{экв}}$ м ²	λ	ΔP Па
1	2,98	0,49	0,5	5	500x1000	0,66	0,014	7
2	2,24	0,37	0,4	5	500x800	0,61	0,014	3,3
3	1,49	0,24	0,24	5	400x600	0,48	0,016	1
4	0,75	0,12	0,12	5	300x400	0,34	0,017	9

4 ПІДБІР ЦК І УСТАТКУВАННЯ

Масова витрата вентиляючого повітря з урахуванням перетічки в мережі повітроводів:

$$G = G_1 \cdot 1,05 = 3,13 \text{ кг/с} \quad (4.1)$$

де G – масова витрата повітря, що подається.

Розрахуємо корисну продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{кд}} = \frac{3600 \cdot \sum G}{\rho} \text{ , м}^3/\text{год}$$

$$L_{\text{еі}} = \frac{3600 \cdot 3,13}{1,2} = 9387 \text{ м}^3/\text{год} \quad (4.2)$$

Розрахуємо повну продуктивність кондиціонера:

$$L_{\text{пол}} = k \cdot L \text{ м}^3/\text{год} \quad (4.3)$$

$$L_{\text{іі}} = 1,04 \cdot 9387 = 9762 \text{ м}^3/\text{год}$$

									Лист
									26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17				

Обираємо для використання центральний кондиціонер збірної блочної конструкції VRS-300-078 із компресорно-конденсаторним блоком.

1. Блок приймальний (один вертикальний клапан) - 1 шт.

Сторона обсл.:Справа; dPв=13,2 Па; Габаріти:1320x1060x565 мм; M=85 кг;

2. Фільтр ячеювий - 1 шт.

Сторона обсл.:Справа; Габаріти:1320x1060x300 мм; M=54 кг;Клас:G3

3. Фільтр кишеньковий - 1 шт.

Клас:F9; Сторона обсл.:Справа; Габаріти:1320x1060x740 мм; M=106 кг;

4. Повітрооногрєвач рїдинний - 1 шт.

Індекс:ВНВ243.1-102-085-с-d,d-ff-e; Сторона обсл.:Справа;

Габаріти:1320x1060x420 мм; M=106 кг;

5. Повітроонолєдєувач рїдинний - 1 шт.

Індекс:ВОВ243.1-163-102-085-с-d,d-ff-e; Сторона обсл.:Справа;

Габаріти:1320x1060x700 мм; M=139 кг;

6. Парозволожувач - 1 шт.

Сторона обсл.:Справа; Габаріти:1320x1060x500 мм; M=124 кг;

7. ТУ складається з 2-х т/о:

утилізаторного ПН(УВНВ-243-102-085-04-1,8-0,6)

утилізаторного ПО(УВОВ-243-102-085-0,6-2,5-0,8)

8. Шумопоглинач - 1 шт.

Сторона обсл.:Справа; Габаріти:1320x1060x650 мм; M=90 кг;

9. Вентилятор - 1 шт.

Сторона обсл.:Справа; Габаріти:1320x1060x1500 мм; M=225 кг;

10.Блок камери змішування

Габаріти:1320x1060x565 мм; M=70 кг.

З каталогу фірми підбираємо каналний вентилятор RS 100-50 L3 для витяжної установки.

Компресорно-конденсаторний блок, є повністю комплектним: має в своєму складі необхідну холодильну автоматику, терморегулюючий вентиль, систему керування.

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

Технічні характеристики:

- номінальна холодопродуктивність:	64 кВт
- повна електрична потужність:	28 кВт
- рівень шуму блоку:	94 дБ
- маса агента в системі:	23 кг
- маса масла в системі:	17 кг

З каталогів фірми «Арктос» підбираємо вентиляційні ґрати (припливні і витяжні) - 675x675 (11 і 8 шт.).

5 РОЗРАХУНОК ХОЛОДИЛЬНОГО УСТАТКУВАННЯ

5.1. ОБГРУНТУВАННЯ РЕЖИМУ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ. ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ЦИКЛУ

Конструктивний і тепловий розрахунок гвинтового компресора.

Початковими даними для розрахунку холодної машини є кількість холоду, яку вона повинна виробити для СКП, а також режим роботи.

Робочі процеси гвинтового компресора протікають в порожнині обмеженою поверхнею западини зуба, двома торцевими кришками, поверхнею корпусу.

Вибір конструктивних даних [8]

Діаметр кіл виступів роторів

$$2R_1 = 2R_2, \text{ мм} \quad (5.1)$$

$$2R_1 = 125 \text{ мм.}$$

Діаметр кіл западин

$$2r_1 = 2r_2, \text{ мм} \quad (5.2)$$

$$2r_1 = 75 \text{ мм.}$$

Довжина нарізної частини ротора

$$L = 200 \text{ мм.}$$

Відносна довжина

$$\bar{L} = \frac{L}{D}, \text{ мм,} \quad (5.3)$$

$$\bar{L} = \frac{200}{125} = 1,6 \text{ мм}$$

Міжосьова відстань роторів

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		28

$$A = R_1 + r_1, \text{ мм} \quad (5.4)$$

$$A = 62,5 + 37,5 = 100 \text{ мм.}$$

Кути закрутки роторів

$$\varphi_{з1} = 270^\circ \quad \varphi_{з2} = 180^\circ$$

Кутові розміри вікон всмоктування і нагнітання

$$\varphi_{вс1} = 270^\circ \quad \varphi_{вс2} = 180^\circ$$

$$\varphi_{н1} = 45^\circ \quad \varphi_{н2} = 30^\circ$$

Площа перетину зуба провідного ротора

$$f_1 = 10 \text{ см}^2$$

Розрахунок

Для роботи холодильної машини використовуємо хладон R407C, який володіє достатньо хорошими термодинамічними властивостями.

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

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

$$t_o = t_{\text{пов}} - \Delta t_o, \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.5)$$

$$t_o = 7 - 5 = 2^\circ\text{C}$$

Приймаємо $\Delta t_o = 5^\circ\text{C}$ – розрахункова різниця температур для пластинчастих випарників.

Температура конденсації визначається по емпіричній залежності:

$$t_k = t_n + (8 \dots 15)^\circ\text{C} \quad (5.6)$$

де $t_n = 26,4^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря.

$$t_k = 26,4 + 10 = 36,4^\circ\text{C.}$$

Задаємося переохолодженням рідкого холодильного агента в конденсаторі

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

Визначаємо температуру в точці 3:

$$t_3 = t_k - \Delta t_k \quad (5.7)$$

$$t_3 = 36,4 - 5 = 31,4^\circ\text{C}$$

		Задаємося перегрівом пари холодильного агента в обмотках			Лист
		КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	29

електричного двигуна компресора: $\Delta t_{bc} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

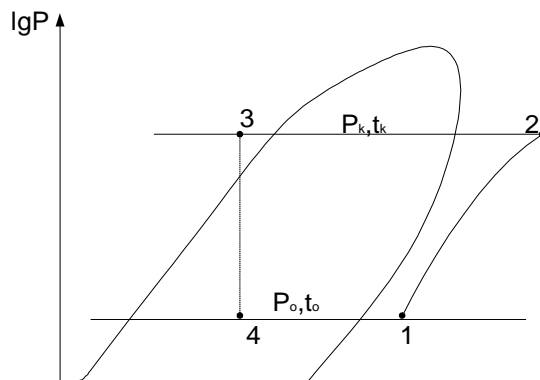
Перегрів у випарнику - $\Delta t_0 = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

Визначаємо температуру в точці 1:

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{bc}, \text{ }^\circ\text{C} \quad (5.8)$$

$$t_1 = 2 + 10 = 12 \text{ }^\circ\text{C}$$

Побудуємо цикл в $\lg p$ - h діаграмі і визначимо параметри точок процесів.
Таблиця 5.



	1'	1	2	3	4
$P, \text{ Мпа}$	0,48	0,48	1,5	1,5	0,48
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	7	12	60	31,4	2
$h, \text{ кДж/кг}$	419	422	452	245	245
$v, \text{ м}^3/\text{кг}$		0.054			

Проведемо тепловий розрахунок:

Об'єм впадин провідного ротора

$$V_{01} = \left[\pi(R_1^2 - r_1^2) \cdot \frac{1}{4} - f_1 \right] \cdot L, \text{ м}^3, \quad (5.9)$$

$$V_{01} = \left[3,14(62,5^2 - 37,5^2) \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{4} - 10 \cdot 10^{-4} \right] \cdot 0,2 = 1,925 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Об'єм впадин ведомого ротора

$$V_{02} = V_{01} \cdot \frac{Z_1}{Z_2}, \text{ м}^3, \quad (5.10)$$

$$V_{02} = 1,925 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{4}{6} = 1,283 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Теоретичний об'єм, описаний гвинтовим компресором

									Лист
									30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17

$$V_T = (V_{01} + V_{02}) \cdot n_1 \cdot Z_1 \text{ м}^3/\text{с} \quad (5.11)$$

$$V_T = (1,925 + 1,283) \cdot 10^{-4} \cdot 50 \cdot 4 = 0,064 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Питома масова холодовитратність

$$q_0 = h_{1'} - h_4, \text{ кДж/кг}, \quad (5.12)$$

$$q_0 = 419 - 245 = 174 \text{ кДж/кг}.$$

Питома об'ємна холодовитратність

$$q_v = \frac{q_0}{V_1}, \text{ кДж/м}^3, \quad (5.13)$$

$$q_v = \frac{174}{0,054} = 3222 \text{ кДж/м}^3.$$

Питома адіабатна робота стиснення

$$l_a = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}, \quad (5.14)$$

$$l_a = 452 - 422 = 30 \text{ кДж/кг}.$$

Коефіцієнт подачі гвинтового компресора

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{P_k}{P_0}, \quad (5.15)$$

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \frac{1,5}{0,48} = 0,8575.$$

Повна холодовитратність

$$Q_0 = V_T \cdot \lambda \cdot q_v, \text{ кВт}, \quad (5.16)$$

$$Q_0 = 0,064 \cdot 0,8575 \cdot 3222 = 176,7 \text{ кВт}.$$

Масова витрата холодильного агента

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с}, \quad (5.17)$$

$$G_a = \frac{176,7}{174} = 1,015 \text{ кг/с}.$$

Адіабатна потужність компресора

$$N_a = G_a \cdot l_a, \text{ кВт}, \quad (5.18)$$

$$N_a = 1,015 \cdot 30 = 30,45 \text{ кВт}.$$

Ефективний ККД

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\eta_e = f\left(\frac{P_k}{P_0}\right), \quad (5.19)$$

$$\eta_e = f\left(\frac{1,5}{0,48}\right) = f(3,125) = 0,65.$$

Ефективна потужність компресора

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_e}, \text{ кВт}, \quad (5.20)$$

$$N_e = \frac{30,45}{0,65} = 46,85 \text{ кВт}.$$

Ефективний коефіцієнт перетворення

$$\text{COP}_e = \frac{Q_0}{N_e}, \quad (5.21)$$

$$\text{COP}_e = \frac{176,7}{46,85} = 3,772.$$

Електрична потужність компресора

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{эл.дв}}}, \text{ кВт}, \quad (5.22)$$

$$N_{\text{эл.дв}} = \frac{46,85}{0,88} = 53,24 \text{ кВт}.$$

Електричний коефіцієнт перетворення

$$\text{COP}_{\text{эл.}} = \frac{Q_0}{N_{\text{эл}}}, \quad (5.23)$$

$$\text{COP}_{\text{эл.}} = \frac{176,7}{53,24} = 3,319$$

5.2 ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ТРУБОПРОВІДІВ

Циркуляція теплоносія в контурах системи тепло- холодозабезпечення, заповнення систем і створення надмірного тиску в них забезпечуються за допомогою насосів. Для розділення, об'єднання, гідравлічної обв'язки окремих ділянок системи холодозабезпечення, регулювання її в процесі експлуатації використовується трубопровідна арматура. Це регулюючі вентилі, зворотні клапани, запобіжні клапани і багато що інше. Трубопровідна арматура холодильних систем може бути як хладоновою, для

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

використання в хладоновом контурі холодильних машин так і водяною, для систем водяного охолодження.

