ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ

ФАКУЛЬТЕТ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ТЕХНІКИ ТА ІНЖЕНЕРНОЇ МЕХАНІКИ

КАФЕДРА ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК І КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

Пояснювальна записка
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
на тему: «Будівництво цеху з переробки молока у продукти із незбираного молока у м. Южний із застосуванням інноваційних технологій систем охолодження»

Частина 2
на тему: «Проєкт системи технологічного кондиціювання повітря з застосуванням інноваційних технологій цеху з переробки молока м.Южний»

Здобувача Березюк Д. В.

2 курсу ЕН-141ск- групи

Керівник к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.

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

к.т.н.доц. Когут В. О.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 01 червня 2023 р. протокол № 10.

Завідувач кафедри ХУіКП _____ Михайло ХМЕЛЬНЮК
(назва кафедри) (підпис)

Одеса – 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техики та інженерної механіки
Кафедра	Холодильних установок і кондиціювання повітря
Ступень вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціювання повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.
«___» _____ _____ р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Березюк Денис Володимирович
(прізвище, ім'я, по батькові)

ЗАГАЛЬНА

1. Тема роботи: «Проєкт системи технологічного кондиціювання повітря з застосуванням інноваційних технологій цеху з переробки молока м.Южний».

Затверджена наказом академії від 03.10.2022 р. наказ № 689-03.

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи: 01.06.2023

3. Вихідні дані роботи: м. Южне, промислове підприємство, температура повітря в приміщенні в літку 18^oC, температура повітря в приміщенні в зимку 18^oC, температура зовнішнього повітря 28^oC.

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

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

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н.доц. Жихарєва Н.В.	01.05.2022	01.06.2023

7. Дата видачі завдання: 01.09.2022

Керівник _____ Жихарєва Н.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Березюк Д.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ.	03.03-09.03	Виконано
2.	Загальна характеристика підприємства та технології виробництва продукції	10.03-13.03	Виконано
3.	Обладнання системи кондиціювання повітря та інших в молочних цехах та підсобних приміщенях, а також більш детально про процесси кондиціювання повітря	14.03-28.03	Виконано
4.	Розрахунок процесів літнього та зимового кондиціювання повітря	02.04-14.04	Виконано
5.	Вибір і розрахунок аппаратів центральної системи кондиціонування повітря	15.04-25.04	Виконано
6.	Розрахунок та підбір основного оболаднання кодиціювання повітря	26.04-07.05	Виконано
7.	Охорона праці	08.05-20.05	Виконано
8.	Висновки	21.05-27.05	Виконано

Здобувач – дипломник _____ Березюк Д.В.

Керівник роботи _____ Жихарєва Н.В.

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

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

Здобувач-дипломник Березюк Денис Володимирович _____

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота бакалавра «Проєкт системи технологічного кондиціювання повітря з застосуванням інноваційних технологій цеху з переробки молока м.Южний» складається з: 81-сторінки тексту, 12-рисунків, 23-таблиці, 16 посилань на літературні джерела».

У даній кваліфікаційні роботі розроблена система технологічного кондиціювання повітря з застосуванням інноваційних технологій цеху з переробки молока м.Южний. Підібрана центральна система кондиціювання повітря з підвищенною фільтрацією КЦКПА та в ній інноваційні повітронагрівач з обводним каналом та повітроохолоджувач. Основна задача : підтримка параметрів в молочному цеху

В роботі проведений розрахунок процесів кондиціювання повітря для збереження виробництва холоду: вибір розрахункових параметрів внутрішнього й зовнішнього повітря для технологічного кондиціювання та проведений ; розрахунок тепловологісного навантаження ; обґрунтування вибору і підбір обладнання для технологічного кондиціювання повітря.

Ключові слова: системи кондиціювання, система кондиціювання, повітроохолоджувач, повітронагрівач теплоутилізатор.

ANNOTATION

The bachelor's qualification work "Technological air conditioning system project with the use of innovative technologies of the Yuzhny milk processing shop" consists of: 81 pages of text, 12 figures, 23 tables, 16 references to literary sources.

In this qualification work, a technological air conditioning system was developed using innovative technologies of the milk processing plant in Yuzhny. A central air conditioning system with enhanced KCCPA filtration and an innovative air heater with a bypass channel and an air cooler are selected. The main task: maintenance of parameters in the dairy shop

In the work, the calculation of air conditioning processes to preserve cold production is carried out: the selection of calculation parameters of internal and external air for technological conditioning is carried out; calculation of heat and humidity load; justification of the choice and selection of equipment for technological air conditioning.

Key words: air conditioning systems, air conditioning system, air cooler, air heater, heat exchanger.

ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП……..…….2

1.ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ПІДПРИЄМСТВА ТА ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА ПРОДУКЦІЇ……..….....4

1.1. Загальні відомості про підприемство…...…….……...……....4

1.2. Фізико-географічна характеристиа обьекту...…….…..6

1.3. ІСНУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА МОЛОКА ТА МОЛОЧНОЇ ПРОДУКЦІЇ…….……...…7

2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП…...10

3 ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ..……..……...…….13

4. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ……....14

4.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря……..14

4.2 Розрахунок загальних теплоприпливів у приміщенні ……..…15

4.3 Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огородження для теплого періоду року …….....16

4.4 Визначення витрати повітря систем кондиціонування повітря…….……30

5 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ……...38

6 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ……42

6.1 Підбір центрального кондиціонера.……...……...…42

6.2 Розрахунок поверхневого повітронагрівача 1-го підігріву…….....44

6.3 Розрахунок поверхневого повітронагрівача 2-го підігріву……....47

6.4 Пластинчастий повітря-повітряний теплоутилізатор…….49

6.5 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру……...……..52

7 ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ …...55

8 ОХОРОНА ПРАЦІ……...…60

9 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ……74

11. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАННОЇ ЛІТЕРАТУРИ……..…...……...79
10. ВИСНОВКИ……..81

ВСТУП

Технологічне кондиціонування повітря- це надання йому і автоматична підтримка необхідних тепловологісних якостей для технології виробництва молока . При цьому в теплий и холодний період року в приміщенні можна підтримувати параметри повітря, вологості та швидкості розподілу процесу.

Більшість технологічних процесів відбуваються в повітряному середовищі. З одного боку повітря може бути сировиною, з іншого боку він визначає параметри довкілля, в якому відбуваються виробничі процеси. Повітря так само грає важливу роль при виготовленні харчової продукції,. Так само в повітряному середовищі відбувається життєдіяльність людини. Нарешті повітря є поширеною робочою речовиною багатьох машин і установок.

Актуальність теми:

Системі кондиціювання з використанням інноваційних технологій у цеху з переробки молока є актуальною та значущою темою у сільскому господарстві та харчовій промисловості. Ці системи є інтегрованим підходом до створення оптимальних умов зберігання та обробки молока, з метою покращення якості продукції, енергоефективності та оптимізації процесів. Впровадження інноваційних технологій у системи кондиціювання молока також сприяє дотриманню стандартів бепеки та гігієни, а також забезпечує екологічну стійкість у процесі переробки молока.

Мета роботи: Проєкт системи технологічного кондиціювання повітря для цеху переробки молока у м. Южний.

Задачі дослідження:

- спроектувати систему кондиціювання повітря для цеху переробки молока у м. Южний;
- дослідити існуючі системи кондиціювання повітря, проаналізувати можливі варіанти більш сучасного обладнання та обрати найбільш досконалу систему кондіціювання повітря;
- зробити еколого-економічне обґрунтування обладнання; - розглянути охорону праці та пожежну безпека на підприємстві.

Об’єкт дослідження:

Цех з переробки молока у продукти із незбираного молока у м. Южний.

Предмет дослідження

Проектування та будівництво цеху з переробки молока у продукти із незбираного молока у м. Южний із застосуванням інноваційних технологій холодильної промисловості.

Методи дослідження: робота виконувались завдяки методу аналізу та синтезу для узагальнення літературних джерел та виявлення напрямків досліджень; аналітичний метод при виборі найбільш досконалої системи кондиціювання; математичні розрахунки, які використані при еколого-економічному обґрунтуванні запропонованих технічних рішень роботи.

1.ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ПІДПРИЄМСТВА ТА ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА ПРОДУКЦІЇ

1.1 Загальні відомості про підприємство

ТОВ «» засновано у 2023 року в м.Южний , Одеського району, Одеської області.

Підприємство сформувалось за рахунок будівництва різних цехів.

Проектною потужністю запланована переробка до 50 тонн молока на добу.(45т)

Юридична адреса підприємства – , Одеська область , Одеський район, м. Южне .

Напрямками діяльності підприємства є: - виробництво молока, сиру, масла, кисломолочних продуктів; - оптова торгівля молочними продуктами, харчовими оліями та жирами.

Асортимент і плановий річний обсяг виробництва продукції ТОВ «молокозавод» наведено в таблиці 1.1.

№	Назва продукції(10т)	Кількість продукції, т / рік
1	Кефір 0% жирності	254
2	Кефір 2,5% жирності	254
3	Йогурт 2,8% жирності	762
4	Ряжанка 3,2% жирності	254
5	Сметана 15% жирност і	381
6	Сметана 20% жирності	406,4
7	Сир кисломолочний 0 % жирності	76,2
8	Сир кисломолочний 5% жирності	76,2
9	Сир кисломолочний 10% жирності	76,2
10	Всього:	2540

Сировинні розрахунки

Асортимент продукції в запроєктованому цеху ,т/зм:

6.Молоко пастеризоване масовою часткою жиру 2,5 % в пакетах Брик-Пак по 1000см^3. -10.

7.Кефір масовою часткою жиру жиру 1,5 % в пакетах Брик-Пак по 500см^3.-13.

N	Асортимент продукції	Маса готового продукту, т	Маса молока базисної жирності, кг	Витрата основної сировини					Витрата допоміжної сировини	
				Молоко з масовою часткою жира, %				Вершки 20%	Цукор	СЗМ
				3,4	2,5	1,5	0,05			
1	Молоко 2,5 % в Брик-Пак	10	10630	-	1043	-	-	-	-	-
2	Кефір 1,5 % в Брик-Пак	13	14585,41	-	-	13035,1	-	-	-	-
3	Ряжанка 4 % в п/с стаканчиках	10	9664,6		-	-		362,4	-	-
4	Біфідойогурт 2,5 % в Пюр-Пак	7	6897,28		-	-	3220,8	-	565,9	275,9
5	Сметана 20% п/с встаканчиках	2,33	-	-	-	-	-	2339,57	-	
	Всього	42,33	41777,27	12675,6	10043	13035,1	3220,8	2702	565,9	275,9
				41676,5						

8.Біфідойогурт масовою часткою жиру жиру 2,5 % в пакетах Пюр-Пак по 500см^3.-7.

9.Ряжанка масовою часткою жиру жиру 4 % в полістиролових стаканчиках по 400см^3.-10.
10.Сметана масовою часткою жиру жиру 20 % в пакетах Брик-Пак по 400см^3.Вершки від нормалізації.
Молоко базисної жирності

1.2 ФІЗИКО-ГЕОГРАФІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ

Підприємство знаходиться в південно-західній частини Одещини. Клімат волого-континентальний, близько до субтропічного, теплий, достатньо вологий. Територія розташовується в степовій області, засадженна умовно-природніми та антропогенними лісами. На території спостерігаються степи, степна рослинність.

На підвищеннях спостерігається деревно-чагарниковий ярус, що займає 10% території. Частково з'являється нестабільний рослинний покрив, що пов'язаний з наявністю значної кількості видів із широкою екологічною амплітудою. Щодо зоогеографічного районування України, територія підприємства відноситься до Дністровсько-Бузької приділянки та степу, Європейської степової провінції.

Тваринний світ характеризується появою степових видів, однак зональні риси на території проявляються дуже сильно. На досліджуваній ділянці не спостерігаються види тварин, птахів та комах, що охороняються на державному та регіонально рідкісні види. Поблизу даної ділянки не спостерігаються об'єкти природо-заповідного фонду України, як загальнодержавного так регіонального значення .

Кліматичні особливості регіону досить сприятливі для росту та розвитку багатьох видів рослин та тварин. Середньомісячна температура протягом 2023 року вказана в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 - Температурна характеристика області дослідження

(середньорічна температура,℃)

Місяць	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Темпера-тура	-0.5	-0.2	3.5	9.4	15.6	20	22.6	22.3	17.2	11.6	5.7	1.1

Коефіцієнти, що визначають умови розсіювання забруднюючих речовин в атмосферу становлять: - коефіцієнт стратифікації атмосфери , А=195; - коефіцієнт рельєфу місцевості μ=1; Абсолютний мінімум температури за багаторічний термін складає -30 ℃, абсолютний максимум 40 ℃, середньомісячна температура найбільш жаркого місяця 32.5 ℃, найбільш холодного місяця –15.6℃ .

Кількість атмосферних опадів для даної території наведено в таблиці 1.2.1

Місяць	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Опади	34	37	32	27	36	49	47	39	41	35	40	38

Середньомісячна відносна вологість складає: для січня – 83%, для липня-66%, річна -75%.

Влітку, в основному, північно-західні вітри, у холодний період – східного напряму. У будь-яку пору року вітри помірні чи слабкі.

В даній географічній області, спостерігається недостатнє зволоження. За рік випадає близько – 488 мм опадів.

1.3 ІСНУЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ ВИРОБНИЦТВА МОЛОКА ТА МОЛОЧНОЇ ПРОДУКЦІЇ

Технології виробництва молока та молочної продукції

Молоко — це біологічна рідина, секрет молочної залози ссавців. Воно забезпечує молодий організм всіма необхідними поживними, мінеральними і біологічно активними речовинами і є одним з основних продуктів харчування людини та сировиною для виробництва різних молочних продуктів.

Таблиця.1.3 Вміст жиру та калорійність молока та молочних продуктів

Продукт	Вміст жиру, %	Енергетичність(калорійність) ккал/кг
Молоко		
коровяче незбиране	3,7	672
коровяче збиране	0,05	348
овече	5,9	683
козяче	4	1150
Кефір	3,2	560
Вершки 10	10	1173
Вершки 20	20	2101
Сметана	30	3028
Кисломолочний сир(жирний)	18	2371
Масло вершкове солодке	83	7777
Бринза	20	2598
Голландський сир (твердий)	25	3411
Молоко незбиране згущене з цукром	8,8	3450
Сироватка (кисла)	0,07	191
Маслянка	0,30	351

Процес виробництва молока та кисломолочних продуктів складається з декількох дуже важливих етапів, і їх неякісне виконання може призвести до неналежної якості всієї продукції. Молоко – дуже примхлива сировина для виробництва, оскільки, після його отримання, необхідно якнайшвидше охолодити сировину до температури 4°С, в інакшому випадку, за 2-3 години воно втратить свої корисні властивості, при проникненні шкідливої мікрофлори.

Всі види молока, відповідно до чинного законодавства, мають відповідати відповідно до стандарту ДСТУ 3662: 2018 «Молоко - сировина коров'яче. Технічні умови».

Використовують системи центрального кондиціювання для великих приміщень та об'єктів.

Системи центрального кондиціювання компонуються з окремих конструктивних та функціональних блоків. Функціональні блоки центрального кондиціювання служать для реалізації процесів обробки, змішування потоків, зміни витрати, переміщення повітря. Для доведення стану зовнішнього повітря до стану припливного повітря в залежності від періоду року його необхідно очистити від пилу, нагріти або охолодити, зволожити або осушити, при необхідності змішати у певному співвідношенні з рециркуляційним повітрям, розподілити по двох або кількох потоках, забезпечити переміщення по мережі повітроводів.

Згідно з технологічною схемою обробки повітря "центральний кондиціонер" комплектується функціональними технологічними блоками (повітряні клапани, фільтри, повітронагрівачі, повітроохолоджувачі, теплообмінники для регенерації теплоти повітря, що видаляється, блоки зволоження, блоки тепломасообміну, вентиляційні блоки, шумоглушники) і конструктивні .

Конструктивні блоки необхідні для монтажу, обслуговування та ремонту технологічних блоків. При компонуванні центрального кондиціонера їх кількість прагнуть зменшити або поєднати функціональний блок з конструктивним з метою скорочення габаритів установки, а також будівельної площі.

Крім охолодження або нагрівання, система центрального кондиціювання може вентилювати, очищати та зволожувати повітря.

2.ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ТИПУ СКП

Техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) - це розрахунок економічної доцільності здійснення проекту, заснований на порівняльній оцінці витрат і результатів ефективності використання, а також строку окупності вкладень. ТЕО - це виваженість кожного Вашого кроку в реалізації задуманого.

Укладенню капіталу передує підготовка техніко-економічного обґрунтування (ТЕО) інвестиційного проекту. В інвестиційному процесі цьому етапу відводиться значне місце, адже чим більше вірогідної та грамотно оформленої інформації про підприємство (проект) одержить інвестор, тим менший ризик чекає на нього на етапі реалізації проекту. Крім того, до початку інвестування потрібен досить тривалий період переговорів, експертиз, узгоджень, перевірок та переперевірок, предметом яких є ТЕО і які здійснюються майже всіма суб'єктами інвестиційної діяльності. Розроблення та реалізація виробничого інвестиційного проекту проходить тривалий шлях від ідеї до будівництва та експлуатації об'єкта. Цей період розглядається як життєвий цикл інвестиційного проекту.

