

Міністерство освіти і науки України
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

**РОЗРАХУНКОВО-ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ВИПУСКНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА СПЕЦІАЛЬНОСТІ
142 «ЕНЕРГЕТИЧНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ»**

Освітньо-професійної програми «Холодильні машини і установки»

Тема «Теплоутилізатор-конденсатор центральної системи кондиціонування»

Завідувач кафедри ТТФ

Ванєєв С. М.

Керівник роботи

Мерзляков Ю. С.

Студент

Филипів Л. А.

Суми 2021

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ЗАВДАННЯ ДО ВИПУСКНОЇ РОБОТИ

РОЗРАХУВАТИ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОР-КОНДЕНСАТОР ЦЕНТРАЛЬНОЇ
СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ

Робоча речовина: R134a

Теплове навантаження на теплоутилізатор: $Q_{\text{ту}} = 60$ кВт

Температура конденсації R134a: $t_{\text{к}} = 35$ °С

Температура повітря на вході: $t_{\text{п1}} = 25$ °С

Температура повітря на виході: $t_{\text{п2}} = 30$ °С

ЗМІСТ

С.

Вступ.....	3
1. Пластинчастий теплоутилізатор.....	5
1.1. Конструкція пластинчастого теплоутилізатора.....	5
1.2. Конструкція пластин теплоутилізатора.....	8
2. Розрахунок теплоутилізатора.....	12
2.1. Схема і цикл холодильної машини центрального кондиціонера..	12
2.2. Тепловий розрахунок теплоутилізатора.....	13
2.2.1. Основні параметри середовищ.....	13
2.2.2. Визначення питомого теплового потоку з боку повітря.....	14
2.2.3. Визначення питомого теплового потоку з боку холодильного агента.....	15
2.3. Компонувний розрахунок теплоутилізатора.....	19
2.4. Розрахунок основних робочих елементів теплоутилізатора.....	20
2.5. Гідравлічний розрахунок теплоутилізатора.....	21
3. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	22
3.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів.....	22
3.2. Вентиляція і параметри мікроклімату приміщення.....	27
Список літератури.....	30

					ХКдн 74.00.00.00 ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.		Филиппів			Теплоутилізатор- конденсатор центральної системи кондиціювання	Лит.	Лист	Листов
Провер.		Мерзляков					2	30
Реценз.						СумДУ, ХКдн-74др		
Н. Контр.								
Утверд.								

ВСТУП

Центральний кондиціонер (рис. 1) складається з окремих типових секцій, герметично з'єднаних між собою. Корпус кондиціонера виконаний на базі каркаса з алюмінієвих профілів, до яких кріпляться постійні і знімні панелі (для доступу до агрегатів). Панелі складаються з зовнішнього і внутрішнього оцинкованих листів, між якими встановлюється теплоізоляція з мінеральної вати. З метою полегшення підходу до вузлів установки передбачені оглядові двері, що відкриваються або знімні панелі з боку обслуговування [1, 2].

Розміри секцій уніфіковані і залежать, як правило, від витрати і швидкості оброблюваного в кондиціонері повітря. Серед основних секцій, які використовуються при компонуванні центрального кондиціонера: секція вентилятора, охолодження, нагрівання, зволоження, фільтрації, шумоглушення.



Рисунок 1 – Центральний кондиціонер

При проектуванні вентиляції і кондиціонування для економії тепла і холоду доцільно використовувати вторинні теплові енергетичні ресурси:

- тепло повітря, що видаляється системами загальної вентиляції, кондиціонування повітря і місцевих відсмоктувачів, коли рециркуляція повітря неприпустима;

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

• тепло і холод технологічних установок, що придатні для вентиляції і кондиціонування.

Для використання тепла повітря, що видаляється з приміщень застосовуються теплоутилізатори, які поділяються на три типи:

- перехресні (рекуперативні) теплообмінники;
- обертові (регенеративні) теплообмінники;
- системи з проміжним теплоносієм.

Тип теплоутилізатора визначає і тип відповідної секції центрального кондиціонера.

Впровадження теплоутилізаторів у діючі системи промислових вентиляцій дозволяє зменшити економічні витрати на опалення, гаряче водопостачання, кондиціонування повітря тощо за рахунок раціонального використання вторинних енергетичних ресурсів, якими володіє надлишкове вентиляційне повітря.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

1. ПЛАСТИНЧАСТИЙ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОР

1.1 Конструкція пластинчастого теплоутилізатора

Пластинчасті теплообмінні апарати відносять до класу рекуперативних теплообмінників інтенсивної дії з поверхнею теплообміну з листового металу. У сучасній світовій практиці їх відносять до компактних теплообмінників. Під компактними розуміються апарати, що мають співвідношення площі теплопередаючої поверхні до об'єму, який вона займає, більше $200 \text{ м}^2/\text{м}^3$ і гідравлічний діаметр, що не перевищує 14 мм. Це поняття компактності дещо ширше прийнятого раніше, коли цей параметр повинен був перевищувати $700 \text{ м}^2/\text{м}^3$ (при гідравлічному діаметрі приблизно 4 мм), але бурхлива поява на ринку теплообмінників недорогих пластинчастих апаратів, який за своїми габаритами значно менше традиційних кожухотрубних, створило передумови для розширення визначення поняття компактності.

Унікальність конструкції пластинчастих теплообмінників в порівнянні з іншими типами теплообмінного обладнання, полягає в простоті монтажу і обслуговування, високої ефективності теплопередачі і доступною ціною апаратів.