Для ділянки трубопроводу №1

Діаметр трубопроводу

$$d = \sqrt{\frac{V \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot v}} \quad \text{м} \quad (5.24)$$

де $v=0,85$ м/с – заздалегідь задана швидкість води в трубопроводі (не більше 1,5 м/с);

$V = 2$ л/с – витрата рідини.

$$d = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,85}} = 0,054 \quad \text{м.}$$

Приймаємо діаметр трубопроводу $d = 0,05$ м.

Уточнимо швидкість води в трубопроводі

$$v = \frac{\sqrt{V}}{0,785 \cdot d^2} \quad \text{м/с} \quad (5.25)$$

$$v = \frac{2 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 0,05^2} = 1,02 \quad \text{м/с.}$$

Динамічний тиск рідини

$$\frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad \text{Па} \quad (5.26)$$

$$\frac{\rho \cdot v^2}{2} = \frac{999,7 \cdot 1,02^2}{2} = 520 \quad \text{Па.}$$

Критерій Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (5.27)$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості рідини, м²/с

$$Re = \frac{1,02 \cdot 0,05}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 39050.$$

Коефіцієнт опору по довжині

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot \kappa}{d} + \frac{100}{Re} \right) \quad (5.28)$$

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(\frac{1,46 \cdot 0,004}{0,05} + \frac{100}{39050} \right) = 0,011.$$

Питомі втрати напору

$$R = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \text{ Па/м} \quad (5.29)$$

$$R = \frac{0,011}{0,05} \cdot 520 = 97,55 \text{ Па/м.}$$

Втрати напору по довжині

$$R \cdot l, \text{Па} \quad (5.30)$$

$$R \cdot l = 97,55 \cdot 2 = 195.11 \text{ Па.}$$

Коефіцієнти місцевих опорів (ξ)`

- коліно $\xi=0,35$;
- звуження $\xi=0,1$;
- трійник $\xi=1,5$;
- вентиль $\xi=4,0$.

Втрати напору в місцевих опорах

$$Z = \sum \xi \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} + \Delta P, \text{Па} \quad (5.31)$$

де ΔP - гідравлічний опір повітроохолоджувача.

$$Z = 0 \cdot 520 + 50000 = 50000 \text{ Па.}$$

Сумарні втрати в магістралі

$$\Delta P = R \cdot l + Z, \text{Па} \quad (5.32)$$

$$\Delta P = 97,55 \cdot 2 + 50000 = 50195,11 \text{ Па.}$$

Після визначення втрат тиску у всіх магістралях необхідно провести розрахунок на дисбаланс, який полягає у визначенні величини неув'язки віток:

$$\Delta P' = \frac{\Delta P^b - \Delta P^m}{\Delta P^b} \cdot 100\%. \quad (5.33)$$

Величина дисбалансу не повинна перевищувати 10%, інакше необхідно встановлювати клапани балансувань типу MSV-1 на магістралі, що має менший опір.

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

Необхідний натиск насоса визначається опором системи трубопроводів (найбільшій магістралі) і випарника чиллера:

$$\Delta P = \Sigma \Delta P + \Delta P_{ч}, \text{ кПа} \quad (5.34)$$

$$\Delta P = 50195,11 + 85635,2 = 135830,131 \text{ Па} = 135,83 \text{ кПа.}$$

Підбираємо насос фірми GRUNDFOS UPS 50-185 F.

5.3 РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КОНДЕНСАТОРА

Конденсатор служить для передачі теплоти робочої речовини середовищу, що охолоджує, або джерелу теплоти високої температури. По роду середовища, що охолоджує, конденсатори можна розділити на дві великі групи: з водяним і повітряним охолодженням. У даному розрахунку застосовується конденсатор повітряним охолоджувачем. Завдання теплового розрахунку полягає у визначенні площі теплопередаючої поверхні апарату і його основних геометричних розмірів.

Теплове навантаження

$$Q_k = Q_0 + N_e, \text{ кВт}, \quad (5.35)$$

де Q_0 - холодопродуктивність, кВт;

N_e - ефективна потужність, кВт.

$$Q_k = 176 + 47 = 223 \text{ кВт.}$$

Приймаємо $\Delta t_{\text{воз}} = 6^\circ\text{C}$

$$t_{\text{в2}} = t_{\text{в1}} + \Delta t, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (5.36)$$

де $t_{\text{в1}}$ – зовнішня температура повітря $^\circ\text{C}$.

$$t_{\text{в2}} = 26,4 + 6 = 32,4^\circ\text{C.}$$

Температура конденсації

$$t_k = \frac{t_{\text{в1}} + t_{\text{в2}}}{2} + 10, \text{ }^\circ\text{C}, \quad (5.37)$$

$$t_k = \frac{26,4 + 32,4}{2} + 10 = 39,4 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Середня логарифмічна різниця температур

$$\ln \frac{T_k - T_{\text{в1}}}{T_k - T_{\text{в2}}}, \quad (5.38)$$

$$\theta = \frac{6}{\ln \frac{312,4 - 299,4}{312,4 - 305,4}} = 9,7 \hat{E}$$

Витрата повітря через конденсатор

$$G_B = \frac{Q_K}{c_p \cdot \Delta T_B}, \text{ кг/с}, \quad (5.39)$$

$$G_B = \frac{223}{1,006 \cdot 6} = 36,945 \text{ кг/с},$$

$$V_B = \frac{G_B}{\rho_B}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (5.40)$$

де $\rho_B = 1,169 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря при $T_{B1} = 299,4 \text{ К}$.

$$V_B = \frac{36,945}{1,169} = 31,6 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Живий перетин апарату

$$F_{ж} = \frac{V_B}{\omega}, \text{ м}^2, \quad (5.41)$$

де $\omega = 7 \text{ м/с}$ – прийнята швидкість повітря.

$$F_{ж} = \frac{31,6}{7} = 4,51 \text{ м}^2.$$

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр труби $d_{зовн}$, м.....0,014

Внутрішній діаметр труби $d_{вн}$, м.....0,012

Крок труб по фронту і в глибину s , м.....0,028

Товщина ребер δ_r , м.....0,0005

Крок ребер u , м.....0,004

Матеріал труб.....Мідь

Матеріал ребер.....Сталь

Ребра.....Пластинчасті суцільні

Розташування труб в пучку.....Коридорне

Розміри апарату по фронту. Живий перетин апарату пов'язаний з основними розмірами, що характеризують поверхню теплообміну співвідношенням

$$F_{ж} = L_1 \cdot (s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_r}{u}\right), \text{ м}^2 \quad (5.42)$$

$$\text{Звідси загальна довжина труби в одній секції конденсатора} \\ (s - d_n) \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u}\right) \quad (5.43)$$

$$L_1 = \frac{4,51}{(0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right)} = 368,16 \text{ м.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, віднесений до зовнішньої поверхні обрешеченої труби. При коридорному розташуванні труб з пластинчастим обрешеченням при $Re = 500..10000$; $L/d_{\text{екв}} = 4..50$; $u/d_{\text{зовн}} = 0,18..0,35$; $s/d_{\text{зовн}} = 2..5$; $t_{\text{ж}} = -40..40 \pm C$

$$Nu_{\text{ж}} = c \cdot Re_{\text{ж}}^n \cdot \left(\frac{L}{d_{\text{екв}}}\right)^m \quad (5.44)$$

$$d_{\text{екв}} = \frac{2(s - d_n) \cdot (u - \delta_p)}{(s - d_n) + (u - \delta_p)}, \text{ м} \quad (5.45)$$

$$d_{\text{екв}} = \frac{2(0,028 - 0,014) \cdot (0,004 - 0,0005)}{(0,028 - 0,014) + (0,004 - 0,0005)} = 0,0056 \text{ м}$$

Число Рейнольдса

$$Re_{\text{ж}} = \frac{\omega \cdot d_{\text{екв}}}{\nu} \quad (5.46)$$

де $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – коефіцієнт кінематичної вязкості повітря

$$Re_{\text{ж}} = \frac{7 \cdot 0,0056}{16 \cdot 10^{-6}} = 2450.$$

$$\frac{u}{d_n} = \frac{0,004}{0,014} \approx 0,285; \quad \frac{s}{d_n} = \frac{0,028}{0,014} = 2$$

$$\frac{L}{d_{\text{екв}}} \geq 20.$$

Довжина пластини по ходу повітря L залежить від числа паралельних секцій конденсатора a і визначається по рівнянню

$$L = a \cdot s \quad (5.47)$$

Коефіцієнти

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot \frac{L}{d_{\text{екв}}}, \quad (5.48)$$

$$n = 0,45 + 0,0066 \cdot 20 = 0,582,$$

						Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17	

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{Re_{ж}}{1000}, \quad (5.49)$$

$$m = -0,28 + 0,08 \cdot \frac{2450}{1000} = -0,084,$$

$$c = A \cdot B \quad (5.50)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{Re_{ж}}{1000}, \quad (5.51)$$

$$B = 1,36 - 0,24 \cdot \frac{2450}{1000} = 0,772,$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{эКВ}}\right), \quad (5.52)$$

$$A = f\left(\frac{L}{d_{эКВ}}\right) = 0,201,$$

$$c = 0,201 \cdot 0,772 = 0,155,$$

$$Nu_{ж} = 0,155 \cdot 2450^{0,582} \cdot (20)^{-0,084} = 11,31,$$

$$\alpha_{вГВН} = \frac{Nu_{ж} \cdot \lambda_{в}}{d_{эКВ}}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (5.53)$$

$$\alpha_{вГВН} = \frac{11,31 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2}}{0,0056} = 53,92 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

тут $\lambda_{в} = 2,67 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопроводності повітря.

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря, приведений до внутрішньої поверхні труби

$$\alpha_{в.пр} = \alpha_{в} \cdot \left(\frac{F_{н}}{F_0} \cdot E + \frac{F'_{тр}}{F_0} \right) \frac{d_{н}}{d_{вн}}, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}, \quad (5.54)$$

де $F'_{тр}$ - поверхня труби між ребрами

$$F'_{тр} = \pi \cdot d_{н} \cdot \left(1 - \frac{\delta_p}{u} \right), \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (5.55)$$

$$F'_{тр} = 3,14 \cdot 0,014 \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004} \right) = 0,038465 \text{ м}^2 / \text{м}$$

F_p – поверхня ребер

$$F_p = 2 \cdot \left(s^2 - \frac{\pi \cdot d_{н}^2}{4} \right) \frac{1}{u}, \text{ м}^2 / \text{м}, \quad (5.56)$$

$$F_p = 2 \cdot \left(0,028^2 - \frac{3,14 \cdot 0,014^2}{4} \right) \frac{1}{0,004} = 0,31507 \text{ м}^2/\text{м}$$

$F_{\text{зовн}}$ – зовнішня поверхня обрешеної труби

$$F_H = F'_{\text{тр}} + F_p, \text{ м}^2/\text{м}, \quad (5.57)$$

$$F_H = 0,038465 + 0,31507 = 0,353535 \text{ м}^2/\text{м}.$$

F_0 – основна поверхня труби

$$F_0 = \pi \cdot d_H, \text{ м}^2/\text{м}$$

$$F_0 = 3,14 \cdot 0,014 = 0,04396 \text{ м}^2/\text{м}$$

E – ступінь ефективності ребра

$$E = \frac{\text{th}(m \cdot h')}{m \cdot h'}, \quad (5.59)$$

$$m = \sqrt{\frac{2\alpha_B}{\delta_p \cdot \lambda_p}}, \text{ 1/м} \quad (5.60)$$

$\lambda_p = 45,4 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ – коефіцієнт теплопровідності сталі; h' – умовна висота ребра.

$$m = \sqrt{\frac{2 \cdot 53,92}{0,0005 \cdot 45,4}} = 68,92 \text{ 1/м}$$

$$h' = \frac{d_H}{2} (\rho' - 1) (1 + 0,805 \lg \rho'), \text{ м}, \quad (5.61)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{s}{d_H} \sqrt{\frac{s_1}{s_2} - 0,2}, \quad (5.62)$$

$$\rho' = 1,28 \frac{0,028}{0,014} \sqrt{1 - 0,2} = 2,29$$

$$h' = \frac{0,014}{2} (2,29 - 1) (1 + 0,805 \cdot \lg 2,29) = 0,0116 \text{ м},$$

$$E = \frac{\text{th}(0,7994)}{0,7994} = 0,83$$

$$\alpha_{\text{в.пр}} = 53,92 \cdot \left(\frac{0,353535}{0,04396} \cdot 0,83 + \frac{0,038465}{0,04396} \right) \cdot \frac{0,014}{0,012} = 475 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку робочого тіла

$$\alpha_a = 0,72 \cdot \sqrt[4]{\frac{r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3 \cdot g}{\mu \cdot d_{\text{вн}} (T_k - T_{\text{ст}})}} = \frac{3952}{\sqrt[4]{T_k - T_{\text{ст}}}} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{До}) \quad (5.63)$$

					<i>КРБ.XУiКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

де g – теплота конденсації, кДж/кг;

ρ – щільність рідини, кг/м³;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості рідини Па • с.

