

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

Спеціальність № 142

«Енергетичне машинобудування»

ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»

Група: БКВ - 04

Дипломний проект

**здобувача освіти денного відділення
БКВ 04. 016. 000 ДП**

**Кузьменко Олександра
Романовича**

м. Одеса - 2023 р.

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

Спеціальність 142
«Енергетичне машинобудування»
ОП: «Системи кондиціонування і
вентиляції повітря»
Група БКВ - 04

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
БКВ 04. 016. 000 ДП

До дипломного проекту на тему:

Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря студентського театру
ВСП «ОТФК ОНТУ» на 330 посадкових місць

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

Дипломник _____ (Кузьменко О.Р.)

Керівник проекту _____ (Беркань Ір.В.)

Консультанти:

з економічної частини _____ (Кухарук А.А.)

з будівельної частини _____ (Волянська С.В.)

з охорони праці _____ (Чорновол Н.І.)

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

До захисту допущено
Завідувач кафедри _____ (Хмельнюк М.Г.)

Завідуючий відділенням _____ (Бригадир Л.Г.)

Захист “ _____ ” _____ 2023 р. Протокол ЕК № _____
Оцінка ЕК _____

Секретар ЕК _____ Куриленко В.О.

ВСТУП

Людина знаходиться в безперервній взаємодії з навколишнім середовищем.

По-перше, людина дихає оточуючим її повітрям. За добу в середньому через легені проходить 15 кг повітря.

По-друге, повітря омиває тіло людини і знаходиться з ним у тепловому контакті. Тому для життєдіяльності організму людини важливі такі параметри повітря: - метеорологічні (температура, відносна вологість, швидкість руху); - хімічний склад повітря (відсотковий вміст кисню, вуглекислоти, запиленість повітря (пил органічний, мінеральний, кварцовий, азбестовий). Надлишок (або недолік) теплоти й вологи, наявність шкідливих парів, газів і пилу в повітрі визначають негативний вплив середовища на людину і називаються шкідливостями.

У більшості випадків тепловий стан людини визначається процесами конвективного теплообміну та теплообміну при випаруванні рідини з поверхні шкіри. Взаємодія процесів, що керуються системою терморегуляції організму, видна з наведених у табл. дослідних даних за кількістю тепла й вологи, які виділяються дорослою людиною при легкій праці. Окремо при температурі навколишнього середовища $t_n \leq 20$ °C має місце віддача теплоти людиною більше необхідної. Потім при підвищенні температури, тепловіддача стабілізується на необхідному рівні. При температурі рівній і більшій за 35 °C теплообмін здійснюється на 96 % за рахунок випарування рідини з поверхні тіла. Тривала дія високої температури призводить до великої напруги терморегуляції організму, підвищеного навантаження на серце та зневоднення організму.

Завданням СВ і СКП є боротьба зі шкідливостями. Найрозповсюдженими шкідливостями, що потребують залучення економічних та технічних засобів, є теплота і волога.

Сьогодні складно кого-небудь здивувати вентиляцією в квартирах, офісах, громадських приміщеннях. Але ж так було не завжди – щоб домогтися комфортного мікроклімату в приміщеннях, доводилося вигадувати всілякі способи. Протягом сотень тисяч років вентиляція помітно еволюціонувала - починаючи від звичного і простого провітрювання, закінчуючи автоматизованою системою контролю мікроклімату. Але розберемося, що собою являє вентиляція в принципі.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Вентиляція по суті являє собою процес видалення з приміщення забрудненого повітря на зміну свіжому. Саме завдяки цьому, вдається організувати сприятливий мікроклімат в кімнатах будь-якого призначення, повітря насичується киснем.

Насамперед приміщення з хорошою аерацією сприяє гарному самопочуттю і здоровому функціонуванню людського організму. Також підтримання оптимального мікроклімату – гарантія тривалого збереження різних предметів, матеріалів, продуктів, а також уповільнення руйнування будівельних конструкцій.

Вентиляція – організований повітрообмін, що замінює повітря в приміщеннях зовнішнім, чистим, повітрям, з метою створення сприятливого для здоров'я людей середовища.

Вентиляція як будь-яка інша інженерна система вимагає розробки проектної документації. Професійно виконаний проект гарантує якість виконання монтажних робіт. Помилки та неточності, допущені при проектуванні вентиляції, можуть не тільки погіршити ефективність роботи системи, а й зробити її неможливою для експлуатації.

Вентиляція дозволяє впоратися з: зайвим теплом; надмірною вологою; пилом, брудом; шкідливими речовинами, парами, газами.

Вентиляційні системи поділяють:

- за способом, що забезпечує рух повітря: природні та примусові
- за характером дії: припливні, витяжні та змішані
- за місцем обслуговування: загально обмінні та місцеві
- за призначенням: робочі та аварійні

Системи кондиціонування розподіляють за такими основними ознаками:

- за призначенням: комфортні і технологічні
- залежно від області застосування: побутові, промислові та напівпромислові
- за способом підготовки і подачі повітря: центральні та місцеві

Побутові системи кондиціонування призначені для охолодження невеликих приміщень (до 80 кв.м.), промислові – більш потужні та використовуються у великих приміщеннях (понад 100 кв.м.), а також для центрального охолодження будівель. Існує проміжний клас систем

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Подп. и дата
Ив. № дубл.	Подп. и дата
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

кондиціювання – напівпромислові, що зазвичай застосовуються як у побуті (квартири, котеджі), так і на підприємствах.

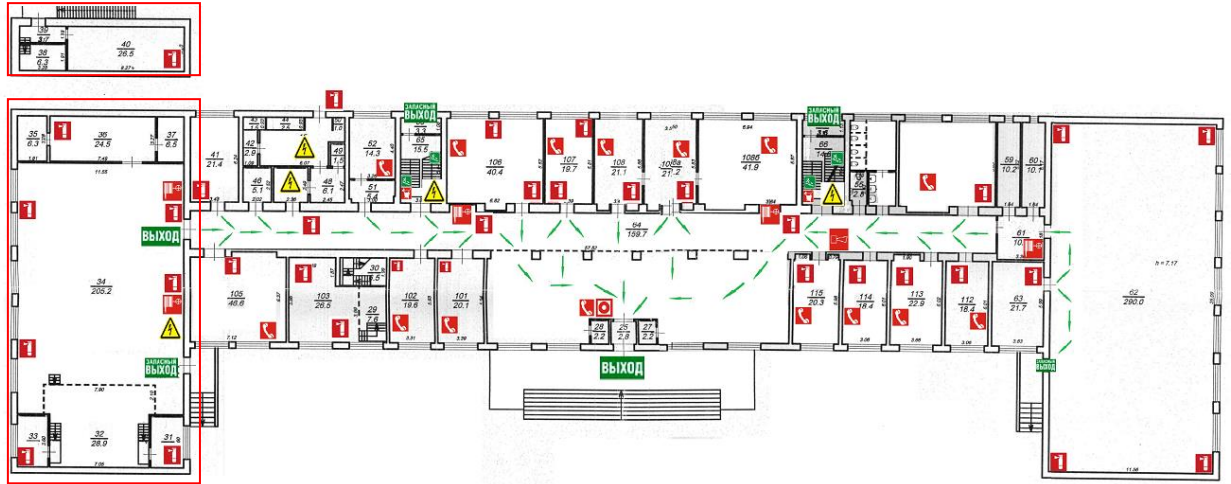
В адміністративних та громадських будівлях нині широко застосовуються місцево-центральні системи вентиляції і кондиціювання повітря з утилізацією теплоти вентиляційних викидів. Типова центральна припливно-витяжна установка розміщується, наприклад, в підвалі будівлі. Тип та кількість таких установок розраховується на оброблення нормативної витрати повітря для відповідних приміщень. Зовнішнє повітря через повітрозабірну шахту надходить на припливну установку, послідовно проходить через припливний фільтр, в якому очищується від пилу; рекуператор, в якому попередньо нагрівається за рахунок теплоти вентиляційних викидів в холодний період року. Подальша робота припливної камери залежить від періоду року: – в теплий період повітря охолоджується в повітроохолоджувачі; – в холодний період повітря після рекуператора догрівається в повітронагрівачі. Надалі повітря за допомогою припливного вентилятора через систему припливних повітропроводів подається до приміщення. Витяжне повітря в холодний період року з приміщення спрямовується у витяжну шахту і далі надходить на рекуператор, де охолоджується і викидається в атмосферу. Для компенсації надлишків теплоти та вологи в теплий період року у приміщенні встановлені фанкойли (кондиціонери-доводчики). Охолодження повітря в повітроохолоджувачі центрального кондиціонера і в фанкойлах здійснюється водою, яка охолоджується в холодильній станції (чілері), що розташована, наприклад, на даху будівлі. В холодний період року встановлені у приміщеннях фанкойли можуть бути використані для опалення цих приміщень.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

1. ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Вихідні дані



Студентський театр ВСП «ОТФК ОНТУ» на 330 посадкових місць площею 331,56 м² складаються з 7-ми приміщень:

- Приміщення № 1** призначене для гримерної $F=6,5\text{м}^2$ $t_{\text{повітря}} = 24\text{ }^\circ\text{C}$;
- Приміщення № 2** передягальня, $F=24,5\text{м}^2$, $t_{\text{повітря}} = 24\text{ }^\circ\text{C}$;
- Приміщення № 3** призначене для зберігання театральних костюмів $F=6,3\text{м}^2$ $t_{\text{повітря}} = 24\text{ }^\circ\text{C}$;
- Приміщення № 4** другий поверх звукова апаратна, $F=40\text{м}^2$, $t_{\text{повітря}} = 24\text{ }^\circ\text{C}$;
- Приміщення № 5** другий поверх сходи, $F=6,3\text{м}^2$, $t_{\text{повітря}} = 24\text{ }^\circ\text{C}$;
- Приміщення № 6** праворуч сцени, $F=6,98\text{м}^2$, $t_{\text{повітря}} = 24\text{ }^\circ\text{C}$;
- Приміщення № 7** ліворуч сцени, $F=6,98\text{м}^2$, $t_{\text{повітря}} = 24\text{ }^\circ\text{C}$;

Для міста Одеси:

- розрахункова літня температура $32\text{ }^\circ\text{C}$
- розрахункова зимова температура $-18\text{ }^\circ\text{C}$
- відносна літня вологість повітря 56%
- відносна вологість повітря взимку 86%
- середньорічна температура $9,9\text{ }^\circ\text{C}$
- географічна широта 48°
- Підготовка повітря у виробничих приміщеннях.

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

1.2 Техніко-економічне обґрунтування проекту.

Вентиляція громадських приміщень, наприклад актової зали призначена для видалення надлишків теплоти, вологи, вуглекислого газу, які виділяються людьми.

Приміщення актових залів обладнуються припливно-витяжними загальнообмінними системами вентиляції. Подача повітря виконується механічними системами припливної вентиляції з підігріванням повітря в холодний період року. Видалення повітря із глядацьких залів і інших приміщень, крім комплексу приміщень кінопроекційної, здійснюється системами витяжної вентиляції з природним спонуканням. В багатозональних кінотеатрах із загальною місткістю залів до 800 місць треба передбачати обслуговування однією системою припливної вентиляції декількох глядацьких залів, при цьому необхідно для кожного глядацького залу проектувати за розрахунками пристрій зонального підігрівання повітря і додатковий шумоглушник. Підігрівання повітря в основних калориферах припливної центральної вентиляційної камери необхідно передбачати до +6 °С

Основою систем кондиціонування повітря є секції, в яких здійснюються очищення та термовологісна обробка повітря, що подається в приміщення, що обслуговуються, відповідно до технологічних або санітарно-гігієнічних норм.

До складу СКП входять пристрої, що здійснюють необхідну обробку повітря (фільтрацію, охолодження, підігрів, осушення, зволоження), транспортування його, роздачу в приміщення, що обслуговуються, джерела тепло- і холодопостачання, засоби автоматичного регулювання, контролю та управління, а також допоміжне обладнання.

Основне обладнання для обробки та переміщення повітря, як правило, компонується в одному агрегаті – кондиціонері. У різних СКП, крім того, застосовується допоміжне обладнання: місцеві підігрівачі, ежекційні та вентиляторні кондиціонери-доводчики, глушители аеродинамічного шуму.

Для підтримки заданого температурного режиму в приміщеннях застосовується система кондиціонування з підігрівом повітря і охолодженням його з одночасним осушенням за допомогою охолодженої води, яка готується в кожухотрубному випарнику холодильної хладонової установки одноступеневого стиснення.