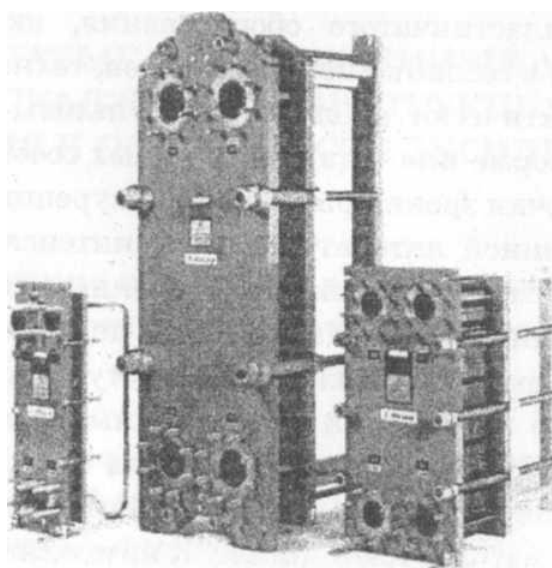


Рисунок 2 – Пластинчасті розбірні теплообмінники фірми «Альфа Лаваль»

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

До основних переваг пластинчастих теплообмінних апаратів можна віднести наступне:

- висока теплова ефективність при невеликій різниці температур на кінці апарату (для повного протivotоку допускається різниця температур до 1 °С);
- можливість швидкої зміни поверхні теплообміну шляхом додавання або зменшення кількості пластин в пакеті в межах наявної конструкції апарату;
- компактність і мінімальний простір для сервісного обслуговування;
- простота обслуговування, як шляхом розбирання, так і промиванням миючим розчином;
- менші капіталовкладення за рахунок меншої матеріалоемності, меншого простору і відсутності необхідності спеціального фундаменту для установки;
- ідентична геометрія пластин дозволяє стандартизувати і уніфікувати виготовлення апаратів і теплових пунктів;
- високолегована сталь і синтетичний матеріал прокладок не забруднюють продукт.

Пластинчасті теплообмінники, завдяки своїй високій тепловій ефективності і компактності, набули широкого поширення в теплопостачанні, особливо в системах централізованого теплопостачання, в системах опалення житлових та промислових будівель і системах гарячого водопостачання (ГВП). Особливо широке впровадження отримали розбірні пластинчасті апарати різної номенклатури.

Розбірний пластинчастий теплообмінник стандартної конструкції, представлений на рисунку 3, містить сукупність гофрованих пластин, виготовлених з корозійно-стійкого матеріалу, що утворюють два канали для двох теплоносіїв (гріючого і того, що нагрівається), що беруть участь в

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

процесі теплообміну. Паке́т пластин, прикріплений до несучої балки, розміщується між опорною (нерухомою) і натискною плитою і стягують болтами. Стандартна опорна плита, як правило, має чотири отвори, по два для входу і виходу теплоносіїв. Натискна плита може не мати отворів, мати два або чотири отвори. Це обумовлено особливостями призначення апарату і його компонованням. Несуча балка теплообмінника конструктивно буває консольною, двоопорною або іноді триопорною. Як матеріал плит, несучої балки, болтів використовується вуглецева або оцинкована сталь, для патрубків приєднань застосовують нержавіючу і вуглецеву сталь, іноді титан. Кожна пластина забезпечена прокладкою з термостійкої гуми, ущільнюючої з'єднання і спрямовуючої різні потоки рідин у відповідні канали.

Сукупність деталей, що забезпечують фіксацію пакета пластин, зазвичай називають рамою. Рами пластинчастих апаратів відрізняються за своїми розмірами для різних типів апаратів, товщина плит і діаметр стяжних болтів залежать від робочого і максимального тиску теплоносіїв, на які розрахований теплообмінник.

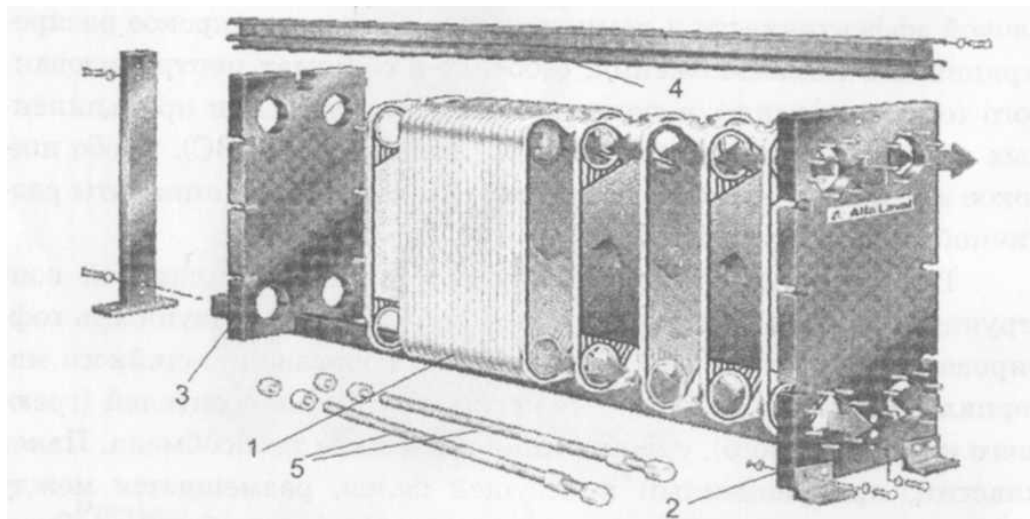


Рисунок 3 – Конструкція розбірного пластинчастого теплообмінника

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. Конструкція пластин теплоутилізатора

Конструкція пластинчастого теплообмінника передбачає їх створення на базі стандартних елементів – теплообмінних пластин. Конструкція пластин визначає технічні показники теплообмінного апарату. Пластина являє собою складну деталь, яка виконує завдання теплообмінного, механічного, гідродинамічного характеру і визначає тип пластинчастого апарату (рис. 4).