Питомий тепловий потік в апараті з боку робочого тіла

$$q_{aF_{BF}} = 3952(T_k - T_{ct})^{0,75}, \text{ Вт/ м}^2. \quad (5.64)$$

з боку повітря $q_{BF_{BH}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{в.пр}} + \frac{F_{BH}}{F_{BH} + F_H} \sum \frac{\delta}{\lambda}} (T_{ct} - T_B), \text{ Вт/ м}^2$

$$(5.65)$$

де $F_{BH} = \pi \cdot d_{BH} = 3,14 \cdot 0,012 = 0,03768 \text{ м}^2/\text{м}$ – внутрішня поверхня труби

$$\lambda = 385 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} - \text{коефіцієнт теплопров. (ДносТі)} \text{ і } 475 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}} - \text{Труби (МВд)} \text{ м}^2$$

$$\frac{1}{\frac{1}{475} + \frac{0,03768}{0,03768 + 0,353535} \cdot \frac{1}{385}}$$

Таблиця 6.

$T_{ct}, \text{ До}$	$T_k - T_{ct}, \text{ К}$	$q_a, \text{ Вт/м}^2$	$T_{ct} - T_B, \text{ К}$	$q_B, \text{ Вт/м}^2$
309	5,6	14386	7,4	3515
311	3,6	10328	9,4	4465
313	1,6	5622	11,4	5415
314	0,6	2694	12,4	5890

Поверхня теплообміну (внутрішня)

$$F_{BH} = \frac{Q}{q_{F_{BH}}}, \text{ м}^2, \quad (5.66)$$

$$F_{BH} = \frac{223 \cdot 10^3}{5500} = 40,5 \text{ м}^2$$

Загальна довжина обрєбренєх труб

$$L = \frac{F_{BH}}{\pi \cdot d_{BH}}, \text{ м}, \quad (5.67)$$

$$L = \frac{40,5}{0,03768} = 1075 \text{ м}$$

Число секцій

$$a = \frac{L_{\text{общ}}}{L_1}, \quad (5.68)$$

$$a = \frac{1075}{368,18} \approx 3.$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_{\text{ФВВ}} = \frac{q_{\text{ФВВ}}}{\theta_m}, \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}, \quad (5.69)$$

$$\kappa_{\text{ФВВ}} = \frac{5500}{9,7} = 567 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Основні конструктивні розміри апарату. При числі секцій $a = 3$ довжина труб в одній секції:

$$L_1 = \frac{L_{\text{общ}}}{a}, \text{ м}, \quad (5.70)$$

$$L_1 = \frac{1075}{3} = 358 \text{ м}.$$

Живий переріз

$$F_{\text{ж}} = 358 \cdot (0,028 - 0,014) \cdot \left(1 - \frac{0,0005}{0,004}\right) = 4,38 \text{ м}^2.$$

При висоті апарату рівній його ширині число рядів труб по висоті

$$n = \sqrt{\frac{L_1}{s}}, \quad (5.71)$$

$$n = \sqrt{\frac{358}{0,028}} = 113.$$

Температура повітря після конденсатора

$$\Delta T_{\text{в}} = T_{\text{в2}} - T_{\text{в1}} = \frac{Q}{c_p \cdot F_{\text{ж}} \cdot \omega \cdot \rho}, \pm, \quad (5.72)$$

$$\Delta T_{\text{в}} = \frac{223000}{1,06 \cdot 10^3 \cdot 4,38 \cdot 7 \cdot 1,169} = 5,87, \pm.$$

З метою збереження колишнього коефіцієнта теплопередачі доцільно зберегти прийняту швидкість повітря.

Збільшення живого перетину апарату в порівнянні з визначеним в п. 5 повинно зменшити швидкість повітря або змінити ступінь його нагріву.

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

Зменшення перепаду температур на $0,13^\circ$ в порівнянні з прийнятим практичного значення не має.

Аеродинамічний опір. Опір коридорного пучка труб з пластинчастим обребренням по формулі Гоголіна:

$$\Delta p = A \left(\frac{L}{d_{\text{экв}}} \right) (\omega \cdot \rho)^{1,7}, \text{ Па}, \quad (5.73)$$

де $A = 0,007$ для ретельно виготовлених поверхонь.

$$\Delta p = 0,007(20)(7 \cdot 1,169)^{1,7} = 4,989 \text{ мм вод. ст.} \approx 48,9 \text{ Па.}$$

5.4 РОЗРАХУНОК ВИПАРНИКА

До розрахунку приймаємо кожухотрубний випарник горизонтального типу з внутрішньотрубним кипінням холодильного агента. Відсутність хладоносія в трубах забезпечує можливість використання кожухотрубних випарників з внутрішньотрубним кипінням для отримання низьких кінцевих температур хладоносія, не побоюючись його замерзання і можливого розриву труб. Великою гідністю цих випарників, особливо у разі застосування внутрішньообребрених труб, є мала ємкість по хладагенту. Разом з тим мала ємкість і пов'язана з нею мала інерційність апарату на стороні хладагента ускладнюють регулювання живлення випарника. При недостатньому заповненні випарника, коли пара, що виходить, значно перегріта щодо температури кипіння, середні по поверхні коефіцієнти тепловіддачі на стороні пари різко знижуються.

Початкові дані:

Холодовитратність машини Q_0 , кВт.....64

Температура води при вході в апарат t_{w1} , °C.....12

Температура води при виході з апарату t_{w2} , °C.....7

Температура кипіння робочого тіла t_0 , °C.....2

Робоче речовина.....Хладон - 407

Основні розміри мідної труби з внутрішнім обребренням наступні:

Зовнішній діаметр труби $d_{\text{зовн}}$, м.....0,02

Внутрішній діаметр труби $d_{\text{вн}}$, м.....0,017

Зовнішня поверхня $F_{\text{зовн}}$, м²/м.....0,0628

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Внутрішня поверхня $F_{\text{вн}}, \text{ м}^2/\text{м} \dots\dots\dots 0,15838$

Еквівалентний діаметр каналу $d_{\text{екв}}, \text{ м} \dots\dots\dots 0,003$

Коефіцієнт оребрення $\beta \dots\dots\dots 2,52$

Середня логарифмічна різниця температур в апараті

$$\theta_m = \frac{\Delta T}{\ln \frac{T_{w1} - T_0}{T_{w2} - T_0}} \text{ } ^\circ, \quad (5.74)$$

$$\theta_m = \frac{5}{\ln \frac{12-2}{7-2}} = 7,21 \text{ } ^\circ.$$

Масова витрата робочого тіла у випарнику:

$$G_a = \frac{Q_0}{q_0}, \text{ кг/с} \quad (5.75)$$

$$G_a = \frac{176,7}{174} = 1,015 \text{ кг/с}$$

Прийнята швидкість руху рідини (хладону-407), що поступає в труби:

$$\omega = 0,2 \text{ м/с.}$$

Число труб в одному ході апарату:

$$n = \frac{G_a}{f_{\text{ж}} \cdot \omega \cdot \rho}, \quad (5.76)$$

де $f_{\text{ж}} = 1,1724 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – живий перетин однієї труби з внутрішнім оребренням;

$\rho = 586,8 \text{ кг/м}^3$ – щільність рідини при $t_0 = 2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

$$n = \frac{1,015}{1,1724 \cdot 10^{-4} \cdot 0,2 \cdot 586,8} = 73,7$$

Приймаємо $n = 74$. Тоді швидкість рідини

$$\omega = \frac{G_a}{f_{\text{ж}} \cdot n \cdot \rho}, \text{ м/с} \quad (5.77)$$

$$\omega = \frac{1,015}{1,1724 \cdot 10^{-4} \cdot 74 \cdot 586,8} = 0,199 \text{ м/с.}$$

Питомий тепловий потік з боку робочого тіла:

$$q_{\text{ФВВ}} = 0,88 \left(\frac{\omega \cdot \rho}{d_{\text{екв}}} \right) A^{2,5} (T_{\text{ст}} - T_0)^{2,5}, \quad (5.78)$$

де $A = 1,157$ - коефіцієнта, залежного від властивостей робочого тіла і температури кипіння;

$$q_{\text{ФВВ}} = 0,88 \left(\frac{0,199 \cdot 586,8}{0,003} \right)^{0,5} 1,157^{2,5} (T_{\text{ст}} - T_0)^{2,5} = 249,9 (T_{\text{ст}} - T_0)^{2,5},$$

$$q_{\text{ФЗОВН}} = q_{\text{ФВН}} \cdot \beta \quad (5.79)$$

$$q_{\text{ФНар}} = 249,9 (T_{\text{ст}} - T_0)^{2,5} \cdot 2,52 = 629,7 (T_{\text{ст}} - T_0)^{2,5}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку води. Рух теплоносія має складний характер. На одній частині поверхні рідина рухається упоперек труб, на іншій – уподовж. Проте перша частина поверхні переважаюча, тому коефіцієнт тепловіддачі вважається по рівнянню для поперечного обтікання пучка труб

$$Nu = c \cdot Re_{\text{ж}}^m \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,36}. \quad (5.80)$$

При швидкості води $\omega = 0,5$ м/с число Рейнольдса:

$$Re_{\text{ж}} = \frac{\omega \cdot d_{\text{н}}}{\nu}, \quad (5.81)$$

де $\nu = 1,306 \cdot 10^{-6}$ м²/с- коефіцієнт кінематичної вязкості води

$$Re_{\text{ж}} = \frac{0,5 \cdot 0,02}{1,306 \cdot 10^{-6}} = 7657.$$

При $Re_{\text{ж}} = 1 \cdot 10^3 \dots 2 \cdot 10^5$ і шаховому пучку коефіцієнти мають значення:
 $m = 0,6$;

$$c = 0,36 \left(\frac{a}{b} \right)^{0,2}, \quad (5.82)$$

де $a = s_1/d_{\text{зовн}} = 0,03/0,02 = 1,5$ – відносний поперечний крок;

$b = s_2/d_{\text{зовн}} = 0,026/0,02 = 1,3$ – відносний подовжній крок пучка.

$$c = 0,36 \left(\frac{1,5}{1,3} \right)^{0,2} = 0,371,$$

$$Nu = 0,371 \cdot 7657^{0,6} \cdot 9,450,36 = 182,7$$

$$\alpha_{\text{вФВН}} = \frac{Nu_{\text{ж}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{н}}}, \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К}, \quad (5.83)$$

$$\alpha_{\text{вФВН}} = \frac{182,7 \cdot 0,58}{0,02} = 5298,3 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К}.$$

тут $Pr_{\text{ж}} = 9,45$; $\pi = 0,58$ Вт/(м · К) – коефіцієнт теплопровідності води

	[11].								Лист
									44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$\text{Питомий тепловий потік в апараті} \quad q_{\text{вФВН}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\omega}} + \sum \frac{\delta}{\lambda}} \Delta T, \text{ Вт/м}^2 \quad (5.84)$$

де $\sum \frac{\delta}{\lambda} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ - термічний опір стінки і забруднень,

$$q_{\text{вФВН}} = \frac{1}{\frac{1}{5298,3} + 0,3 \cdot 10^{-3}} \Delta T = 2046 \cdot \Delta T, \text{ Вт/м}^2$$

$T_{\text{ст}}, \text{ К}$	$T_{\text{в}} - T_{\text{ст}}, \text{ К}$	$q_w, \text{ Вт/м}^2$	$T_{\text{ст}} - T_0, \text{ К}$	$q_0, \text{ Вт/м}^2$
273	9,5	19437	0	0
274	8,5	17391	1	629,7
276	6,5	13299	3	9816
277	5,5	11253	4	20150

По графіку $q_{\text{ФН}} = 12500 \text{ Вт/м}^2$.