СКП необхідна для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежних від зовнішніх впливів (температури, вологовмісті, випромінюванні) і внутрішніх (теплоприпливи від устаткування, від людей, освітлення), які б сприяли створенню мікроклімату в приміщенні, необхідного по санітарно-гігієнічних нормах для нормального функціонування людського організму.

Основні економічні вимоги до проекту полягають в наступному: мінімальна вартість устаткування і будівельно-монтажних робіт, тривалий

термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла і особливо дорогого холоду.

СКП комфортного призначення розраховуються на підтримку параметрів повітря в приміщеннях, що кондиціонують, оптимальних для самопочуття

людей, що знаходяться в них. Параметри визначаються умовами тепло- і влагообмена, які, у свою чергу залежать від характеру виконуваної ними роботи, нервової напруги, одягу, а також температури, вологості і швидкості руху довколишнього повітря і інших чинників.

При виборі параметрів повітря в приміщенні необхідно враховувати, що вартість устаткування і експлуатація СКП невиправдано збільшиться, якщо вибрані значення температури і відносної вологості будуть завищені для холодного періоду року і занижені для теплого.

Як установка кондиціонування був вибраний центральний кондиціонер фірми ВЕЗА (типоразмер по каталогу КЦКП 10А з підвищеною фільтрацією). До складу установки входять фільтри на припливному та витяжному потоці повітря, блоки повітрянагрівачів , живлений від централізованої системи теплопостачання з параметрами теплоносія 90ºС / 70ºС. Також встановлена форсункова камера зволоження , пластинчатий тепло утилізатор, блоки вентиляторів і блоки шумоглушіння . Всі блоки забезпечені системами автоматики, що входять до складу установки.

Джерелом холодопостачання служать чилер (фірми TRAINE типоразмер по каталогу CGA 150) з повітряним охолоджуванням конденсатору встановленого на даху приміщення. У комплект з чилерам також входить встроєний гідромодуль.

У приміщення по результатам теплового розрахунку подається розрахункова кількість зовнішнього повітря що відповідає санітарним нормам. Викид відпрацьованого повітря виконується через тепло утилізатор , витяжною системою . У приміщення повітря подається по герметичним воздуховодам в ізоляції. Повітрярозподіл в приміщенні здійснюється розподільниками повітря компанії ” Арктос „ при дотриманні необхідних параметрів повітряного середовища і рухливості повітря в робочій зоні. У даному випадку вибрані розподільники повітря марки ВМС – вентиляційні

решітки з вертикальними подвижними пластинами, з можливість роздачі великих витрат повітря .

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

3. ОСНОВНІ ВИХІДНІ ДАНІ ПРОЕКТУ

Характеристика будівельних конструкцій :

Місцезнаходження об'єкту – місто Южне

Найменування об'єкту – “молокозавод”

Географічна широта - 47°.

Визначаємо необхідну товщину теплоізоляції стін та покрівлі.

Початкові дані:

Місто : Южне

$t_н$=28°С, $h_н$=67,5 кДж/кг.

Параметри у приміщенні: $t_в$=18°С, $\varphi_в$ =40%.

Висота приміщення: 5,5 м.

Напрямок фасаду : Захід

Стіна: штукатурка δ=25 мм; залізобетон δ=100мм; пінополіуритан δ=90 мм, штукатурка δ=25 мм.

Кровля: безгорищне покриття: залізобетона плита δ=100 мм; Пінополіуритан δ=160мм;

вирівнюючий слой (цементно-пісчаний) δ=20 металлочерепиця δ=1 мм.

Визначаємо необхідну товщину термоізоляції стін:

Стіни виконані з таких матеріалів:

штукатурка δ = 25 мм; λ = 0,7 Вт/(м · К);

залізобетон δ = 100 мм; λ = 2,04 Вт/(м · К); …….?

штукатурка δ = 25 мм; λ = 0,7 Вт/(м · К);

Пінополіуритан λ = 0,0135 Вт/(м · К);

Отже, у цьому розділі розраховано коефіцієнт теплопередачі стіни і перекриття з врахуванням всіх їхніх шарів.

4. РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСІВ ЛІТНЬОГО ТА ЗИМОВОГО КОНДИЦІЮВАННЯ ПОВІТРЯ

4.1 Вибір розрахункових параметрів внутрішнього та зовнішнього повітря

Розрахункові літні параметри повітря категорії Б : (таблиця 1)

барометричний тиск - P = 970 мм. рт. стовпа;

ентальпія зовнішнього повітря - h = 67,5 кДж/кг;

температура зовнішнього повітря - t = 28 °С;

розрахункова швидкість руху повітря - 3,0м/с.

Розрахункові зимові параметри зовнішнього повітря.

Керуючись нормами проектування, приймаємо такі значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в приміщені :

температура повітря у приміщенні влітку - $t_п$ = 18°С;

температура повітря у приміщенні взимку - $t_п$ = 18°С;

відносна вологість повітря у приміщенні влітку - $\varphi_п$ = 40%;

відносна вологість повітря у приміщенні взимку - $\varphi_п$ = 40%;

амплітуда добових коливань температури Δt = 10,5°С.

Для міста Южного , особливо чистого приміщення для прецизійних робіт, для всіх кондиціонуючих приміщень виконати тепловий розрахунок для теплого і холодного періоду року. Підібрати центральний кондиціонер. Підібрати холодильну машину. Виконати 2 графічні листи (формату А3: план приміщення з розташуванням устаткування і базова схема, апарат КВ)

Дано:

Тип покрівлі: безчердачне покриття, залізобетонна плита δ=100 мм, Пінополіуритан δ=160 мм; вирівнюючий шар (цементно-піщаний) δ=20 мм; руберойдовий килим δ=1 мм.

Конструкція зовнішніх стін: штукатурка δ=25 мм; вапняно-піщаний розчин $\delta = 20$ мм; цегла глиняна звичайна $\delta = 380$ мм; цементно-піщаний розчин $\delta = 50$ мм. Вікна: металева палітурка, двійне скління, розмір 2х3 м.

Висота приміщення: 5,5 м.

Напрям фасаду: південне.

Шаг вікон приймається рівним шагу колон. Приміщення 2,3 розташовані на фасаді будівлі.

У приміщенні 1 знаходиться бак з водою $F_б$=2,4м^2, t_w=32 °С.

У приміщеннях відбувається обробка верстатів емульсією, співвідношення верстатів з обробкою емульсією 1:3.

Кількість людей, кількість устаткування та його потужність представлені в таблиці 1.

Таблиця 3. 1

Кількість людей, кількість устаткування та його потужність

№ приміщення	Кількість людей, $\mathbf{n_л}$, чол.	Кількість устаткування, $\mathbf{n_у}$, шт.	Потужність устаткування, $\mathbf{N_у}$, кВт
1	19	19	1,8
2	10	10	1,6
3	7	7	2

Додаткові дані

За ДБН-13 визначаємо температуру зовнішнього повітря, питому ентальпію, швидкість вітру, для теплої пори року барометричний тиск - Р = 970 мм. рт. стовпа;

ентальпія зовнішнього повітря - h = 67,5 кДж/кг;

температура зовнішнього повітря - t = 28 °С;

розрахункова швидкість руху повітря - 3,0 м/с

амплітуда добових коливань температури $\Delta t = 10,5°C$

Визначаємо відносну вологість для типу робіт температуру всередині приміщення і відносну вологість.

Параметри	1	2	3
$t_{вн} = {}^0 C$	18	18	18
$\varphi_{вн} = \%$	40	40	40
$h_{вн} =$ кДж/кг	31	31	31
$d_{вн} =$ кг/кг.с.в	$5,1 \cdot 10^{-3}$	$5,1 \cdot 10^{-3}$	$5,1 \cdot 10^{-3}$

Для виготовлення мікропроцесорів у другому приміщенні встановлена ємкість з водою.

4.2 Розрахунок загальних теплоприпливів у приміщенні

$Q_{общ} = Q_{огр} + Q_{інф} + Q_л + Q_{осв} + Q_{обор} + Q_{бак,}$ кВт, де

$Q_{огр}$ – тепло приплив через огородження.

Надходження тепла через зовнішні непрозорі огородження в контрольній роботі визначається за спрощеним інженерним методом .Теплоприпливи через зовнішні огородження визначаються рівнянням:

$Q_{огор} = Q_{кр} + Q_{н.ст} + Q_{в.} + Q_{ост,}$ Вт

де

$Q_{кр}$ – кількість теплоти , що надходить крізь покрівлю, Вт;
$Q_{н.ст}$ - кількість теплоти, що надходить крізь зовнішні конструкції, Вт;
$Q_{в}$ - кількість теплоти, що надходить крізь внутрішні огородження, Вт;

4.3 Розрахунок теплоприпливів через зовнішні масивні огородження для теплого періоду року

Розрахунок теплоприпливів через покрівлю

Розрахунок теплоприпливів для теплого періоду року проводиться за формулою

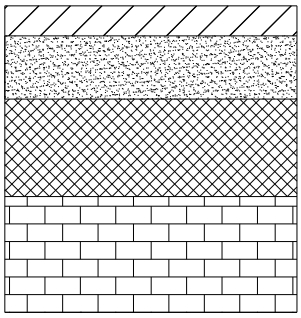
$$Q_{кр}= m\cdot k_{кр}\cdot F_{кр}\,\theta_{êð}, \text{ Вт}, \quad (4.3.1)$$

де k_2 – коефіцієнт теплопередачі для покрівлі,

$$k_2 = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}}+\sum\frac{\delta_i}{\lambda_i}+\frac{1}{\alpha_з}\right)^{-1}, \text{ Вт/(м}^2\text{К)} \quad (4.3.2)$$

На підставі експериментальних даних можна приймати:

$\alpha_з$ =23 Вт/(м^2·К), $\alpha_{вн}$ =7 - 10 Вт/(м^2·К);



1. руберойдовий килим δ=8 мм, λ=0,17 Вт/(м·К).
2. вирівнюючий шар (цементно-піщаний) δ=25мм, λ=0,93 Вт/(м·К);
3. В=Пінополіуритан δ=200 мм, λ=0,0135 Вт/(м·К); *
4. залізобетонна плита δ=160 мм, λ=2,04 Вт/(м·К);

За формулою 2, з урахуванням вихідних даних типу покрівлі визначаємо коефіцієнт теплопередачі для покрівлі

$$k_{кр} = \left(\frac{1}{8}+\frac{0.16}{2.04}+\frac{0.08}{0.0135}+\frac{0.025}{0.93}+\frac{0.008}{0.16}+\frac{1}{23}\right)^{-1} = 0.160 Вт/(м^2\cdot К)$$

m – коефіцієнт, який характеризує конструкцію покрівлі, довідкова величина, залежить від виду покрівлі

$\theta_{кр}$ – умовний температурний тиск між зовнішнім повітрям і кондиціонуємим, визначається з табл.1 (стр.10), за умови, що кровля важка

$F_{кр}$ – площа даху будівлі, (м²)

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Коефіцієнт теплопередачі для покрівлі , Вт/м^2·К	0,160	0,160	-
Коефіцієнт, який характеризує конструкцію	1	1	-
Площа покрівлі, м^2	76.5	28	-
Умовний температурний тиск, $\theta_{ёд}$	11,5	11,5	-
Тепловой потік крізь покрівлі, Вт	140,76	51,52	-

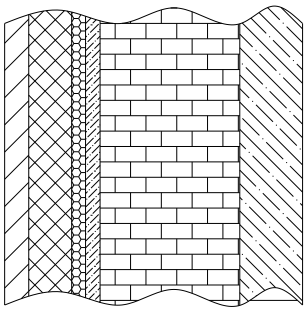
Розрахунок теплоприпливів крізь стіни

Кількість теплоти, що поступає крізь несучі стіни розраховується для стін будівель, що знаходяться північних широтах

$$Q_{н.ст} = a.\ k_{ст}\cdot(F_{с}\cdot + 0{,}5\ Fз),\ Вт, \qquad (4.3.3)$$

На підставі експериментальних даних можна приймати:

$\alpha_{з}$ =23 Вт/(м^2·К), $\alpha_{вн}$ =7 - 10 Вт/(м^2·К);



1. Штукатурка $\delta = 20$ мм; $\lambda = 0{,}7$ Вт/м$^2\cdot K$
2. Теплоизоляція з пінополіуритану $\delta = 50$мм;
$\lambda = 0{,}0135$ Вт/м$^2\cdot K$;
3 Пароізоляція – 2 шара гідроізолу на бітумній мастиці
$\delta = 0{,}004$ мм; $\lambda = 0{,}3$ Вт/м$^2\cdot K$
4. Вапняно-піщаний розчин $\delta = 20$ мм;
$\lambda = 0{,}7$Вт/м$^2\cdot K$
5.Цегла глиняна звичайна $\delta = 380$мм;
$\lambda = 0{,}81$ Вт/м$^2\cdot K$

6. Цементно-піщаний розчин

$$\delta = 50_{\text{мм}};\ \lambda = 0,9\ \text{Вт/м}^2 \cdot K$$

$$kcm = \left(\frac{1}{8} + \frac{0.02}{0.7} + \frac{0.05}{0.0135} + \frac{0.020}{0.7} + \frac{0.38}{0.81} + \frac{0.05}{0.9} + \frac{1}{23}\right)^{-1} = 0,2245 Bm/(м^2 \cdot K)$$

a – коефіцієнт затемнення, довідкова величина(0,7- 0,9)

F_c – загальна площа всіх сонячних стін, [м²]. Визначається, як різниця між загальною площею всієї соняної стіни і площадею вікон, які знаходяться на цій стіні.

$F_з$ – загальна площа всіх затемнених стін, [м²]. Визначається, як різниця між загальною площею всієї затемненої стіни і площадею вікон, які знаходяться на цій стіні.

θ_{cm} – умовний температурний тиск між зовнішнім повітрям і кондиціонуємим, довідкова величина з табл.2

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Коефіцієнт теплопередачі для стіни, Вт/м^2·К	0,2245	0,2245	-
Коефіцієнт затемнення	0,7	0,75	-
Загальна площа всіх сонячних стін, м^2	0	0	-
Площа затемнених стін,м^2	27	5	-
Умовний температурний тиск, $\theta_{ñò}$	2,9	2,9	-
Тепловий потік крізь стіни, Вт	6,016	1,22	-

Надходження теплоти через внутрішні огородження

Надходження теплоти із суміжних приміщень варто розраховувати за формулою:

$$Q_в = k \cdot F \cdot \Delta t_{розр}, \quad Вт \qquad (4.3.4)$$

де k - коефіцієнт теплопередачі через внутрішні огородження,
Вт/(м^2·К);

Внутрішні огородження:

штукатурка δ = 25 мм; λ = 0,81Вт/(м·К),

залізобетон δ = 80мм; λ = 2,04 Вт/(м·К),

штукатурка δ = 25 мм; λ = 0,81Вт/(м·К).

Коефіцієнт теплопередачі через внутрішні огородження розраховується за формулою:

$$k = \left(\frac{2*1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{-1}, Вт/м^2 \cdot К \qquad (4.3.5)$$

$$k = \left(\frac{1}{2 \cdot \alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{7} + \frac{1}{7} + \frac{0.025}{0.81} \cdot 2 + \frac{0.08}{2.04} \right)^{-1} = 2.58 \ Вт/м^2 \cdot К$$

$$Q_в = k_{в.ст} \cdot F_{в.ст} \cdot (t_{см.п} - t_п), \ Вт \qquad (4.3.6)$$

де k-коефіцієнт теплопередачі перегородок або перекриттів.

Температура в суміжних приміщеннях, які не кондиціонуються приймається:

а) $t_{см.п}$=0,5·($t_н$ + $t_в$), [˚С], - у суміжному приміщенні за малі збитки теплоти;

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м^2·К	2,58	2,58	-
Тепловий потік через внутрішні огородження ,Вт	1104	579,73	-

Надходження теплоти за рахунок інфільтрації

Кількість теплоти, що надходить у приміщення з інфільтраційним повітрям через нещільності в огородженнях, визначають за рівнянням:

$Q_{інф}$= $G_{інф}$·($h_з$-$h_в$), кВт, (4.3.7)

де $G_{інф}$- масова витрата повітря, що надходить в приміщення через нещільності в огородженнях (вікна і двері), кг/с;

$h_з$ і $h_в$ - ентальпія зовнішнього повітря і повітря в приміщенні, відповідно, кДж/кг.

$G_{інф}= G_{ок}+G_{дв}$, кг/с, (4.3.8)

За умов герметичності віконних прорізів

$G_{дв}= n \cdot g_{інф}$, кг/с,

де n – кількість людей, що проходять через двері в одиницю часу;

$g_{інф}$ – кількість повітря, що проникає в приміщення через двері з одною минаючою людиною, [кг/чіл], приймається для

стулчастих дверей $g_{інф}= 3...5$ кг/чіл;

для обертових дверей $g_{інф}= 0,5...1$ кг/чіл.