Схема живлення – безнасосна, з нижньою подачею R-134a у випарник.

Підп. и дата	
Интв. № дубл.	
Взам. интв. №	
Підп. и дата	
Интв. № подл.	

					Лист
БКВ 04.016.007 ДП ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

Вибір фреону R-134 а, як холодильного агента обумовлений хорошими термодинамічними властивостями, його високою об'ємною холодопродуктивністю та відносною екологічною безпекою, його застосування на території України не регламентовано до 2040 роком.

Проектом передбачена холодильна машина одноступеневого стиснення. До складу машини входять: компресорний агрегат з конденсатором водяного охолодження, кожухотрубний випарник, ресивер, фільтр-осушувач, регенеративний теплообмінник, щити арматурний та управління, терморегулюючі вентиля. Основне навантаження на холодильну установку складається з суми теплоприпливів через будівельні конструкції, з зовнішнім повітрям, від роботи обладнання, теплоприпливи при експлуатації об'єкта завдання. Вже давно доведено, що в приміщеннях, що кондиціонуються, продуктивність розумової та фізичної праці зростає майже в половину.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

3. РОЗРАХУНКОВО - КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1 Розрахункові данні

Розраховуючи теплоприпливи через внутрішні огорожі (стіни та перегородки), що відокремлюють одне приміщення від іншого, температура якого відома, замість температури зовнішнього повітря приймаю температуру даного приміщення.

При розрахунку тепло приток через внутрішні огорожі, що виходять у коридори, вестибюлі, тамбури, температурний напір приймаю як частину розрахункової різниці температур для зовнішніх стін: якщо ці приміщення повідомляються із зовнішнім повітрям і якщо не повідомляються.

Зовнішні стіни виконані зі звичайної силікатної, 250 x 125 x 65 на цементно-піщаному розчині, товщина стін 2,5 цегли (=645 мм, із внутрішньої сторони оброблені штукатуркою на цементно-піщаному розчині (=20 мм і будівельною сумішшю Alinex під фарбування (=10 мм.) Покриття (без дахове) - із залізобетонних пустотних плит (=220 мм), покритих теплоізоляцією TERPLEX 45-500 (=50 мм), гідроізоляція - шар пергаміну (=1 мм), поверх нього бетонна стяжка (=25 мм). Характеристика теплоізоляційного матеріалу TERPLEX 45-500 наведені в довідниках. Підлоги (на ґрунті) - залізобетонна пустотна плита (=220 мм), теплоізоляція - шар пінополістиролу TERPLEX 45-500 (=50 мм), гідроізоляція - шар пергаміну (=1 мм), бетонна стяжка - (=25 мм), бітумна мастика (=2 мм), поверх покладений керамограніт (у залах) або кахель (на кухні). Міждахове перекриття із залізобетонних пустотних плит (=220 мм). Передбачено додаткову стелю для монтажу повітропроводів висотою 50 мм. Внутрішні перегородки виконані із силікатної цегли. Товщина - 1 цегла (=260 мм), штукатурка цементно-піщаним розчином (=20 мм), обробка будівельною сумішшю Alinex під фарбування (=10 мм). Заповнення світлового прорізу - двошарові склопакети в пластмасових плетіннях зі звичайного скла.

Орієнтація головного фасаду - південь

Характер використовуваних приміщень – громадський. майстерні

Розрахункові параметри внутрішнього повітря приймаються відповідно до для даного типу приміщенні.

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

3.2 Розрахунок теплопритоків крізь огорожувальні конструкції

Визначимо кількість теплоти, яка входить до приміщень крізь огорожувальні конструкції.

Теплоприпливи через конструкції, що обгороджують, Q_1 визначаємо по формулі:

$$Q_1 = Q_{1T} + Q_{1C} \quad (3.1)$$

де, Q_{1T} - теплоприпливи через стіни, перегородки, перекриття, підлоги

Q_{1C} - теплоприпливи від сонячної радіації.

Теплоприпливи через огороження розраховуємо по формулі:

$$Q_{1T} = k_D F \theta * 10^{-3} = k_D F * (t_n - t_e) * 10^{-3}, \text{кВт} \quad (3.2)$$

де, $k_{од}$ - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження обумовлений при розрахунку товщини ізоляційного шару $\text{Вт/м}^2 * \text{К}$

F - площа поверхонь огороження, м^2

t_n - розрахункова температура повітря із зовнішньої сторони огороження, $^{\circ}\text{C}$

t_v - розрахункова температура повітря усередині охолоджуваного приміщення, $^{\circ}\text{C}$

Δt - розрахункова різниця температур (температурний напір), $^{\circ}\text{C}$

Теплоприплив від сонячної радіації визначаємо по формулі:

$$Q_{1C} = k_D F \Delta t_c * 10^{-3}, \text{кВт} \quad (3.3)$$

де, k_D - дійсний коефіцієнт теплопередачі огороження, Вт/м К

F - площа поверхні огороження, що опромінює сонцем, м^2

Δt_c - надлишкова різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації в літню пору, $^{\circ}\text{C}$

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі визначаємо по формулі:

$$K^{\circ} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B}\right) + \frac{\delta_{uz}^{\circ}}{\lambda_{uz}}} \quad (3.4)$$

Товщина теплоізоляційного шару огороження камер охолодження визначається за формулою:

$$\delta_{uz}^{mp} = \lambda_{uz} * \left[\frac{1}{K_{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} \right) \right] \quad (3.5)$$

- де λ_z - коефіцієнти теплопровідності ізоляційного шару й будівельних матеріалів, складових конструкцію огороження, Вт/м*К
- $K_{тр}$ - оптимальний коефіцієнт теплопередачі огороження, прийнятий залежно від характеру огороження й температур по обох сторони від нього, Вт/м²К
- α_n - коефіцієнт тепловіддачі із зовнішньої або більше теплої сторони огороження, Вт/м²К
- α_B - коефіцієнт тепловіддачі із внутрішньої або більше холодної сторони огороження, Вт/м²К
- δ_i - товщина окремих шарів конструкції огороження, м
- λ_i - коефіцієнт теплопровідності будівельних шарів конструкції, Вт/м К.

Таблиця 3.1- Розрахунок теплопритоків крізь стіни Актового залу

$$t_{\text{повітря}}^n = 24^{\circ}\text{C}, t_{\text{повітря}}^3 = 32^{\circ}\text{C}$$

Огороження	К д	F	t н	t в	θ	Q 1т	t _c	Q 1с	Q 1
	Вт/м ² К	м ²	С	С	С	кВт	С	кВт	кВт
СВПн	1,23	90	32	24	8	0,886	0	0	0,886
СВСх	1,23	120	32	24	8	1,181	5,2	0,76752	1,948
СЗПд	1,23	240	32	24	8	2,362	4,9	1,44648	3,808
СВЗх	1,23	120	32	24	8	1,181	7,2	1,06272	2,244
покриття	1,27	288	32	24	8	2,926	0	0	2,926
підлога	0,25	288	24	24	0	0,000	0	0	0,000
									11,812

Теплопритоки крізь огороження $Q_1=11,812$ кВт

Теплопритоки від сонячної радіації Q_1 крізь вікна

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Вікна на південній стіні $0,300*4,5*5+1,5*1,7*1= 25$ кВт

Вікна на західній стіні $0,180*1,5*1*5= 1,35$ кВт

Вікна на північній стіні $0,090*1,5*1*1= 0,135$ кВт

$$Q_{1 \text{ зприм}} = 11,812 + 26,5 = 38,3 \text{ кВт}$$

Взимку- $t_{\text{повітря}}^{\text{п}} = 24^{\circ}\text{C}$, $t_{\text{повітря}}^{\text{з}} = -18^{\circ}\text{C}$

Таблиця 3.2

Огородження	К д	F	t н	t в	θ	Q 1т	t _c	Q 1с	Q 1
	Вт/м ² К	м ²	С	С	С	кВт	С	кВт	кВт
СВПн	1,03	90	-18	24	-42	-3,893	0	0	-3,893
СВСх	1,03	120	-18	24	-42	-5,191	0	0	-5,191
СЗПд	1,03	240	-18	24	-42	-10,382	4,9	1,21128	-9,171
СВЗх	1,03	120	-18	24	-42	-5,191	7,2	0,88992	-4,301
покриття	1,27	188	-18	24	-42	-10,028	0	0	-10,028
підлога	0,25	54	24	24	0	0,000	0	0	0,000
									-32,585

Теплопритоки крізь огороження $Q_1 = -32,585$ кВт

Теплопритоки від сонячної радіації Q_1 крізь вікна

Вікна на південній стіні $0,300*4,5*5+1,5*1,7*1= 25$ кВт

Вікна на західній стіні $0,180*1,5*1*5= 1,35$ кВт

Вікна на північній стіні $0,090*1,5*1*1= 0,135$ кВт

$$Q_{1 \text{ зприм}} = -32,585 + 26,485 = -6,1 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{літо}}^1 = 38,3 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{зима}}^1 = -6,1 \text{ кВт}$$

Q_2 Теплопритоки від вентиляції

визначаємо за формулою:

$$Q_3 = M_{\text{вз}} \eta * (i_n - i_e) \quad (3.6)$$

де: M - витрата повітря вентиляції, м³/ч.

Δi - різницю питомих ентальпій повітря відповідних початкової та кінцевої температури кДж/кг.

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Подп. и дата
Инд. № дубл.	Подп. и дата
Подп. и дата	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

n – кількість відвідувачів.

$$Q_2=330*25*1,13*(75-52)/3600=59,6 \text{ кВт}$$

Q₄ Експлуатаційні теплопритоки

Експлуатаційні теплопритоки визначаються як сума теплоприток (кВт) окремих видів:

$$Q_4=q_1+q_2+q_3 \quad (3.7)$$

q₁ теплоприплив від освітлення (кВт) розраховуємо за формулою:

$$q_1 = F*A/1000 \quad (3.8)$$

де, A - теплоти. виділяється джерелами освітлення в одиницю часу на 1 м² площі підлоги, Вт/м ;

F - площа камери, м²

A= 20 Вт/м.

$$q_1= 234*20/1000=4.68 \text{ кВт}$$

q₂ теплоприплив від персоналу (кВт)

$$q_2 = 0,168*n \quad (3.9)$$

$$q_2 = 0,092*330 = 30.4 \text{ кВт}$$

$$q_2 = 0,168*20 = 3.36 \text{ кВт}$$

$$\Sigma q_2 = 30,4+3,36=33,76 \text{ кВт}$$

де , 0,092 - тепловиділення одного відвідувача, кВт;

0,168 - тепловиділення одного актора, кВт;

q₃-теплоприплив від працюючих електроприладів (кВт) при розташуванні електроприладів в приміщенні, що охолоджується, визначаємо за формулою:

$$q_3 = Ne*0.1 \quad (3.10)$$

де, Ne - сумарна потужність електроприладів, кВт

у попередніх розрахунках можна орієнтовно приймати 0,1*Ne кВт

Сателіти освітлення 4кВт*6, звукопередаюча та звукоусилююча апаратура 10 кВт

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата
Инд. № подл.	Инд. № дубл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

$$q_3=0.1*14=1,4 \text{ кВт}$$

$$Q_{літо}_4= 1,4+33,76+4,68 =39,84 \text{ кВт}$$

$$Q_{зима}_4= 1,4+33,76+4,68=39,84 \text{ кВт}$$

Загальний тепло приплив літом $\Sigma Q =38,3+59,6+39,87= 137,74 \text{ кВт}$

Загальний тепло приплив зимою $\Sigma Q = - 6,1+39,87=33,77 \text{ кВт}$

Розраховуємо загальну кількість вологопотоків

$$W=19.4*n=19.4*350*10^{-6}=0.00679 \text{ кг/с}$$

$$W=330*25*1,13*(15,6-8,9)/3600/1000=0,0173 \text{ кг/с}$$

$$\Sigma W_{літо} = 0,00679+0,0173=0,024 \text{ кг/с}$$

$$\Sigma W_{літо} = 0,00679 \text{ кг/с}$$

3.4 Визначення сумарної кількості тепло- і волоприпливів об'єкту завдання

$$\Sigma Q_{літо}_{загалом}=137,74 \text{ кВт}$$

$$\Sigma Q_{зима}_{загалом}= 33,77 \text{ кВт}$$

$$\Sigma W_{літо}_{загалом}=0,024 \text{ кг/с}$$

$$\Sigma W_{зима}_{загалом}=0,00679 \text{ кг/с}$$

3.5 Визначення витрати повітря припливної установки

В даному проєкті застосовуємо систему кондиціонування повітря з однією рециркуляцією.