Теплопередаюча поверхня:

$$F_{\text{н}} = \frac{Q}{q_{\text{ФН}}}, \text{ м}^2 \quad (5.85)$$

$$F_{\text{н}} = \frac{223000}{12500} = 17,84 \text{ м}^2$$

Довжина труб:

$$L = \frac{F_{\text{н}}}{\pi \cdot d_{\text{н}}}, \text{ м} \quad (5.86)$$

$$L = \frac{17,84}{3,14 \cdot 0,02} = 284 \text{ м}$$

Конструктивні розміри апарату. При розміщенні труб в один хід довжина апарату

$$l_1 = \frac{L}{n}, \text{ м} \quad (5.87)$$

$$l_1 = \frac{284}{74} = 3,83 \text{ м.}$$

Приймається ходів в апараті $z = 2$, тоді довжина випарника (по трубах)

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

$$l = \frac{l_1}{z}, \text{ м}, \quad (5.88)$$

$$l = \frac{3,83}{2} = 1,915 \text{ м}.$$

Загальне число труб в апараті

$$m = z \cdot n, \text{ шт} \quad (5.89)$$

$$m = 2 \cdot 74 = 148, \text{ шт}.$$

Число рядів труб при розміщенні їх по сторонах шестикутника $z_p = 3$.

Внутрішній діаметр обичайки

$$D_{\text{вн}} = (2 \cdot z_p + 1) \cdot s_1, \text{ м}, \quad (5.90)$$

$$D_{\text{вн}} = (2 \cdot 3 + 1) \cdot 0,03 = 0,21 \text{ м}.$$

Відстань між перегородками по довжині апарату визначається виходячи з живого перетину

$$f'_{\text{ж}} = \frac{V_{\omega}}{\omega} = \frac{Q_0}{c_p \cdot \Delta T_{\omega} \cdot \omega \cdot \rho}, \text{ м}^2, \quad (5.91)$$

$$f'_{\text{ж}} = \frac{223}{4,19 \cdot 7,21 \cdot 0,5 \cdot 1000} = 0,014 \text{ м}^2,$$

$$f'_{\text{ж}} = n_{\text{тр}} \cdot l' (s_1 - d_{\text{н}}), \text{ м}^2, \quad (5.92)$$

де l' - відстань між перегородками по довжині, м;

$n_{\text{тр}}$ - еквівалентне число труб по ширині пучка.

$$n_{\text{тр}} = 1,04 \frac{\sqrt{\pi}}{2} n_{\text{общ}}^{0,5} \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{0,5}, \quad (5.93)$$

$$n_{\text{тр}} = 1,04 \frac{\sqrt{3,14}}{2} 148^{0,5} \left(\frac{0,03}{0,026} \right)^{0,5} = 12,04,$$

$$l' = \frac{f'_{\text{ж}}}{n_{\text{тр}} (s_1 - d_{\text{н}})}, \text{ м}, \quad (5.94)$$

$$l' = \frac{0,014}{12(0,03 - 0,02)} = 0,116 \text{ м}.$$

Число перегородок

$$z' = \frac{l}{l'}, \text{ шт}, \quad (5.95)$$

$$z' = \frac{1,915}{0,116} = 16,5 \text{ шт}.$$

									Лист
									46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>				

Приймаємо число перегородок $z' = 17$ штук.

6 РОЗРАХУНОК ПОВІТРЯНОГО КИШЕНЬКОВОГО ФІЛЬТРУ

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

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

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

Як фільтрувальний матеріал в кишенькових фільтрах застосовуються полотна з гнучких зв'язаних волокон або матеріал з голкопробивними отворами.

Ступінь очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення

$$A_M = ((C_{ВХ} - C_{ВИХ})/C_{ВХ}) \cdot 100\%. \quad (6.29)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр

$C_{ВХ}$, мг/м³ характеризує початкову запилену.

Для чистого повітря $C_{ВХ} = 0,15$ мг/м³.

Обчислимо запилену припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при $A_M = 80\%$

$$C_{ВИХ} = C_{ВХ} - (A_M \cdot C_{ВХ}) / 100, \text{ мг/м}^3 \quad (6.30)$$

$$C_{ВИХ} = 0,15 - (80 \cdot 0,15) / 100 = 0,03 \text{ мг/м}^3.$$

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$УФ = L/F_\phi, \text{ м}^3/\text{год} \cdot \text{м}^2 \quad (6.31)$$

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		47

де F_{ϕ} – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, m^2 ;

$$UF = 17196/18,6 = 924,5 \text{ м}^3/\text{год} \cdot \text{м}^2.$$

Обчислюємо час роботи фільтру

$$\tau_{\phi} = PF \cdot 1000 \cdot \frac{F_{\phi}}{[(C_{\text{вх}} - C_{\text{вих}}) \cdot L]}, \text{ ч}, \quad (6.32)$$

де L – витрата очищується повітря, що проходить через фільтр, $m^3/\text{год}$;

F_{ϕ} – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, m^2 ;

$C_{\text{вх}}, C_{\text{вих}}$ – концентрація маси пилу до і після фільтру, mg/m^3 .

$$\tau_{\phi} = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{18,6}{[(0,15 - 0,03) \cdot 8940]} = 9882,5 \text{ ай}.$$

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_{\phi}}{\tau_{\text{сут}}}, \text{ дней}, \quad (6.33)$$

$$\tau = \frac{9882,5}{8} = 1235,3 \text{ ай}.$$

7 РОЗРАХУНОК ПОВІТРОНАГРІВАЧА

Продуктивність повітронагрівача визначається рівнянням теплового балансу:

$$Q_T = Gc_p(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}) \text{ кВт} \quad (7.19)$$

де G - витрата припливного зовнішнього повітря, що нагрівається, kg/c ;

$c_p = 1.006 \text{ кДж/кг}^\circ\text{C}$ - теплоємність повітря;

$t_{\text{вх}}, t_{\text{вих}}$ - початкова і кінцева температура повітря, що нагрівається, $^\circ\text{C}$

$$Q_{\phi} = 2,98 \cdot 1,006(18 - 10,5) = 22,5 \text{ кВт}.$$

З рівняння теплового балансу виходить, що витрата гарячої води по трубках теплообмінника обчислюється так

$$G_w = \frac{G \cdot c_p \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})}{c_w \cdot (t_{\text{wвх}} - t_{\text{wвих}})} \text{ кг/с} \quad (7.20)$$

де $c_w = 4,19$ - $кДж/кг}^\circ\text{C}$ - теплоємність води;

$t_{\text{wвх}}, t_{\text{wвих}}$ - початкова і кінцева температура гарячої води на вході і

виході з теплообмінника, $^\circ\text{C}$.

$$G_w = \frac{2,98 \cdot 1,006 \cdot (18 - 10,5)}{4,2 \cdot (75,3 - 70)} = 1,01 \text{ кг/с}.$$

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		48

При виборі режимів нагріву повітря необхідно оцінити енергетичну доцільність ухвалюваних рішень. Для такої оцінки рекомендується використовувати метод термодинамічної ефективності процесів. Стосовно режимів нагріву в теплообміннику з нескінченно-розвиненою поверхнею нагріву $F_H = \infty$ повітря з початковою температурою t_{BX} і початковою температурою гарячої води t_{WBX} , максимально-можливий нагрів витрати повітря при теплоємності c_p визначається

$$Q_{f \max} = G \cdot c_p \cdot (t_{WBX} - t_{BX}) \text{ кВт} \quad (7.21)$$

Реальна поверхня теплообмінника F_H завжди менша, а повітря не може бути нагріте до початкової температури гарячої води t_{WBX} . Тому реальний нагрів у повітрянагрівачі визначається

$$Q_T = G c_p (t_{ВЫХ} - t_{ВХ}), \text{ кВт} \quad (7.22)$$

Термодинамічний показник ефективності теплообміну визначається відношенням реального процесу нагріву повітря до максимально можливого

$$\theta_t = \frac{Q_T}{Q_{f \max}} = \frac{t_{ВЫХ} - t_{ВХ}}{t_{WBX} - t_{ВХ}}, \quad (7.23)$$

$$\theta_t = \frac{18 - 10,5}{75,3 - 18} = 0,13$$

Визначуваний показник відносин теплоємностей потоків

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (7.24)$$

$$W = \frac{2,98 \cdot 1,006}{2,07 \cdot 4,19} = 0,34$$

По графіку залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць перенесення тепла: $Nt = 0,2$ [12].

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K} \text{ м}^2 \quad (7.25)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі для обрешеченої стінки, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{С})$.

Коефіцієнт теплопередачі визначуваний для конкретного конструктивного виконання теплообмінника так

$$K = A \cdot (\nu\rho)^{0,37} \cdot \omega^{0,18} \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{С}) \quad (7.26)$$

					<i>КРБ.XViКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

$$K = 23,11 \cdot (2,9 \cdot 1,2)^{0,37} \cdot 1,2^{0,18} = 37,88 \text{ Вт/(м}^2\text{С)}$$

$$F = \frac{0,2 \cdot 2,98 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{37,88} = 15,83 \text{ м}^2.$$

Величина аеродинамічного опору

$$\Delta P_{\text{воз}} = B(\nu \rho)^m \text{ Па} \quad (7.27)$$

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

ν - швидкість повітря;

m – показник ступеня [12];;

ω - швидкість води.

$$\Delta P_{\text{воз}} = 1,034 \cdot (2,9 \cdot 1,2)^{1,81} = 9,88 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір при проходженні води по трубках теплообмінника

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot \omega^{1,69}, \text{ кПа} \quad (7.28)$$

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

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 1,63 \cdot 4 \cdot 0,9^{1,69} = 10,74 \text{ кПа.}$$

8 РОЗРАХУНОК ПОВІТРООХОЛОДЖУВАЧА

Повітроохолоджувачем прийнято називати теплообмінний апарат, призначений для охолодження (а в більшості випадків і для осушення) повітря. Рух повітря в повітроохолоджувачах – примусове.

Процес охолодження і осушення повітря в повітроохолоджувачі протікає в наступній послідовності: у перших рядах по ходу повітря охолоджується при постійному вмісту вологи; найбільш інтенсивне охолодження повітря відбувається в нижній частині ребрення в місцях, де ребра примикають до поверхні трубок, по яких проходить холодна вода; у тих рядах повітроохолоджувача, де охоложене повітря зустрічається з поверхнею ребрення, що має температуру нижче за точку роси потоку повітря, починається процес конденсації вологи з повітря; найбільша конденсація вологи матиме місце в останніх рядах повітроохолоджувача, де проходить найбільш холодна вода. По висоті ребра інтенсивність вологи буде різною. Найбільша інтенсивність випадання вологи

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

має місце у підстави ребра і знижується по його висоті. На виході з повітроохолоджувача при перемішуванні частини охолодженого повітря і частини осушеного повітря у підстави оребрення, отримуємо суміш з відносною вологістю порядку 90 %.

Для розрахунків використовуємо побудову умовного процесу охолодження і осушення, яке проводиться шляхом з'єднання прямою лінією точок початкового і кінцевого стану повітря.

Продуктивність повітроохолоджувача визначається рівнянням теплового балансу

$$Q_{\bar{o}} = G(h_i - h_e), \quad (8.1)$$

де G - витрата зовнішнього повітря, кг/с;

h_n, h_k - початкова і кінцева ентальпія охолоджуваного повітря, °С.

$$Q_{\bar{o}} = 2,98 \cdot (51 - 30) = 62 \text{ кВт}$$

З рівняння теплового балансу виходить, що витрата холодної води по трубках теплообмінника обчислюється так

$$G_w = \frac{G \cdot (h_i - h_e)}{c_w \cdot (t_{w_{\text{вх}}} - t_{w_{\text{вих}}})} \text{ кг/с} \quad (8.2)$$

де $c_w = 4.19$ - кДж/кг°С- теплоємність води;

$t_{w_{\text{вх}}}, t_{w_{\text{вих}}}$ - початкова і кінцева температура холодної води на вході і виході з теплообмінника, °С.

$$G_w = \frac{2,98 \cdot (51 - 30)}{4,19 \cdot (12 - 7)} = 0,76 \text{ кг/с.}$$

Теплотехнічний показник ефективності теплообміну визначається так

$$\theta_t = \frac{t_n - t_k}{t_n - t_{w_{\text{вх}}}}, \quad (8.3)$$

$$\theta_t = \frac{37,5 - 22,7}{37,5 - 7} = 0,485.$$

Визначуваний показник відносин теплоємностей потоків

$$W = \frac{G \cdot c_p}{G_w \cdot c_w}, \quad (8.4)$$

$$W = \frac{2,98 \cdot 1,006}{0,76 \cdot 4,19} = 0,94.$$

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

По графіку залежності для теплотехнічної ефективності знаходимо показник числа одиниць перенесення тепла: $Nt = 0,83$ [12].