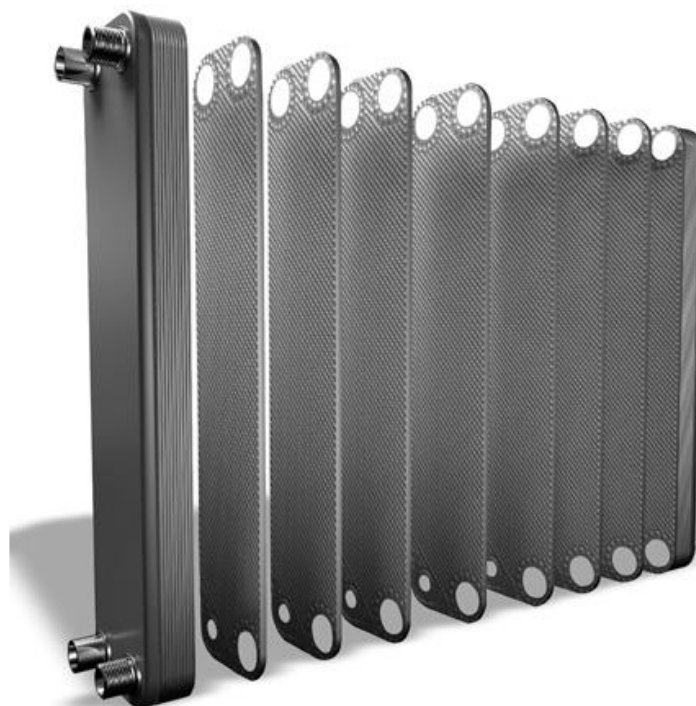


Рисунок 4 – Паяний пластинчастий теплообмінник

Теплоносій, що має більш високу температуру і віддає тепло, називають гарячим (іноді гріючим) теплоносієм, а поверхня апарату, яку він омиває – гарячою стороною. Відповідно теплоносій з більш низькою температурою, який приймає тепло, називають холодним (або той, що нагрівається) і поверхня його дії холодної стороною. Середовища, що нагрівається і гріє, завжди відокремлені один від одного двома прокладками (рис. 5). Протікаючи по каналу, кожне з середовищ має своє ущільнення. Причому, якщо виникне виток, то вони будуть тільки назвні і, таким

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

чином, змішування середовищ не відбувається. Прокладки між пластинами встановлюються в основному без клею («кліп он», «кліп ін» тощо) і іноді на клею. Це дозволяє значно спростити обслуговування і експлуатацію апарату за рахунок мінімальних трудовитрат на заміну прокладок обслуговуючим персоналом.

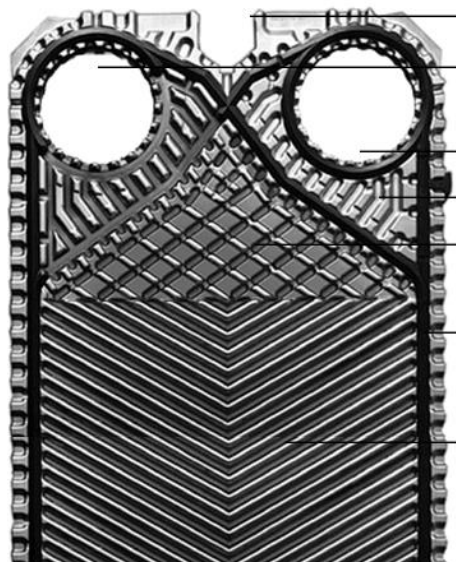


Рисунок 5 – Пластина теплообмінника

Необхідна кількість пластин, їх профіль і розмір визначаються по витраті середовищ і їх фізико-хімічними властивостями, температурою і допустимим гідравлічним опором по гарячій та холодній стороні (що гріє і що нагрівається). Гофрована поверхня пластин забезпечує високу турбулізацію потоків і жорсткість конструкції теплообмінника.

Однією з визначальних характеристик пластинчатих теплообмінних апаратів є конструкція і форма пластин, що утворюють поверхні теплообміну і канали для робочих середовищ. Форма пластин і профілі їх поверхні дуже різноманітні. Пластины випускаються з площею теплопередаючої поверхні від $0,025 \text{ м}^2$ до $3,5 \text{ м}^2$, що дозволяє реалізовувати максимально точно розрахунок апаратів на необхідні умови.

Мала товщина пластин (0,4 - 1,0 мм) і малий зазор між пластинами (3 - 6 мм) дозволяють отримати високу компактність і малу металоємність.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Питома робоча поверхня сучасних апаратів може досягати $1500 \text{ м}^2 / \text{м}^3$. Гофрування пластин забезпечує рух теплоносіїв між пластинами в каналах складної форми, що дозволяє збільшити турбулентність потоку і, отже, підвищити коефіцієнт тепловіддачі.

Більшість типів пластинчастих теплообмінників випускаються, по крайній мірі, з двома варіантами пластин, які відрізняються кутом розкриття гофр. Пластини з меншим кутом дають меншу тепловіддачу при меншому значенні гідравлічного опору. Відповідно, пластини з великим кутом розкриття гофр характеризуються більш високою інтенсивністю теплопереносу, але при цьому володіють великим гідравлічним опором. На даний час практично всі фірми, що випускають пластинчасті теплообмінники, є розробниками пластин власної конструкції, як правило, зі своїм оригінальним гофруванням.

У пластинчастих теплообмінниках можлива організація різних груп каналів. При наявності двох типів пластин можуть бути отримані три типи каналів: малого, середнього та високого гідравлічного опору. Канали малого гідравлічного опору утворюють пластини з малим кутом нахилу гофри до вертикальної осі пластини, наприклад це L-пластини з кутом 30° по термінології фірми «Альфа Лаваль», високого – Н-пластини з кутом 60° і середнього – МН-пластини або МЛ-пластини, що виконані суміщенням L і Н пластин. Зауважимо, що в одному теплообмінному апараті доцільно використовувати поєднання двох типів каналів, малого і середнього або середнього і високого гідравлічного опорів.

Для підведення теплоносіїв застосовують приєднання фланцевого або різьбового типу, в залежності від марки апарату і витрат теплоносіїв. При цьому різьбові шпильки кріпляться по всьому периметру отвору. Використовується три типи конструкції сполучних отворів: без вставки, з гумовою вставкою і з металевою вставкою.

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

У ряді конструктивних рішень теплообмінних апаратів (багатоходові теплообмінники тощо) виникає необхідність заглушити приєднувальні отвори на нерухомій або притискній плиті. Для цього використовуються спеціальні заглушки, що блокують невикористовувані отвори.

В процесі експлуатації часто виникає необхідність зовнішнього огляду приєднання без демонтажу труб. Для цього на теплообмінниках встановлюють кришки для огляду. Крім того, такі кришки застосовуються для приєднань на притискній плиті.