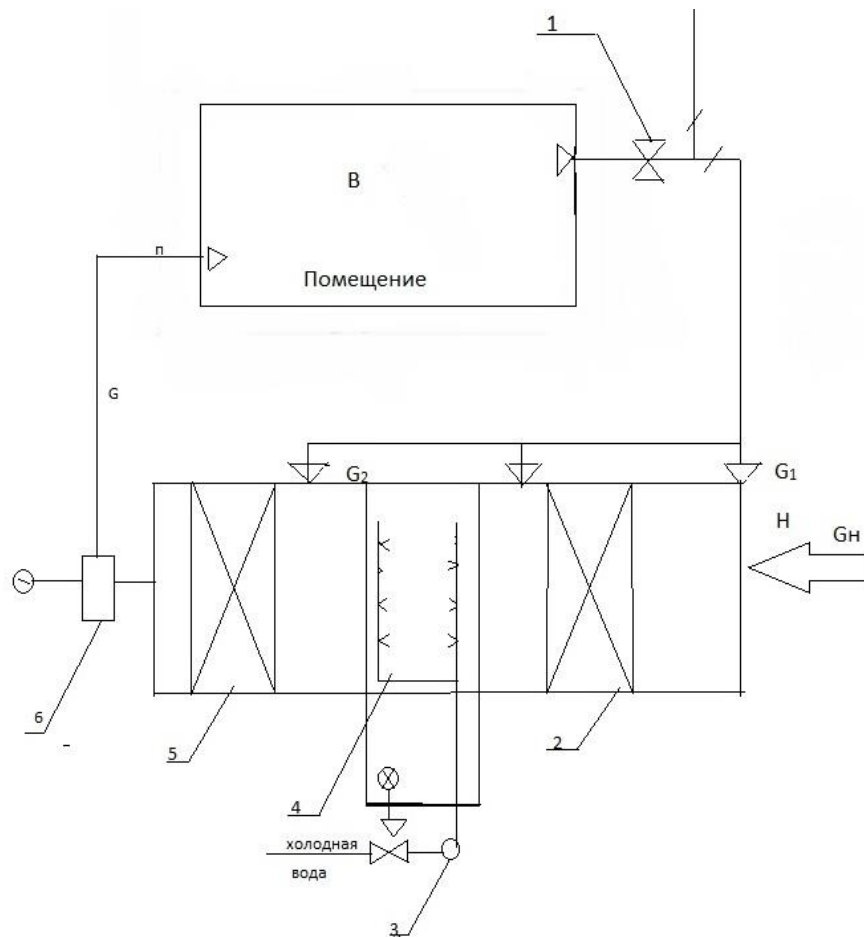
Система кондиціонування повітря з однією рециркуляцією. У більшості випадків відпадає необхідність у підігріві повітря в повітронагрівачі другого підігріву в теплий період року. Разом з тим потрібно більш глибоке охолодження повітря в камері зрошення, що не завжди можливо. Така схема

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

не застосовується, коли продовження лінії, що з'єднує точки з параметрами рециркуляційного та параметрами припливного повітря, що не перетинається з кривою $\phi = 95\%$ або перетинає її в області негативних значень температур.

У холодний період суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря нагрівається в повітрянагрівачі першого підігріву, обробляється в камері зрошення. Після камери зрошення додається ще частина рециркуляційного повітря (друга рециркуляція). Все повітря проходить через повітрянагрівач другого підігріву і вентилятором подається в приміщення, що обслуговується. У теплий період суміш зовнішнього повітря та повітря, що подається на першу рециркуляцію, обробляється в камері зрошення. Після обробки підмішується повітря другої рециркуляції з таким розрахунком, щоб відпадала необхідність у роботі повітрянагрівача другого підігріву.



Мал. 3.1

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата
Изм.	Лист
№ докум.	Подп.
Дата	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Схема системи кондиціонування повітря із застосуванням першої та другої рециркуляції: 1 - рециркуляційний вентилятор; 2 - повітрянагрівач 1-го підігріву; 3 – насос; 4 – камера зрошення; 5 - повітрянагрівач 2-го підігріву; 6 - вентиляційний агрегат кондиціонера

За величиною тепло- та вологонадлишків визначаємо за формулою кутовий коефіцієнт променя процесу ϵ у приміщенні:

$$\epsilon = \Sigma Q / \Sigma W + (2500 - 2,38 * t_{\text{прит}}) , \text{кДж/кг} \quad (3.11)$$

$$\epsilon = (137,74 / 0.024) + (2500 - 2,38 * 24) = 8181,9 \text{ кДж/кг.}$$

1. На d, h -діаграму наносимо точки B відкладаємо кутовий коефіцієнт променя процесу ϵ у приміщенні який дорівнює $\epsilon = 8181,9 \text{ кДж/кг}$

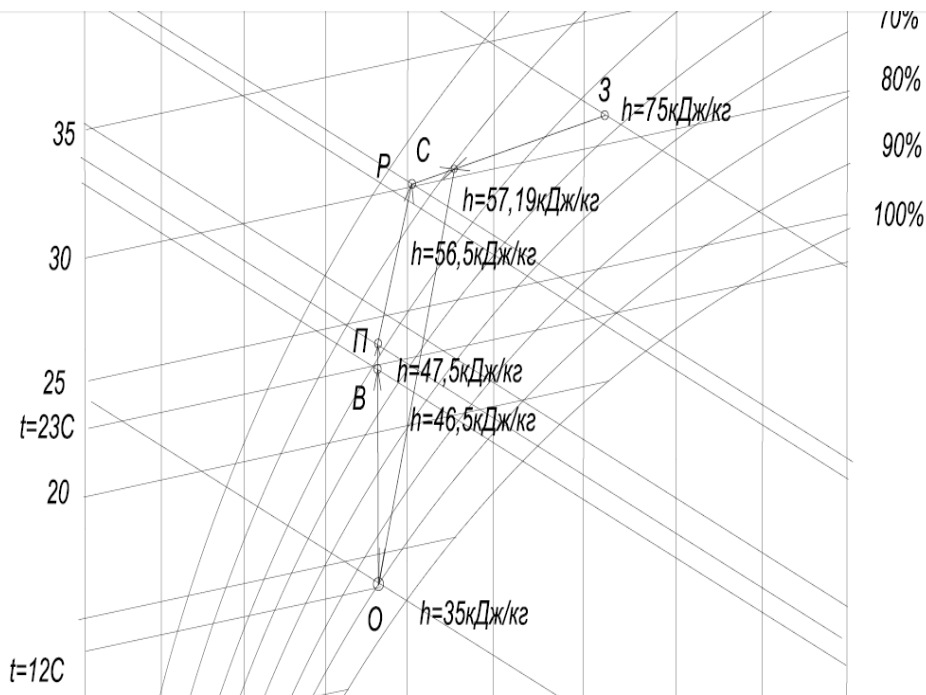
Знаходимо точку P на перетині ($t_p = 30 \text{ }^\circ\text{C}$) та променю процесу, що відповідають параметрам повітря яке входить та виходить з приміщення. Знаходимо значення ентальпій в точках Π та P .

3.6 Побудова на d, h –діаграмі процесів обробки повітря влітку

Будуємо на d, h -діаграмі процес кондиціонування повітря для теплого періоду року при схемі обробки повітря з однією рециркуляцією. Визначаємо витрати кг/год припливного G_3 та рециркуляційного повітря G_p та витрату холоду Q для охолодження та осушення повітря. При наступних вихідних даних: $t_n = 32^\circ\text{C}$; $h_n = 75 \text{ кДж/кг}$; $t_{\text{пр}} = 24^\circ\text{C}$; $\phi_{\text{пр}} = 50\%$; $Q_{\text{пр}} = 137,73 \text{ кВт}$; $M_{\text{пр}} = 0.024 \text{ кг/с}$; $t_p = 30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

					БКВ 04.016.007 ДП ПЗ		Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			



Мал. 3.2

1. Знаходимо положення точки **O**. Визначаємо параметри повітря, що пройшло обробку в зрошувальній камері, проводячи від точки **П** пряму $d_{\text{П}} = \text{const}$ до перетину з кривою $\phi = 90\%$ у точці **O**, що відповідає температурі води $t_{\text{в}} = 13,5^{\circ}\text{C}$.

2. В результаті побудови маємо такі параметри основних точок процесу:

3: $t_{\text{н}} = 32^{\circ}\text{C}$, $\phi_{\text{н}} = 56\%$, $h_{\text{н}} = 75 \text{ кДж/кг}$, $d_{\text{н}} = 16,5 \text{ г/кг}$;

P: $t_{\text{р}} = 30^{\circ}\text{C}$, $\phi_{\text{р}} = 39\%$, $h_{\text{р}} = 56,5 \text{ кДж/кг}$, $d_{\text{р}} = 10,3 \text{ г/кг}$.

П: $t'_{\text{пр}} = 24^{\circ}\text{C}$, $\phi_{\text{пр}} = 50\%$, $h_{\text{пр}} = 47 \text{ кДж/кг}$, $d_{\text{пр}} = 9 \text{ г/кг}$;

B: $t_{\text{в}} = 23^{\circ}\text{C}$, $\phi_{\text{в}} = 52\%$, $h_{\text{в}} = 46 \text{ кДж/кг}$, $d_{\text{в}} = 9 \text{ г/кг}$;

O: $t_{\text{o}} = 13,5^{\circ}\text{C}$, $\phi_{\text{o}} = 90\%$, $h_{\text{o}} = 36,5 \text{ кДж/кг}$, $d_{\text{o}} = 9 \text{ г/кг}$;

3. Визначаємо витрату припливного повітря за формулою:

$$G_{\text{загал}} = 137,74 / (56,5 - 47) = 14,5 \text{ кг/с.}$$

4. Знаходимо за формулою витрати зовнішнього повітря:

$$G_{\text{н}} = 350 * 25 * 1,13 / 3600 = 2,74 \text{ кг/с.}$$

5. Визначаємо витрату повітря першої рециркуляції за формулою:

$$G_{\text{р}} = 14,5 - 2,74 = 11,76 \text{ кг/с.}$$

Підп. и дата	
Индв. № дубл.	
Индв. инв. №	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Индв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

6. За формулою визначаємо питому ентальпію суміші зовнішнього повітря та повітря першої рециркуляції:

$$h_c = (11,76 * 56,5 + 2,74 * 75) / 14,5 = 59,99 \text{ кДж / кг.}$$

Відкладаємо ентальпію 59,99 на діаграмі, та в точці перетину з прямою P-3 знаходжу т.С. суміші.

$$t_c = 30,5^\circ\text{C}, \quad \phi_c = 42\%, \quad h_c = 59,99 \text{ кДж/кг}, \quad d_c = 11,5 \text{ г/кг};$$

7. Відкладаємо на діаграмі стан води якою зрошується повітря та з'єднуємо точку змішування С з точкою О. З точки П спускаємо пряму лінію $d_{\text{п}} = \text{const}$ та на один градус нижче знаходимо т.В

$$B: \quad t_B = 23^\circ\text{C}, \quad \phi_B = 52\%, \quad h_B = 46 \text{ кДж/кг}, \quad d_B = 9. \text{ г/кг};$$

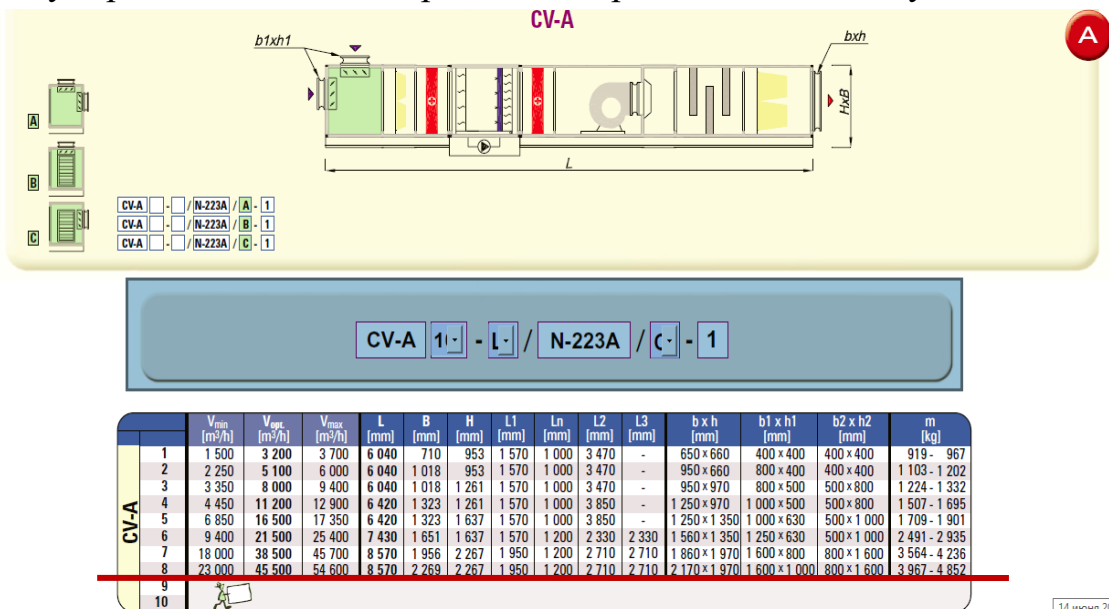
8. Витрата повітря, що пройшло через зрошувальну камеру:

$$\text{Дорівнює } G_{\text{загал}} = 14,5 \text{ кг/с} = 46195 \text{ м}^3/\text{год}$$