Знаходимо необхідну поверхню теплообмінника

$$F = \frac{N_t \cdot G \cdot c_p}{K} \text{ м}^2. \quad (8.5)$$

де: K – коефіцієнт теплопередачі для обрешеної стінки, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{С})$.

Коефіцієнт теплопередачі визначається для конкретного конструктивного виконання теплообмінника так

$$K = A \cdot (\nu\rho)^{0.37} \cdot \omega^{0.18} \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{С}) \quad (8.6)$$

$$K = 20,94 \cdot (6 \cdot 1.2)^{0.37} \cdot 1,3^{0.18} = 45,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{С})$$

$$F = \frac{0,83 \cdot 2,98 \cdot 1,006 \cdot 10^3}{45,6} = 54,6 \text{ м}^2.$$

Величина аеродинамічного опору обчислюється за формулою:

$$\Delta P_{\text{воз}} = B(\nu\rho)^m. \quad (8.7)$$

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

ν - швидкість повітря;

m – показник ступеня [12];

ω - швидкість води.

$$\Delta P_{\text{воз}} = 7,962 \cdot (6 \cdot 1,3)^{1,55} = 71,74 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір при проходженні води по трубках теплообмінника визначається по формулі

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot l_{\text{хода}} \cdot \omega^{1,69}, \text{ кПа}, \quad (8.8)$$

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

$$\Delta P_{\omega} = 1,968 \cdot 1,63 \cdot 9 \cdot 1,3^{1,69} = 44,9 \text{ кПа.}$$

9 РОЗРАХУНОК ПАРОВОЗВОЛОЖУВАЧА

Підбираємо паровий зволожувач по витратам пари та його тиску. Для цього необхідно знайти потрібну кількість пари, що йде на зволоження повітря.

$$G'_n = 0,001 \cdot G'_v \cdot \Delta d, \text{ кг/с}; \quad (9.1)$$

	G'_v – витрати	повітря, кг/с;						Лист
								52
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				

Δd – потрібне підвищення вологовмісту повітря, кг/с;

$$G'_n = 0,001 * 2,98 * (5,6 - 4,1) = 0,0044 \text{ кг/с};$$

Витрата пари через зволожувач:

$$G_n = 1,1 * G'_n, \text{ кг/с}; \quad (9.2)$$

Збільшуємо об'єм пари на 10 % для обліку часткової конденсації пари безпосередньо на виході з отворів трубки зволожувача.

$$G_n = 1,1 * 0,0044 = 0,00484, \text{ кг/с};$$

Абсолютний тиск вологої насиченої пари, що йде на зволоження повітря, складає $p_1 = 0,361$ МПа, а міра сухості пари $X_1 = 0,95/1,0$. Пара з такими параметрами проходить через діафрагму, внаслідок чого його тиск знижується приблизно до $p_2 = 0,103$ МПа і він стає перегрітим.

Діаметр отвору в діафрагмі визначається на підставі закономірностей виділення пари, досвіду проектування і випробувань парових зволожувачів :

$$d_0 = 45.1 * (v_1/p_1)^{0,25} * G_n^{0,5}, \text{ мм}; \quad (9.3)$$

V_1 – питомий об'єм пари, м³/кг;

$$V_1 = RT_1/p; \quad (9.4)$$

$$V_1 = (462 * 413) / 3,61 * 10^5 = 0,53 \text{ м}^3/\text{кг};$$

Рівняння отримане для вказаного діапазону початкових параметрів пари і відповідних показників політропи процесу виділення, в середньому приймаємих $n = 1,02$.

$$D_0 = 45.1 * (0.53/0.361)^{0.25} * (0,00484)^{0.5} = 3,48 \text{ мм};$$

Виділення водяної пари з отворів в зволожувальній трубці в повітряний потік при перепаді тиску від $p_2 = 0.103$ МПа до $p_3 = 0,098$ МПа, необхідна площа отворів :

$$f_{i \partial a} = \frac{10^6 \cdot G_i}{2 * \frac{n}{n-1} * \frac{P_2}{v_2} * \left[\left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{2/1,02} - \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n+1}{n}} \right]}; \quad i \quad i^2 \quad (9.5)$$

V_2 – питомий об'єм пари після діафрагми, м³/кг;

$$V_2 = RT/P_1 = 462 * 413 / 1,03 * 10^5 = 1,85 \text{ м}^3/\text{кг}$$

$$f_{i\partial a} = \frac{10^6 \cdot G_i}{2 \cdot \frac{1,02}{1,02-1} \cdot \frac{0,103 \cdot 10^6}{1,85} \cdot \left[\left(\frac{0,098 \cdot 10^6}{0,103 \cdot 10^6} \right)^{2/1,02} - \left(\frac{0,098 \cdot 10^6}{0,103 \cdot 10^6} \right)^{\frac{1,02+1}{1,02}} \right]} = 6,87; i \cdot i^2$$

Враховуючи, що $n_2 = 1,02$, $p_2 = 0,103$ МПа, $p_3 = 0,098$ МПа, а також зважаючи на зміну питомого об'єму v_2 пари перед отворами залежно від вологості і тиску дросельованої в діафрагмі пари, з погрішністю не більше 3 - 5 % можна визначити площу отворів:

$$f_{\text{отв}} = (7,2 - 7,6) 10^3 \cdot G_n, \text{ мм}^2; \quad (9.6)$$

$$f_{\text{отв}} = 0,4 \cdot 10^3 \cdot 0,0044 = 1,93 \text{ мм}^2;$$

Кількість отворів :

$$N_{\text{отв}} = f_{\text{отв}} / 0,7 \cdot d_{\text{отв}} \cdot d_{\text{отв}} = 1,93 / 0,785 \cdot 3 \cdot 3 = 2 \text{ шт} \quad (9.7)$$

Приймаємо 2 отвори.

Отвори розташовуються по утворюючої трубки з кроком 10-12 мм. Довжину трубок приймають конструктивно по ширині потоку повітря.

10 РОЗРАХУНОК ШУМОПОГЛИНАЧА

У системах кондиціювання повітря і вентиляції, на нагнітальній і всмоктуючій сторонах системи розподільника повітря часто встановлюються шумоглушники. Джерелом аеродинамічного шуму є установки вентиляторів. Крім того, шум створюється при русі повітря у повітроводах, каналах і розподільниках повітря. Спектр аеродинамічного шуму установок вентиляторів складається майже зі всіх частот діапазону від 63 до 8000 Гц. Акустичний розрахунок системи повітророзподілення проводиться по кожній октаві частот. Система шумопоглинання проектується по максимальному значенню необхідної довжини шумопоглинача [10].

Мета акустичного розрахунку системи шумопоглинання полягає у визначенні:

- максимального необхідного значення шуму;
- кількості пластинчастих або загальної довжини трубчастих шумопоглинача;
- аеродинамічного опору поглинача.

1) Загальний рівень звукової потужності аеродинамічного шуму вентилятора для всмоктуючої сторони.

$$L_{p.общ.} = L + 25 \lg \cdot 0.1 \cdot H + 10 \lg \cdot Q + \sigma; \text{ (дБ)} \quad (10.1)$$

де L – критерій галасливості, залежний від типу і конструкції вентилятора (дБ);

Q – об'ємна витрата вентилятора ($\text{м}^3/\text{с}$);

H – повний тиск створюване вентилятором ($\text{кгс}/\text{м}^2$);

σ - поправка на режим роботи вентилятора ,дБ.

$$L_{p.общ.} = 41 + 25 \lg \cdot 0,1 \cdot 150 + 10 \lg \cdot 6,6 + 2 = 79.3, \text{ дБ}$$

2) Визначаємо активні рівні звукової потужності шуму вентилятора, що випромінюється в мережу:

$$L_{p.в.} = L_{p.общ.} - \Delta L_1 + \Delta L_2, \text{ дБ}; \quad (10.2)$$

де ΔL_1 - поправка, що враховує розподіл звукової потужності вентилятора по октавних смугах, дБ, і що приймається залежно від типу вентилятора і частоти обертання;

ΔL_2 - поправка, що враховує акустичний вплив приєднання воздуховода до вентилятора, дБ;

$$L_{p.в.}^{63} = 79.3 - 1 + 6 = 84.3 \text{ ,дБ}$$

$$L_{p.в.}^{125} = 79.3 - 1.5 + 2 = 79.8 \text{ ,дБ}$$

$$L_{p.в.}^{250} = 79.3 - 6 + 0.5 = 73.8 \text{ ,дБ}$$

$$L_{p.в.}^{500} = 79.3 - 9 + 0 = 70.3 \text{ ,дБ}$$

$$L_{p.в.}^{1000} = 79.3 - 8 + 0 = 71.3 \text{ ,дБ}$$

$$L_{p.в.}^{2000} = 79.3 - 6 + 0 = 73.3 \text{ ,дБ}$$

$$L_{p.в.}^{4000} = 79.3 - 4.5 + 0 = 74.8 \text{ ,дБ}$$

$$L_{p.в.}^{8000} = 79.3 - 4 + 0 = 75.3 \text{ ,дБ}$$

3) Визначаємо октавні рівні звукового тиску, що створюється одним джерелом шуму.

$$L = 10 \lg B - \Delta - 6, \text{ Äá}; \quad (10.3)$$

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

де B – постійна приміщення з джерелом шуму в даній октавній смузі;_

Δ - поправка на розташування джерела (звуку) шуму.

В даному випадку $\Delta = 0$ оскільки джерело шуму розташоване вище за робочу зону.

$$B = \mu \cdot B_{1000 M^2} \quad (10.4)$$

де B_{1000} – постійна приміщення на частоті 1000 Гц;

μ - постійний частотний множник.

$$B = 0,5 \cdot 700 = 350 M^2$$

$$L_{\bar{a}} = 10 \lg 350 - 0 - 6 = 19,5, \text{ дБ}$$

$$L_{\bar{e}, \phi, i} = 10 \lg n + 5 = 23,5, \text{ дБ}$$

де n – загальне число джерел шуму, що приймаються в розрахунках;

$$\Delta L_{\bar{a} \bar{e}, \phi, i} = L_{\bar{e}, \phi, i} - L_{\bar{a}} - L_i + L_{\bar{e}, \phi, i}, \text{ дБ} \quad (10.5)$$

Таблиця 7 - Результати розрахунків для кожної середнегеометрической частоти октавних смуг.

определ. величина	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_e	41	41	41	41	41	41	41	41
$eL1$	1	1.5	6	9	8	6	4.5	4
$eL2$	6	2	0.5	0	0	0	0	0
$L_{p, \text{общ.}}$	79.3	100	100	100	100	100	100	100
$L_{\text{доп. окт.}}$	78	70	60	55	50	45	42	40
L_p	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44	19.44
$L_{i, \text{ш.п.}}$	23.5	23.5	23.5	23.5	23.5	23.5	23.5	23.5
$eL_{\text{гл. тр.}}$	31.13	39.13	49.13	54.13	59.13	64.13	62.13	64.0

4) Визначаємо кількість пластинчастих шумоглушників:

$$n_m = \frac{L_{mp}}{E} \quad (10.6)$$

$$n_m = \frac{64.13}{15} = 4.3 ;$$

де E – ефективність прийнятого шумоглушника;

Приймаємо загальну довжину 5м.