Геометричні характеристики пластин типу ПР-0,5М

Довжина/ширина: 1380/550 мм

Площа теплообмінної поверхні пластин: $f_{пл} = 0,5 \text{ м}^2$

Товщина стінки: $\delta_{ст} = 0,001 \text{ м}$

Маса: 5,6 кг

Площа поперечного перерізу одного каналу: $f = 0,0024 \text{ м}^2$

Відстань між стінками пластин: 0,005 м

Крок гофр уздовж потоку: 20,8 мм

Крок гофр по нормалі до гофр: 18 мм

Висота гофри: $\delta = 0,005 \text{ м}$

Кількість гофр на пластині: 66

Еквівалентний діаметр: $d_{екв} = 0,96 \cdot 10^{-2} \text{ м}$

Приведена довжина: $L_{пр} = 1 \text{ м}$

Площа поперечного перерізу пакету пластин: $f_b = 0,48 \text{ м}^2$

Кут нахилу гофр до вертикальної осі симетрії: 60°

Площа поперечного перерізу кутового отвору: $0,017 \text{ м}^2$

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

2.2 Тепловий розрахунок теплоутилізатора

Головна складність розрахунку теплоутилізатора це визначення його питомих теплових потоків. У каналах між пластинами відбувається виняткова складність гідродинамічних і теплових процесів, які створюють труднощі для аналітичного розв'язання поставленого завдання. Тому основні розрахункові рівняння отримані експериментальним способом і представлені у критеріальній формі.

2.2.1. Основні параметри середовищ

Параметри повітря:

Температура повітря на вході: $t_{п1} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура повітря на виході: $t_{п2} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

Середня температура: $t_{п\text{cp}} = 27,5 \text{ }^\circ\text{C}$

Густина повітря: $\rho_{п} = 1,17 \text{ кг/м}^3$

Теплоємність: $C_p = 1,005 \text{ кДж/кг}\cdot\text{К}$

Кінематична в'язкість: $\nu_{п} = 16\cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$

Теплопровідність: $\lambda_{п} = 0,026 \text{ Вт/ м}\cdot\text{К}$

Число Прандтля: $Pr_{п} = 0,7$

Параметри холодоагента R134a:

Температура конденсації: $t_{к} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$

Масова витрата: $m_x = 0,4 \text{ кг/с}$

Густина: $\rho_{x/п} = 40,6 \text{ кг/м}^3$; $\rho_{x/p} = 1170 \text{ кг/м}^3$

Динамічна в'язкість: $\mu_x = 12,9\cdot 10^{-6} \text{ Па}\cdot\text{с}$

Питома теплота пароутворення: $r_x = 167,14 \text{ кДж/кг}$

Теплопровідність: $\lambda_x = 0,0143 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$

Кінематична в'язкість: $\nu_x = 0,3\cdot 10^{-6}$

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

2.2.2. Визначення питомого теплового потоку з боку повітря

Масова витрата повітря

$$G_n = \frac{\dot{Q}_{TV}}{C_p (t_{n1} - t_{n2})} \quad (1)$$

$$G_n = \frac{60}{1,005 \cdot (30 - 25)} = 11,94 \text{ кг/с}$$

Швидкість руху повітря

$$w_n = \frac{G_n}{\rho_n \cdot f_b} \quad (2)$$

$$w_n = \frac{11,94}{1,17 \cdot 0,48} = 21,26 \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса для повітря дорівнює

$$Re_n = \frac{w_n \cdot d_{екв}}{\nu_n} \quad (3)$$

$$Re_n = \frac{21,26 \cdot 0,0096}{16 \cdot 10^{-6}} = 12756$$

Число Нуссельта

$$Nu_n = 0,57 \cdot Re_n^{0,5} \quad (4)$$

$$Nu_n = 0,57 \cdot 12756^{0,5} = 64,4$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря дорівнює

$$\alpha_n = \frac{Nu_n \cdot \lambda_n}{d_{екв}} \quad (5)$$

$$\alpha_n = \frac{64,4 \cdot 0,026}{0,0096} = 174 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Середній температурний напір

$$\bar{\Delta t} = \theta_n = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_{\bar{m}}}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_{\bar{m}}}} = \frac{t_{\bar{o}2} - t_{\bar{o}1}}{\ln \left(\frac{t_{\kappa} - t_{\bar{o}1}}{t_{\kappa} - t_{\bar{o}2}} \right)} \quad (6)$$

$$\bar{\Delta t} = \frac{30 - 25}{\ln \left(\frac{35 - 25}{35 - 30} \right)} = 7,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Термічний опір

$$\sum R = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_{забр}, \quad (7)$$

де $R_{забр} = 0,000057 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ – термічний опір забруднень

$\lambda_{ст} = 15,5 \text{ Вт}/\text{м} \cdot \text{К}$ – теплопровідність пластини (хромнікелева сталь).

$$\sum R = \frac{0,001}{15,5} + 0,000057 = 12,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$$

Питомий тепловий потік з боку повітря

$$(q_F)_n = \frac{\theta_{TV} - \theta_x}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum R} \quad (8)$$

$$(q_F)_n = \frac{7,2 - \theta_x}{\frac{1}{174} + 12,2 \cdot 10^{-5}} = 170,38 \cdot (7,2 - \theta_x) \text{ Вт}/\text{м}^2$$

2.2.3. Визначення питомого теплового потоку з боку

ХОЛОДИЛЬНОГО АГЕНТА

Швидкість руху холодоагенту

$$w_x = \frac{m_x}{\rho_x \cdot f} \quad (9)$$

$$w_x = \frac{0,4}{40,6 \cdot 0,0024} = 4,105 \text{ м}/\text{с}$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Число Рейнольдса для холодоагенту

$$Re_x = \frac{w_x \cdot d_{екв}}{v_x} \quad (10)$$

$$Re_x = \frac{4,105 \cdot 0,0096}{0,3 \cdot 10^{-6}} = 131363$$

Число Нуссельта

$$Nu_x = C \cdot (Re_x^2 \cdot K_f)^n, \quad (11)$$

де C, n – коефіцієнти критеріального рівняння.