3.7 Розрахунок и вибір обладнання припливної установки

За витратою припливного повітря 46195 м³/год

підбираємо один центральний кондиціонер марки VTS Klima CV-A-8-N-223A з сумарною об'ємною витратою повітря 45 500 м³/годину



Мал .3.3

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист



Мал. 3.4 Приточно-витяжна установка

9. Визначаємо за формулою витрата холоду Q_x , Вт, для охолодження $Q_x = 14,5 * (59,99 - 36,5) = 340,6 \text{ кВт}$ та осушення повітря:

Розрахунок параметрів повітря та води політропічної осушувальної камери

Знаходимо питому ентальпію, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$, при температурі води початкової $t_{н.в.} = 6^\circ\text{C}$ по формулі:

$$h_{\text{нас}} = 9,42 + 1,97 * t_{н.в.}$$

$$h_{\text{нас}} = 9,42 + 1,97 * 6 = 21,24 \text{ кДж/кг}$$

где: $t_{н.в.}$ = температура води, яка подається в зрошувальну камеру, $^\circ\text{C}$

Обчислюємо параметр a , що характеризує конструктивні і гідродинамічні особливості камери за формулою:

$$a = \frac{h_n - h_k}{(h_n - h_{\text{нас}})(1 + 0,000716(h_n - h_{\text{нас}}) + 0,00351(54 - h_{\text{нас}}))} \quad (3.11)$$

$$a = \frac{59,99 - 36,5}{(59,99 - 21,24)(1 + 0,000716(59,99 - 21,24) + 0,00351(54 - 21,24))} = 0,66$$

Коефіцієнт зрошення, $\frac{\text{кг}}{\text{кг}}$, знаходимо по формулі:

$$\mu = 0,294 \exp(2,99a) \quad (3.12)$$

$$\mu = 0,294 \exp(2,99 * 0,66) = 2,1 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Коефіцієнт ефективності зрошувальної камери обчислюємо по формулі:

$$E_{\text{пол}} = 1 - \exp(-1,19\mu^2) \quad (3.13)$$

$$E_{\text{пол}} = 1 - \exp(-1,19 * 2,1^2) = 0,9994$$

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Масовий виток води в ЗК, $\frac{\text{кг}}{\text{час}}$, знаходимо по формулі:

$$G_B = G_{\text{повітря}} \times \mu \quad (3.14)$$

де: L - виток повітря, $\frac{\text{м}^3}{\text{час}}$;

ρ – густина насиченого повітря, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

$$G_B = 14,5 \times 2,1 = 30,45 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$g = G_B / n = 30,45 / 180 = 0,169 \text{ кг/с}$$

$$p = 0,73 \cdot 10^3 \cdot g^2$$

$$p = 0,73 \cdot 1000 \cdot 0,169^2 = 20,87 \text{ кПа}$$

Температуру нагрітої води, $^{\circ}\text{C}$, знаходимо по формулі:

$$t_{\text{к.в.}} = t_{\text{н.в.}} \pm \frac{h_{\text{н}} - h_{\text{к}}}{4,19\mu} \quad (3.15)$$

$$t_{\text{к.в.}} = 6 + (59,99 - 36,5) / 4,19 / 2,1 = 8,67 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Витрата холода (теплове навантаження на компресор), кВт, знаходимо по формулі:

$$Q_x = G_B \times 4,19 \times (t_{\text{к.в.}} - t_{\text{н.в.}}) \quad (3.16)$$

$$Q_x = 30,45 \times (8,67 - 6) \times 4,19 = 340 \text{ кВт}$$

Кількість тепла відведеного від повітря співпадає з кількістю тепла відведеного від води в зрошувальній камері.

Побудова на h - d -діаграмі зміни стану повітря в кондиціонері з першою рециркуляцією для холодного періоду року: 1 - рециркуляція повітря після повітрянагрівача 1-го підігріву; 2 - рециркуляція повітря до повітрянагрівача 1-го підігріву

Побудуємо на h, d діаграмі процес кондиціонування повітря для холодного періоду року для приміщення громадського будинку при схемі обробки повітря з однією рециркуляцією. Визначити витрати теплоти і холоду, необхідні для обробки повітря, і кількість води, що випарувалася, за

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подп. и дата	
Ив. № подл.	Подп. и дата

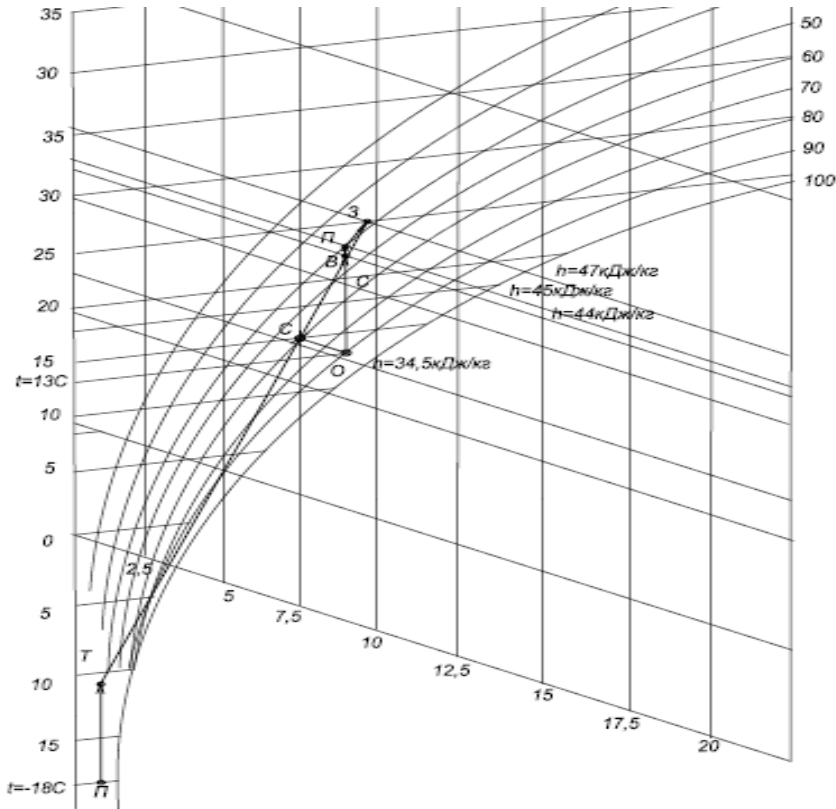
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

наступних вихідних даних: $t_H = -18^\circ\text{C}$; $\varphi_H = -86\%$; $t_B = 23^\circ\text{C}$; $\varphi_B = 50\%$; $Q_{II} = 33770\text{ Вт}$; $M_o = 0,00679\text{ кг/с}$.

На h, d - діаграму наносимо точки H і B , що відповідають параметрам зовнішнього та внутрішнього повітря.



Мал. 3.5

За формулою визначаємо кутовий коефіцієнт променя взимку процесу:

$$\varepsilon = (33740/0,0069) + (2500 - 2,38 \cdot 23) = 4892 \text{ кДж/кг} \quad (3.26)$$

Через точку Π на d, h - діаграмі проводимо промінь процесу в приміщенні

Задаємося асимілюючою здатністю повітря

$$\Delta d = 1 \text{ г/кг} \quad (3.17)$$

Знаходимо витрату повітря через приміщення через вологонадлишки

$$G_{\text{загал}} = 0,00679 / 0,001 = 6,79 \text{ кг/с}. \quad (3.18)$$

Знаходимо витрату зовнішнього повітря

$$G_z = 350 \cdot 25 \cdot 1,13 / 3600 = 2,74 \text{ кг/с}.$$

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

$$G_3 = G_{\text{п}} - G_{\text{р}}$$

$$G_{\text{р}} = 6,79 - 2,74 = 4,05 \text{ г/кг}$$

На перетині лінії $d_{\text{п}} = 8,5 \text{ г/кг}$ з ізотермою $t_{\text{п}} = 23^\circ\text{C}$ знаходимо точку п променем процесу у приміщенні визначаємо параметри припливного повітря: $h_{\text{п}} = 47 \text{ кДж/кг}$; $\varphi_{\text{п}} = 50 \%$.

Знаходимо параметри повітря після зволожувальної адіабатичної камери зрошення. Параметри точки **O** наступні: $d_{\text{o}} = 8,5 \text{ г/кг}$; $t_{\text{o}} = 13^\circ\text{C}$;

$$h_{\text{o}} = 34,5 \text{ кДж/кг}; \quad \varphi_{\text{o}} = 90 \%$$

Визначаємо вологовмість точки суміші зовнішнього та рециркуляційного повітря за формулою:

$$d_{\text{с}} = (11 \cdot 4,05 + 1 \cdot 2,74) / 6,79 = 6,96 \text{ г/кг}$$

На перетині лінії N_{o} і $t_{\text{с}} = \text{const}$ знаходимо положення точки суміші **C**.

Підмішування рециркуляційного повітря після повітрянагрівача першого підігріву. Положення точки, отриманої на перетині лінії $h_{\text{o}} = \text{const}$ та $t_{\text{с}} = \text{const}$ відповідає умовній точці суміші. Знаходимо шукану точку суміші на перетині. Параметри цієї точки наступні $d_{\text{с}} = 6,96 \text{ г/кг}$;

$$h_{\text{с}} = 34 \text{ кДж/кг}; \quad \varphi_{\text{с}} = 65\%$$

Визначаємо параметри повітря перед камерою змішання, точка **K**. Для цього проводимо через точки **P** та **C** пряму лінію, а через точку **K** – лінію $d_{\text{к}} = \text{const}$. Параметри повітря перед камерою змішення: $d_{\text{к}} = 1 \text{ г/кг}$; $\varphi_{\text{к}} = 5\%$;

$$t_{\text{к}} = 29^\circ\text{C}; \quad h_{\text{к}} = 30 \text{ кДж/кг}.$$

Витрата теплоти в повітрянагрівачі **першого підігріву** визначаємо за формулою:

$$Q_1 = 2,74 \cdot (-11 - (-18)) = 19,18 \text{ кВт}$$

Витрата теплоти на нагрівання повітря в повітрянагрівачі **другого підігріву** визначаємо за формулою:

$$Q_2 = 6,96 \cdot (45 - 34) = 62,64 \text{ кВт}$$

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата
Инд. № подл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

Визначаємо кількість води, що випарувалася в камері зрошення, за формулою:

$$M_o = 6,96 \cdot (8 - 6,5) \cdot 0,001 = 0,03 \text{ кг/с.}$$

3.8 Розрахунок основного холодильного обладнання

Визначення навантаження на компресор та випарник
Розрахункова холодопродуктивність для підбору компресора:

$$Q_o = \frac{\sum Q_{км} \cdot k}{b}, \text{ кВт} \quad (3.19)$$

$$Q_o = \frac{340,6 \cdot 1,12}{0,9} = 423 \text{ кВт}$$

Розрахунок температурних режимів роботи холодильної установки

Робочий режим холодильної установки характеризується температурами кипіння, конденсації, переохолодження, всмоктування. Значення цих параметрів вибираю з урахуванням, що установка, що проектується, - хладонова.