5) Визначаємо гідравлічний опір шумоглушника

$$\Delta H = \left(\zeta + \lambda \cdot \frac{L}{d_{\text{гидр.}}} \right) \cdot \frac{\rho V^2}{2} \quad (10.7)$$

де ζ - сумарний коефіцієнт місцевого опору, віднесений до швидкості повітря в живому перетині глушника %;

λ - коефіцієнт тертя, Вт/м²;

L – довжина глушника, м;

ρ - щільність повітря, кг/м³;

d_{г.} - гідравлічний діаметр каналу пластинчастого глушника, м.

$$d_{\text{г.}} = \frac{2AH}{A + H}, \text{ м} \quad (10.8)$$

$$d_{\text{г.}} = \frac{2 \cdot 0.4 \cdot 1}{0.4 + 1} = 0.57, \text{ м}$$

де A - відстань між пластинами, м;

H - висота глушника, м.

$$\Delta H = \left(0.64 + 0.03 \cdot \frac{5}{0.57} \right) \cdot \frac{1.26 \cdot 6.85^2}{2} = 22, \text{ кПа};$$

11 ОХОРОНА ПРАЦІ

Вивчення і виявлення можливих причин виробничих нещасних випадків, професійних захворювань, аварій, вибухів, пожеж, розробка заходів і вимог, направлених на усунення цих причин дозволяє створити безпечні і сприятливі умови для праці людини. Комфортні і безпечні умови праці – один з основних чинників тих, що впливають на продуктивність і безпеку праці, здоров'я працівників.

Охорона праці – це комплекс правил і заходів, призначених для забезпечення максимально безпечних умов праці, а також що забезпечують мінімальний збиток при аварії або пожежі.

У свою чергу, охорона праці використовує досягнення в таких областях наукових досліджень, як "Гігієна праці", "Промислова санітарія", "Ергономіка", "Технічна естетика", "Техніка безпеки" і ін.

Завдання охорони праці – звести до мінімальної вірогідності поразки або захворювання комфорту, що працює з одночасним забезпеченням, при

									Лист
									57
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КРБ.ХВиКП.1.487-03.2.17				

максимальній продуктивності праці.

Даним об'єктом є офісне приміщення, в якому знаходиться система керування кондиціонером. При експлуатації, ремонті і наладці персонал повинен бути захищений від поразки електричним струмом.

ЕЛЕКТРОБЕЗПЕКА УСТАТКУВАННЯ

Електробезпека – система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливої і небезпечної дії електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики. 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 і нещасних випадків показує, що на долю поразки електричним струмом доводиться на виробництві до 40%, в енергетиці – до 60%; велика частина поразки (до 80%) відбувається на електроустановках напругою до 1000 В (110 – 380 В).

КЛАСИФІКАЦІЯ ПРИМІЩЕННЯ ПО СТУПЕНЮ НЕБЕЗПЕКИ ПОРАЗКИ ЕЛЕКТРИЧНИМ СТРУМОМ.

Залежно від умов, що підвищують або знижують небезпеку поразки людини електричним струмом, всі приміщення діляться на приміщення з підвищеною небезпекою, особливо небезпечні і без підвищеної небезпеки.

До приміщень з підвищеною небезпекою відносяться приміщення з підвищеною вологістю (більше 75%) або високою температурою (вище 35°C). За наявності струмопровідних пилу і підлоги, а також за наявності можливості одночасного дотику до елементів, сполучених із землею, і металевих корпусів електроустаткування, приміщення відноситься до класу підвищеної небезпеки.

Приміщення з високою відносною вологістю (близькою до 100%), хімічно активним середовищем або наявності односно двох або більше умов, відповідних приміщенням з підвищеною небезпекою, називають особливо небезпечними.

У приміщеннях без підвищеної небезпеки відсутні всі вищезгадані

умови

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

Проте небезпека поразки електричним струмом існує усюди, де використовуються електроустановки, тому приміщення без підвищеної небезпеки не можна назвати безпечними.

До особливо небезпечних відносяться механічні, ковальські, гальванічні, термічні цехи, компресорні і водонасосні станції, приміщення для зарядки акумуляторів і таке інше. По ступеню небезпеки електроустановки поза приміщеннями прирівнюються до електроустановок, що експлуатуються в особливо небезпечних приміщеннях.

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ЗАЗЕМЛЕННЯ УСТАТКУВАННЯ

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

Розглянемо захисне заземлення і проведемо розрахунок системи штучного заземлення.

Головне призначення захисного заземлення – знизити потенціал на корпусі електроустаткування до безпечної величини.

Захисним заземленням називається навмисне електричне з'єднання із землею металевих неструмопровідних частин, які можуть опинитися під напругою. Корпусу електричних машин, трансформаторів, світильників, апаратів і інші металеві нетокопровідні частини можуть опинитися під напругою при замиканні їх токопровідних частин на корпус. Якщо корпус при цьому не має контакту із землею, дотик до нього також небезпечний, як і дотик до фази. Таким чином, безпека забезпечується шляхом заземлення корпусу заземлювачем, що має малий опір заземлення і малий коефіцієнт напруги дотику.

Опір системи заземлення в мережах до 1000 В повинно бути не більше 4 Ом ($R_m \leq 4$). Для сухого піску $\rho_{cn} = 250 \text{ Ом} \cdot \text{м}$.

d – діаметр одного заземлювача, $d = 0,04 \text{ м}$;

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

L – довжина одного заземлювача, $L = 2,5$ м;

L' – відстань між заземлювача, $L' = 6,9$ м;

t_0 глибина траншеї $t_0 = 0,5$ м;

ψ - кліматичний коефіцієнт, що враховує сезонні коливання опору ґрунту $\psi = 1,7$ []

$$t = t_0 + \frac{L}{2}$$

$$t = 0,5 + \frac{2,5}{2} = 1,75 \text{ м.}$$

Визначаємо розрахункове значення опору ґрунту:

$$\rho_{\delta i \zeta \delta} = \rho_{ci} \cdot \psi$$

$$\rho_{\delta i \zeta \delta} = 250 \cdot 1,7 = 425 \text{ Ом} \cdot \text{м} .$$

Визначаємо опір одного вертикального електроду:

$$R_a = \frac{\rho_{\delta i \zeta \delta}}{2 \cdot \pi \cdot L} \cdot \left[\ln \frac{2 \cdot L}{d} + \frac{1}{2} \cdot \ln \left(\frac{4 \cdot t + L}{4 \cdot t - L} \right) \right];$$

$$R_a = \frac{425}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,5} \cdot \left[\ln \frac{2 \cdot 2,5}{0,04} + \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{4 \cdot 1,75 + 2,5}{4 \cdot 1,75 - 2,5} \right) \right] = 140,75 \text{ Ом.}$$

Визначаємо число вертикальних заземлювачів:

$$n = \frac{R_{\theta}}{R_m};$$

$$n = \frac{140,75}{4} = 35,18 \text{ шт.}$$

Округляємо отримане число заземлювачів до найближчого стандартного значення (2,4,6,10,20,40,60,100): $n = 40$ шт.

Визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_c = \frac{R_{\theta}}{n \cdot \eta_b},$$

де η_b -коефіцієнт використання вертикального заземлювача, $\eta_b =$

1(табл.19)[1] за умови, що заземлювачі розміщені в ряд.

$$R_c = \frac{140,75}{40 \cdot 1} = 3,52 \text{ Ом.}$$

Визначаємо довжину горизонтального електроду:

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$L_{\bar{a}} = (n-1) \cdot L;$$

$$L_{\bar{a}} = (40-1) \cdot 6,9 = 269,1 \text{ м.}$$

Визначаємо опір горизонтального заземлювача:

$$R_{\bar{z}} = \frac{\rho_{расч}}{2 \cdot \pi \cdot L_{\bar{z}} \cdot \eta_r} \cdot \ln \left(\frac{L_{\bar{z}}^2}{10 \cdot d} \right)$$

η_r – коефіцієнт використання горизонтального заземлювача, $\eta_r = 1$ (таб.

20) [1] за умови, що заземлителі розміщені в ряд.

$$R_{\bar{a}} = \frac{425}{2 \cdot 3,14 \cdot 269,1 \cdot 1} \cdot \ln \left(\frac{269,1^2}{0,5 \cdot 0,04} \right) = 3,8 \text{ Ом.}$$

Визначаємо опір системи заземлення:

$$R_{ссу} = \frac{R_c \cdot R_{\bar{z}}}{R_c + R_{\bar{z}}};$$

$$R_{ссу} = \frac{3,52 \cdot 3,8}{3,52 + 3,8} = 1,83 \text{ Ом.}$$

Висновок: отримали захисне заземлення менше 4 Ом, отже, виконані розрахунки вірні.

КЛАСИФІКАЦІЯ ВИРОБНИЦТВА ПО СТУПЕНЮ ВИБУХОВОСТІ, ВИБУХОВОПОЖЕЖНІЙ І ПОЖЕЖНІЙ НЕБЕЗПЕЦІ.

Категорія виробництва по пожежній небезпеці в значній мірі визначає вимоги до будівлі, його конструкцій і планування, організацію пожежної охорони і її технічну оснащеність, вимоги до режиму і експлуатації.

Відповідно до Сніп II-2-80 всі виробництва діляться по пожежній, вибуховій і вибуховопожежній небезпеці на наступні категорії:

Категорія А – вибуховопожежонебезпечні; до цієї категорії відносяться виробництва, в яких застосовуються горючі гази з нижньою межею займання 10% і нижче, рідини з температурою спалаху до 28 °С включно за умови, що вказані гази і рідини можуть утворювати вибухонебезпечні суміші в об'ємі, що перевищує 5% об'єму приміщення; речовини, які здатні вибухати і горіти при взаємодії з водою, киснем повітря або один з одним; такими виробництвами є багато хто забарвлення цехи, об'єкти з наявністю зріджених газів і так далі

										Лист
										61
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Категорія Б – вибуховопожежонебезпечні; до цієї категорії відносяться виробництва, в яких використовуються горючі гази, нижня межа займання яких вище 10%, а також рідини з температурою спалаху вище 28 °С і до 61 °С включно або нагріті до температури спалаху і вище; запальні пил або волокна, нижня концентраційна межа займання яких 65 г/м³ і нижче, за умови, що вказані гази, рідини і пил можуть утворювати вибухонебезпечні суміші в об'ємі, що перевищує 5% об'єму приміщення.

Категорія В – пожежонебезпечні; до цієї категорії відносяться виробництва, в яких застосовуються рідини з температурою спалаху вище 61 °С і запальні пил або волокна, нижня межа займання яких більше 65 г/м³, тверді речовини, що згорають, і матеріали, здатні тільки горіти, але не вибухати при контакті з повітрям, водою або один з одним.

Категорія Г – до цієї категорії відносяться виробництва, в яких використовуються негорючі речовини і матеріали в гарячому, розжареному або розплавленому стані, а так само тверді речовини, рідини і гази, які спалюються або утилізувалися як паливо.

Категорія Д – це виробництва, в яких обробляються негорючі речовини і матеріали в холодному стані (цехи холодної обробки матеріалів і так далі).

Категорія Е – вибухонебезпечні; до цієї категорії відносяться виробництва, в яких застосовуються вибухонебезпечні речовини (горючі речовини без рідкої фази і вибухонебезпечний пил) в такій кількості, при якій можуть утворюватися вибухонебезпечні суміші в об'ємі, що перевищує 5% об'єму повітря в приміщенні, і в якому за умовами технологічного процесу можливий тільки вибух (без подальшого горіння); речовини, здатні вибухати (без подальшого горіння) при взаємодії з водою, киснем повітря або один з одним.

Наш об'єкт відповідає категорії Д

ПОЖЕЖНА ПРОФІЛАКТИКА

Поняття пожежної профілактики включає комплекс заходів, необхідних для попередження виникнення пожежі або зменшення її наслідків. Під активним пожежним захистом розуміються заходи, що забезпечують

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

успішну боротьбу з виникаючими пожежами або вибухонебезпечною ситуацією.

Заходи щодо пожежної профілактики розділяються на організаційні, технічні, режимні і експлуатаційні.

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію машин, правильний зміст будівель, територій, протипожежний інструктаж робочих і службовців, пожежно-технічні комісії і так далі.

До технічних заходів відносяться: дотримання протипожежних правил, норм при проектуванні будівель, при пристрої електропроводів і устаткування, опалювання, вентиляції, освітлення.

Заходи режимного характеру - це заборона куріння в не встановлених місцях, виробництва зварювальних і інших вогняних робіт в пожежонебезпечних приміщеннях і так далі.

Експлуатаційними заходами є своєчасні профілактичні огляди, ремонти, випробування технологічного устаткування.