Критерій швидкості краплеутворення

$$K_f = \frac{\chi_{вых} - \chi_{вх}}{g \cdot L_{np}} \cdot r_x \quad (12)$$

$$K_f = \frac{1 - 0,171}{9,81 \cdot 1} \cdot 167,14 = 14,12$$

$$Nu_x = 8,2 \cdot 10^{-3} \cdot (131363^2 \cdot 14,12)^{0,4} = 294,12$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодоагента дорівнює

$$\alpha_x = \frac{Nu_x \cdot \lambda_x}{d_{екв}} \quad (13)$$

$$\alpha_x = \frac{294,12 \cdot 0,0143}{0,0096} = 438 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Питомий тепловий потік з боку холодоагента

$$(q_F)_x = \alpha_x \cdot \theta_x \quad (14)$$

$$(q_F)_x = 438 \cdot \theta_x$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Прирівнюючи значення питомого теплового потоку з боку холодоагенту до питомого теплового потоку з боку повітря, отримаємо

$$170,38 \cdot (7,2 - \theta_x) = 438 \cdot \theta_x$$

$$1226,7 - 170,38 \cdot \theta_x = 438 \cdot \theta_x$$

$$438 \cdot \theta_x + 170,38 \cdot \theta_x = 1226,7$$

$$\theta_x = 2,016^\circ\text{C}$$

Питомий тепловий потік з боку холодоагента

$$(q_F)_x = 438 \cdot 2,016 = 883,16 \text{ Вт/м}^2$$

Визначимо питомий тепловий потік у теплоутилізаторі графоаналітичним методом. Для цього побудуємо у таблиці значення функцій способом через інтервал, задаючись інтервалом зміни аргументу.

Результати розрахунків заносимо до таблиці 2.

Таблиця 2 – Питомі теплові потоки в залежності від θ_x

$\theta_x, ^\circ\text{C}$	$\theta_n - \theta_x, ^\circ\text{C}$	$(q_F)_n, \text{Вт/м}^2$	$(q_F)_x, \text{Вт/м}^2$
0	7,2	1231,64	0
1	6,2	1060,90	438,17
2	5,2	890,16	876,34
3	4,2	719,41	1314,51
4	3,2	548,67	1752,68
5	2,2	377,93	2190,85
6	1,2	207,19	2629,02
7,2	0	0	3160,73

Побудуємо залежності питомого теплового потоку в інтервалі температур $0 \leq \theta_x \leq \theta_n$:

з боку повітря: $(q_F)_n = f(\theta_n - \theta_x)$;

з боку холодоагента: $(q_F)_x = f(\theta_x)$.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

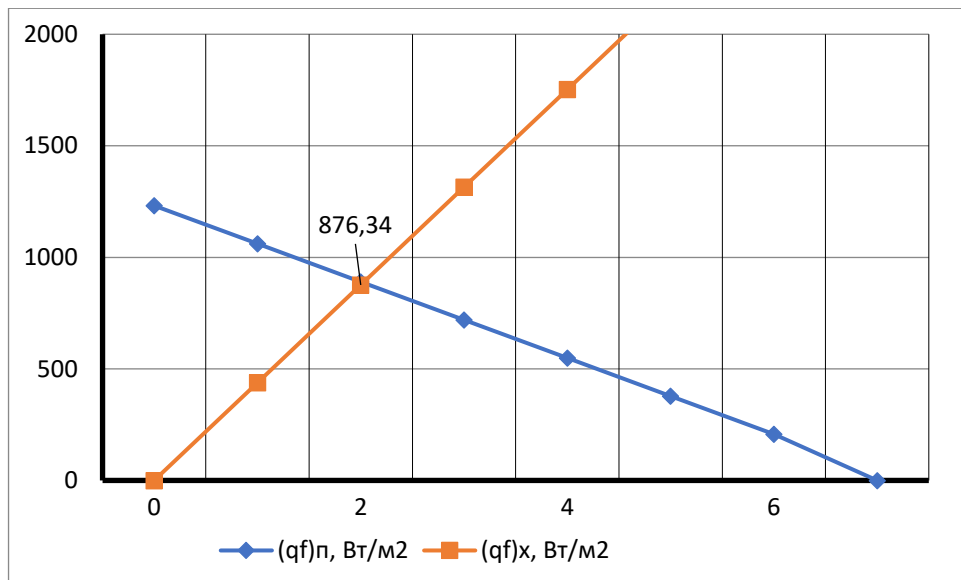


Рисунок 7 – Графоаналітичний метод визначення питомого теплового потоку в теплоутилізаторі

Тепловий потік у теплоутилізаторі за графоаналітичним методом

$$q_{TY} = 876,34 \text{ Вт/м}^2$$

Розрахункова площа теплообмінної поверхні теплоутилізатора:

$$F_{TY} = \frac{\dot{Q}_{TY}}{q_{TY}} \quad (15)$$

$$F_{TY} = \frac{60}{0,87634} = 68,47 \text{ м}^2$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3. Компонувний розрахунок теплоутилізатора

Необхідна кількість пластин, що стикаються з холодинним агентом для забезпечення розрахункової площі теплообміну

$$n_x = \frac{F_{TY}}{f_{nl}} \quad (16)$$

$$n_x = \frac{68,47}{0,5} = 136,94$$

Приймаємо $n_x = 137$.

Конструктивно приймаємо кількість ходів холодоагенту $X_x = 1$.

Кількість паралельних каналів по ходу течії холодоагенту

$$Z_x = \frac{n_x}{2 \cdot X_x} \quad (17)$$

$$Z_x = \frac{137}{2 \cdot 1} = 68,5$$

Приймаємо $Z_x = 69$.

Сумарна кількість каналів по ходу течії повітря

$$N_{n,tot} = Z_x + 1 = \quad (18)$$

$$N_{n,tot} = 69 + 1 = 70$$

Кількість каналів по ходу течії повітря

$$X_n = \frac{N_{n,tot}}{Z_n} \quad (19)$$

Конструктивно приймаємо $X_n = 1$.