Розрахункова формула

$Q_{инф} = G_{инф} \cdot (h_н - h_в) = (G_{ок} + G_{ов}) \cdot (h_н - h_в) = ((n \cdot q_{ов}) + (c \cdot F_{ок} \cdot W_в)) \cdot (h_н - h_в)$ $G_{ок}$ – масова витрата інфільтраційного повітря, кг/с

$G_{ов}$ – масова витрата інфільтраційного повітря, кг/с

n – кількість людей, які проходять в одну секунду

$q_{ов}$ – кількість повітря, який проникає у приміщення крізь двері з однією людиною, кг/чел, довідкова величина.

c – коефіцієнт, який враховує структуру вікон, довідкова величина.

$F_{ок}$ – площа вікон, м²

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Кількість повітря, яке надходить з однією людиною	4	3	-
Кількість людей, які проходять в 1 секунду	0,002	0,002	-
Кількість повітря, яке надходить крізь двері	0,008	0,006	-
Тепловой	0,33	0,22	-

потік за рахунок інфільтрації, кВт			

Надходження теплоти через засклені поверхні за рахунок сонячної радіації та теплопередачі

Теплоприпливи від сонячної радіації через засклені поверхні розраховують за формулою:

$Q_{ср}=F\cdot[q_c\cdot k_п\cdot k_{заб}\cdot k_{зат}+ k_o\cdot(t_з – t_в)]$, Вт, (4.3.9)

де

q_c - питомий тепловий потік внаслідок сонячної радіації (прямої та розсіяної) через чисте одинарне скло, [Вт/м^2], визначається по табл. 3 (стр.12)

k_o- коефіцієнт теплопередачі, [Вт/(м^2·К)],

$t_з$ і $t_в$- температури відповідно зовнішнього і внутрішнього повітря , [^{o}C];

F- площа прорізу огороджень (за найменшими розмірами), що залишається для рами, [м^2].

$k_п$, $k_{заб}$, $k_{зат}$ – коефіцієнти, що враховують, відповідно, вплив плетінь і конструкцій заскленої поверхні , можливість забруднення,

$k_{заб}$ =0.75, затінення шторами, маркізами і т.д.

$t_н$ – температура зовнішнього повітря, [°С]

$t_в$ – температура повітря всередині приміщення, [°С]

Приймаємо, що вікна приміщення №1 і №2 виходять на північну сторону будівлі. Вікна приміщення №3 виходять на південну сторону. В усіх приміщеннях встановлені жалюзі. Вікна всіх приміщень за конструкцією представляють собою подвійне вікно з металевим перетином. Кількість вікон. В першому приміщенні – 4 вікна (орієнтація – північ). У другому – 3 вікна (орієнтація – північ). В третьому – 2 вікна (орієнтація – південь). Площа кожного вікна 6,6 м².

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Площа вікон, м^2	8	2	-
Коефіцієнт, який враховує вигляд вікон	0,72	0,72	-
Коефіцієнт, який	0,75	0,75	-

враховує забруднення вікон			
Коефіцієнт, який враховує наявність штор	0,6	0,6	-
Питомий теплоприток від радіації, Вт/м²	40	40	-
Коефіцієнт теплопередачі крізь вікна, Вт/(м²К)	1,2	1,2	-
Тепловий потік крізь вікна, Вт	199,68	49,92	-

Загальний теплоприплив через зовнішні огородження

$Q_{огор} = Q_{кр} + Q_{н.ст} + Q_{в.} + Q_{ост}$, Вт, (4.3.10)

де $Q_{кр}$ – теплоприплив через покрівлю, Вт,

$Q_{н.ст}$ – теплоприплив через несучі стіни, Вт,

$Q_{в.}$ – теплоприплив через внутрішні огородження, Вт,

$Q_{ост}$ – теплоприпливи через засклені поверхні, Вт

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Загальний тепло приплив через зовнішні огородження, Вт	1450,46	682,39	-

Тепловиділення від інших джерел

Розрахунок теплоприпливів від людей

У розрахунку теплоприпливів від людей необхідно враховувати явні $Q_Л^я$, скриті $Q_Л^{ск}$ та повні $Q_Л^п$ тепло припливи при роботі середньої важкості:

$$Q_Л^я = n \cdot q_я, \text{Вт} \quad (4.3.11)$$

$$Q_{Л}^{П} = n \cdot q_{П}, Вт \quad (4.3.12)$$

$$Q_{Л}^{ск} = n \cdot q_{ск}, Вт \quad (4.3.13)$$

де $q_я$, $q_п$, $q_{ск}$ – питомі кількості теплоти, відповідно, явної, повної, скритої, що виділяються однією людиною, Вт,

n - кількість людей.

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Кількість людей	18	4	15
Питомий явний теплоприплив від 1 людини, Вт/чол	105,0	105,0	-
Теплонадходження від людей, Вт	1890,0	420	-
Питомий повний теплоприплив від 1 людини, Вт/чол	204,0	204,0	-
Теплонадходження від людей, Вт	3 672	816	-

Розрахунок теплоприпливів від устаткування

Кількість теплоти, яка виділяється механічним устаткуванням, визначається за формулою:

$$Q_{об} = k_{од} \cdot k_{загр} \cdot \xi \sum_{i=1}^{n} N_y, кВт \quad (4.3.14)$$

де $k_{од}$ – коефіцієнт одночасності,;

$k_{загр}$ – коефіцієнт завантаження, що характеризує відношення дійсної потужності до номінальної або встановленої;

N_y – настановна (номінальна) потужність, [кВт];

ξ– витрачена частина потужності і теплоти, приймається:

1) ξ =1. У цьому випадку вся потужність, споживана електродвигунами, цілком переходить у теплоту приміщення;

2) $\xi = \eta_{эл.дв}$ – коли електродвигуни розміщені за межами кондиціонованого приміщення;

3) $\xi = 1 - \eta_{эл.дв}$ – коли електродвигуни розміщені в кондиціонованому приміщенні.

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**

Число одиниць обладнання	18	10	-
Встановлена потужність обладнання, кВт	150	100	-
Коефіцієнт завантаження обладнання	0,7	0,7	-
Коефіцієнт одночасності обладнання	0,6	0,6	-
Частина потужності, що витрачається всередині	0,75	0,75	-
Теплонадходження від обладнання, кВт	850,5	351	-

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення

Розрахунок теплоприпливів від штучного освітлення визначають за формулою:

$$Q_{осв.} = \beta_{осв.} \cdot \Phi_{осв.} \cdot F_{п}, \text{ кВт}, \quad (4.3.15)$$

де $F_п$ – площа підлоги приміщення, [$м^2$];

$\Phi_{осв}$ – питома теплота від освітлення, $\Phi_{осв}$ – 12...20 Вт/$м^2$;

β – коефіцієнт, що враховує частку теплоти, яка передається у вищерозташоване приміщення, приймають:

1) для люстр β = 1;

2) для світильників, розташованих на стелі, β = 0,4...0,6.

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Площа підлоги, $м^2$	76	27,7	-
Питомий тепловий потік, Вт/$м^2$	12	12	-
Коефіцієнт, що враховує частку	1,0	1,0	-

теплоти			
Повний тепловий потік, Вт	912	332,4	-

Розрахунок теплоприпливів від бака, що знаходиться в приміщенні

Для розрахунку явних теплоприпливів:

$$Q_{явн}^{бак.} = (5.6+4v)\cdot(t_w - t_п)\cdot F, \text{ Вт} \quad (4.3.16)$$

де F – площа бака, [м^2], F = 2 м^2;

v – швидкість руху повітря над поверхнею води, [м/с],

v = 0,1 м/с.

t_w – температура води, [^{o}C], t_w = 23 ^{o}C;

$t_п$ – температура повітря у приміщенні, [^{o}C], $t_п$ = 18,1 ^{0}C.

$Q_{явн}^{бак.} = (5,6+4\cdot0,1)\cdot(23 - 18,1)\cdot2 = 29,4$ Вт

Для розрахунку повних теплоприпливів:

$$Q_{повн}^{бак} = \sigma\cdot F\cdot(h_w - h_п), \text{ кВт} \quad (4.3.17)$$

де F – площа бака, [м^2], F = 2 м^2;

h_w – ентальпія води, h_w = 88 кДж/кг;

$h_п$ – ентальпія повітря у приміщенні, $h_п$ = 31 кДж/кг;

$\sigma=\alpha_в/C_p^{в.в}$,- співвідношення Л'юіса;

$C_p^{в.в}$ - теплоємність вологого повітря, [кДж/(кг·К)];

$\alpha_в$- коефіцієнт тепловіддачі , [Вт/(м^{2}К)];

$C_p^{в.в} = C_p^c + C_p^п \cdot d_{ср} = 1,006 + 1,86\cdot10^{-3}\cdot14,5 = 1,033$ кДж/(кг·К)

$\sigma=7\cdot10^{-3}/1,033 = 0,0068$ кг/(с·м^2)

$Q_{повн}^{бак} = 0,0068\cdot2\cdot(88 - 35) = 720,8$ Вт

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Температура поверхні води,^{o}C	18,1	-	-
Температура у приміщенні, ^{o}C	20	-	-

Площа поверхні води, $м^2$	2	-	-
Явний теплоприплив від води, Вт	27,6	-	-
Повний теплоприплив від води, Вт	775,2	-	-

Розрахунок вологовиділень

$W= W_л+W_{вол}+ W_{інф +} W_{бак}+ W_{ох.}$ рід кг/с, де

Вологовиділення від людей

Вологовиділення від людей визначають за формулою:

$$W_л = n \cdot w_л, \text{ кг/с,} \quad (4.3.18)$$

де $w_л$ – питомі вологовиділення, що залежать від температури приміщення, [кг/с];

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Кількість людей	18	4	-
Питоме вологонадходження від 1 людини, кг/с	0,029	0,036	-
Вологовиділення від людей, кг//с	0,522	0.144	-

Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги

Вологовиділення з поверхні відкритої води, вологої або мокрої підлоги визначають за рівнянням:

$$W = \sigma \cdot F \cdot (d''_в - d_в), \text{ кг/с,} \quad (4.3.19)$$

де $\sigma=\alpha_у/C_р$,- із співвідношення Л'юіса;

$C_р$ - теплоємність вологого повітря, [кДж/(кг·К)];

$\alpha_в$- коефіцієнт тепловіддачі , [Вт/($м^2$К)];

F- площа відкритої поверхні води або підлоги [$м^2$];

$d''_в$ - вологовміст насиченого повітря в приміщенні, [кг/кг];

$d_в$ - вологовміст повітря в приміщенні, [кг/кг].

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Площа підлоги, $м^2$	10	3	-
Вологовиділення від мокрої підлоги, кг/с	0,0136	0,00408	-

Вологовиділення з поверхні відкритої води (бак)

Вологовиділення з поверхні води відкритого бака розраховується за формулою 3.2.

Із співвідношення Л' юіса:

$\sigma=\alpha_в/C_р$

Вологовміст насиченого повітря в приміщенні $d''_в = 14,5$ г/кг.

Вологовміст повітря в приміщенні $d_в = 2,2$ г/кг.

$W = 0,0068 \cdot 2 \cdot (14,5 - 2,2) \cdot 10^{-3} = 0,16 \cdot 10^{-3}$, кг/с.

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Площа бака $м^2$	2	-	-
Вологовиділення від бака , кг/с	$0,16 \cdot 10^{-3}$	-	-

Вологовиділення з відкритої поверхні киплячої води

Вологовиділення з відкритої поверхні киплячої води розраховується за формулою

$$W = K_у \cdot (Q/r), \text{ кг/с,} \qquad (4.3.20)$$

де Q – кількість теплоти, що підводиться до води;

$Q = \sum N_{об}$ кВт

$K_у$ – коефіцієнт, що враховує ступінь прихованості води,

$K_у = 0,1...0,26$

r – прихована теплота паротворення, [кДж/кг].

$r = (r_0 - 2,3 \cdot t_w) = (2500 - 2,3 \cdot 9) = 2479$ кДж/кг.

$W = 0,26 \cdot (3/2479) = 0,4 \cdot 10^{-3}$, кг/с.

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Навантаження обладнання, кВт	30	0.1	-

Вологовиділення від обробки деталей емульсією , кг/с	$0.4 \cdot 10^{-3}$	$0{,}94 \cdot 10^{-3}$	-

Кількість вологи, яка надходить у приміщення за рахунок інфільтрації.

Розрахункова формула $W_{инф} = G_{инф} \cdot (d_н - d_в)$ [кг/с]

$G_{инф}$ – масова витрата повітря, яке надходить у приміщення крізь щілини [кг/с]

$d_н$ – вологозміст зовнішнього повітря, [кг/кг с.в]

$d_в$ – вологозміст внутрішнього повітря, [кг/кг с.в]

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Вологовиділення від інфільтрації , кг/с	0,00423	0,002818	-

Визначення схованого теплоприпливу

Схований тепло приплив від поверхні відкритої води (бак)

$$Q_{скр} = W \cdot r, Вт \qquad (4.3.21)$$

де W - вологовиділення від поверхні відкритої води, кг/с,

$r = (r_0 – 2{,}3 \cdot t_w)$- схована теплота пароутворення

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Вологовиділення від баку, кг/с	$0{,}16 \cdot 10^{-3}$	-	-
Схованиий тепло приплив , кВт	0,392	-	-

Схований тепло приплив від **вологої або мокрої підлоги**

$$Q_{скр} = W \cdot r, Вт \qquad (4.3.22)$$

де W - вологовиділення від вологої підлоги кг/с,

$r = (r_0 – 2{,}3 \cdot t_w)$- схована теплота пароутворення

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Вологовиділення, кг/с	0,00024	0,00018	-
Схований тепло приплив , кВт	5,87	4,4	-

Схований тепло приплив від обробки деталей емульсією

$$Q_{скр} = W \cdot r, Вт \qquad (4.3.23)$$

де W - вологовиділення від обробки деталей емульсією, кг/с,

$r = (r_0 – 2,3 \cdot t_w)$- схована теплота пароутворення

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Вологовиділення від обробки деталей емульсією, кг/с	$1,26 \cdot 10^{-3}$	$0,94 \cdot 10^{-3}$	-
Схованиий тепло приплив від обробки деталей емульсією, кВт	3,08	2,3	-

Звідна таблиця розрахункових тепло- і вологовиділень для всіх приміщень в теплий період року приведена нижче .