ПОЖЕЖНА АВТОМАТИЧНА СИГНАЛІЗАЦІЯ

Застосування автоматичних засобів виявлення пожеж є одним з основних умов забезпечення пожежної безпеки в машинобудуванні, оскільки дозволяє оповістити черговий персонал про пожежу і місце його виникнення.

Пожежні сигнальні перетворюють неелектричні і фізичні величини (випромінювання теплової і світлової енергії, рухи частинок диму) в електричні, які у вигляді сигналу певної форми прямують по проводах на приймальну станцію. За способом перетворення пожежні сигнальні підрозділяють на параметричні, такі, що перетворюють неелектричні величини в електричні за допомогою допоміжного джерела струму, і генераторні, в яких зміну неелектричної величини викликає поява власної ЕДС.

Залежно від того, який з параметрів газоповітряного середовища викликає спрацьовування пожежного сигнального, вони бувають: теплові, світлові, димові, комбіновані, ультразвукові.

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

По виконання пожежні сигнальні ділять на: нормального виконання, вибухобезпечних, іскробезпечних, герметичних; за принципом дії – максимальні і диференціальні.

Принцип дії теплових сигнальних полягає в зміні електропровідності тіл, контактної різниці потенціалів, феромагнітних властивостей матеріалів, зміни лінійних розмірів твердих тіл, фізичних параметрів газів і так далі .Теплові

сигнальні максимальної дії спрацьовують при певній максимальній температурі. Недоліком цих сигнальних є залежність чутливості від навколишнього середовища.

Димові сигнальні ділять на фотоелектричні і іонізаційні.

Фотоелектричні сигнальні (ІДФ-1М, ДП-1) працюють на принципі розсіювання частинками диму теплового випромінювання. Іонізаційні сигнальні використовують ефект ослаблення іонізації повітряного міжелектродного проміжку димом.

СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОЇ ПОЖЕЖОГАСІННЯ І ПЕРВИННІ ЗАСОБИ ПОЖЕЖОГАСІННЯ

До установок автоматичного водяного пожежогасіння відносять спринклерні і дренчерні установки.

Спринклерна установка є розгалуженою, заповненою водою системою труб, обладнаною спринклерними головками. Вихідні отвори спринклерних головок закриваються легкоплавкими замками, які при дії певної температури (замки розраховані на 345, 366, 414, 455 К) розпаюються, і вода з системи під тиском виходить з отвору головки і зрошує конструкції приміщення і устаткування в зоні дії спринклерної головки.

Дренчерні установки є системою трубопроводів, на яких розташовані спеціальні головки, – дренчери, з відкритими вихідними отворами діаметром 8, 10, 12.7 мм лопатевого або розеткового типу, розраховані на зрошування до 12 метрів площі підлоги. Дренчерная головка з подовжніми щілинами дозволяє рівномірно окропити 210 м² площі підлоги, якщо вона розташована над підлогою на висоті 5.2 м; головка з гвинтовими щілинами

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

τ — час пожежогасінні, 0,5 години (30 хв).

$$V_{іг} = \frac{1,1 \cdot 1 \cdot 129,6 \cdot 0,5}{1000} \cdot 3600 = 256,6 \text{ м}^3.$$

Висновок: для гасіння пожежі в заданому приміщенні необхідний запас води $V_{нз} = 256,6 \text{ м}^3$

ОСВІТЛЕННЯ ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕНЬ

При освітленні виробничих приміщень використовують природне, штучне і суміщене освітлення. Штучне освітлення здійснюється електричними лампами. Суміщене освітлення, застосовується в світлий час доби при недостатньому природному освітленні і є природне плюс штучне освітлення.

Основне завдання освітлення на виробництві – створення якнайкращих умов для бачення. Цю задачу можливо вирішити тільки освітлювальною системою, що відповідає наступним вимоги:

- освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру зорової роботи;
- необхідно забезпечити достатньо рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні, а також в межах навколишнього простору;
- на робочій поверхні повинні бути відсутніми різкі тіні;
- величина освітленості повинна бути постійною в часі;
- необхідно вибирати оптимальну спрямованість світлового потоку;
- слід вибирати необхідний спектральний склад світла;
- всі елементи освітлювальних установок – світильники, освітлювальні мережі – повинні бути достатньо довговічними, електробезпечними, а також не повинні бути причиною виникнення пожежі або вибуху.

При роботі за дисплеєм освітленість визначається мінімальним об'єктом розрізнення – шириною лінії рукописного або друкарського тексту. Для даного виду роботи нормована освітленість складає 300 люкс.

Ретельний і регулярний догляд за установками природного і штучного освітлення має важливе значення для створення раціональних умов освітлення, зокрема, забезпечення необхідних величин освітленості без

додаткових витрат електроенергії.

									Лист
									66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17

У установках з люмінесцентними лампами і лампами ДРЛ необхідно стежити за справністю схем включення (не повинно бути видимих оку мигань ламп), а також пускорегулюючих апаратів.

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ОСВІТЛЕННЯ

Розрахувати систему освітлення для приміщення $a \times b \times z = 9 \times 2 \times 3,6$ м.

Тип джерела світла – люмінесцентна лампа, система освітлення – загальна, світильник типу ПВЛП.

Забезпечення рівномірного розподілу джерела досягається в тому випадку, якщо відношення відстані між центрами світильників до висоти їх підвісу над робочою поверхнею складає певне число для характерного типу світильників $\left(\frac{L}{H_p} = 1.5\right)$.

Висота робочої поверхні $h_n = 0,06$ м.

Висота світильника над робочою поверхнею $H_p = 2.8 - 0.06 - 0.8 = 1.94$ м.

L – відстань між центрами світильників, $L = 1,5 \cdot 1,94 = 2,91$ м.

Визначаємо кількість світильників:

$$N = \frac{a \cdot b}{L^2}$$

$$N = \frac{5 \cdot 6}{2,91^2} = 2,13 \text{ шт.}$$

Приймаємо 2 світильники.

Для визначення коефіцієнта використання світлового потоку визначимо індекс приміщення:

$$i = \frac{a \cdot b}{H_p \cdot (a + b)},$$

$$i = \frac{2 \cdot 9}{1,94 \cdot (2 + 9)} = 0,84.$$

Визначуваний коефіцієнт використання світлового потоку по таблиці №4 [1], при $P_n = 50\%$, $P_c = 30\%$ $\eta = 34,56\%$.

Визначуваний світловий потік однієї лампи:

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot z \cdot k \cdot 100}{N \cdot \eta},$$

де Φ – світловий потік ламп;

									Лист
									67
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

КРБ.ХВиКП.1.487-03.2.17

E_n – нормована мінімальна освітленість, $E_n=200$ лк (таб.3[1]);

S – освітлювана площа, $S = a \cdot b = 9 \cdot 2 = 18$ м²;

z – коефіцієнт нерівномірності освітлення, $z=1,1$;

k – коефіцієнт запасу, $k=1,5$ (таб.3[1]);

$$\hat{O} = \frac{200 \cdot 18 \cdot 1,1 \cdot 1,5 \cdot 100}{2 \cdot 34,56} = 8593,75 \text{ лм.}$$

Для вибору лампи використовуємо таблицю №5 [1]. Приймаємо установки ПВЛП лампи ЛБ30 в кількості 4 штук зі світловим потоком $\Phi=2100$ лм.

У практиці допускається відхилення потоку вибраної лампи від розрахункового до $-10+20\%$, інакше вибирають іншу схему розташування мережі.

$$\Delta = \frac{8593,75 - 4 \cdot 2100}{8593,75} \cdot 100 = 2,2 \%$$

Визначаємо потужність всієї освітлювальної системи:

$$P = N \cdot n \cdot P_l,$$

де N – кількість світильників;

n – кількість ламп в світильнику;

P_l – потужність даної лампи.

$$P = 2 \cdot 4 \cdot 30 = 240 \text{ Вт.}$$

Висновок: При виборі освітлювальних приладів використовуються світильники ЛПО, оснащені 4 лампами ЛБ30. Світильників- 2 шт.

12 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ОЦІНКА НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ РОЗРОБКИ НОВОЇ ТЕХНОЛОГІЇ, НОВОГО ОБЛАДНАННЯ ТА ІНШИХ ІННОВАЦІЙ

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

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

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

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

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

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

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

$$O_{НТЕ} = K^{\Phi}_{НТЕ} / K^{\Pi}_{НТЕ} \quad , \quad (12.1)$$

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

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

Значення показника $K^{\Phi}_{НТЕ}$ визначають на основі шкали експертних оцінок (табл. 8).

		Таблиця 12.1			<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Шкала експертних оцінок для виміру рівня науково-технічної ефективності проектів

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

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

Проведення оцінки

Визначають $K^{\phi}_{НТЕ}$ на основі експертної оцінки науково-технічного рівня розробки.

З цією метою:

– розробляють перелік специфічних показників, необхідних для виміру науково-технічного рівня розробки;

									Арк.
									70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>				

- формують групу аналогів, які реалізовані на світовому і вітчизняному ринках;
- здійснюють відповідні розрахунки для співставлення показників і визначення балів по таблиці 9.

До числа специфічних показників відносять:

- для нової техніки: продуктивність, споживання інженерних ресурсів на виробітку одиниці продукції, потреба в робочих, які обслуговують обладнання, експлуатаційні витрати на одиницю продукції;
- для нових матеріалів і речовин: вміст корисних речовин для виробітки готової продукції, питома вага відходів у загальному обсязі переробленої сировини, вартість одиниці ... нового матеріалу;
- для нових технологій: якість виробленої продукції, енергоємність і трудомісткість продукції, собівартість одиниці продукції.

З метою спрощення визначення $K^{\Phi}_{НТЕ}$ у табл. 2 не введено показника витрат на одиницю продукції.

Таблиця 9

Порівняльні показники для виконання оцінки НТЕ

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

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

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$НТЕ = \sum B_i \times K_i^3, \quad (12.2)$$

де $i = 1 \div 4$,

B_i – бали (рейтингове число),

K – коефіцієнт значущості показників.

Рівень науково-технічної ефективності НДДКР розраховано на основі наведених даних прикладу (табл. 10).

Таблиця 10

Експертна оцінка і розрахунок величини інтегрального показника НТЕ

№	Групи показників	Рейтинг експертів			Середня за експертними оцінками	НТЕ
		1	2	3		
1	Науково-технічний рівень	8	8	9	8,33	2,91 (8,33 x 0,35)
2	Перспективність	6	7	6	6,33	2,21 (6,33 x 0,35)
3	Потенційний масштаб практичного використання	4	5	5	4,67	0,93 (4,67 x 0,20)
4	Ступінь вірогідності досягнення позитивних результатів	7	8	7	7,33	0,73 (7,33 x 0,10)
В С Ь О Г О						6,78

$$НТЕ = 8,33 \cdot 0,35 + 6,33 \cdot 0,35 + 4,67 \cdot 0,2 + 7,33 \cdot 0,1 = 2,91 + 2,21 + 0,93 + 0,73 = 6,78$$

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

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

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

На основі даних табл. 3.3 можна дійти до висновку, що $K_{НТЕ}$ відповідає 67,8 %, тобто:

$$\frac{6,78}{10} \cdot 100 = 67,8 \% .$$

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

– цілком достатній 5,0 – 6,0;

										Арк.
										72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17					

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

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

Таблиця 11

Капітальні вкладення на СКП

Найменування устаткування:	Кількість одиниць:	Оптова ціна за одиницю, грн.	Загальна вартість устаткування, грн.
Чиллер DAIKIN EWAQ 180	1	218200.0	518200.0
Центральний кондиціонер (індивідуального виконання)	1	30000.0	60000.0
Розподільники повітря: ЗАПН 675×675	11	240.0	8480.0
ЗАПН 675×675	8	230.0	
Воздуховоди:	-	-	9000.0
Канальний вентилятор	1	2000.0	2000.0
РАЗОМ:			463680.00
Транспортні витрати:	-	-	46368.
Витрати на монтаж і пуско-налагоджувальні раб.:	-	-	69552.0
Вклади на будівництво			6168
Витрати на проектування			65920
РАЗОМ			998688.00

Таблиця 12 – Техніко-економічні показники проєкту

ПОКАЗНИК	ЗНАЧЕННЯ
Холодопродуктивність, кВт	64
Споживана електроенергія, кВт·год	41
Капіталовкладення, грн	998688
Експлуатаційні витрати, грн./рік	482059,68
Приведені витрати, грн./рік	461611
Термін окупності СКП, років	2,5

13 ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ

Основи захисту робітників кафе від факторів НС та забезпечення СКП

Забезпечення захисту населення і території у разі загрози і виникнення надзвичайних ситуацій є одним з найважливіших завдань ЦО.