Загальна кількість пластин

$$n_{tot} = Z_x \cdot X_x + Z_n \cdot X_n + 1 \quad (20)$$

$$n_{tot} = 69 \cdot 1 + 70 \cdot 1 + 1 = 140$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.4. Розрахунок основних робочих елементів теплоутилізатора

Вихідні дані:

Тиск конденсації холодоагенту: $p_k = 8,87$ МПа

Площа поверхні гумової прокладки, що стикається з х/а: $f_{np} = 0,005$ м²

Коефіцієнт тертя гуми об поверхню металу: $k_{тр} = 0,15$

Площа поверхні прокладки: $F_{np} = 0,014$ м²

Нормальний питомий тиск, що створюється болтами: $\sigma_y = 100$ Н/м

Сила, що створюється тиском парів холодоагенту та діє на прокладку

$$P = p_k \cdot f_{np} \quad (21)$$

$$P = 8,87 \cdot 0,005 = 0,04435 \text{ МПа}$$

Переміщенню прокладки перешкоджає сила тертя, що виникає внаслідок дії сили, що стягує болти

$$T = k_{mp} \cdot \sigma_y \cdot F_{np} \quad (22)$$

$$T = 0,15 \cdot 100 \cdot 0,014 = 0,21 \text{ МПа}$$

Для того, щоб прокладка перебувала нерухомо потрібно, щоб сила тертя перевищувала силу, що зміщує прокладку. Тобто $T > P$.

Умова виконується.

Діаметр штуцера холодоагента R134a (сторона пари)

$$d_x = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{\dot{m}_x}{\rho_{x/n} \cdot w_x}} \quad (23)$$

$$d_x = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,4}{40,6 \cdot 4,105}} = 0,055 \text{ м}$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Діаметр штуцера холодоагента R134a (сторона рідини)

$$d_x = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{\dot{m}_x}{\rho_{x/p} \cdot w_x}} \quad (24)$$

$$d_x = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,4}{1170 \cdot 4,105}} = 0,01 \text{ м}$$

2.5. Гідравлічний розрахунок теплоутилізатора

Коефіцієнт гідравлічного опору з боку повітря

$$\xi_n = \frac{15}{\text{Re}_n^{0,25}} \quad (25)$$

$$\xi_n = \frac{15}{12756^{0,25}} = 1,4$$

Коефіцієнт гідравлічного опору з боку холодоагенту

$$\xi_x = \frac{15}{\text{Re}_x^{0,25}} \quad (26)$$

$$\xi_x = \frac{15}{131363^{0,25}} = 0,79$$

Гідравлічний опір пакету пластин з боку повітря

$$\Delta P_n = \xi_n \frac{L_{np}}{d_e} \rho_n \frac{w_n^2}{2} X_n \quad (27)$$

$$\Delta P_n = 1,4 \cdot \frac{1}{0,0096} \cdot 1,17 \cdot \frac{21,26^2}{2} \cdot 1 = 38,56 \text{ кПа}$$

Гідравлічний опір пакету пластин з боку холодоагенту

$$\Delta P_x = \xi_x \frac{L_{np}}{d_e} \rho_x \frac{w_x^2}{2} X_x \quad (28)$$

$$\Delta P_x = 0,79 \cdot \frac{1}{0,0096} \cdot 40,6 \cdot \frac{4,105^2}{2} \cdot 1 = 28,15 \text{ кПа}$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

3.1. Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів

Вимоги до виробничих приміщень. Будівлі та приміщення, де розміщені робочі місця робітників, мають бути не нижче II ступеня вогнестійкості згідно з ДБН В.1.1.7-2002. Неприпустимим є розташування приміщень категорій А і Б, а також виробництв з мокрими технологічними процесами поряд з приміщеннями, де розташовуються верстати, а також над ними чи під ними. У приміщеннях з джерелами шкідливих виробничих факторів робочі місця робітників мають розміщуватися в ізольованих кабінах, які обладнані повітрообміном. Згідно з ДСанПіН 3.3.2-007-98 не дозволяється розташування приміщень з робочими місцями адміністративних робітників у підвалах і цокольних поверхах.

Площу та об'єм для одного робочого місця визначають згідно з вимогами ДСанПіН 3.3.2-007-98. Площа має бути не менше 6,0 кв.м, об'єм - не менше 20,0 куб.м. Заземлені конструкції, що знаходяться в приміщеннях, де розміщені робочі місця (батареї опалення, водопровідні труби, кабелі із заземленим відкритим екраном), мають бути надійно захищені діелектричними щитками або сітками з метою недопущення потрапляння працівника під напругу.

Приміщення, де розміщені робочі місця, мають бути оснащені системою автоматичної пожежної сигналізації відповідно до вимог:

а) Переліку однотипних за призначенням об'єктів, які підлягають обладнанню автоматичними установками пожежогасіння та пожежної сигналізації, затвердженого наказом Міністерства України з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи від 22.08.2005 N 161, (далі - НАПБ Б.06.004-2005);

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

б) Державних будівельних норм «Інженерне обладнання будинків і споруд. Пожежна автоматика будинків і споруд», затверджених наказом Держбуду України від 28.10.98 N 247 (далі - ДБН В.2.5-13-98), з димовими пожежними сповіщувачами та переносними вуглекислотними вогнегасниками. В інших приміщеннях допускається встановлювати теплові пожежні сповіщувачі.

Приміщення, де розміщені робочі місця робітників, мають бути оснащені вогнегасниками, кількість яких визначається згідно з вимогами Типових норм належності вогнегасників, затверджених наказом Міністерства України з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи від 02.04.2004 N 151 (далі - НАПБ Б.03.001-2004), і з урахуванням граничнодопустимих концентрацій вогнегасної рідини відповідно до вимог НАПБ А.01.001-2004.

Приміщення, в яких розміщуються робочі місця операторів сервера загального призначення, обладнуються системою автоматичної пожежної сигналізації та засобами пожежогасіння відповідно до вимог НАПБ Б.06.004-2005, ДБН В.2.5-13-98, НАПБ А.01.001-2004 і вимог нормативно-технічної та експлуатаційної документації виробника. Проходи до засобів пожежогасіння мають бути вільними.