Схований теплоприплив в приміщеннях

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Схований тепло приплив, Вт	9,34	6,7	-

Явний теплоприплив в приміщеннях

Qявн=Qобщ-Qсхов, Вт ,

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Явний тепло приплив , Вт	1441,12	675,69	-

Звідна таблиця розрахункових тепло- і вологовиділень для всіх приміщень (теплий період року)

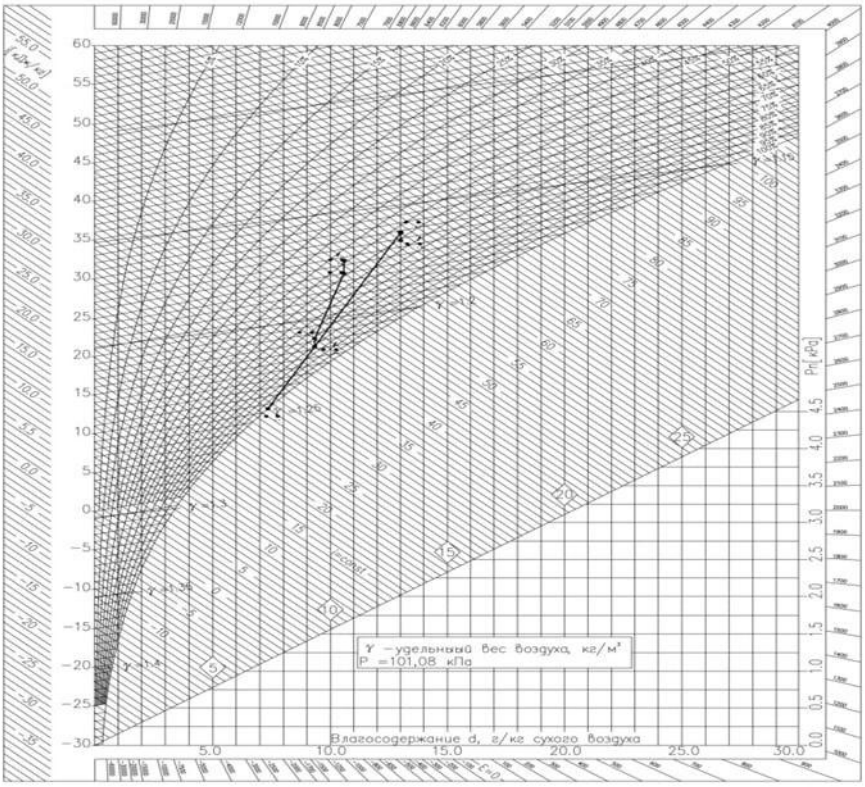
	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Повні тепло припливи ,Вт	11577,5	7670,69	-
Скриті тепло припливи, Вт	9340	6700	-
Явні тепло припливи, Вт	1441,12	675,69	-
Повні волого-виділення, кг/с	0,74	0,186	-

4.4 Визначення витрати повітря систем кондиціонування повітря

Для визначення витрати повітря системи кондиціонування повітря тепловологісної характеристику і будуємо в d,h- діаграмі процесів кондиціонування повітря для теплого періоду року.

$$\varepsilon = \frac{Q_{общ}}{W_{общ}},\ \text{кДж/кг}$$

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Тепловологісна характеристика процесу, кДж/кг	10600	7180	-



Для розрахунку продуктивності систем кондиціонування повітря величина $G_в$ приймається максимальною з розрахованих за різними балансами:

- за надлишками загальної теплоти в теплий період:

$$G_1 = \frac{Q_{обб}}{(h_в - h_п)}, \text{ кг/с}, \qquad (4.4.1)$$

$$G_1 = \frac{10/07}{(31\text{-}26)} = 2.31, \text{ кг/с},$$

де

$Q_{общ}$, - повні надлишки тепла в теплий період, кВт;

$h_в$, –ентальпія у приміщенні, [кДж/кг];

$h_п$ – ентальпія припливного повітря [кДж/кг;

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
G_1, кг/с	2,31	-	-

- за надлишками явної теплоти в теплий період:

$$G_2 = \frac{Q_{явн}}{(t_в - t_п) \cdot C_{вв}}, \text{ кг/с,} \qquad (4.4.2)$$

де

$Q_{явн}$- явні надлишки тепла в теплий період, кВт;

$t_в$, – температура у приміщенні [^{0}C];

$t_п$ – температура припливного повітря;

$$G_2 = \frac{1в4}{5 \cdot 1,1} = 0.254, \text{ кг/с,}$$

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
G_2, кг/с	0,254	0,109	-

- за вологовиділеннями:

$$G_3 = \frac{W_{общ}}{(d_в - d_п)}, \text{ кг/с,} \qquad (4.4.3)$$

$$G_3 = \frac{0.711}{(6-5)\ 1000} = 0.71, \text{ кг/с,}$$

де

W – надходження вологи в приміщення, кг/с;

$d_в$ – вологовміст у приміщенні, відповідно, кг/кг;

$d_п$ – вологовміст припливного повітря, , кг/кг;

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
G_3, кг/с	0,71	0,186	-

За максимальним значенням витрати припливного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера за формулою:

$$L_{кд} = \frac{3600 \cdot G_{max}}{\rho_в}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (4.4.4)$$

де G_{max} - максимальна витрата повітря, кг/с

$G_{max} = G_1 + G_2 + G_3 = 2,12 + 0,254 + 0,71 = 2.38$кг/с,

$\rho_в = 1,2$ кг/м^3 - густина повітря

$$L_{кд} = \frac{3600 \cdot G_{max}}{\rho_в} = \frac{3600 \cdot 2,38}{1,2} = 7140 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Продуктивність систем кондиціонування повітря обумовлюється необхідною кількістю повітря, яка подається в приміщення для асиміляції шкідливостей і забезпечення заданих параметрів повітря в робочій зоні

$$G = k \cdot \Sigma G_{мах}, \text{ кг/с}, \quad (4.4.5)$$

де G – продуктивність системи кондиціонування повітря, [кг/год];

$\Sigma G_{мах}$– кількість припливного повітря в окреме приміщення, [кг/год];

k = 1,03 - коефіцієнт запасу;

$G = k \cdot \Sigma G_{мах} = 1,03 \cdot 13290 = 13688,7$, кг/с.

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{кд} = \frac{\rho_в \cdot L_{кд}}{3600}, \text{ кг/с}. \quad (4.4.6)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються розрахунки тепломасообмінних апаратів .

Розрахунок теплоприпливів для холодного періоду року

Враховуємо, що для холодного періоду року :

$G_{кд}^x = G_{кд}^m$

Для холодного періоду року перераховуємо тільки теплоприпливи через зовнішні масивні огородження.

Розрахункові параметри мікроклімату в холодний період року для м.Южний:

$t_{зовн.} = -5°C$, $h_{зовн.} = -0,40$ кДж/кг.

Тепловтрати через зовнішні огородження(стіни)

$$Q_{ст.} = k_{ст} \cdot F_{ст} \cdot \Delta t, \text{ Вт}, \quad (4.4.7)$$

де $k_{ст}$ – коефіцієнт теплопередачі зовнішньої стіни, приймається з теплого періоду, $k_{ст} = 0,2245$ Вт/(м^2·К);

$F_{ст}$ – площа зовнішньої стіни, м^2;

Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою
$\Delta t = t_{зовн.} - t_{вн}$, ^{0}C.

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Коефіцієнт теплопередачі для стін , Вт/м^2·К	0,2245	-	-
Площа стін, м^2	11,9	-	-
Тепловтрати крізь зовнішні стіни, Вт	61,45	-	-

Теплоприпливи через покрівлю

$$Q_{покр.} = k_{покр} \cdot F_{покр} \cdot \Delta t, \text{ Вт}, \quad (4.4.8)$$

де $k_{покр.}$ – коефіцієнт теплопередачі покрівлі, приймається з теплого періоду, $k_{покр.}$ = 0,160 Вт/(м^2·К);
$F_{ст}$ – площа проекції покрівлі, м^2;
Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою
$\Delta t = t_{вн.} – t_{зовн.}$, °C.

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Коефіцієнт теплопередачі для покрівлі , Вт/м^2·К	0,160	-	-
Площа покрівлі, м^2	76,5	-	-
Тепловтрати крізь покрівлю, Вт	281,52	-	-

Тепловтрати через внутрішнє огородження

$$Q_{вн.\ огор.} = k_{вн.\ огор.} \cdot F_{вн.\ огор.} \cdot \Delta t,\ Вт, \qquad (4.4.9)$$

де $k_{вн.\ огор}$ – коефіцієнт теплопередачі внутрішнього огородження, приймається з теплого періоду, $k_{ст} = 2{,}58$ Вт/(м^2·К);

$F_{вн.\ огор.}$ – площа внутрішнього огородження, м^2;

Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

$\Delta t = t_{вн.} - t_{вн.\ огор.}$, °С,

де $t_{вн.\ огор.}$ – температура внутрішнього огородження, °С

$t_{вн.\ огор.} = t'_{вн.\ роси} + 2$ °С, °С,

$t'_{вн.\ роси}$ – температура точки роси повітря в приміщенні, °С.

$F_{вн.\ огор.} = 36$м^2

$t_{вн.\ огор.} = t'_{вн.\ роси} + 2\ ^0$С $= 6{,}8 + 2$ °С $= 8{,}8$ °С

$\Delta t = t_{вн.} - t_{вн.\ огор} = 18 - 8{,}8 = 9{,}2$ °С

	Приміщення		
	№ 1	**№ 2**	**№ 3**
Коефіцієнт теплопередачі для стін , Вт/м^2·К	2.58	-	-
Площа стін, м^2	36	-	-
Тепловтрати крізь зовнішні стіни, Вт	830,76	-	-

Тепловтрати через засклені поверхні

$$Q_{заскл.\ пов.} = k_{заскл.\ пов.} \cdot F_{заскл\ .пов.} \cdot \Delta t,\ Вт, \qquad (4.4.10)$$

де $k_{заскл.пов.}$ – коефіцієнт теплопередачі засклених поверхонь , приймається з теплого періоду, $k_{заскл.\ пов.} = 1{,}2$ Вт/(м^2·К);

$F_{заскл.\ пов.}$ – площа заскленої поверхні, м^2;

Δt – різниця між температурою повітря в приміщенні та зовнішньою температурою

$\Delta t = t_{зовн.} - t_{вн}$, °С.

	Приміщення

	№ 1	№ 2	№ 3
Площа вікон	8		
Температура зовнішнього повітря	-5	-	-
Температура внутрішнього повітря	18	-	-
Тепловий потік крізь вікна	220,8	-	-

Тепловтрати через інфільтрацію не враховуємо так як забезпечений підпір повітря

Тепловтратичерез зовнішні масивні огородження

$Q_{зовн.\ огор.} = Q_{ст} + Q_{покр} + Q_{вн.\ огор} + Q_{заскл.\ пов.}$ Вт, (4.4.11)

де $Q_{ст}$ – тепловтрати через зовнішні огородження(стіни), Вт,

$Q_{покр}$ – тепловтрати через покрівлю, Вт,

$Q_{вн.\ огор}$ – тепловтрати через внутрішнє огородження, Вт,

$Q_{заскл.\ пов.}$ – тепловтрати через засклені поверхні, Вт.

	Приміщення		
	№ 1	№ 2	№ 3
Тепловтрати крізь огородження, Вт	1394,53	-	-

Загальні тепло- і вологовиділення в приміщенні в холодний період року

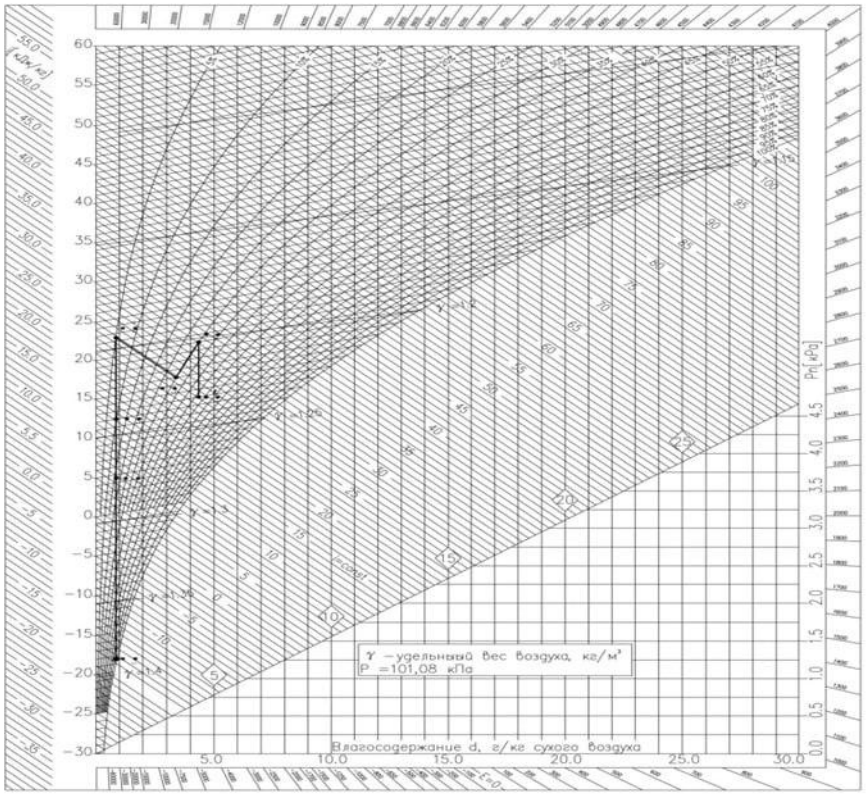
Враховуючи, що в холодний період року приміщення опалюються, компенсація теплоприпливів через зовнішні масивні огородження за рахунок опалення складає 40-50 %.

$Q_{общ.} = (0,4 \div 0,5) \cdot Q_{зовн.\ огор.} + Q_{осв.} + Q_{об.} +$ (4.4.12)

$Q_{люд.}$, Вт

1 Qобщ. = 0,4*(1394,53)+ 3 672 +912+850,5=5110,36

Приміщення	1№	2№	3№
Qобщ.	5110,36	-	-


γ – удельный вес воздуха, кг/м³
P =101,08 кПа
Влагосодержание d, г/кг сухого воздуха
Ph[кРа]

5 ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ВЕНТИЛЯЦІЙНОЇ МЕРЕЖІ

Припливно-витяжна система повітророзподілення в більшості випадків досить громіздка. Методика їхнього розрахунку зводиться до визначення перетинів повітровід і втрат напору, як по окремих ділянках, так і в галузях.

Ціль аеродинамічного розрахунку системи повітророзподілення:

1) Вибір діаметрів для круглих повітровідів і розмірів перетину для прямокутних повітровідів ;

2) Визначення втрат тиску в системах, включаючи усмоктувальний і нагнітальний повітровіди.

При розрахунку систем повітророзподілення потрібне виконання наступних умов:

- діаметри повітроводу (розміри перетинів) повинні бути стандартними;
- втрати напору в будь-якій галузі повинні бути нижче розташовуваного;
- швидкість повітря у повітроводах повинна бути в рекомендуючих межах;
- швидкість повітря в магістральних ділянках у напрямку руху повітря повинна зменшуватися;
- діаметр будь-якої збірної ділянки повинен бути більше або дорівнює діаметру підходящих до нього відгалужень.

По кожній розраховуваній системі задаємося наступними вихідними даними:

- максимальна швидкість повітря, що допускає на окремих ділянках;
- конфігурація мережі й форма перетинів повітроводу;
- матеріал повітровода;
- витрата повітря й довжини ділянок;
- характеристик повітроводу (кінцевий, магістральний);

- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

Вичерчуємо в аксонометрії аксонометричну схему магістрального повітроводу й розбиваємо його на ділянки.

Розрахунок мережі повітроводів для системи П1, П2

Де П1 та П2 - це дві паралельні лінії приточної магістралі в торгову залу,

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L=G\cdot 3600/\rho \ , \qquad (5.1)$$

де ρ = 1,2 кг/ м^3 - щільність повітря.

Для системи П1та П2 корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L_1= L_2= (L_{т.з}- L_{кухні})./2 \qquad (5.2)$$

L_1=(8259-2000)/2=3130 м^3/ч ,

так як мережа повітроводів в торговій залі ділиться на дві рівні та паралельні гілки.

З врахуванням втрат із-за нещільності в системі розподілення повітря устаткування підбираємо по наступних об'ємних витратах:

для системи К1

$$L_1^n = 1.05\cdot L_1, \ м^3/год \qquad (5.3)$$

$$L_1^n = 1,05\cdot 3130 = 3286 \ м^3/год$$

$$L_2^n = 1.05\cdot L_2, \ м^3/год$$

$$L_2^n = 1,05\cdot 3130 = 3286 \ м^3/год$$

Для ділянки №1 повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{УЧАСТОК№1} = \frac{L_1^П}{6} = 3286/6 = 548 \text{ м}^3/\text{с} \qquad (5.4)$$

Задаємось швидкістю повітря v=7 м/с

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d=(L/(3600\cdot 0,785\cdot v))^{0.5} \qquad (5.5)$$

d =$(548/(3600\cdot 0,785\cdot 7))^{0,5}$=0,166 м

Приймаємо повітропровід діаметром: d=0,25 м

Знайдемо площу перетину:

$$F=(\pi d^2)/4 \quad (5.6)$$

$F =(3,14\cdot 0,25^2)/4= 0,049$ м^2

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{в.\ факт.} = L/(F\cdot 3600) \quad (5.7)$$

$V_{в.\ факт.} =548/(0,049\cdot 3600)=3,102$ м/с.

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon_{в.факт.} \cdot d_{экв.}}{\nu}. =(3,102\cdot 0,25)/0,0000156=33102 \text{ , де } d_{екв}= d \quad (5.8)$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

$\nu = 15,6 \cdot 10^{-6} \left(м^3 / с \right)$.

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / \mathrm{Re}^{0,25}. =0,3164/ 33102^{0,25}=0,0234 \quad (5.9)$$

Динамічний натиск розрахуємо по формулі:

$$\Delta p_{дин.} = \frac{\rho \cdot \upsilon^2_{в.факт}}{2}. =(1,2\cdot 3,102^2)/2=5,77 \quad (5.10)$$

Величину параметра R визначимо:

$$R = \frac{\lambda}{d_{экв.}} \cdot \Delta p_{дин.}. =(0,0234/0,25)\cdot 5,77=0,54 \quad (5.11)$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l. =0,54*2,3=1,25 \quad (5.12)$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_\xi = \xi \cdot \Delta p_{дин.}. + \Delta p_{\text{решетки}} =17 \quad (5.13)$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;

- конфузор $\xi = 0,25$.

Т.ч. втрати на ділянці підсумовуються, і визначається сумарне падіння тиску:

$$\Delta P_{уч.} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_\xi. =1,25+17= 18,25 \quad (5.14)$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії" Єврокліма Україна,,.

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи П1. Приймаємо розподільник повітря марки ВМС – вентиляційні решітки з вертикальними подвижними пластинами ,розміром 400*225 ,у якого площа живого січення дорівнює f=0,06 м^2. При рівні звукової потужності: $L_A \leq 35 дБ$, далекобійність струменя приточування $L_{струменя}$ =4-10м в залежності від необхідної швидкості в приміщенні v=від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає: Δр=17 Па.

Розрахунки інших ділянок мережі повітроводів зведені в додатку А.