Актуальність проблеми забезпечення природно-техногенної безпеки населення і території обумовлена тенденціями зростання втрат людей і шкоди територіям, які заповдіюються природними явищами, промисловими аваріями і катастрофами. Ризик надзвичайних ситуацій природного і техногенного характеру неухильно росте.

Захист населення і територій є системою загальнодержавних мір, які реалізуються центральними і місцевими органами виконавчої влади, виконавськими органами рад, органами управління по питаннях надзвичайних ситуацій і цивільного захисту, підлеглими ним силами і засобами підприємств, організацій незалежно від форм власності, добровільними формуваннями, які забезпечують виконання організаційних, інженерно-технічних, санітарно-гігієнічних, протиепідемічних і інших мір у сфері попередження і ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій.

Погрози життєво важливих інтересів громадян, держави, суспільства діляться на зовнішні і внутрішні, і виникають під час надзвичайних ситуацій техногенного і природного характеру і військових конфліктів.

Принципи захисту впливають з основних положень Женевської конвенції відносно захисту жертв війни і додаткових протоколів до неї, можливого характеру військових дій, реальних можливостей держави відносно освіти матеріальної бази захисту.

З метою захисту населення, зменшення витрат і шкоди економіці у разі виникнення надзвичайних ситуацій повинен проводитися спеціальний комплекс мір:

– сповіщення і інформування, яке досягається передчасним створенням і підтримкою в постійній готовності загальнодержавної, територіальних і об'єктних систем сповіщення населення;

– спостереження і контроль за навколишнім середовищем, продуктами харчування і водою забезпечуються створенням і підтримкою в постійній готовності загальнодержавних і територіальних систем спостереження і контролю з включенням в них існуючих сил і способів контролю незалежно від впорядкованості;

– укриття в захисних спорудах, якому підкоряється все населення відповідно до приналежності (робоча зміна, населення, яке проживає в небезпечних зонах і т. д.), досягається створенням фонду захисних споруд;

– евакуаційні методи, які проводяться в містах і інших населених пунктах, які мають об'єкти підвищеної небезпеки, а також у військовий час, основним способом захисту населення є евакуація його в неміській зоні;

– інженерний захист проводиться з метою виконання вимог по питаннях забудови міст, будови будівель, інженерних споруд і др.;

– медичний захист проводиться для зменшення ступеня ураження людей, своєчасного надання допомоги пострадавшим і їх лікування, забезпечення епідемічного благополуччя в районах надзвичайних ситуацій;

– біологічний захист включає своєчасне виявлення осередків біологічного ураження, їх характеру і масштабів, проведення комплексу адміністративно-господарських, режимно-обмежуючих і спеціальних протиепідемічних і медичних мір;

– радіаційний і хімічний захист включає заходи щодо виявлення і оцінки радіаційної і хімічної обстановки, організацію і здійснення дозиметричного і хімічного контролю, розробка типових режимів радіаційного захисту, забезпечення засобами індивідуального захисту, організацію і проведення

спеціальної обробки.

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		75

Підготовка захисних заходів повинна проводитися ще в мирний час на всій території країни і в обов'язковому порядку. Об'єм і характер цих заходів визначаються у кожному конкретному випадку з урахуванням особливостей окремих районів країни і об'єктів народного господарства, а також вірогідності поразки їх ядерною, хімічною або бактеріологічною зброєю.

У сучасних умовах захист населення здійснюється шляхом проведення комплексу заходів, що включають три способи захисту: 1) укриття людей в захисних спорудах; 2) розосередження і евакуацію; 3) забезпечення індивідуальними засобами захисту.

Основним способом захисту є укриття людей в захисних спорудах, але надійна і повніший захист забезпечується поєднанням всіх цих способів з урахуванням конкретної обстановки.

Захисні споруди цивільної оборони по своєму призначенню і захисним властивостям діляться на притулки (споруди, призначені для захисту людей від зброї масового ураження) і протирадіаційні укриття (захисні споруди, що забезпечують захист людей, що переховуються в них, від зараження радіоактивними речовинами і від радіоактивного опромінювання в зонах радіоактивного зараження місцевості).

Притулки класифікуються по захисних властивостях, по місткості, по місцю розташування, по забезпеченню фільтро-вентиляційним устаткуванням, за часом зведення. У містах притулки будуються, як правило, подвійного призначення, які використовуються в мирний час для потреб народного господарства, а у військове – для укриття людей. Притулки винні: забезпечувати захист людей, що переховуються в них, від всіх вражаючих чинників ядерного вибуху, отруйливих речовин, бактеріологічних засобів і теплової дії при пожежах; будуватися на ділянках місцевості, що не піддаються затопленню; мати входи і виходи з тим же ступенем захисту, що і основні приміщення, а на випадок завалу їх – аварійні виходи; мати вільні підходи, де не повинно бути горючих або сильно димлячих матеріалів; крім того, мати основні приміщення заввишки не менше 2,2 м і рівень підлоги, лежачий вище за рівень ґрунтових вод не менше як на 20 см. Притулок вводиться в експлуатацію тільки

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

після приймання комісією, що діє відповідно до «Інструкції по прийманню і експлуатації притулків цивільної оборони». На кожен притулок складається план, картка прив'язки притулку і схема шляхів евакуації людей з притулку.

Протирадіаційні укриття ділять на групи по ступеню захисту від радіоактивного опромінювання (ступені ослаблення

випромінювання). Це можуть бути укриття, завчасно побудовані в мирний час, укриття, що зводяться з місцевих матеріалів у військовий час, споруди господарського призначення (льогу, підпілля, овочесховища), пристосовані під укриття, і звичайні житлові будови.

Розосередження – організований вивіз (вивід) і розміщення в заміській зоні робочих і службовців підприємств і організацій, що продовжують роботу в містах і важливих об'єктах, розташованих поза цими містами. Евакуація – це

організований вивіз (вивід) робочих і службовців підприємств, організацій і установ, що припиняють або переносять свою діяльність в заміську зону, а також непрацездатного і не зайнятого у виробництві населення.

Розосередження і евакуація проводяться по особливому розпорядженню. Штаби ГО об'єктів отримують це розпорядження встановленим порядком.

Індивідуальні засоби захисту призначені для захисту людини від радіоактивних і отруйливих речовин і бактерійних засобів. По своєму призначенню вони діляться на засоби захисту органів дихання і засобу захисту шкіри. За принципом захисту індивідуальні засоби захисту діляться на фільтруючі і ізолюючі.

При оголошенні загрози нападу все населення повинне бути забезпечене індивідуальними засобами захисту і містити їх в постійній готовності.

Особовий склад формувань ГО об'єктів народного господарства, а також всі робочі і службовці отримують індивідуальні засоби захисту безпосередньо на своїх підприємствах.

У разі тимчасового відселення (евакуації) для видачі засобів радіаційного і хімічного захисту забезпечення ними проводиться на місці нового розташування. При різкій зміні ситуації (аварії на залізниці і т. п.), яка не дозволяє своєчасно доставити засобу захисту з складів області, використовуються засоби захисту, які є в наявності на підприємствах

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		77

«Пелюстка»), камера захисна дитяча КЗД-4 (для захисту грудних дітей), прості засоби захисту органів дихання (протизапорошена тканинна маска, ватяно-марлева пов'язка).

Засоби захисту шкіри можуть бути ізолюючі (загальновійськовий захисний комплект, легкий захисний костюм Л-1, захисний комбінезон, гумові чоботи, рукавички і підшоломник) і фільтруючі (комплект одягу ЗФО-58, що фільтрує). До підручних засобів захисту шкіри відносяться звичайний одяг і взуття.

Проведений аналіз даного розділу дозволяє зробити висновок, що захист населення від факторів надзвичайних ситуацій є головним завданням цивільної оборони. Завчасне проведення організаційних, інженерно-технічних, та інших заходів максимально знизить результати впливу уражаючих факторів і створить сприятливі умови для швидкої ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій. У сучасних умовах захист населення здійснюється шляхом проведення комплексу

заходів. Основними способами захисту є сповіщення і інформування, а також укриття людей в захисних спорудах, але надійний і повніший захист забезпечується поєднанням всіх способів з урахуванням конкретної обстановки.

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Баркалов Б.В. Кондиціонування повітря в промислових, суспільних і житлових будинках. -М: Стройіздат, 1971
2. Липа А.И. Основи теорії й сучасні технології обробки повітря. -Одеса 2003: ОГАХ, 175 с.
3. Баркалов Б.В, Карпіс Е.Е. Кондиціонування повітря в житлових і суспільних будинках. - М: Стройіздат, 1971. -265с.
4. Kibert C. Construction Ecology. Nature as the basis for green buildings. [Spon press]. Canada, 2007. 328 p.
5. Дячук О. «Утилізація тепла і енергоефективність систем вентиляції»
6. Енергоефективність будівель. Розрахунок енергоспоживання при опаленні та охолодженні [Текст]: ДСТУ Б EN ISO 13790:2011.– На заміну ГОСТ 26629.85; чинний з 01.01.2013. – К. : НДІБК, 2011. – 229 с.
7. Development of a data model for consumption analysis and prediction of large-scale commercial building / [Fangting Song, Yi Jiang, Anne Le Mouel and other] // Building Simulation, 2007. - P. 1601-1609.
8. Проектування. Настанова з розроблення та складання енергетичного паспорта будинків при новому будівництві та реконструкції [Текст]. ДСТУ Н Б А.2.2.5:2007.– Уведено вперше ; чинний від 2008.07.01. – К. : Мінрегіонбуд України, 2008. – 44 с.
9. ДБН В.2.2-9:2018 – Громадські будинки та споруди.
10. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – Чинні від 01.01.2014. – Київ: Укрархбудінформ, 2013. – V, 141 с.
11. ДСТУ Б EN 15251:2013. Розрахункові параметри мікроклімату приміщень для проектування та оцінки енергетичних характеристик будівель по відношенню до якості повітря, теплового комфорту, освітлення та акустики. – Чинні від 01.01.2013. – Київ: Укрархбудінформ, 2012. – 71 с.
12. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія. – Чинні від 01.11.2011. – Київ: Укрархбудінформ, 2011. – IV, 123 с.
13. Липа А. И. Кондиціонування повітря: теоретичні основи / А. И.

		Липа. – Одеса, ВМВ, 2015. – 607с				Лист
						80
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

14. Белова Е.М. Системи кондиціонування повітря з чилерами і фанкойлами / Белова Е.М. – М.: Євроклімат, 2003р. – 400.
15. Семенов Ю.В. Системи кондиціонування повітря з поверхневими повітроохолоджувачами / М. : ТЕХНОСФЕРА, 2014 р. - 272 с.
16. Павленко В. М., Ткаченко Д. О. Оцінювання ефективності використання рекуператора в системах вентиляції офісних приміщень – 2018р.
17. Е.В. Стефанов «Вентиляція і кондиціонування повітря», 2005 р
18. Ратушняк Г. С. Експлуатація систем тепlopостачання та вентиляції / Г. С. Ратушняк, Г. С. Попова. – Вінниця : ВДТУ, 2001. – 122 с
19. І.А. Пономарчук. Вентиляція та кондиціонування повітря: Навчальний посібник/ Пономарчук І.А., Волошин О.Б. – Вінниця: ВНТУ, 2004.- 121с.
20. Вентиляція офісу - як це виглядає. – Режим досупу: <https://ventportal.com/ua/node/528>
21. Вентиляція і кондиціонування повітря. – Режим досупу: <https://buklib.net/books/35231/>
22. EN 13779:2007. Ventilation for non-residential buildings – Performance requirements for ventilation and room-conditioning systems.
23. Кондиціонування та вентиляція повітря Е. Г. Братута, А. М. Ганжа, О. В. Круглякова, В. В. Чубарова Харків : НТУ «ХПІ», 2009. 128 с.

					<i>КРБ.ХУіКП.1.487-03.2.17</i>	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		