Вимоги електробезпеки. Верстати, інше устаткування (апарати управління, контрольновимірювальні прилади, світильники), електропроводи та кабелі за виконанням і ступенем захисту мають відповідати класу зони, мати апаратуру захисту від струму короткого замикання та інших аварійних режимів. Під час монтажу та експлуатації ліній електромережі необхідно повністю унеможливити виникнення електричного джерела загоряння внаслідок короткого замикання та перевантаження проводів, обмежувати застосування проводів з легкозаймистою ізоляцією і, за можливості, застосовувати негорючу ізоляцію. Під час ремонту ліній електромережі шляхом зварювання, паяння

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

та з використанням відкритого вогню необхідно дотримуватися НАПБ А.01.001-2004. Лінія електромережі для живлення верстатів виконується як окрема групова трипровідна мережа шляхом прокладання фазового, нульового робочого та нульового захисного провідників. Нульовий захисний провідник використовується для заземлення (занулення) електроприймачів. Не допускається використовувати нульовий робочий провідник як нульовий захисний провідник. Нульовий захисний провідник прокладається від стійки групового розподільного щита, розподільного пункту до розеток електроживлення. Не допускається підключати на щиті до одного контактного затискача нульовий робочий та нульовий захисний провідники. Площа перерізу нульового робочого та нульового захисного провідника в груповій трипровідній мережі має бути не менше площі перерізу фазового провідника. Усі провідники мають відповідати номінальним параметрам мережі та навантаження, умовам навколишнього середовища, умовам розподілу провідників, температурному режиму та типам апаратури захисту, вимогам НПАОП 40.1-1.01-97.

У приміщенні на помітному та доступному місці встановлюється аварійний резервний вимикач, який може повністю вимкнути електричне живлення приміщення, крім освітлення. Верстати та інше устаткування повинні підключатися до електромережі тільки за допомогою справних штепсельних з'єднань і електророзеток заводського виготовлення. У штепсельних з'єднаннях та електророзетках, крім контактів фазового та нульового робочого провідників, мають бути спеціальні контакти для підключення нульового захисного провідника. Їхня конструкція має бути такою, щоб приєднання нульового захисного провідника відбувалося раніше, ніж приєднання фазового та нульового робочого провідників. Порядок роз'єднання при відключенні має бути зворотним. Не допускається підключати обладнання до звичайної двопровідної електромережі, в тому числі - з використанням перехідних пристроїв. Електромережі штепсельних

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

з'єднань та електророзеток для живлення обладнання потрібно виконувати за магістральною схемою, по 3-6 з'єднань або електророзеток в одному колі.

Штепсельні з'єднання та електророзетки для напруги 220 В за своєю конструкцією мають відрізнятися від штепсельних з'єднань для напруги 380 В. Штепсельні з'єднання та електророзетки, розраховані на напругу 220 В, мають візуально (за кольором) відрізнятися від кольору штепсельних з'єднань, розрахованих на напругу 380 В. Індивідуальні та групові штепсельні з'єднання та електророзетки необхідно монтувати на негорючих або важкогорючих пластинах з урахуванням вимог НПАОП 40.1-1.01-97 і НАПБ А.01.001-2004. Електромережу штепсельних розеток для живлення обладнання і при розташуванні їх уздовж стін приміщення прокладають по підлозі поруч зі стінами приміщення, як правило, в металевих трубах і гнучких металевих рукавах, а також у пластикових коробах і пластмасових рукавах з відводами відповідно до затвердженого плану розміщення обладнання та технічних характеристик обладнання. При розміщенні в приміщенні допускається прокладання трипровідникового захищеного проводу або кабелю в оболонці з негорючого чи важкогорючого матеріалу по периметру приміщення без металевих труб та гнучких металевих рукавів. Не допускається в одній трубі прокладати ланцюги до 220 В та вище 220 В. При організації робочих місць електромережу штепсельних розеток для живлення обладнання і у центрі приміщення прокладають у каналах або під знімною підлогою в металевих трубах або гнучких металевих рукавах. При цьому не допускається застосовувати провід і кабель в ізоляції з вулканізованої гуми та інші матеріали, які містять сірку.

Вимоги до виробничих приміщень. Площа не одне робоче місце має становити не менше ніж $6,0 \text{ м}^2$, а об'єм не менше ніж $20,0 \text{ м}^3$. Приміщення для роботи повинні мати природне та штучне освітлення відповідно до СНіП II-4-79. Природне освітлення має здійснюватись через світлові прорізи, орієнтовані переважно на північ чи північний схід і забезпечувати

									Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

коефіцієнт природною освітленості (КПО) не нижче ніж 1,5%. Розраховується КПО за методикою, викладеною в СНіП II-4-79. Виробничі приміщення для роботи (операторські, диспетчерські) не повинні межувати з приміщеннями, в яких рівні шуму і вібрації перевищують допустимі значення (виробничі цехи, майстерні тощо) за ГОСТ 12.1.003-83*.

Звукоізоляція огорожувальних конструкцій приміщень має забезпечувати параметри шуму, що відповідають вимогам ГОСТ 12.1.003-83*, ГОСТ 12.1.012-90. Приміщення для роботи мають бути обладнані системами опалення, кондиціонування повітря, або припливно-витяжною вентиляцією відповідно до СНіП 2.04.05-91.

Нормовані параметри мікроклімату, іонного складу повітря, вмісту шкідливих речовин мають відповідати вимогам ГОСТ 12.1.005-88, ГОСТ 12.1.007-76. Віконні прорізи приміщень для роботи мають бути обладнані регульованими пристроями (жалюзі, завіски, зовнішні козирки). Для внутрішнього оздоблення приміщень слід використовувати дифузно-відбивні матеріали з коефіцієнтами відбиття для стелі 0,7-0,8, для стін 0,5-0,6.

Покриття підлоги повинне бути матовим з коефіцієнтом відбиття 0,3-0,5. Поверхня підлоги має бути рівною, неслизькою, з антистатичними властивостями. Забороняється для оздоблення інтер'єру приміщень застосовувати полімерні матеріали (деревинно-стружкові плити, шпалери, що миються, рулонні синтетичні матеріали, шаруватий паперовий пластик тощо), що виділяють у повітря шкідливі хімічні речовини. Полімерні матеріали для внутрішнього оздоблення приміщень можуть бути використані при наявності дозволу органів та установ державної санітарноепідеміологічної служби. Виробничі приміщення можуть обладнуватись шафами для зберігання документів, магнітних дисків, полицями, стелажми, тумбами тощо з урахуванням вимог до площі приміщень. У приміщеннях слід щоденно робити вологе прибирання.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Приміщення мають бути оснащені аптечками першої медичної допомоги.
Вимоги для допоміжних приміщень повинні відповідати СНіП 2.09.04-87.

3.2. Вентиляція і параметри мікроклімату приміщення

У приміщенні необхідно забезпечити постійний повітрообмін за допомогою вентиляції розміром не менше $L' = 30$ м³/год на одного працюючого.