6 ВИБІР І РОЗРАХУНОК ПРИПЛИВНОЇ УСТАНОВКИ

6.1 Підбір центрального кондиціонера

За максимальним значенням витрати приточного повітря визначаємо корисну продуктивність кондиціонера:

Знаходимо сумарну масову витрату повітря для всіх приміщень :

$G_{\max}$ =2,75 кг/с.

Повна корисна продуктивність кондиціонера:

$$L_{кд} = \frac{3600 \cdot G_{\max}}{\rho_в} = \frac{3600 \cdot 2,75}{1,2} = \ 8259 \text{ м}^3/\text{год} \qquad (6.1.1)$$

для всіх приміщень

Повна корисна продуктивність кондиціонера з врахуванням протічок в мережі воздуховодів :

$$L^{\text{повне}}_{\text{кд}} = L_{\text{кд}} \cdot 1,05 = 8259 \cdot 1,05 = 8672 \ \text{м}^3/\text{год} \qquad (6.1.2)$$

За повною продуктивністю підбираємо кондиціонер.

З каталогу ффрми ВЕЗА обираємо КЦКП -10А .

Після вибору кондиціонера остаточно розраховуємо масову витрату припливного повітря:

$$G_{ки} = \frac{\rho_в \cdot L^{повне}_{кд}}{3600} = \frac{1,2 \cdot 8672}{3600} = 2,89 \text{, кг/с,} \qquad (6.1.3)$$

За значеннями масової витрати надалі виконуються всі розрахунки тепломасообмінних апаратів.

5.3. Розрахунок повітроохолоджувача

Вихідні данні для розрахунку повітроохолоджувача: початкові та кінцеві параметри повітря $t_н$= 32˚С, $t_к$=6 ˚С, витрати повітря $G_в$=8730м^3/год, початкова та кінцева температура холодоносія t_1= 0 ˚С, t_2=6.8 ˚С.

Приймаємо повітроохолоджувач ВОВ 243.1-163-180-12-3,0-10-1 кондиціонера КЦКП-10 площа фронтального перетину 2,93 м^2.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-10 кг/(с·м^2).

$$\nu\rho = \frac{G}{3600 \cdot F_f}, \text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2) \quad (6.1.4)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2;

G – витрата повітря кг/с;

$$\nu\rho = \frac{29430}{3600 \cdot 2.93} = 2.79\ \text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^2)$$

Продуктивність повітроохолоджувача:

$$Q_\text{х} = G \cdot (h_\text{н} - h_\text{к}), \text{кВт} \quad (6.1.5)$$

де G – витрата зовнішнього повітря, кг/с;

$h_н$, $h_к$ – початкова і кінцева ентальпія охолоджуваного повітря, кДж/кг.

$$Q_\text{х} = 9.81 \cdot (62 - 19.7) = 273\text{кВт}$$

Витрата холодної води по трубках теплообмінника:

$$G_w = \frac{G \cdot (h_\text{н} - h_\text{к})}{c_w \cdot (t_{w.\text{вих}} - t_{w.\text{вх}})}, \text{кг/с} \quad (6.1.6)$$

де $c_w = 4.19$ кДж/(кг · К) – теплоємність води;

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

$$G_w = \frac{9.81 \cdot (62 - 19.7)}{4.19 \cdot (6.8 - 0)} = 8.195, \text{кг/с} = 29502\ \text{кг/год}$$

4.5. Розрахунок адіабатної камери зрошування

Параметри початкового і кінцевого стану повітря $h_{в.н}$=28 кДж/кг , $t_{в.н}$=16.4^o С, $t_{в.к}$=10 ^{o} С.

Витрата повітря через камеру зрошування $G_{ок}$=29430 м^3/ч. Температура «мокрого» термометра $t_{мт}$=9.2 ^{o} С.

Знайдемо необхідний коефіцієнт адіабатної ефективності:

$$E = \frac{16.4 - 10}{16.4 - 9.2} = 0.889 \quad (6.1.7)$$

Для кожного типорозміру форсункової блок-камери указується три можливі величини показника E_a=0,95, E_a=0,85, E_a=0,65. Отримання різних величин показників E_a отримуємо шляхом зміни витрати води перед форсунками. Інтенсивність зрощення водою повітряного потоку прийнято оцінювати через показник В- коефіцієнт зрощення .

$$B = \frac{G_w}{L_п \cdot \rho_п}, \text{кг води/кг повітря} \quad (6.1.8)$$

Проведемо оцінку необхідних коефіцієнтів зрощення в режимах адіабатного зволоження в блок – камері форсункового зрощення в приточному агрегаті КЦКП-31.5.

При E_a=0,65 потрібно $B = \frac{29400}{31500 \cdot 1.2} = 0.778$ кг/кг

При E_a=0,85 потрібно $B = \frac{42500}{31500 \cdot 1.2} = 1.124$ кг/кг

При E_a=0,95 потрібно $B = \frac{55700}{31500 \cdot 1.2} = 1.474$ кг/кг

Побудуємо графік залежності коефіцієнта адіабатної ефективності E_a від коефіцієнт зрощення В. Знайдемо що для E_a=0.889 ; В=1.262

Далі знайдемо необхідну витрату води:

$$G_w = B \cdot L_п \cdot \rho_п, \text{кг/год} \quad (6.1.9)$$

$G_w = 1.262 \cdot 29430 \cdot 1.2 = 44569$ кг/год

6.2 Розрахунок поверхневого повітронагрівача 1-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітронагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_н$= -23˚С, $t_к$=5 ˚С, витрати повітря $G_в$=8672 м^3/час, початкова та кінцева температура теплоносія t_1= 90 ˚С, t_2=70 ˚С.

Приймаємо повітронагрівач ВНВ 243.1-103-090-02-3,5-04-2 кондиціонера КЦКП-10 площа фронтального перетину 0,93 м^2.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-10 кг/(с·м^2). Керуючись [3]

$$v\rho = \frac{G_B}{3600 \cdot F_f} \quad (6.2.1)$$

F_f – площа фронтального перетину кондиціонера, м^2;

$G_в$ – витрата повітря кг/с;

νρ = 8672/(3600·0,93) = 2,59 кг/(с·м^2)

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$$Q = 0,278 \cdot c_в \cdot G_в \cdot (t_к - t_н) \quad (6.2.2)$$

$c_в$ – теплоємність повітря;

Q = 0.278·1.006·8672·(5-(-23)) =67910 Вт

Витрата теплоносія, кг/ч:

$$G_w = \frac{3{,}6 \cdot Q}{c_w \cdot (t_1 - t_2)} \qquad (6.2.3)$$

c_w – теплоємність води;

C_w=3.6·67910 / (4.187(90-70)) = 2919 кг/час.

Задаючись швидкістю руху теплоносія в трубах w от 1.2 до 1.5 м/с, визначаємо число ходів та площу живого перетину для проходу води. Попередньо також маємо задатися числом рядів трубок по ходу руху повітря, р.

Загальна кількість трубок:

$$N = \frac{p \cdot H_{тр}}{h} \qquad (6.2.4)$$

де $H_{тр}$ – висота трубної решітки, м;

h – крок труб по висоті, м, для КЦКП h = 0.05 м.

Приймаємо р = 1; при $H_{тр}$ = 0,85 м, загальна кількість трубок:

N = 1·0,85 /0.05 = 17

Розраховуємо число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$$m = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot w} \qquad (6.2.5)$$

де f_w – площа живого перетину мідної трубки м^2;

приймаємо швидкість руху води в трубках 1.6 м/с. Тоді

m = 2919/(3600·1000·0.0001108·1.6) = 4,57

Приймаємо m =4 та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m} \qquad (6.2.6)$$

n = 17/ 4≈ 4

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

$$w = \frac{G_w}{3600 \cdot \rho_w \cdot f_w \cdot m} \qquad (6.2.7)$$

w = 2919/(3600·1000·0.0001108·4) =1,83 м/с

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, К Вт/(м^2·˚С)

$$k = A \cdot (v\rho)^{0,37} \cdot w^{0,18} \qquad (6.2.8)$$

А – емпіричний коефіцієнт, який визначається за результатами випробувань в залежності від конструкції теплообмінника.

k = 23,11·(2,59)$^{0.37}$·1,83$^{0.18}$ = 36,6 Вт/(м^2·˚С)

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$$\Delta t_{ср} = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_н + t_к}{2} \qquad (6.2.9)$$

$\Delta t_{ср}$ = (90 + 70)/2 – (-23 +5)/2 = 89 ˚С.

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{ср}} \qquad (6.2.10)$$

F= 67910/(36,6·89) = 20,8 м^2

При відстані між пластинами 4 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника менш ніж 19,1 м^2 , цього не достатньо для передачі необхідної кількості теплоти. Приймаємо відстань між пластинами 1,8 мм і повторюємо розрахунок.

k = 20,94·(2,59)$^{0.37}$·1,83$^{0.18}$ = 33,2 Вт/(м^2·˚С)

F= 67910/(33,2·89) =23 м^2

Площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінники при відстані між пластинами 1,8 мм – 25,3 м^2.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

а = (25,3 – 23)/25,3·100 = 9 %

Аеродинамічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_a = Б \cdot (v\rho)^m \qquad (6.2.11)$$

Б, m –емпіричні коефіцієнти;

$\Delta P_a = 2{,}104 \cdot 2{,}9^{1.64} = 12{,}06$ кПа

Гідравлічний опір повітронагрівача:

$$\Delta P_w = 1{,}968 \cdot l_{хода} \cdot w^{1{,}69} \qquad (6.2.12)$$

де $l_{хода}$ – приведена довжина ходу води в трубках визначається як множення числа ходів на довжину трубок.

$\Delta P_w = 1.968 \cdot (1{,}02 \cdot 4) \cdot 1{,}83^{1.69} = 22{,}3$ кПа

6.3 Розрахунок поверхневого повітронагрівача 2-го підігріву

Вихідні данні для розрахунку повітронагрівача :початкові та кінцеві параметри повітря $t_н$= 12,6˚С, $t_к$=18 ˚С, витрати повітря $G_в$=8672 м^3/час, початкова та кінцева температура теплоносія t_1= 90 ˚С, t_2=70 ˚С.

Приймаємо повітронагрівач ВНВ 243.1-103-090-01-4-06-2 кондиціонера КЦКП-10 площа фронтального перетину 0,93 м^2.

Масова швидкість повітря у фронтальному перетині кондиціонера КЦКП-10 кг/(с·м^2).

$\nu\rho = 8672/(3600 \cdot 0{,}93) = 2{,}59$ кг/(с·м^2)

Кількість теплоти для нагріву повітря, Вт:

$Q = 0.278 \cdot 1.006 \cdot 8672 \cdot (23\text{-}12{,}6) = 25220$ Вт

Витрата теплоносія, кг/ч:

$C_w = 3.6 \cdot 25220 / (4.187(90\text{-}70)) = 1084$ кг/час.

Загальна кількість трубок:

$N = 1 \cdot 0{,}85 / 0.05 = 17$

Розраховуємо число трубок, які підключаються до колектора, який подає, по заданому значенню швидкості руху води в трубках:

$m = 1084/(3600 \cdot 1000 \cdot 0.0001108 \cdot 0{,}5) = 5{,}44$

Приймаємо m =6 та визначаємо число ходів

$$n = \frac{N}{m}$$

$n = 17/6 \approx 3$

Уточнюємо швидкість руху води в трубках:

w = 1084/(3600·1000·0.0001108·6) =0,453 м/с

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі, К Вт/(м^{2}·˚С)

k = 21,68·(2,59)$^{0.37}$·0,453$^{0.18}$ = 26,735 Вт/(м^{2}·˚С)

Середня логарифмічна різниця температур замінюється різницею середніх температур води та повітря:

$\Delta t_{ср}$ = (90 + 70)/2 – (12,6 +23)/2 = 62,2 ˚С.

Знаходимо потрібну площу поверхні теплообміну:

F= 25220/(26,735·62,2) = 15,16 м^{2}

При відстані між пластинами 2,5 мм площа поверхні теплообміну однорядного теплообмінника 19,1 м^{2} , цього достатньо для передачі необхідної кількості теплоти.

Знаходимо коефіцієнт запасу:

a = (19,1 – 15,16)/19,1·100 = 20 %

Аеродинамічний опір повітронагрівача:

ΔP_a = 1,574·2,59$^{1.74}$ = 8,24 кПа

Гідравлічний опір повітронагрівача:

ΔP_w =1.968·(1,02·3)·0,453$^{1.69}$ = 1,58 кПа

Таблиця 6.1- Розрахунок трубопроводів для повітронагрівачів

№ Гілянки	1	2	3
Витрата води V, л/с	1,63	0,54	0,214
Довжина ділянки l, м	4	4	4
Внутр. діаметр труби (розр) $d_{вн}$, м	0,049	0,028	0,018
Внутр. діаметр труби (Прийнят.) $d_{вн}$, м	0,0498	0,0332	0,0166
Швидкість води (уточнена) v, м/с	0,84	0,62	0,99
Динамічний тиск (pv2)/2, Па	344	187	478
Критерій Рейнольдса, Re	107500	52920	42250

Коефіцієнт опору по довжині , λ	0,012	0,018	0,035
Втрати тиску від тертя R,Па/м	83	101	1008
Втрати тиску по усій довжині R*l, Па	332	404	4032
Втрати тиску в місцевих опорах, Па	7460	15000	8670
Сумарні втрати, ΔР, Па	7792	15404	12700
Необхідний натиск насоса, м	0,816	1,61	1,33

6.4 Пластинчастий повітря-повітряний теплоутилізатор

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

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

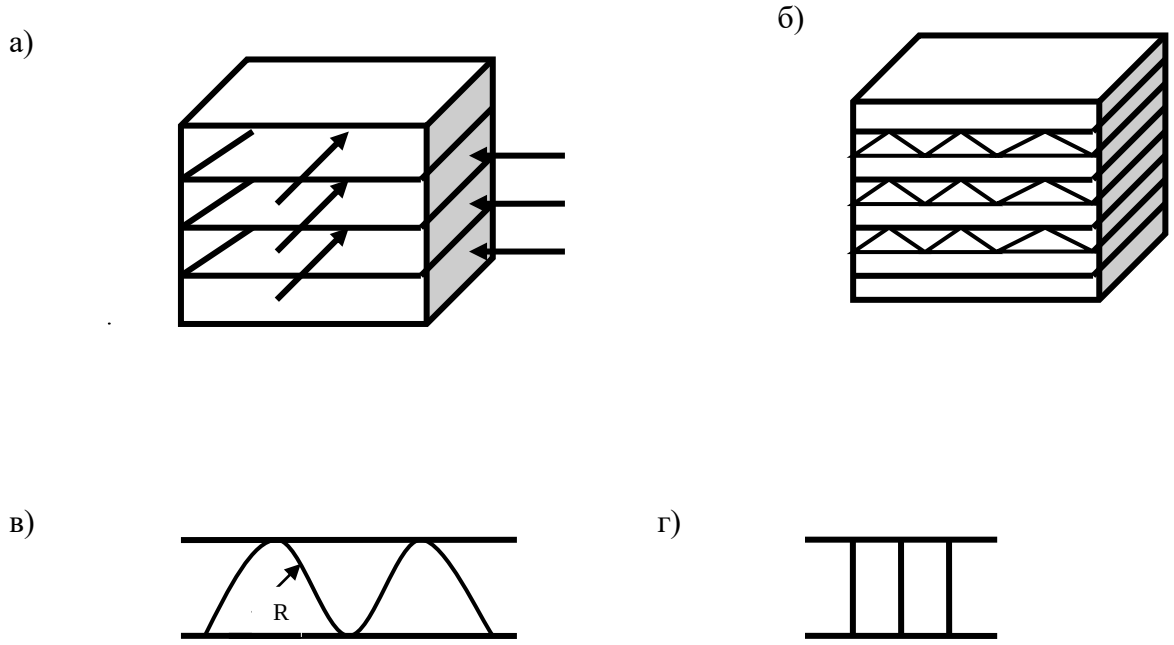
В нашому випадку використовується пластинчастий повітря-повітряний тепло утилізатор.

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

Вживання профільованих каналів в рекуператорах дозволяє значно збільшити теплообменную поверхню.

У рекуператорах із зігнутими по ходу руху повітря каналами можна збільшити теплообмін в 1,3 разу і більш. Найбільш ефективною, з теплотехнічної точки зору, є проти точна схема руху теплообмінюючихся середовищ. Проте конструктивне вирішення проти точних рекуператорів

викликає складнощі, пов'язані з необхідністю забезпечити герметичність повітряних розподільних камер, кількість стиків в яких в цьому випадку виявляється значно великою. У зв'язку з цим часто удаються до перекрестноточних конструкцій теилоутилизаторів (рис.1).



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

Рисунок 6.1 – Схема пристрою повітря - повітряного рекуператора

Далі визначимоплощу поверхні теплообміну противоточного рекуперативного негігроскопічного теплообмінника-утилізатора з температурним коефіцієнтом ефективності ε_t=0,5. Керуючись [12]

Масові витрати повітряних потоків складають Gx=2,89 кг/с, Gг=2,05 кг/с, еквіваленти витрат $G_x c_в$=2904 Вт/К, $G_г c_в$=2060 Вт/К.