Температура кипіння

$$t_o = t_{\text{вод хол}} - (2 - 4) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.20)$$

$$t_{o1} = 8 - 4 = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура води на вході у конденсатор

$$t_{в1} = t_{\text{м.т.}} + (2 - 5) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.21)$$

$$t_{в1} = 26 + 3 = 29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура води на виході з конденсатора

$$t_{в2} = t_{в1} + (2 - 5) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.22)$$

$$t_{в2} = 29 + 3 = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура конденсації

$$t_{к} = t_{в2} + (3 - 5) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.23)$$

$$t_{к} = 32 + 3 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Температура всмоктування

$$t_{вс} = t_o + (15 - 20) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.24)$$

$$t_{вс1} = 4 + 20 = 24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Подп. и дата
Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Температура переохолодження холодоагента знаходимо з рівняння теплового балансу РТО

$$t_{o1} = 4^{\circ}\text{C}$$

$$i_3 = i_{3'} - (i_1 - i_{1'}) = 259 - (418 - 399) = 240 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

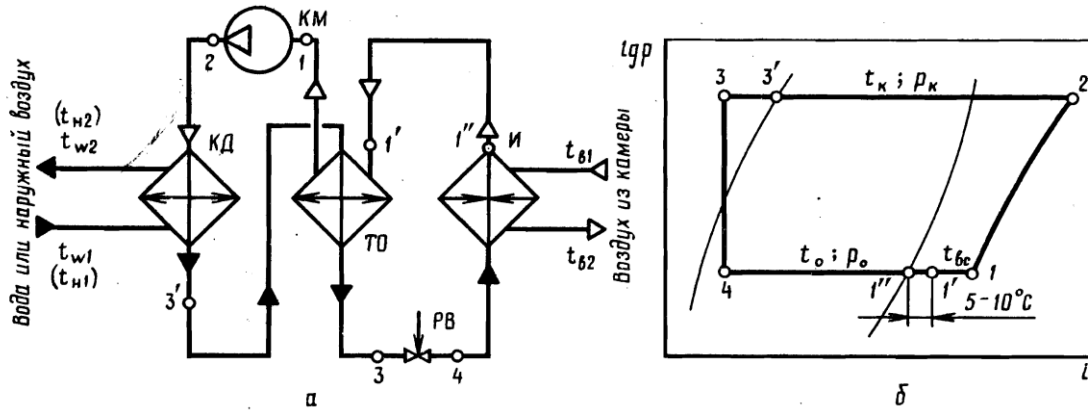
$$t_3 = 29^{\circ}\text{C}$$

Побудова циклу холодильної машини, зняття параметрів вузлових точок

Таблица 3.3

Режим	P_0 МПа	P_k МПа	P_k P_0	Вибір схеми
$t = 4^{\circ}\text{C}$	0,3376	0,8868	2,62	одноступеневе стиснення

Зображення схеми і циклу одноступеневого тиску в діаграмі p - h



Мал. 3.6

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Ив. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата
Изм.	Лист
№ докум.	Подп.
Дата	Дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

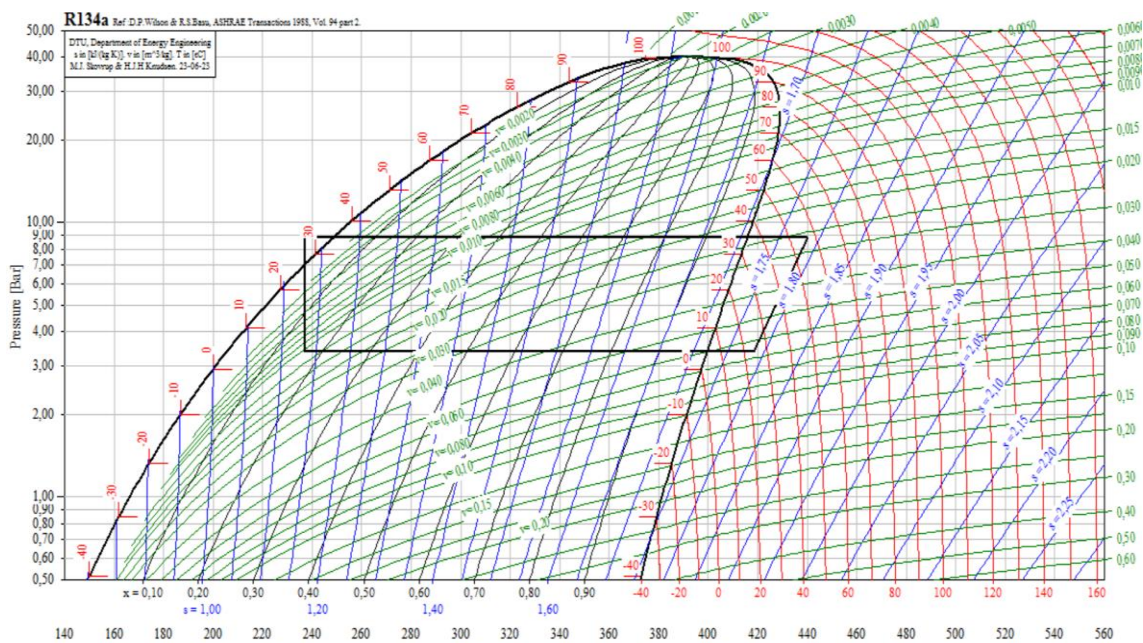
БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Таблица 3.4

Параметры узловых точек цикла хладонової холодильної машини

№ точки	Температура °C	Тиск МПа	Ентальпія кДж/кг	Питомий объем м³/кг
1//	4	0,3376	399	
1'	9	0,3376	405	
1	24	0,3376	417	0,0663
2	57	0,8868	440	
3'	35	0,8868	249	
3	27	0,8868	237	
4	4	0,3376	237	



Мал. 3.7

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Тепловий розрахунок і вибір одноступеневого компресору

Знаходимо холодопродуктивність q (в кДж) 1 кг холодоагенту

$$q_o = i_{1''} - i_4 \quad (3.25)$$

Розраховуємо масову витрату пари - масову продуктивність компресору

$$M_{mp} = \frac{Q_o}{q_o}, \text{ кг/с} \quad (3.26)$$

Знаходимо об'ємну подачу компресору (в м³/с)

$$Vq = M_{mp} v_1 \quad (3.27)$$

где: v_1 - питомий об'єм всмоктуємої пари, м³/кг

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресору (в м³/с)

$$V = \frac{Vq}{\lambda} \quad (3.28)$$

где: λ - коефіцієнт подачі компресору з розрахунку відношення

тисків P_k / P_o

$$\lambda = \lambda_i * \lambda_{\omega'} \quad (3.29)$$

$$\lambda_i = \frac{P_o - \Delta p_{вс}}{P_o} - c * \left(\frac{P_k + \Delta p_n}{P_o} - \frac{P_o - \Delta p_{вс}}{P_o} \right) \quad (3.30)$$

$$\lambda_{\omega'} = \frac{T_o}{T_k} \quad (3.31)$$

Підбираємо два компресори марки **Bitzer CSH-7693-90 Y**

Дійсна масова витрата х/а компресору

$$\Sigma M_{км} = \frac{\lambda * \Sigma V_{км}}{v_1} \quad (3.32)$$

Сумарна холодопродуктивність

$$\Sigma Q_o = \Sigma M * q_o \quad (3.33)$$

Знаходимо дійсну (адіабатну) потужність компресору (в кВт)

$$N_T = \Sigma M_{mk} * (i_2 - i_1) \quad (3.34)$$

Підп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Знаходимо індикаторну потужність, затрачену на стиск пари, (в кВт)

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} \quad (3.35)$$

где: η_i - індикаторний КПД,

Знаходимо ефективну потужність на валу компресору (кВт)

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} \quad (3.36)$$

где: $\eta_{мех}$ - механічний КПД компресора

Розраховуємо електричну потужність електродвигуна компресору

$$N_{эл} = \frac{N_e}{\eta_{эл}} \quad (3.37)$$

где: η - КПД електродвигуна компресору

Розраховуємо тепловий потік Q (в кВт) в конденсаторі :

$$Q = Q_o + N_i \quad (3.38)$$

Усі розрахунки заносимо у таблицю

Таблиця 3.5

режим t =	q _o кДж/кг	Q _o кВт	M _T кг/с	V _d м/с	V _T м/с	λ	Марка КМ	кол шт.	$\Sigma V_{км}$ м/с	$\Sigma M_{км}$	$\Sigma Q_{км}$	N _T кВт	N _i кВт	N _e кВт	N _{эл} кВт	Q _{кд} кВт
4	180	423,1	2,351	0,155	0,178	0,87	CSH-	2	0,186	2,452	441,3	56,39	75,19	91,69	107,88	516,5
							7693-									
							90Y									

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

Компактные винтовые компрессоры CS

Серии: CSH.6

Хладагент: R134a

Темп., используемая в: Темп. "точки росы"

Подбор компрессора

Холодопроизвод-сть: 212

модель компрессора: CSH7693-90Y

Вкл. предыдущие типы

Рабочая точка

Тиспарения SST: 4 °C

Тконденсации SCT: 35 °C

Условия функционирования

С экономайзером

Темп. жидкости (после): 32 °C

Темп. всасываемых па: 24 °C

Полезный перегрев: 100 %

Дополнит. охлаждение: Автоматически

Макс. темп. нагнетания: Auto

Регулятор производ-сти: 100%

Электроснабжение

Частота питания: 50Hz

Показать Общий обзор

CSH7693-90Y (100%) 4.0°C

Результат Пределы Технические данные Размеры Информация Документация Обучения

В соответствии со стандартом EN 12900 (10K перегрев всасываемых паров, 0K переохлаждение жидкости, см. Тех. данные/Примечания)

Компрессор CSH7693-90Y-40P	
Ступени регулирования производительности	100%
Холодопроизвод-сть	234 kW
Холодопроизвод-сть*	226 kW
Произ-сть испарителя	234 kW
Потребл. мощность	41,7 kW
Ток (400V)	72,3 A
Напряжения питания	380-415V
Производительность конденсатора	276 kW
SOP/КПД	5,62
SOP/КПД*	5,42
Массов. расход LP	4840 kg/h
Массов. расход HP	4840 kg/h
Режим эксплуатации	Стандарт
Темп. жидкости	32,0 °C
Температура нагнетания без охлаждения	65,5 °C

Мал. 3.8 Компрессор Bitzer CSH-7693-90 Y

Компактные винтовые компрессоры CS

Серии: CSH.6

Хладагент: R134a

Темп., используемая в: Темп. "точки росы"

Подбор компрессора

Холодопроизвод-сть: 212

модель компрессора: CSH7693-90Y

Вкл. предыдущие типы

Рабочая точка

Тиспарения SST: 4 °C

Тконденсации SCT: 35 °C

Условия функционирования

С экономайзером

Темп. жидкости (после): 32 °C

Темп. всасываемых па: 24 °C

Полезный перегрев: 100 %

Дополнит. охлаждение: Автоматически

Макс. темп. нагнетания: Auto

Регулятор производ-сти: 100%

Электроснабжение

Частота питания: 50Hz

Напряжение питания: 400V-PW (40P)

Показать Общий обзор

CSH7693-90Y (100%) 4.0°C

Результат Пределы Технические данные Размеры Информация Документация Обучения

Технические данные CSH7693-90Y

Технические параметры

Объемная произв-сть (2900об/мин 50 Гц)	336 m³/h
Объемная произв-сть (3500об/мин 60 Гц)	406 m³/h
Вес	535 kg
Макс. избыточное давление (НД/ВД)	19 / 28 bar
Присоединение линии всасывания	76 mm - 3 1/8"
Присоединение линии нагнетания	64 mm - 2 5/8"
Тип масла для R134a	BSE170L(Standard) / R134a tc>60°C: BSE170 (Option)
Параметры мотора	
Напряжение мотора (др. по запросу)	380-415V PW-3-50Hz
Максимальный рабочий ток	160,0 A
Соотношение обмоток	50/50
Пусковой ток (ротор заблокирован)	423,0 A D / 686,0 A DD
Max. энергопотребление	96,0 kW

Мал. 3.9 Технічні характеристики компрессора Bitzer CSH-7693-90 Y

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Розрахунок та вибір конденсатору

Теплове навантаження - 516,5 кВт

Температура води на вході в конденсатор $t_{в1} = 29 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура води на виході з конденсатору $t_{в2} = 32 \text{ }^\circ\text{C}$

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

Розраховуємо середню логарифмічну різницю температур в апараті, $^\circ\text{C}$

$$\Theta_m = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{2,3 \lg \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}}; \quad (3.39)$$

где: $t_{в1}, t_{в2}$ - температура води на вході и виході из КД, $^\circ\text{C}$

$t_{к}$ - температура конденсації холодоагента, $^\circ\text{C}$

$$\theta_m = \frac{32 - 29}{2,3 \lg \frac{35 - 29}{35 - 32}} = 4,33\text{C}$$

Знаходимо тип конденсатору и основні розміри поверхні теплообміну.