Таким чином, необхідний повітрообмін розраховується за формулою:

$$L_H = L' \cdot n = 30 \cdot 14 = 420 \text{ м}^3/\text{год},$$

де n – кількість працюючих в приміщенні людей.

Фактичний повітрообмін у цеху здійснюється за допомогою природної вентиляції (аерації) як неорганізовано – через різні щілини у віконних і дверних отворах, так і організовано – через припливно-витяжну вентиляцію.

Фактичний повітрообмін L_ϕ , м³/год розраховується за формулою:

$$L_\phi = \mu \cdot F \cdot V \cdot 3600,$$

де μ – коефіцієнт витрат повітря, який приймається в межах 0,3-0,8, в розрахунку приймаємо середнє значення $\mu = 0,55$;

F – площа отвору вентиляції, через яку буде виходити повітря, м²

$$F = 0,6 \cdot 0,8 = 0,48 \text{ м}^2$$

V – швидкість виходу повітря через верхній проріз вентиляції, м/с.

Знаходимо за формулою:

$$V = \sqrt{\frac{2g \cdot \Delta H_2}{\gamma_{вн\ ср}}}$$

де g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8$ м/с²;

ΔH_2 – теплової натиск, під дією якого повітря виходить з приміщення, кг/м²;

$$\Delta H_2 = h_2 \cdot (y_h - y_{вн}),$$

де h_2 – висота від площини рівних тисків до центру вентиляції.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З достатньою для наших розрахунків точністю можна припустити, що площина рівних тисків знаходиться посередині висоти розглянутого приміщення, а центр вентиляції знаходиться від площини стелі на відстані 0,3 м:

$$h_2 = \frac{2,8}{2} - 0,3 = 1,1 \text{ м};$$

де y_h і y_{en} – відносна об'ємна вага повітря поза приміщенням і в його середині, кгс/м³.

Об'ємна вага повітря визначається за формулою:

$$y = 0,465 \cdot \frac{P_\phi}{T},$$

де P_ϕ – барометричний тиск, мм рт ст, який приймаємо 750 мм рт ст.;

T – температура повітря у К.

Для приміщення, де виконуються легкі роботи відповідно до ДСТУ-Н Б А.3.2-1:2007 для теплого періоду року температура повинна складати не більше 28°C ($T = 301\text{К}$), для холодного періоду року відповідно 17°C ($T = 290\text{К}$).

Для зовнішнього повітря температуру приймаємо відповідно до ДБН В.2.5-67:2013: для літнього періоду – $t = 31^\circ\text{C}$ ($T = 304 \text{ К}$); для зимового періоду – $t = -15^\circ\text{C}$ ($T = 258 \text{ К}$).

Розрахуємо для літнього періоду:

$$y_h^{\text{л}} = 0,465 \cdot \frac{750}{297} = 1,17 \text{ кгс/м}^3;$$

$$y_{en}^{\text{л}} = 0,465 \cdot \frac{750}{301} = 1,16 \text{ кгс/м}^3;$$

$$\Delta H_2^{\text{л}} = 1,1 \cdot (1,17 - 1,16) = 0,011 \text{ кг/м}^2;$$

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$y_{cp}^l = 0,465 \cdot \frac{750}{(301 + 304) / 2} = 1,15 \text{ кгс/м}^3;$$

$$V^l = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,011}{1,15}} = 0,43 \text{ м/с};$$

$$L_{\phi}^l = 0,55 \cdot 0,48 \cdot 0,43 \cdot 3600 = 408,7 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Розрахуємо для зимового періоду:

$$y_h^3 = 0,465 \cdot \frac{750}{258} = 1,35 \text{ кгс/м}^3;$$

$$y_{en}^3 = 0,465 \cdot \frac{750}{290} = 1,2 \text{ кгс/м}^3;$$

$$\Delta H_2^3 = 1,1 \cdot (1,35 - 1,2) = 0,165 \text{ кг/м}^2;$$

$$y_{cp}^3 = 0,465 \cdot \frac{750}{(290 + 258) / 2} = 1,27 \text{ кгс/м}^3;$$

$$V^3 = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot 0,143}{1,27}} = 1,49 \text{ м/с};$$

$$L_{\phi}^3 = 0,55 \cdot 0,48 \cdot 1,49 \cdot 3600 = 1416 \text{ м}^3/\text{год}$$

Розрахувавши фактичний повітрообмін L_{ϕ} для зимового періоду ($L_{\phi} = 1416 \text{ м}^3/\text{год}$), для літнього ($L_{\phi} = 408,7 \text{ м}^3/\text{год}$) і зіставивши його з необхідним ($L_n = 150 \text{ м}^3/\text{год}$), можна зробити висновок, що природна вентиляція у цеху буде ефективною і сприяє нормальній продуктивній роботі працівників.

Необхідний час для провітрювання приміщення в зимовий період:

$$t_z = \frac{L_n \cdot 60}{L_{\phi}} = \frac{150 \cdot 60}{1416} = 6,35 \text{ хв}$$

Необхідний час для провітрювання приміщення у літній період:

$$t_l = \frac{L_n \cdot 60}{L_{\phi}} = \frac{150 \cdot 60}{408,7} = 22 \text{ хв}$$

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ананьев В.А., Балужева Л.Н. и др. Системы вентиляции и кондиционирования. Теория и практика. – М.: Евроклимат, 2000.
2. Ананьев В.А., Седых И.В. Холодильное оборудование для современных центральных кондиционеров. Расчеты и методы подбора. –М.: Евроклимат, 2001.
3. Свистунов В.М., Пушняков Н.К. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха объектов агропромышленного комплекса и жилищно-коммунального хозяйства: Учебник для вузов. – 2-е изд. – СПб.: Политехника, 2007. – 423 с.
4. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006.– 712 с. (с приложением).
5. СНиП 41-01-2003 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха.
6. ДСТУ 2677-9 Теплоутилізатори. Типи та основні параметри – К. : Держстандарт України, 1994. – 20 с.
7. Пластинчатые теплообменники в теплоснабжении: Монография / Л.Л. ТОВАЖНЯНСКИЙ, П.А. КАПУСТЕНКО и др.; Под ред. Г.Л. Хавина. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2007. – 448с.

										Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						