Параметри теплоносіїв на вході в апарат: t_{x1}=5˚С, d_{x1}=0,5 г/кг, $t_{г1}$=20˚С, $d_{г1}$=4,8 г/кг, $h_{г1}$=32 кДж/кг. Барометричний тиск відповідає (760 мм.рт.ст.). Матеріалом поверхні служать алюмінієві листи завтовшки δ=0,5 мм с теплопровідністю λ_c=150 Вт/(м·К). Геометрія каналу - плоска щілина

шириною S=3 мм, заввишки h=0,7 м і завдовжки l=1,3 м, еквівалентний діаметр $d_э$=5,97·10^{-3} м.

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

$$t_{x2} = t_{x1} + \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{МИН}}{G_x c_b}(t_{г1} - t_{x1}) = 5 + 0,7\frac{2060}{2904}(20-5) = 12,5\,^{\circ}\text{C}; \qquad (6.4.1)$$

$$t_{г2} = t_{г1} - \varepsilon_t \frac{(Gc_b)_{МИН}}{G_г c_b}(t_{г1} - t_{x1}) = 20 - 0,7\frac{2060}{2060}(20-5) = 9,5\,^{\circ}\text{C}; \qquad (6.4.2)$$

По середніх параметрах теплоносіїв $\bar{t}_x$=(5+12,5)/2=8,75 ˚С , $\bar{t}_Г$=(20+9,5)=14,75 ˚С знаходимо їх фізичні властивості [8]: коефіцієнти кінематичної в'язкості υ_X=14,05·10^{-6} м^2/с; $\upsilon_Г$=14,6·10^{-6} м^2/с; теплопровідності λ_X=2,5 ·10^{-2} Вт/(м·К) ; $\lambda_Г$=2,55·10^{-2} Вт/(м·К) ; числа Прандтля $P_{гх}$=0,705; $P_{гг}$=0,704 ; щільність ρ_X=1,253кг/м^3; $\rho_Г$=1,21 ; питомі теплоємності $c_{в.х}$= $c_{в.г}$=1,005 кДж/(кг ·К).

Приймаємо швидкості повітряних потоків в каналах теплообмінника $v_х$= $v_г$=2,5 м/с. Визначаємо числа Рейнольдса:

$$\text{Re}_X = \frac{v_X \cdot d_э}{\upsilon_X} = \frac{2,5 \cdot 5,97 \cdot 10^{-3}}{14,05 \cdot 10^{-6}} = 1062 \qquad (6.4.3)$$

$$\text{Re}_г = \frac{v_Г \cdot d_э}{\upsilon_Г} = \frac{2,5 \cdot 5,97 \cdot 10^{-3}}{14,6 \cdot 10^{-6}} = 1022$$

Знаходимо комплекс $\text{RePr}\frac{\text{dЭ}}{l}$:

$$(\text{Re}\,\text{Pr}\frac{d_э}{l})_X = 1062 \cdot 0,705 \cdot \frac{5,97\times10^{-3}}{1,3} = 3,438 \qquad (6.4.4)$$

$$(\text{Re}\,\text{Pr}\frac{d_э}{l})_X = 1022 \cdot 0,704 \cdot \frac{5,97\times10^{-3}}{1,3} = 3,304$$

За даними [12] Визначаємо число Нусельта: $Nu_X = Nu_Г = 8,2$

Обчислюємо коефіцієнт тепловіддачі з боку кожного теплоносія:

$$\alpha_X = \frac{Nu_X \cdot \lambda_X}{d_э} = \frac{8,2 \cdot 2,5 \cdot 10^{-2}}{5,97 \cdot 10^{-3}} = 34,34 Вт/(м^2 \cdot К) \qquad (6.4.5)$$

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

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Х}} + \frac{\delta}{\lambda_{С}} + \frac{1}{\alpha_{Г} \cdot \xi_{Г}}} = \frac{1}{\frac{1}{34,34} + \frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{150} + \frac{1}{35,03 \cdot 1}} = 17,34 Вт/(м^2 \cdot К) \quad (6.4.6)$$

Знаходимо середню різницю температур в теплообміннику:

$$\Delta t_{СР.Л} = (\Delta t_{Б} + \Delta t_{М})/2 = \left[\left(t_{Г1} - t_{Х2}\right) + \left(t_{Г2} - t_{Х1}\right)\right]/2 \quad (6.4.7)$$

$$\Delta t_{СР.Л} = \left[\left(20 - 12,5\right) + \left(9,5 - 5\right)\right]/2 = 6$$

Визначаємо тепловидатність апарату:

$$Q_{П} = G_{Х} \cdot c_{В.Х} \cdot \left(t_{Х2} - t_{Х1}\right) = 2904 \cdot \left(12,5 - 5\right) = 21780 Вт \quad (6.4.8)$$

Знаходимо площу поверхні теплообмінника:

$$F = \frac{Q_{П}}{k \cdot \Delta t_{СР.Л}} = \frac{21780}{17,34 \cdot 6} = 209 м^2 \quad (6.4.9)$$

6.5 Розрахунок повітряного кишенькового фільтру

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

Згідно Європейським нормам EN 779 и EN 1822-1,действующим з 1992 року,существует класифікація фільтрів залежно від ефективності очищення від пилу таблиця 6.2.

Таблиця 6.2 - Класифікація фільтрів

Клас фільтру EN 779	Ефективність очищення (%)	Клас фільтру EN 1822-1	Ефективність очищення (%)
G3	89	H10	85
G4	92	H11	95
F5	40-50	H12	99,5
F6	60-65	H13	99,95
F7	80-85	H14	99,995

F8	90-95	U15	99,9995
F9	≥ 95	U16	99,99995
		U17	99,999995

У складі припливних і витяжних установок КЦКП поставляють два види блоків, що фільтрують : осередкові фільтри з трьома видами матеріалу, що фільтрує, і кишенькові фільтри.

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

В 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 іглопробивними отворами.

Міра очищення повітря від пилу оцінюється показником ефективності очищення

$$A_м = ((C_{вх} – C_{вых})/C_{вх}) \cdot 100\% \qquad (6.5.1)$$

Концентрація пилу в припливному зовнішньому повітрі на вході у фільтр $C_{вх,}$ мг/м^3 характеризує початкову запилену.Для житлових районів промислових міст $C_{вх} = 0,5$ мг/м^3.

Обчислимо запилену припливного повітря на виході з кишенькового фільтру при $A_м = 92\%$,керуючись [5]:

$$C_{вых} = C_{вх} – (A_м \cdot C_{вх})/100, \text{ мг/м}^3, \qquad (6.5.2)$$

$C_{вых} = 0,5 – (92 \cdot 0,5)/100 = 0,04$ мг/м^3

Для оцінки пропускної спроможності фільтрів застосовується показник питомого навантаження

$$УФ = L/F_ф, \text{ м}^3/\text{ч} \cdot \text{м}^2 \qquad (6.5.3)$$

Де $F_ф$ – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує, м^2;

УФ =8672/9,4 = 922,5 м^3/ч· м^2

Обчислюємо час роботи фільтру

$$\tau_ф = ПФ \cdot 1000 \cdot \frac{F_ф}{[[C_{вх} - C_{вых}] \cdot L]}, \text{ ч}, \qquad (6.5.4)$$

де L – витрата очищається повітря, що проходить через фільтр , м^3/ч;

$F_ф$ – фронтальна поверхня матеріалу, що фільтрує , м2;

$C_{вх}$, $C_{вых}$ – концентрація маси пилу до і після фільтру , мг/м^3.

$$\tau_ф = 570 \cdot 1000 \cdot \frac{9,4}{[[0.5_x - 0.04\ ] \cdot 8672]} = 1343 \text{ год.}$$

Тривалість в робочих днях експлуатації кишенькових фільтрів

$$\tau = \frac{\tau_ф}{\tau_{сут}}, днів \qquad (6.5.5)$$

$$\tau = \frac{1343}{12} = 112 днів$$

В порівнянні з осередковим фільтром використання кишенькового фільтру дозволяє в 4 рази збільшити термін експлуатації фільтру без заміни фільтруючого матеріалу або його реактивації.

7 ВИБІР СХЕМИ І ПРИЛАДІВ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

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

Літній режим

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

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

Зимовий режим

Процес в приміщені проходить по лінії ($П_з$ – $В_з$). Мінімальні витрати по підтримані параметрів повітря в приміщені відповідає t = 20 °С і мінімальній

вологості φ = 30%. Визначаємо параметрі точки П (приплив). $t_п$ = 16°С, $d_п$ = 3,4 г/кг, $φ_п$ =30 %.

У холодний період зовнішнє повітря з параметрами $H_з$ необхідно довести до точки $П_з$. Для цього зовнішнє повітря нагрівається в повітронагрівачі до точки $H^1_з$, до t=5 ºС , для того щоб не відбулося замерзання конденсату в потоці витяжного повітря при проходженні його через тепло утилізатор (ТУ) ,це досягається регулюючим клапаном 14 ,за допомогою датчика 13.Далі припливне повітря нагрівається в ТУ від витяжного повітря до точки $H^2_з$,температура цієї точки не буде постійною,тому потім зовнішнє повітря нагрівається в другому повітронагрівачі до фіксованої t=22,5 ºС до точки $H^3_з$, це досягається регулюючим клапаном 17 ,за допомогою датчика 16. Потім зволожується по ізотермі (лінія $H^3_з$ - $П_з$)до t=16 ºС, а потім подається в приміщення(процес $H_з$ - $H^1_з$ - $H^2_з$ - $H^3_з$ -$П_з$- $В_з$).

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

По сигналу загрози замерзання відбувається наступне:

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

Система управління ХМ

Завдання управління холодильної машини діляться на три групи:

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

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

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

Перша група завдань включає:

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

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

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

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

До завдань другої групи відносяться:

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

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

3) Підтримка постійної температури конденсації, щоб не допустити підвищення і пониження тиску в конденсаторі вище за допустимі значення; при підвищенні температури конденсації знижується продуктивність компресора і збільшується споживана потужність, що приводить до перевантаження електродвигуна компресора і передчасного виходу його з ладу. При пониженні температури і тиску конденсації сповільнюється переміщення рідкого хладагента у випарник, погіршується його робота і відбуваються втрати продуктивності. В цьому випадку, щоб не допустити

пониження температури конденсації, застосовуються наступні способи регулювання:

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

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

Третя група завдань забезпечує:

- визначення і індикація експлуатаційних параметрів;

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

-кодова діагностика несправностей, контролюються наступні параметри;

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

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

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

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

- перевантаження двигуна компресора, вентилятора конденсатора, плавкі запобіжники для малих моделей і автоматичні вимикачі з магнітними

розчіплювачами для великих в електричній схемі управління двигуном компресора;

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

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

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

Таймер блоку управління компресором дозволяє вводити тимчасові

параметри, що визначають надійну роботу холодильної машина: кількість

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

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

8 ОХОРОНА ПРАЦІ

Безпека життєдіяльності - це стан діяльності, при якому з певною вірогідністю виключаються потенційні небезпеки, що впливають на здоров'я людини.

Для забезпечення безпеки конкретною діяльністю мають бути вирішене три завдання.

1) Виробити повний детальний аналіз небезпек формованих в діяльності, що вивчається.

2) Розробити ефективні заходи захисту людини і місця існування від виявлених небезпек. Під ефективними мається на увазі такі заходи по захисту, які при мінімумі матеріальних витрат, будуть мати максимальний ефект.

3) Розробити ефективні заходи захисту від залишкового ризику даної діяльності. Вони необхідні, оскільки забезпечити абсолютну безпеку діяльності не можливо.

Забезпеченням безпеки життєдіяльності людини (робітника, обслуговуючого персоналу) займається «охорона праці».

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

Токсичність робочої речовини

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

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

Гранично допустима концентрація на робочому місці
ПДК = 1000 ppm.

Температура самозаймання, 733 º С.

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

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

Температура кипіння tкип= +8С, ПДКсс=0,003мг/м3, ПДКрз=0,5мг/м3. Погано розчиняється у воді.

Для знезараження рекомендується вода, розчини лугів і лужні оксиди виробництва, газоподібним аміаком і його водні розчини. Симптоми ураження - солодкуватий присмак в роті, нудота, кашель, задуха, ніяковість в грудях, загальна слабкість. Газоподібний фосген потрапляє в організм через органи дихання і викликає набряк легенів. Потрапляючи в легені фосген, наводить до певних біохімічних і структурних змін в легеневій тканині і капіляри, підвищуючи проникних останніх, що наводить до заповнення легенів плазмою крові (набряк легенів). Токсичний набряк легенів розвивається швидко. При цьому з'являється часте і поверхневе дихання, болісний кашель з рясним виділенням пінявої мокроти, синюшність обличчя та рук. Подальше наростання кисневого голодування і ослаблення сердцево-судинної діяльності погіршує стан людини. У цьому періоді за відсутності

необхідної невідкладної допомоги настає, смерть.

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

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

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

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

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проектованої установки

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

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

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

Електробезпека

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

поразок (до 80 %) відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (110- 380 В).

Проходячи через живі тканини людини, електричний струм надає термічну (опіки), електролітичну (електроліз) і біологічну дію. Розрізняють також механічні пошкодження від дії електричного струму. Це приводить до різних порушень в організмі, викликавши як місцеве ураження тканин і органів, так і загальну поразку організму. Розрізняють два види поразок електричним струмом: місцеві електричні травми (електротравми) і електричний удар.

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

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

Електробезпека устаткування

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

Виробниче приміщення всіх типів залежно від ступеня ураження

правил при проектуванні будівель, при обладнанні електропроводів і устаткування, опалювання, вентиляції, освітлення, правильне розміщення устаткування.

Заходи режимного характеру - це заборона куріння в не встановленому місці, виробництво зварювальних і інших вогневих робіт в пожароопасных приміщеннях.

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

Здатність конструкцій чинить опір дії пожежі в перебігу певного часу при збереженні експлуатаційних функцій називається вогнестійкістю. Залежно від величини межі вогнестійкості основних будівельних конструкцій і меж поширення вогню по цих конструкціях будівлі і споруди по вогнестійкості підрозділяються на вісім мір.

Основні конструкції машинних залів мають бути II мірі вогнестійкості з негорючих матеріалів з межею вогнестійкості 0,75 ч.

Підвищити вогнестійкість будівель і споруд можна облицюванням або обштукатурюванням металевих конструкцій. Велике значення має захист дерев'яних конструкцій, оскільки при нагріві їх поверхні до 270 - 280 ^{o}C вони спалахують і продовжують горіти самостійно.

Захист від поширення полум'я в установках вентиляторів досягається за допомогою вогнепреградителів, швидкодіючих заслінок, водяних завіс і тому подібне. Вогнепреградітелі - це установки які перешкоджають поширенню полум'я по каналах систем вентиляції і кондиціонування повітря.

У приміщеннях як автоматична пожежна сигналізація використовується АДО (автоматичною димовий оповіщювач). Принцип його дії заснований на тому, що продукти горіння впливають на іонізаційний струм, що наводить в дію електромагнітне реле, яке включає систему сигналізації.

Засоби і матеріали, за допомогою яких припиняється горіння, називаються вогнегасящими засобами.

Вогнегасники по вигляду вогнегасячих засобів підрозділяють на рідинні, вуглекислотні, хімпінні, повітря - пінні, хладонові, порошкові і комбіновані.

Вибір типа і розрахунок необхідної кількості вогнегасників слід виробляти залежно від вогнегасячої здатності, граничної площі, класу пожежі горючих речовин і матеріалів приміщенні, що захищається, або на об'єкті згідно ИСО N 3941 - 77.

У нашому випадку для гасіння пожежі можна використовувати порошкові вогнегасники. Необхідна кількість цих вогнегасників для гасіння пожежі:

у торгівельному залі ресторану площею 116 м^2 -дорівнює 2 болона по 5л;

у приміщенні де знаходиться припливно-витяжна установка і пульт управління - дорівнює 1 болон на 5 л.

Відстань від можливого вогнища пожежі до місця розміщення вогнегасника не повинна перевищувати: 20 м - для громадських будівель і споруд.

Розрахуємо кількість сплінкерних розеток, необхідних для гасіння приміщення торгівельного залу ресторану .

$$n = S/S' = \frac{116}{12} = 9.7 \qquad (8.1)$$

Приймаємо n=10

Визначимо витрату води на пожежогасінню для розеток:

$$G = n \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 10 \cdot 30 \cdot \frac{3600}{1000} = 1080\ (\text{м}^3/\text{ч}) \qquad (8.2)$$

Особливу увагу необхідно приділяти евакуації людей з приміщень. Евакуація проводиться по заздалегідь спланованих дорогах, які прагнуть зробити мінімальними для проходження людьми до безпечного місця. Схеми евакуації розташовані в доступних для погляду людини місцях. Всі люди знаходяться в будівлі повинні строго дотримувати ці розроблені інструкції

для того, щоб під час екстреної ситуації не сталося тисняви, травм, пошкоджень або інших неприємних речей.