Приймаємо: конденсатор кожухотрубний, горизонтальний,
у проміжтрубному просторі – R-134a, в трубах – вода.

Потребуєма площа теплопередаючої поверхні конденсаторов (m^2)

$$F = \frac{Q_{кд}}{k * \theta} \quad (3.40)$$

де: $Q_{кд}$ - дійсний тепловий потік в КД, кВт

k - загальний коефіцієнт теплопередачі, $\text{кВт}/\text{m}^2\text{K}$

θ - середній температурний потік, $^\circ\text{C}$

$Q_{кд}$	k	θ	F
516,5	1,2	4,33	99,40

Инд. № подл.	
Подп. и дата	
Взам. инв. №	
Инд. № дубл.	
Подп. и дата	

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	

Украина | Русский | SI

Конденсаторы с вод. охладж.

Серии: Стандарт

Хладагент: R134a

Охладитель: Вода

Концентрация в воде: 0

Выбор конденсатора

Произв-ть: 258 kW

Тип конденсатора: []

Количество проходов: []

Рабочая точка

Темп. конденсации: 35 °C

Темп. воды на входе: 29 °C

Темп. воды на выходе: 31,0 °C

Условия функционирования

Переохл-е (после конд): 1 K

Кэфф-т загрязнения: 0,00004 м²/W

Показать Общий обзор

К3803Т

Результат | Пределы | Технические данные | Размеры | Информация | Документация

Предварительные расчеты

Тип конденсатора	К3803Т
Количество проходов	2
Производительность конденсатора	258 kW
Макс. допустим. произв-ть	713 kW
Тконденсации SCT	35,0 °C
темп. воды на выходе	33,2 °C
Объемн. расход	52,9 м ³ /h
Мин. объемн. расход	16,23 м ³ /h
Макс. объемн. расход	81,1 м ³ /h
Скорость протекания жидкости	1,63 м/с
Падение давления	0,20 bar

Мал. 3.10 Розрахунок і вибір типу конденсатора

Украина | Русский | SI

Показать Общий обзор

К3803Т

Результат | Пределы | Технические данные | Размеры | Информация | Документация

Технические данные K3803Т

Технические параметры			
Вес	332 kg	Подвод хладагента	76 mm - 3 1/8"
Общая ширина	1748 mm	Выход хладагента	76 mm - 3 1/8"
Общая высота	690 mm	Подвод охладителя (2 прохода)	NW 100
Наружный диаметр корпуса	368 mm	Выход охладителя (2 прохода)	NW 100
Подвод хладагента	76 mm - 3 1/8"	Подвод охладителя (4 прохода)	NW 80
Выход хладагента	76 mm - 3 1/8"	Выход охладителя (4 прохода)	NW 80
Подвод охладителя (2 прохода)	NW 100	Полезный объем хладагента	108,0 dm ³
Выход охладителя (2 прохода)	NW 100	Макс. наполн. хладагентом 90% при 20 C / 68 F	
Подвод охладителя (4 прохода)	NW 80	R22	117,6 kg
Выход охладителя (4 прохода)	NW 80	R134a	119,2 kg
Полезный объем хладагента	108,0 dm ³	R407C	112,6 kg
		R404A/R507A	103,8 kg
		Макс. избыточное давление	33 bar

Мал. 3.11 Технічні характеристики конденсатора

Принймаємо два конденсатор Bitzer К 3803

Подп. и дата
Инв. № дубл.
Взам. инв. №
Подп. и дата
Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

Об'ємна витрата охолодженої води

$$V_{\text{вод}} = \frac{\sum Q_{\text{КД}}}{c_{\text{в}} * \rho_{\text{в}} * \Delta t}, \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (3.41)$$

Где: $c_{\text{в}}$ - питома теплоємність води, $c = 4,19$ кДж/кгК

$\rho_{\text{в}}$ - щільність води, $\rho = 1000$ кг/м³

Δt - подогрів води в конденсаторі, °С

$Q_{\text{КД}}$	$c_{\text{в}}$	$\rho_{\text{в}}$	Δt	$V_{\text{ВД}}$
516	4,19	1000	3	0,0411

м³/с= 41.1 л/с

$$V_{\text{вод}} = \frac{516}{4,19 \cdot 1000 \cdot 3} = 0,0041 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Приймаємо два водяних насоса **К 20|90** з сумарною витратою 44 л/с

Таблица 3.6

Технічна характеристика водяних насосів

Центробіжні насоси	Витрата л/с	Повний напор, м	К П Д	Потужність електродвигу на, кВт
К 20 90	22	22,5	80	7.5

Тепловий розрахунок та вибір випарювача

Розраховуємо площу теплопередаючої поверхні:

$$F = \frac{Q_0}{k \cdot \Theta_m}; \quad (3.42)$$

где Q_0 – теплове навантаження на випарювач, кВт

$$Q_0 = 423 \text{ кВт}$$

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

k – коефіцієнт теплопередачі випарювача, Вт/м²К;

Θ_m – середнєарифметичний температурний напор, °С

Середнєарифметичний температурний напор, (°С) знаходимо по формуле :

$$\Theta_m = \frac{t_{s1} + t_{s2}}{2} - t_o; \quad (3.43)$$

где t_{s1}, t_{s2} -- температури розсолу на вході та на виході з випарювачі, °С;

t_o -- температура кипіння, °С.

t_{s1}	t_{s2}	t_o	Θ_m
7,5	9,5	4	4,5

Приймаємо в якості холодоносія-воду

Площадь теплопередающей поверхні випарювача знаходимо

Q_0	k	Θ	F
423	1,2	4,5	78,33

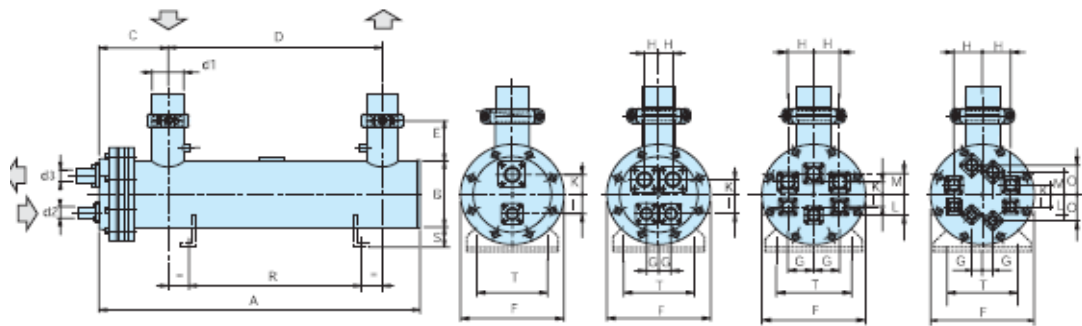
Підбираємо випарювач **DRYPLUS DXS 450**

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист



Модель		DKS 385	DKD 385	DKT 385	DKQ 385	DKS 450	DKD 450	DKT 450	DKQ 450	
Размеры	A	мм	2654	2654	2648	2648	2697	2697	2693	2693
	B	мм	273	273	273	273	324	324	324	324
	C	мм	234	234	228	228	277	277	273	273
	D	мм	2280	2280	2280	2280	2250	2250	2250	2250
	E	мм	150	150	150	150	200	200	200	200
	F	мм	370	370	370	370	420	420	420	420
	G	мм	—	52	80	25	—	60	95	31
	H	мм	—	56	80	90	—	65	95	120
	K	мм	60	45	45	43	70	60	55	40
	I	мм	60	52	45	50	75	60	55	40
	L	мм	—	—	60	60	—	—	80	50
	M	мм	—	—	70	50	—	—	80	50
	O	мм	—	—	—	90	—	—	—	100
	Опоры	R	мм	1800	1800	1800	1800	1800	1800	1800
S		мм	100	100	100	100	100	100	100	100
T		мм	300	300	300	300	300	300	300	300
Соединения	d1	—	J5	J5	J5	J5	J6	J6	J6	J6
	d2	—	FA-35	FA-35	WA-35	WA-22	FA-35	FA-35	FA-35	FA-35
	d3	—	FC-80	FB-54	WA-54	WA-42	FC-80	FC-80	FB-67	FA-54
Объемы – Вес	V _л	дм ³	44,8	44,8	44,8	44,8	52,9	52,9	52,9	52,9
	V _{н2O}	дм ³	80,2	80,2	80,2	80,2	133,4	133,4	133,4	133,4
	P	кг	295	295	295	295	379	379	381	381
Категория PED*			III	II	II	II	II	II	II	II

Мал. 3.12

Инов. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инов. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист



Мал.3.13 Випарник ALFA LAVAL DRYPLUS

Розрахунок і вибір допоміжного обладнання.

Лінійний ресивер

$$V_{\text{лр}} = \frac{0.6 * V_{\text{исп}}}{0.5} * 1,2 = 1,44 * V_{\text{исп}} \quad (3.44)$$

где: $V_{\text{исп}}$ - об'єм випарної системи, м³

1,44 - коефіцієнт норми заповнення лінійного ресиверу при нижній подаче х/а для $t_0 = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$

$\Sigma V_{\text{в/о}}$	$V_{\text{лр}}$
0,053	0,08

Підбираємо лінійний ресивер ємністю 100 дм³,

Теплообмінники

Теплообмінники підбираються по площі теплообмінної поверхні змієвика

(3.45)

$$F_{\text{м.о.}} = \frac{Q_{\text{м.о.}}}{k \cdot \theta}$$

$$\theta = t_{\text{ср.ж}} - t_{\text{ср.п}} = (35+27)/2 - (24+9)/2 = 14,25 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Теплове навантаження на теплообмінника, кВт

$$Q_{\text{т.о.}} = m \cdot (h_3 - h_{3'}) = m \cdot (h_1 - h_1) \quad (3.46)$$

Підп. и дата	
Индв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Индв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

$$Q_{T.O._{t_0=-10}} = 2.45 * (249 - 247) = 2.45 * (417 - 405) = 29.4 \text{ кВт}$$

$$F_{m.o.} = \frac{29.4 \times 10^3}{290 \cdot 14.5} = 7.0 \text{ м}^2$$

Підбираємо два теплообмінника марки SLHE-20

Таблиця 3.7 Технічна характеристика теплообмінників

Модель	Номінальна продуктивність, кВт	Діаметр патрубку, (рідина), дюйм	Діаметр патрубку (газ)	Діаметр трубок, дюйм	Кількість Трубок, шт	Сумарний Прохідний перетин Газовий трубок, см ²	Об'єм рідини, л	Максимальний робочий тиск, бар
SLHE-20	14,71	1 1/8	2 1/8	5/8	8	39,1	0,83	27,8

Разрачунок и підбір градирні

Градирню підбираємо по площі поперекового перетину, яку знаходимо по формулі:

$$F_{n.c.} = \frac{Q_k}{q_f}; \text{ м}^2; \quad (3.47)$$

где: Q_k – теплова навантаження на градирню, кВт;

q_f - питома теплова навантаження на 1 м² поперекового перетину насадки в градирні

q_f	$Q_{гр}$	F_{nc}
35	516	14,74

По тепловому навантаженню підбираємо градирню марки MFRP 5

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

Модель	Витрати води, м ³ /ч	Продуктивність, кВт	Довжина, мм	Ширина, мм	Висота, мм	Робоча вага, кг	Потік повітря, м ³ /с	Номінальна потужність електро-двигуна, кВт
MFRP 1	20	116	1000	1000	2800	450	2,67	0,75
MFRP 2	45	262	1400	1400	3600	870	6	3
MFRP 3	55	320	1600	1600	4200	1170	7,33	3
MFRP 4	72	419	2100	1600	4200	1600	9,72	4
MFRP 5	100	581	2100	2100	4400	2514	15,2	4

Мал. 3. 14 Технічні характеристики градирні



Мал. 3. 15 Зовнішній вигляд градирні

Випарна вентиляторна градирня «СТР» забезпечує стабільне охолодження водного середовища, включаючи теплий і спекотний період року. Система оборотного водопостачання підприємства на базі вентиляторної градирні потребує невисоких первинних капітальних витрат та подальших експлуатаційних витрат. Завдяки цим перевагам вентиляторні градирні знаходять широке застосування в різних промислових галузях.

Градирні СТР мають високу корозійну та хімічну стійкість, ударну в'язкість, механічну та термічну міцність, стійкість до УФ та сонячного світла.