Освітлення

Освітлення відноситься до одного з основних зовнішніх чинників ,що постійно впливають на людину в процесі праці. Позитивний вплив освітлення на продуктивність праці і його якість не викликає сумніву. Так, сонячне освітлення збільшує продуктивність праці в середньому на 10%, а штучне на 13%, при цьому можливість браку знижується на 20-25%.

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.

Своєчасно потрібно чистити скло світлових отворів, замінювати лампи, що перегоріли, перевіряти рівень освітленості в контрольних точках виробничого приміщення.

Розрахуємо систему освітлення приміщення пультової.

Вихідні дані для розрахунку:

Довжина - 4 м, ширина - 2 м, висота - 3 м.

Для освітлення даного приміщення вибираємо люмінісцентні лампи.

Площа приміщення:

$$S = a \cdot b = 4 \cdot 2 = 8\ (\text{м}^2) \tag{8.3}$$

Висота світильника над робочою зоною :

$$\text{Н}_{\text{раб}} = \text{Н} - h_{\text{раб}} = 3 - 0{,}8 = 2{,}2\ (\text{м}) \tag{8.4}$$

Відстань між центрами світильників:

$\frac{L_{\text{к}}}{\text{Н}_{\text{раб}}}$=1,4 – коефіцієнт для люмінісцентних ламп.

$$L_{\text{к}} = 1{,}4 \cdot 2{,}2 = 3{,}08\ (\text{м})$$

Приблизне число світильників:

$$N = \frac{S}{L_{\text{к}}^2} = \frac{8}{3{,}08^2} = 0{,}84 \tag{8.5}$$

Приймаємо приблизно N=1.

Визначаємо світловий потік світильника:

$$Ф_л = \frac{100 \cdot E_н \cdot S \cdot z \cdot K}{N \cdot \eta} = \frac{100 \cdot 200 \cdot 8 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}4}{1 \cdot 41} = 6010 \text{ (лм)}. \quad (8.6)$$

Приймаємо до установки лампи ЛБ40 в кількості n =2 шт., кожна з яких має світловий потік $Ф_л$=3120 лм.

Визначаємо відхилення світлового потоку :

$$\Delta Ф = \frac{Фл2 - Фл}{Фл2} = \frac{(3120*2) - 6010}{3120*2} \cdot 100\% = 3{,}6\% \quad (8.7)$$

Нарешті, визначимо потужність освітлювальної системи:

$$P = n \cdot N \cdot P_i \quad (8.8)$$

У цій формулі n - кількість світильників прийнята;

N – Приблизне число світильників; P_i – потужність однієї лампи (для світильників ЛБ40 P_i =40Вт). Тоді P =2 · 1 · 40 = 80 Вт

Захист від шуму і вібрації

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Вібропоглинання забезпечують нанесенням на вібруючі поверхні обгороджувань, трубопроводів і воздуховодов матеріалів з великим коефіцієнтом внутрішнього тертя.

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

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

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

Долікарська допомога.

Перша допомога - це комплекс заходів, направлений на відновлення здоров'я людини, або по можливості збереження його життя, потерпілого в результаті нещасного випадку, травмування, ударів, поразки електричним струмом, переломів і інше.

Перша допомога при поразці електричним струмом.

Перш за все необхідно швидко звільнити людину, що потерпіла від дії струму, і потім негайно приступити до надання першої допомоги.

Звільнити людину, що потерпіла від дії струму, можна декількома засобами.

Найбільш простий засіб - відключення відповідної частини електроустановки. Окрім того, при напрузі до 1000 В можна перерізувати або перерубати дроти або відтягнути потерпілого від струмоведучої частини, відкинути від нього дріт і так далі При напрузі вище 1000 В застосовують ті ж способи, але при цьому обов'язково застосовують діелектричні рукавички, боти.

Після звільнення потерпілого від дії струму, йому надають необхідну медичну допомогу тут же на місці.

Заходи першої медичної допомоги залежать від його стану. Якщо потерпілий в свідомості, але до цього був в непритомності або нетривалий час знаходився під впливом струму, йому необхідно створити повний спокій. За відсутності свідомості, але якщо збереглося дихання слід укласти потерпілого на м'яку підстилку, забезпечити приплив свіжого повітря, давати нюхати нашатирний спирт.

Якщо потерпілий дихає насилу - необхідно робити штучне дихання і масаж серця. За відсутності ознак життя, тобто за відсутності дихання

серцебиття, пульсу, не можна вважати потерпілого мертвим. В цьому випадку також треба робити штучне дихання і масаж серця.

Перша допомога при поразці хладагентами.

Перш за все при отруєнні хладагентом необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Якщо дихання припинилося, треба провести штучне дихання. За наявності дихання проводять інгаляцію теплою парою лимонної кислоти.

При попаданні рідкого аміаку на шкіру обережно розтирають обморожену ділянку стерильною ватяною кулькою або марлевою серветкою до почервоніння шкіри. Обморожене місце після цього обтирають спиртом і накладають на нього марлеву пов'язку. В разі утворення на тілі міхурів шкіру розтирати не можна - на обморожену ділянку тіла необхідно також накласти стерильну пов'язку.

При попаданні в очі негайно промивають їх струменем води кімнатної температури, а потім пускають в очі декілька крапель 2-4 % - ного розчину борної кислоти.

При задусі, викликаній недоліком кисню в приміщенні, заповненому газоподібним хладоном, необхідно негайно вивісь постраждавшего на свіже повітря. Рекомендується пиття, вдихання кисню в течії 30 -45 мин. В разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря.

При попаданні хладону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закапують в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно звернутися до лікаря.

Перша допомога при опіках і обмороженні

Обморожену частину тіла обережно розтирають сухою шерстяною ганчіркою або сукниною, аби відновити кровообіг і відігріти її до нормальної температури тіла. Після почервоніння шкіри, що свідчить про відновлення кровообігу, її змащують борним вазеліном або несолоним харчовим жиром,

накладають стерильну пов'язку і вкривають постраждавшего теплим одягом або ковдрою.

При опіках першого ступеня (почервоніння і припухлість шкіри) на уражене місце накладають примочки із слабкого розчину марганцевий - кислого калія, після чого місце опіку забинтовують. При опіках другої водяні міхури) і третій (глибокі пошкодження і омертвляння тканин) мірі одяг або взуття краще не знімати, а розрізати, зробити перев'язку, як при пораненнях, і направити постраждавшего в здравпункт.

При дуже сильних опіках викликають швидку допомогу; постраждавший повинен лежати непорушно; уражені місця накривають чистим простирадлом.

При опіках міцними кислотами або рідким аміаком уражене місце треба негайно промити сильним струменем води, а потім 5% - ним розчином марганцевий - кислого калія або 10% - ним розчином питної соди; після промивання накладають марлю, просочену сумішшю рослинної олії і вапняної води в рівному співвідношенні. У випадках попадання кислоти або її пари в порожнину рота або в очі їх треба промити 5% - ним розчином питної соди.

Глибокі поразки відбуваються при опіках їдкими лугами. В цьому випадку уражене місце необхідно промити швидкоплинним струменем води, а потім додатково слабким розчином оцетової кислоти або розчином борної кислоти.

Розрахунок вентиляції приміщення

Розрахувати продуктивність системи вентиляції приміщення пультовою, для однієї людини.

Вихідні дані: a=4м – довжина,b=2 м – ширина,c=3 м – висота

Розраховуємо об'єм приміщення по формулі:

$$V=a\cdot b\cdot c \qquad (8.10)$$

$V=4\cdot 2\cdot 3 =24$ м^3

Далі визначимо максимальну кількість робочих станцій для приміщення

$$n_{max}=S_{пом}/S_{норм}, \quad (8.11)$$

де $S_{норм}=6м^2$ – площа для одного робочого місця;

$$S_{пом}=a\cdot b \quad (8.12)$$

$S_{пом}=4\cdot2=8\ м^2$ – площа приміщення;

$n_{max}=8/6=1$ – к-ть робочих місць.

Витрата повітря під час надходження надлишкового тепла визначається по формулі:

$$L=\sum Q/(c_{возд}\cdot\rho_{возд}\cdot(t_{уд}-t_{пр})), \quad (8.13)$$

де L – продуктивність системи вентиляції, $м^3/ч$;

$c_{возд}=1{,}005$ кДж/кг·С – питома теплоємність повітря при постійному тиску;

$\rho_{возд}=1{,}2\ кг/м^3$ - щільність повітря;

$t_{уд}=24^oC$ - температура повітря, що видаляється. Для теплого періоду року і робіт «легка 1б» температура має бути від $(22…24)^oC$;

$t_{пр}$ – температура припливного повітря. Обчислюється за формулою:

$$t_{пр}= t_{уд} - \Delta t_{раб} \quad (8.14)$$

$t_{пр}= 24 – 5=19^oC$

$$\sum Q= Q_{людей}+ Q_{компьютера}+ Q_{освещ.}+ Q_{оборуд.}=170+300+80+350=900\ Вт \quad (8.15)$$

$$Q_{людей} =q_л\cdot n=170\cdot1=170\ Вт \quad (8.16)$$

$$Q_{компьютера}=q_к\cdot n=300\cdot1=300\ Вт \quad (8.17)$$

$Q_{освещ.}=160$ Вт

$Q_{оборуд.}=350$ Вт

$L=0{,}9/(1{,}005\cdot1{,}2\cdot(24-19))=0{,}149\ м^3/с = 537\ м^3/ч$

Визначаємо настановну потужність електродвигуна для вентиляції по формулі:

$$N=k\cdot L\cdot H\cdot10^{-6}/(3.6\cdot\eta_{вент}\cdot\eta_{прив}), \quad (8.18)$$

де k – коефіцієнт запасу (k= 1,05…1,5);

H – аеродинамічний опір вентилятора, H=300Па;

$\eta_{вент}$ – ККД вентилятора;

$\eta_{прив}$ - ККД приводу, який при клиноременной передачі рівний 0,95;

$N=1,2\cdot537\cdot300\cdot10^{-6}/(3,6\cdot0,6\cdot0,95)=0,1$ кВт

Приймаємо для нормальної вентиляції нашого приміщення продуктивність системи вентиляції рівну L=537 $м^3$/ч,осьовий вентилятор потужністю N=0,1 кВт. Якщо розрахунок вентиляції проводиться по декількох напрямах, за кінцевий результат береться найбільше значення.

Висновок:

Завдяки охороні праці можливо забезпечити безпеку життєдіяльності людини, збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Здійснення заходів щодо зниження виробничого травматизму і професійної захворюваності, а також поліпшення умов роботи праці ведуть до професійної активності трудящих, зростанню продуктивності праці і скорочення втрат при виробництві.

9 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ПРОЕКТУ

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

Капітальні вкладення визначають по формулі:

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

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

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

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

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

$$K_{тр} = 0,05 \cdot 195610 = 9780 (грн.)$$

$$K_{м} = 0,15 \cdot 195610 = 29341 (грн.)$$

$$K_{пр} = 0,2 \cdot 195610 = 39122 (грн.)$$

$$K_{об} = 195610 + 9780 + 29341 + 39122 = 273854 (грн.)$$

Таблиця 9.2 - Капітальні вкладення на СКП

Назва обладнання	Ціна за одиницю, грн	Одиниці виміру	Кількість одиниць	Загальна вартість обладнання, грн
«ВЕЗА» КЦКП-10	32000	шт.	1	32000
CGAN – 150 фірми TRAINE	145768	шт.	1	145768
Жестяні повітроводи	185	п.м.	81	14962
Повітророзподільні решітка	99,3	шт.	29	2880
Вся вартість обладнання				195610
Транспортні витрати				9780

Витрати на монтажні роботи	29341
Вартість проектних робіт	39122
Всього капітальних вкладень	273854

Розрахунок експлуатаційних витрат

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

Вони включають:

1. Витрати на електроенергію ($С_е$)
2. Витрати на воду ($С_в$) і допоміжні матеріали ($С_д$)
3. Витрати на заробітну плату ($С_з$)
4. Витрати на поточне обслуговування й поточний ремонт ($С_о$)
5. Амортизаційні витрати ($С_а$)
6. Інші витрати ($С_і$)

Витрати на електроенергію

$$C_э = \cdot 0,7 \cdot N_y \cdot T_э \cdot Ц_з \qquad (9.2)$$

- де $Ц_з$ - вартість 1 кВт електроенергії в годину;

N_y - сумарна настановна потужність;

$T_э$ - кількість годин роботи електродвигунів.

$N_у = N_{уст.1} + N_{уст.2}$

$N_у = 13,5+6,7 = 20,2$ кВт

$$C_э = 0,7 \cdot 20,2 \cdot 4380 \cdot 0,3 = 18580 \left({}^{грн.}\!/\!_{рік} \right)$$

Витрати на воду

$$C_в = B \cdot t_y \cdot Ц_в \cdot 10^{-3} \qquad (9.3)$$

де B – витрата води на зволоженя ,

t_y – кількість годин роботи в режимі зволоження;

$Ц_в$ – вартість 1 м^3 води.

$$C_в = 3705 \cdot 1080 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 6002 \left({}^{грн.}\!/\!_{рік} \right)$$

Допоміжні матеріали

$$C_м = C_{м_1} + C_{м2} \quad (9.4)$$

де $C_{м_1}$ - вартість річної витрати фреону, грн/рік;

$C_{м_2}$ - вартість річної витрати фільтруючого матеріалу, який визначається залежно від марки матеріалу, його запиленої і запиленої зовнішнього повітря, грн/год;

$$C_{м_1} = 0,1 \cdot V \cdot Ц_х = 0,1 \cdot 10 \cdot 232,3 = 232,3(грн.) \quad (9.5)$$

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

$Ц_х$ – вартість 1 кг хладогента, грн.

Вартість фільтруючого матеріалу:

$$C_{м2} = \frac{t_ф \cdot f \cdot ц_м}{t_м} = \frac{4380 \cdot 9,4 \cdot 20}{1343} = 613\left(грн./рік\right) \quad (9.6)$$

де $t_ф$ – час роботи фільтру, год/рік;

f – робоча поверхня фільтруючого матеріалу, м^2;

$Ц_м$ – вартість 1 м^2 фільтруючого матеріалу, грн.;

$t_м$ – час роботи фільтруючого матеріалу, год/рік.

$$C_м = 232,3 + 613 = 845,3\left(грн./рік\right)$$

Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування

$$C_о = 0,05 \cdot K_{об} = 0,05 \cdot 273854 = 13692\left(грн./рік\right) \quad (9.7)$$

Амортизаційні відрахування

$$C_а = 0,15 \cdot K_{об} = 0,15 \cdot 273854 = 41078\left(грн./рік\right) \quad (9.8)$$

Інші витрати

Приймаємо у розмірі 3% від сумарних експлуатаційних витрат:

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

Результати розрахунків експлуатаційних витрат зводимо в таблицю 9.3

Таблиця 9.3 – Експлуатаційні витрати

Найменування статей витрат	Сума, грн/рік
Витрати на електроенергію	18580

Витрати на воду	6002
Витрати допоміжні матеріали	845,3
Витрати на поточний ремонт і технічне обслуговування	15196
Амортизаційні відрахування	45589
Інші витрати	2586
Всього експлуатаційні витрати, грн/год	88798

Розрахунок приведених витрат

Приведені витрати визначимо по формулі:

$$П_i = C_i + E_H \cdot K_i = 88798 + 0{,}15 \cdot 273854 = 129876\left(грн.\right) \quad (9.10)$$

Визначимо питомі витрати на 1 м^3 повітря

- капітальні вкладення:

$$K^{/} = \frac{K}{V} = \frac{273854}{8672} = 31{,}57\left(грн./м^3\right) \quad (9.11)$$

- експлуатаційні витрати:

$$C^{/} = \frac{C}{V} = \frac{88798}{8672} = 10{,}24\left(грн./год \cdot м^3\right) \quad (9.12)$$

- приведені витрати:

$$П^{/} = \frac{П}{V} = \frac{129876}{8672} = 14{,}97\left(грн./год \cdot м^3\right) \quad (9.13)$$

Розрахунок економії від утилізації тепла:

Знаючи вартість 1 Гдж теплової енергії визначимо вартість енергії, що утилізувала:

$$C_{ут} = 20 \cdot 0{,}436 \cdot 18 \cdot 180 = 25{,}5\left(тис.грн.\right) \quad (9.14)$$

Розрахунки строку окупності капітальних вкладень

Після того як була встановлена система кондиціювання повітря працездатність робітників поліпшилась, поменшала частота захворювання. У зв'язку із цим і збільшився прибуток центру. Вона склала 230000 грн. Отже, строк окупності капітальних вкладень складе:

$$Т = \frac{К}{П}, \text{ років} \quad (9.15)$$

де: К - капітальні витрати, грн.;

П - збільшення прибутку, грн.;

$$Т = \frac{273854}{110000} = 2{,}5 \text{ роки}$$

Економічна ефективність СКП :

$$E = \frac{П}{К} \qquad (9.16)$$

$$E = \frac{110000}{273854} = 0,4$$

Результати розрахунку зведемо в таблицю 9.4.