Ив. № подл.	Подп. и дата
Взам. ив. №	Ив. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

3.9 Проектування та розрахунок вентиляційної мережі

Припливно-витяжна система повітророзподілення в більшості випадків досить громіздка. Розрахунок зводимо до визначення перетинів повітроводів 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 виконуємо наступні умови:

- 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 повітровода (кінцевий, магістральний);
- задані коефіцієнти місцевих опорів на ділянках без обліку коефіцієнта місцевих опорів трійників і хрестовин.

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

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

Розрахунок мережі повітроводів для системи П1
де П1 - лінія приточної магістралі в торгову залу,

Корисний об'єм повітря для систем визначається по формулі:

$$L = G \cdot 3600 / \rho, \quad (3.48)$$

де $\rho = 1,23 \text{ кг/м}^3$ - щільність повітря.

Для системи корисна об'ємна витрата повітря буде рівна:

$$L_1 = 14,5 \cdot 3600 / 1,23 = \mathbf{42439} \text{ м}^3/\text{год}, \quad \text{літо}$$

$$L_1 = 6,96 \cdot 3600 / 1,4 = \mathbf{17897} \text{ м}^3/\text{год}, \quad \text{зима}$$

так як мережа повітроводів в аудиторії ділиться на дві рівні та паралельні гілки. Поєднуємо між собою аудиторії таким чином щоб загальний об'єм повітря був приблизно однаковим. Це надасть можливість по магістралям утримувати однакову швидкість повітря.

I ділянка – 11 площа 53,6 м²

II ділянка - 12 площа 49,8 м²

III ділянка – 13 площа 54,4 м²

IV ділянка - 14 площа 18,2 м²

V ділянка - 16 площа 12,7 м²

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

$$L_1^n = 1,05 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{год} \quad (3.49)$$

$$L_1^n = 1,05 \cdot L_1, \text{ м}^3 / \text{год}$$

$$L_{\text{зима}} = 1,05 \cdot 17897 = \mathbf{18792} \text{ м}^3/\text{год},$$

$$L_{\text{літо}} = 1,05 \cdot 42439 = \mathbf{44560} \text{ м}^3/\text{год}$$

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Для ділянки №I повітроводу магістрального знаходимо витрату повітря

$$L_{\text{участок 1}} = L/6 = 44560/6 = 7427 \text{ м}^3 / \text{год} \quad (3.50)$$

Потім цю витрату ділимо на шість повітророзподілювачів по ділянках.

$$L_{\text{отвору}} = L_{\text{ділянки}}/6 = 7427/6 = 1237 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Задаємо швидкістю повітря $v = 5 \text{ м/с}$

Знаходимо діаметр повітроводу:

$$d = (L / (3600 \cdot 0,785 \cdot v))^{0,5} \quad (3.51)$$

$$d = (1237 / (3600 \cdot 0,785 \cdot 5))^{0,5} = 0,296 \text{ м}$$

Приймаємо повітропровід діаметром: $d = 0,35 \text{ м}$

Знайдемо площу перетину:

$$F = (\pi d^2) / 4 \quad (3.52)$$

$$F = (3,14 \cdot 0,35^2) / 4 = 0,096 \text{ м}^2$$

Уточнимо швидкість у повітропроводі:

$$V_{\text{в. факт.}} = L / (F \cdot 3600) \quad (3.53)$$

$$V_{\text{в. факт.}} = 1237 / (0,096 \cdot 3600) = 3,6 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса визначаємо по формулі:

$$Re = \frac{v_{\text{в. факт.}} \cdot d_{\text{екв.}}}{\nu} = (3,6 \cdot 0,35) / 0,0000156 = 80304 \quad (3.54)$$

$$\text{де } d_{\text{екв}} = d,$$

ν - кінематичний коефіцієнт в'язкості, приймаємо рівним

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

Коефіцієнт опору для розвиненого турбулентного руху визначається як:

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25} = 0,3164 / 80304^{0,25} = 0,0187 \quad (3.55)$$

Динамічний натиск розраховуємо по формулі:

$$\Delta p_{\text{дин.}} = \frac{\rho \cdot v_{\text{в. факт.}}^2}{2} = (1,2 \cdot 3,6^2) / 2 = 7,77 \quad (3.56)$$

Величину параметра R визначимо:

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

$$R = \frac{\lambda}{d_{\text{экв}}} \cdot \Delta p_{\text{дин.}} = (0,0194/0,35) \cdot 7,77 = 0,43 \quad (3.57)$$

Втрати тиску по довжині воздуховодів визначаються:

$$\Delta p_l = R \cdot l = 0,43 \cdot 6 \cdot 1,2 = 3,1 \quad (3.58)$$

Втрати тиску на ділянках в місцях місцевих опорів визначаються:

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \Delta p_{\text{дин.}} + \Delta p_{\text{решетки}} = 13,2 \quad (3.59)$$

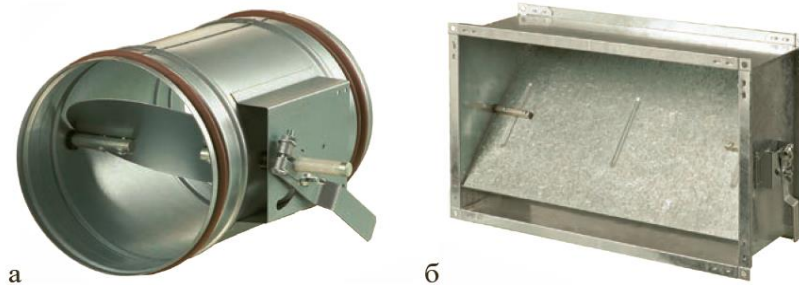
Коефіцієнти місцевих опорів:

- коліно $\xi = 0,24$;
- конфузор $\xi = 0,25$.

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

$$\Delta P_{\text{уч.}} = \sum \Delta p_l + \sum \Delta p_{\xi} = 4,98 + 13,2 = 18,1 \quad (3.60)$$

Використовуючи вказівки за розрахунком і практичним вживанням розподільників повітря компанії "Арктос,,



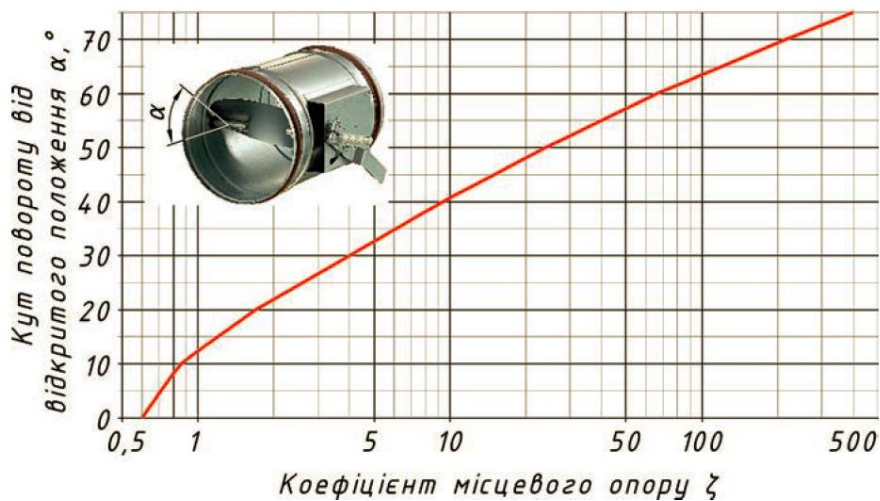
Мал. 3.16 Дросель-клапан

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

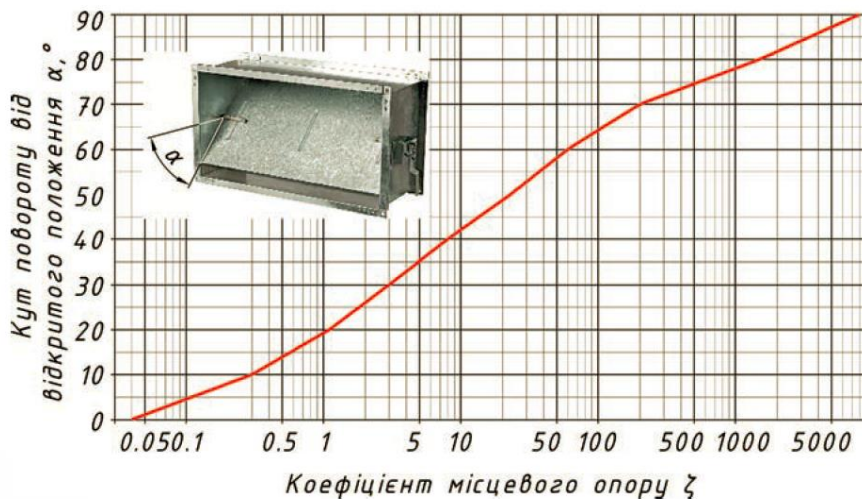


Мал. 3.17

З врахуванням початкових даних визначимо типорозмір і вид розподільника повітря для системи П1. Приймаємо розподільник повітря марки **1ДКФ 355**, розміром $d=0,4$, у якого площа живого січення дорівнює $f=0,1256 \text{ м}^2$. При рівні звукової потужності: $L_A \leq 25 \text{ дБ}$, далекобійність струменя приточування $L_{\text{струменя}} = 4,8-11,9 \text{ м}$ в залежності від необхідної швидкості в приміщенні v —від 0,5-0,2 відповідно. Падіння повного тиску через який складає: $\Delta p=16,2 \text{ Па}$.

а

Коефіцієнт місцевого опору ζ



б

Таблиця 3.18

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Розрахунки інших ділянок мережі повітроводів зведені в таблиці.

Витяжка													
№	l, м	Lp, м ³ /ч	fр, м ²	d _{теор} , м	d _{дейст} , м	F _{дейст} , м ²	J _д , м/с	R, Па/м	b _ш	ΔP _{тр} , Па	Sz	Z	ΔP, Па
Розрахункова магістраль													
1	2,84	958	0,0532	0,260	0,280	0,0616	4,32	0,9	1,051	2,686	0,5	11,71	14,39
2	0,66	1208	0,0671	0,292	0,315	0,0779	4,31	0,81	1,051	0,562	2	13,13	13,69
3	2,34	1238	0,0688	0,296	0,315	0,0779	4,41	0,81	1,052	1,994	0,5	12,19	14,18
4	0,66	1488	0,0827	0,325	0,355	0,0990	4,18	0,69	1,051	0,479	2	12,47	12,95
5	2,34	1518	0,0843	0,328	0,355	0,0990	4,26	0,69	1,052	1,699	0,5	11,39	13,09
6	0,66	1768	0,0982	0,354	0,355	0,0990	4,96	0,72	1,056	0,502	2	16,78	17,28
7	4,48	1888	0,1049	0,366	0,400	0,1257	4,17	0,48	1,051	2,260	2	12,45	14,71
8	1,52	2182	0,1212	0,393	0,400	0,1257	4,82	0,51	1,056	0,819	0,5	14,46	15,28
													122,1

Вибір пилевих фільтрів

В зв'язку з великою витратою повітря та задля упрощення заміни фільтрів підбираємо фільтри на кожну окрему гілку повітроводів з витратою повітря у повітроводі 6141 м³/год

Необхідну поверхню фільтру знаходимо, м² :

$$F_{\phi} = L / q_{\phi} \quad F_{\phi} = 7427 / 6000 = 1,24 \text{ м}^2$$

q_φ - питома навантажувальність фільтруючої поверхні, м³/(м²·год);

L - часовий расход воздуха, м³/ч.

Підбираємо чотири фільтри ячeyковi сiтчатi Е.В. Река моделi М

попереднє утримання пилу - до 5 мг/м³;
 норма питомої навантажувальності - 6000 м³/(м²·год);
 ступiнь очистки за вiсом - 70-97%;
 опiр фiльтру - 8 кгс/м².

Вибір вентиляторів

Вибір вентиляторів відбувається по витраті і тиску які відтворює вентилятор.

1. Вибір вентилятора для притокової схеми і системи витяжки

$$L_{\text{вент}} = K_{\text{подс}} * L_{\text{сист}}$$

Підп. и дата	
Ив. № дубл.	
Взам. ив. №	
Підп. и дата	
Ив. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

$K_{\text{подс}}$ - коефіцієнт, враховуючий підсос та виток повітря з системи.