Таблиця 9.4 - Техніко-економічні показники СКП

Показники:	Проектований варіант:
Продуктивність по повітрі, $\left(м^3/год\right)$	8672
Холодопродуктивність, $(кВт)$	39,4
Встановлена потужність, $(кВт)$	20,2
Витрата води, $\left(м^3/год\right)$	6
Капітальні вкладення, тис.грн.:	273,854
Річні експлуатаційні витрати, тис.грн.:	88,798
Питомі витрати на 1м^3 повітря: - капітальні вкладення: - експлуатаційні витрати: - приведені витрати:	 31,57 10,24 14,97
Економія від утилізації тепла, тис.грн:	25,5
Термін окупності, роки:	2,5

Отже перед тим як прийняти те чи інше рішення, треба детальний аналіз та перевірка усіх факторів , котрі мають вплив на вибір СКП . І тільки тоді треба приймати рішення яке обладнання вибрати. І звичайно треба розробити економічний розрахунок для замовника, котрий дасть більш повне уявлення про капітальні вкладення ,експлуатаційні витрати та строк окупності.

10.ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Жихарєва Н.В. Моделювання та оптимізація систем кондиціювання повітря / Н.В.Жихарєва // –Одесса: «ТЭС», 2016. – 171 с.
2. Zhang Q. Development of typical year weather data for Chinese locations. // Q.Zhang, J.Huang, S. Lang / ASHRAE Transactions: Symposia, 2002, vol. 108.
3. Джеджула, В. В. Д 40 Вентиляція та кондиціювання громадських об'єктів : навчальний посібник / Джеджула В. В. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 71 с. ISBN 978-966-641-830-5 chrome-extension://efaidnbmnnnibpcajpcglclefindmkaj/http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2021/Dzhedzhula_2021_71.pdf
4. Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
5. Kogut V.. The filter on the basis of the ejector of the heat exchanger for purification of harmful substances from flue gases using heat exchanger as combustion gas filter / V Kogut. V.Bushmanov, N. Zhykharieva//AIP Conferenc Proceedings 2285, 030087 (2020); https://doi.org/10.1063/5.0026819
6. Жихарєва Н.В. Математичні аспекти термоекономічного аналізу холодильної установки плодоовочесховища. / Н.В. Жихарєва.// Холодильна техніка і технологія. 2014. № 2 (148). С. 11–15. .
7. Жихарєва Н.В. Підвищення ефективності активного вентилювання при зберіганні плодоовочевої продукції / Н.В. Жихарєва., М.Г. Хмельнюк, В.І.// Наукові праці ОНАХТ – 2014. – Випуск 45. Том 1. с С. 116 –120. .
8. Німич Г.В. Сучасні системи вентиляції і кондиціювання повітря / Г.В. Німич, В.А. Михайлов, Е.С. Бондарь. // - К.: ТОВ «Видавничий будинок. Аванпост–Прим». - 2005. – 630 с. 142

9. Жихарєва Н.В. Математична модель плівкового зволожувача для плодоовочесховищ [Текст] / Н.В. Жихарєва // // Холодильна техніка і технологія. 2014. № 6 (152). С.54–58
10. Лабай В.Й., Тепломасообмін / В.Й. Лабай // –Львів: Тріада плюс. 2004 – 260.
11. Погорєлов А.І. Тепломасообмін : Навчальний посібник для вузів.– / А.І. Погорєлов Львів. –:«Новий світ-2000». – 2004. – 144 с..
12. Жихарєва, Н.В. Оптимізація режиму роботи холодильної установки плодоовочесховищ. / Н.В. Жихарєва, М.Г.Хмельнюк // Холодильна техника і технологія. – Одесса:ОДАХ. – 2012. – №5. - с.16-20.
13. Плодоовочесховища: проектування, оптимізація, розрахунки: підручник / М. Г. Хмельнюк, В. П. Кочетов, А. В. Форсюк, Н. В. Жихарєва ; під заг. ред. М. Г. Хмельнюка ; Одес. нац. акад. харч. технологій, Нац. ун-т харч. технологій. — Одеса : Бондаренко М. О., 2018. — 228 с
14. Жуковський,С.С. Аеродинаміка вентиляції : навч. посіб. / С. С. Жуковський, В. Й. Лабай ; Нац. ун-т "Львівська політехніка". — Львів : Вид-во Нац. ун-ту "Львівська політехніка", 2003. — 372 с.
15. М.І. Машкін Техологія виробництва молока і молочних продуктів / М.І.Машкін., Н.М.Париш. / / Навчальне видання. К.: Вища освіта, 2006. 351 с.

11. ВИСНОВКИ

СКП необхідна для підтримки необхідних параметрів повітря в приміщенні, незалежних від зовнішніх впливів (температури, вологовмісті, випромінюванні) і внутрішніх (теплоприпливи від устаткування, від людей, освітлення), які б сприяли створенню мікроклімату в приміщенні, необхідного по санітарно-гігієнічних нормах для нормального функціонування людського організму.

Основні економічні вимоги до проекту полягають в наступному: мінімальна вартість устаткування і будівельно-монтажних робіт, тривалий термін служби, максимально можлива економія електроенергії, води, тепла і особливо дорогого холоду.

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

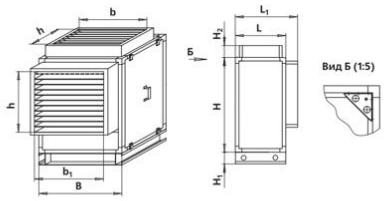
При виборі параметрів повітря в приміщенні необхідно враховувати, що вартість устаткування і експлуатація СКП невиправдано збільшиться, якщо вибрані значення температури і відносної вологості будуть завищені для холодного періоду року і занижені для теплого.

Як установка кондиціонування був вибраний центральний кондиціонер фірми ВЕЗА (типоразмер по каталогу КЦКП 10А з додатковою фільтрацією). До складу установки входять фільтри на припливному та витяжному потоці повітря, блоки повітрянагрівачів , живлений від централізованої системи теплопостачання з параметрами теплоносія 90ºС / 70ºС. Також встановлена форсункова камера зволоження , пластинчатий тепло утилізатор, блоки вентиляторів і блоки шумоглушіння . Всі блоки забезпечені системами автоматики, що входять до складу установки.

Додатки

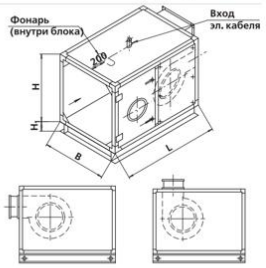
Найменування блоків з індексами і характеристиками вхідного обладнання

1. блок приймально-змішувальний (два клапани)



Розмір, мм	20
B	1900
H	1400
H_1	150
H_2	215
L	790
L_1	365
b	1735
n	625
Маса, кг	170

2 і 10. Вентилятор ВР-6,3

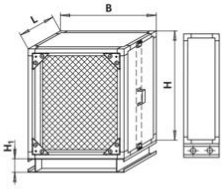


Розмір, мм	20
№ центорб. вентилятора	5-6,3
B	1900
H	1400
H_1	150
$L_{центр}$	2050
$L_{бл.с\ рез.двиг-м}$	2600
Маса, кг	430

3. Фільтр осередковий

Марки ФВП-I-1900-1400-48-G3

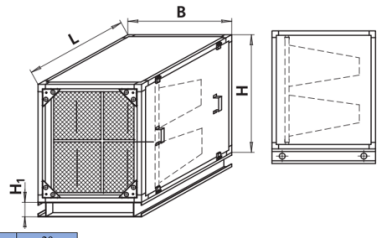
Размер, мм	20
B	1900
H	1400
L	300
H_1	150
Тип фильтра/ Класс фильтрации	ФВП-I
Масса, кг	83



Технічні характеристики

Показатель	ФВП-I G3
Начальное аэродинамическое сопротивление, Па, (кгс/м2)	40
Конечное аэродинамическое сопротивление, Па, (кгс/м2)	130
Средняя эффективность очистки по весу,%	90-95
Фильтрующий материал	стекловолокнистый материал
Марка фильтра	ФВП-I-XX-48-G3

4. Фільтр кишеньковий ФВК-66-360-6-G



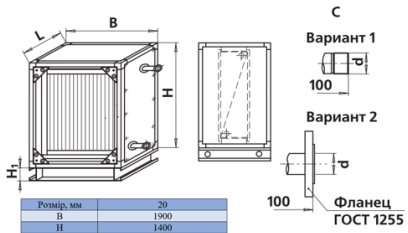
Розмір, мм	20
B	1900
H	1400
L	590
H_1	150
Клас фільтрації	G4
Маса, кг	165

Показник	Фільтр G4
Початковий аеродинамічний опір, Па	32
Кінцевий аеродинамічний опір, Па	250
Середня ефективність очищення за вагою	> 90

Технічні характеристики

Кондиціонер	Марка фільтра	Клас	Кількість, шт	Площа, м²
КЦКП-20	ФВК-66-360-6-G	G4	6	13,2

5 і 8. Повітронагрівач рідинний

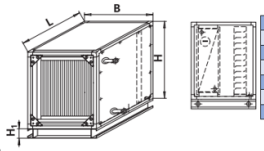


Розмір, мм	20
B	1900
H	1400
L	360
H_1	150
I	Симетрично L в залежно від кількості ряду труб
d	Визначається заводом
Тиск роб. (МПа)	1,6
Маса (без обвідного каналу), кг	166

Технічні характеристики без обвідного каналу

Кондиціонер	Позначення повітронагрівача	Розміри, мм фронтальний переріз		Потужність, кВт
		Довжина трубок	Висота трубної решітки	
КЦКП-20	ВНВ243.1-163-120-03-3,0-04-2	1630	1200	500

6. Повітроохолоджувач рідинний



Розмір, мм	20
B	1900
H	1400
L	700
H_1	150
Повний тиск вентилятора, Па	1,6
Маса, кг	216

Влаштування дренажу

Кожен кондиціонер з охолоджувачем повітря комплектується сифоном (гідрозатвором), що забезпечує злив конденсату в дренажну систему.

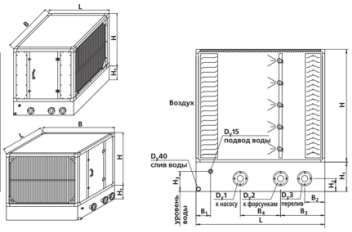
Технічні характеристики

Марка сифона	Повний тиск вентилятора, Па	h, мм	H, мм	Рис.
СФ-32/6-10	600-1000	117	242	1

Кондиціонер	Позначення повітроохолоджувача	Розміри, мм фронтальний переріз		Потужність
		Довжина трубок	Висота трубної решітки	
КЦКП-20	ВОВ243.1-163-120-06-3,0-04-1	1630	1200	180

7. Форсункова камера зрошення

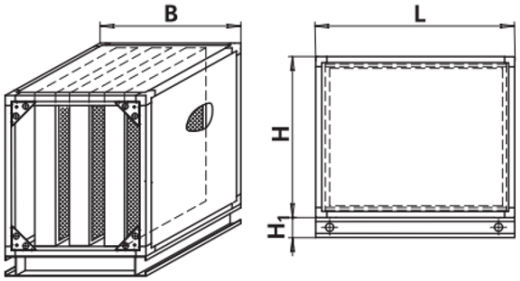
Розмір, мм	20
B	1900
H	1400
L	1600
H_1	365
H_2	160
H_3	250
B_1	180
B_2	250
B_3	550
B_4	500
D, 1, 2, 3	65
Маса, кг	610



Технічні характеристики

Кондиціонер	Коефіцієнт адіабатичної ефективності, ЕА	Витрата води, т/год	Тиск перед форсунками, кг/см²	Тип насоса
КЦКП-20	0,95	30,3	2,8	К65-50-160
Потужність, кВт	Частота обертів, годин⁻¹	Напруга, В	Частота току, Гц	
5,5	3000	380	50	

10. Шумоглушник



Розмір, мм	20
B	1900
H	1400
L	1645
H_1	150
Маса, кг (L=1645)	225

Зниження рівнів звукової потужності блоками шумоглушення

Типорозмір	Довжина пластин I, м	Зниження рівня звукової потужності, дБ в октавних полосах з середньогеометричними частотами, Гц
		1000
КЦКП-5…КЦКП-100	0,5	8

Спіральний компресор ZP Copeland Scroll™ для кондиціювання повітря з оптимізованою сезонною продуктивністю

Технічні характеристики та переваги

Нові спіральні компресори ZP*KZE та ZP*KPE для великих чилерів відрізняються покращеними можливостями контролю та підвищеною ефективністю охолодження при частковому завантаженні завдяки технології змінної об'ємної продуктивності (VVR). Це дозволить виробникам обладнання відповідати мінімальному рівню сезонної ефективності відповідно до Директиви з екологічних вимог до продукції. Вони оснащені модулями зв'язку CoreSense™, що підвищує надійність за рахунок передачі компресора в системний контролер в режимі реального часу і забезпечує тепловий захист. Вони призначені для реверсивних чилерів, кришок з вентиляторним блоком або блоків очищення повітря з холодопродуктивністю 30-400 кВт.

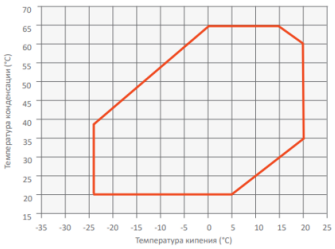
• Висока сезонна ефективність (SEER) SEER на 5% ефективніша за попереднє покоління

• Гнучкість та менша складність

Широкий діапазон рівноважних та нерівноважних конфігурацій тандему та трио для всієї лінійки системи при зменшенні обсягу складських запасів компресорів.

• Підвищена надійність за рахунок використання електроніки

Робочий діапазон для R410a



Огляд технічних властивостей

Модели	Номинальная мощность, л.с.	Мощность (кВт)	EER	Холодильный коэффициент (кг/кВт)	Патрубок всасывания (дюйм)	Патрубок нагнетания (дюйм)	Количество масла (л)	Длина/ширина/высота (мм)	Масса нетто (кг)	Версия двигателя/код		Максимальный рабочий ток (А)		Ток блокировки ротора (А)		Звуковое давление на расст. 1 м – дБ (А) ***
										1 фаза*	3 фазы**	1 фаза*	3 фазы**	1 фаза*	3 фазы**	
ZP137KPE	12,0	29,0	3,2	22,1	1 1/8	7/8	3,3	264/285/552	65		TFD		25		118	65
ZP154KPE	13,0	33,0	3,1	24,9	1 1/8	7/8	3,3	264/285/552	65		TFD		31		140	65
ZP182KPE	15,0	39,0	3,1	29,1	1 1/8	7/8	3,3	326/295/552	66		TFD		34		174	66
ZP232KZE	20,0	50,6	3,3	36,6	1 1/8	1 1/8	4,4	344/292/661	90		TED		38		241	72
ZP292KZE	25,0	63,4	3,3	45,7	1 1/8	1 1/8	4,4	344/292/661	90		TED		48		287	73
ZP385KPE	30,0	82,9	3,2	60,8	1 1/8	1 1/8	6,3	447/427/724	177		TWD		65		310	74
ZP485KPE	40,0	105,0	3,2	77,3	1 1/8	1 1/8	6,3	368/345/756	190		TWD		82		408	78

Споживна потужність

Температура конденсации 50 °C																
R410A	Холодопроизводительность (кВт)							R410A	Входная мощность (кВт)						
	Температура кипения (°C)								Температура кипения (°C)						
Модель	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15	Модель	-15	-10	-5	0	+5	+10	+15
ZP137KPE		16,0	20,0	24,5	29,5	35,2	41,5	ZP137KPE		9,8	9,7	9,6	9,5	9,5	9,4
ZP154KPE		18,3	22,5	27,4	33,0	39,4	46,6	ZP154KPE		11,0	10,9	10,8	10,7	10,5	10,5
ZP182KPE		21,6	26,7	32,4	38,8	46,0	54,2	ZP182KPE		12,8	12,8	12,7	12,6	12,5	12,4
ZP232KZE		28,5	34,9	42,2	50,6	60,1	70,8	ZP232KZE		15,2	15,3	15,3	15,3	15,3	15,3
ZP292KZE		36,1	44,0	53,1	63,3	74,8	87,6	ZP292KZE		19,4	19,5	19,4	19,4	19,3	19,3
ZP385KPE		47,0	57,3	69,2	82,9	98,6	116,5	ZP385KPE		25,9	25,9	25,8	25,8	25,9	26,1
ZP485KPE		60,7	73,5	88,2	105,0	124,5	146,0	ZP485KPE		32,9	32,9	32,9	33,0	33,1	33,4

Обираю компресор по розрахованій холодопродуктивності Qo=43 кВт, марки ZP Copeland Scroll (ZP232KZE)