Витяжка $L_{\text{вент}} = K_{\text{подс}} * L_{\text{сист}} = 44560 * 1,15 = 51244$ м³/год

Подача $L_{\text{вент}} = K_{\text{подс}} * L_{\text{сист}} = 44560 * 1,1 = 49016$ м³/год

2. Тиск вентилятора

$$\Delta P_{\text{вент}} = 1,1 \cdot \Delta P_h$$

1,1 - коефіцієнт, враховуючий 10% запасу тиску на невраховані збитки

ΔP_h - загальні витрати тиску у системі, Па

$$\Delta P_h = \Delta P_{\text{сист}} + \Delta P_{\text{конд}} + \Delta P_{\text{фільтр}}$$

$\Delta P_{\text{сист}}$ - витрата тиску в системі повітроводів, Па

Подача: $\Delta P_{\text{сист}} = 327,42$ Па

Витяжка: $\Delta P_{\text{сист}} = 122,11$ Па

$\Delta P_{\text{конд}}$ - витрата тиску в центральному кондиціонері, Па,

$$\Delta P_{\text{конд}} = 3,8 * 98 = 375,4 \text{ Па}$$

$\Delta P_{\text{фільтр}}$ - потери давления в фильтрах, Па, $\Delta P_{\text{фільтр}} = 8 * 9,8 * 2 = 156,8$ Па

Подача: $\Delta P_h = 327,42 + 375,4 + 156,8 = 859,62$ Па

Витяжка: $\Delta P_h = 122,11 + 156,8 = 278,98$ Па

Подача: $\Delta P_{\text{вент}} = 859,62 \text{ Па} = 87,7 \text{ кгс/м}^2$

Витяжка: $\Delta P_{\text{сист}} = 122,11 \text{ кгс/м}^2$

3. Потужність на валу електродвигуна, кВт

$$N_e = L_{\text{вент}} * \Delta P_{\text{вент}} / (3600 * \eta_{\text{п}} * \eta_{\text{в}} * \eta_{\text{р.п}})$$

$\eta_{\text{п}} = 0,96$ – ККД підшипників;

$\eta_{\text{в}} = 0,78$ - ККД вентилятора;

$\eta_{\text{р.п}} = 0,95$ - ККД реміної передачі.

Подача: $N_e = 42398 * 859,62 / 3600 / 0,96 / 0,78 / 0,95 / 1000 = 14,23$ кВт

Витяжка: $N_e = 40555 * 122,11 / 3600 / 0,96 / 0,78 / 0,95 / 1000 = 1,934$ кВт

4. Установочная мощность электродвигателя, кВт

$$N_y = K * N_e$$

$K_3 = 1,1$ - коефіцієнт запаса.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Витяжка: $N_y=1,1*14,23 = 15,65$ кВт

Приточка: $N_y=1,1*1,934= 2,13$ кВт

Для вибору вентилятору використовуємо графік [7, стр. 138-139].

Вентилятор для системи витяжки:

- центробіжний вентилятор №7 А7-1а;
- схема виконання - 1;
- частота оберту двигунів вентилятора - $n_3 = 950$ об/мин;
- потужність електродвигуна - $N_y = 18$ кВт;
- тип ЕД - А 02-41-6;
- частота обертів ЕД - $n_3 = 950$ об/мин.

Вентилятор для системи притока:

- центробіжний вентилятор №8 А8-1а;
- схема виконання - б;
- частота обертів валу вентилятора - $n_3 = 494$ об/мин;
- потужність електродвигуна - $N_y = 2,2$ кВт;
- тип ЕД - А 02-21-4;
- частота обертів ЕД - $n_3 = 1410$ об/мин.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Вхідні дані

Таблиця 5.1 - Вхідні дані

№	Показники	Найменування, кількість
1	Найменування об'єкту	Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря студентського театру ВСП «ОТФК ОНТУ» на 330 посадкових місць
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодоагент	R-134a
4	Марка масла	BSE
5	Наявність градирні	—
6	Кількість робочих годин на 1 робітника за рік	440
7	Ступінь автоматизації	повна
8	Кількість змін праці	—
9	Витрати масла на 1 компресор, кг	15
10	Витрати фреон на поповнення системи на 1 кВт холодопродуктивності, кг	0,7
11	Ціна 1 кВт. електроенергії, грн.(виробнича)	4,30
12	Ціна 1 кг холодоагенту, грн.	675,0
13	Ціна 1 кг масла, грн.	1355,0

Инов. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Таблиця 5.2 – Технічна характеристика обладнання

№	Перелік обладнання	Марка	Кількість, шт.	Холодопродуктивність, кВт	t ₀ °С	Номинальна потужність електродвигуна, кВт	Ціна, грн.
1	Центральний кондиціонер	VTS Klima CV-A-8-N-223A	1			45500 м ³ /год	108900
2	Компресор	CSH-7693-90 Y	2	224	4	90	398229
3	Конденсатор	K 3803	2				217554
4	Насос водяний	K20/90	2			7,5	7000
5	Випарник	DRYPL US DXS 450	1				379329
6	Теплообмінник	SLHE-20	2				24890
7	Вентилятор приточний		1			12	2526
8	Вентилятор витяжний		1			30	2007
9	Фільтр пиловий		4				2800
10	Розподільник повітря		4				1650
11	Дросель-клапан		40				134
12	Градижня	марки MFRP 5	1			4	18958

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

5.2 Розрахунок капітальних вкладень

Сумарна вартість обладнання по кожному найменуванню розраховується за формулою:

$$C_m = C_n \cdot K_n,$$

(5.1)

де C_n – ціна одиниці обладнання, грн.

K_n – кількість даного найменування обладнання, шт.

$$C_m = 108900 \cdot 1 + 398229 \cdot 2 + 217554 \cdot 2 + 7000 \cdot 2 + 379329 \cdot 1 + 24890 \cdot 2 + 2526 \cdot 1 + 2007 \cdot 1 + 2800 \cdot 4 + 1650 \cdot 4 + 134 \cdot 40 + 18958 \cdot 1 = 1830226$$

грн.

Розрахунки заносимо в таблицю.

Таблиця 5.3 - Загальна вартість обладнання

№	Найменування обладнання	Тип, марка	Кількість, шт.	Ціна за 1 обладнання, грн.	Сумарна вартість, грн.
1	Центральний кондиціонер	VTS Klima CV-A-8-N 223A	1	108900	108900
2	Компресор	CSH-7693-90 Y	2	398229	796458
3	Конденсатор	K 3803	2	217554	435108
4	Насос водяний	K20/90	2	7000	14000
5	Випарник	DRYPLUS DXS 450	1	379329	379329
6	Теплообмінник	SLHE-20	2	24890	49780
7	Вентилятор приточний		1	2526	2526
8	Вентилятор приточний		1	2007	2007
9	Фільтри пилевий		4	2800	11200
10	Розподільник повітря		4	1650	6600

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

11	Дросель-клапан		40	134	5360
12	Градирня	марки MFRP 5	1	18958	18958
13	Разом сумарна вартість обладнання	—	—	—	1830226
14	Вартість іншого обладнання	—	—	—	183022,6
15	Витрати на монтаж і транспорт	—	—	—	274534
16	Загальна вартість	—	—	—	457556,6

Загальна вартість капіталовкладень K_b в грн. на будівлю та обладнання компресорного цеху розраховується за формулою:

$$K_b = C_{бд} + C_{заг}^{об},$$

(5.2)

де $C_{заг}^{об}$ – загальна вартість обладнання, грн.

$$K_b = 0 + 457556,6 = 457556,6 \text{ грн.}$$

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

5.3 Розрахунок цехових витрат

5.3.1 Розрахунок кількості виготовленого холоду (виробнича потужність)

Виготовлення холоду в стандартних умовах $Q_{ст}$ в тис кДж, розраховується за формулою:

$$Q_{ст} = \sum(Q_o \cdot K_z \cdot 19440),$$

(5.3)

де Q_o – сумарна розрахункова часова холодопродуктивність, кВт;

K_z – середньозважений коефіцієнт переводу праці компресора з робочих

умов у стандартні при різних температурах кипіння холодоагенту.

$$Q_{ст} = 224 \cdot 0,5 \cdot 19440 = 2177280 \text{ тис. кДж}$$

5.3.2 Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Витрати на допоміжні матеріали містять в собі витрати на поповнення системи фреоном та змащуючим мастилом.

Розрахунки проводяться у таблиці 5.4

Таблиця 5.4 – Розрахунок витрат на допоміжні матеріали

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

Статі витрат	Умовні значення та розрахунок	Сума, грн.
1.Сумарна холодопродуктивність, кВт	ΣQ_0	224
2.Середня питома норма расходу фреону, кг/1кВт	q_a	0,7
3.Середній коефіцієнт втрат фреону при ремонтах	K_p	1,05
4. Ціна 1 кг фреону, грн.	$Z_{x.a.}$	675,0
5.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати	$K_{x.a.}$	1,15
6.Витрати на поповнення системи фреоном, грн.	$C_{x.a.}=\Sigma Q_0*q_a *K_p*Z_{x.a.}*K_{x.a.}$	127802
7.Кількість зарядженого мастила у середньому на 1 компресор, кг	m	15
8.Кількість компресорів, шт	n	1
9.Коефіцієнт втрат мастила при ремонтах	K_b	1,2
10.Кількість разів змін масла за рік	R	—

Продовження таблиці 5.4

11.Середня ціна 1 кг мастила, грн;	$Z_M.$	1355,0
12.Коефіцієнт, який враховує транспортні витрати, грн	$K_M.$	1,14
13. Витрати на поповнення мастила, грн.	$C_M=m* n*K_b*R *Z_M.*K_M.$	27805
14.Разом:	$C_p =C_{x.a}+ C_M$	155607
15.Інші витрати (5%)	$C_i=C_p*5/100$	7780,4
16.Усього:	$C_{д.м} =C_p+ C_i$	163387,4

5.3.3 Розрахунок витрат на силову електроенергії

Річне споживання електроенергії (у грн) розраховується у таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Розрахунок споживання силової електроенергії

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

№	Споживачі електроенергії	Тип, марка обладнання	Ном.п отуж ність, кВт	Коеф. викори стання обладнання	Кільк ість устат куван ня	Фонд робочо го часу, годин	Загальна потреба електроен ергії, кВт.год	Витрати на силову електроен ергію в грн
1	Центральний кондиціонер	VTS Klima CV-A-8-N-223A	88	0,7	1	3000	184800	794640
2	Компресор	CSH-7693-90 Y	90	0,85	2	5400	826200	3552660
3	Насос водяний	K20/90	7,5	0,7	2	3000	31500	135450
4	Вентилятор приточний		12	0,7	1	3000	25200	108360
5	Вентилятор витяжний		30	0,7	1	3000	63000	270900
6	Градижня	марки MFRP 5	4	0,7	1	3000	8400	36120
	Всього	—	410	—	4	—	—	4898130

Витрати на силову електроенергію в грн, розраховується по формуле:

$$C_w = W_{\text{зар}} \cdot C_e$$

(5.4)

де C_e – ціна 1кВт електроенергії, грн.

5.3.4 Розрахунок чисельності виробничого персоналу компресорного цеху

З урахуванням повної автоматизації обладнання приймаємо 1 працівника 6 розряду для обслуговування холодильної установки з річним фондом робочого часу - 440 годин.

5.3.5 Розрахунок річного фонду заробітної платні виробничого персоналу компресорного цеху

Підп. и дата	
Инд. № дубл.	
Взам. инв. №	
Підп. и дата	
Инд. № подл.	

					БКВ 04.016.007 ДП ПЗ		Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			

Погодинна тарифна ставка кожного розряду розраховується від тарифної ставки першого розряду.

Тарифна ставка першого розряду розраховується за формулою:

$$T_{cl} = \frac{ЗП}{Г},$$

(5.5)

де: ЗП – мінімальна заробітна плата, встановлена державою, грн.;

Г – кількість годин роботи у місяць.

$$T_{cl} = \frac{6700}{164} = 40,85 \text{ грн.}$$

Мінімальна зарплата у погодинному вимірі з 01.01.2023 дорівнює 6700 грн.

6700 грн – мінімальна місячна заробітна плата, грн.

164 годин – середньомісячна кількість робочих годин ($1987/12 = 164$)

Норма тривалості робочого часу в годинах при 40-годинному робочому тижні – 1987 год.

Тарифна ставка другого та послідуєчих розрядів розраховується за формулою:

$$T_{c6} = T_{cl} \cdot TK_6,$$

(5.6)

де ТК – тарифний коефіцієнт відповідно для кожного тарифу.

Розрахунок тарифної ставки 6 розряду:

$$T_c(6p) = 40,85 \cdot 1,8 = 73,53 \text{ грн.}$$

Тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу розраховується за формулою:

$$T_\phi = T_c \cdot E_\phi \cdot K,$$

(5.7)

де T_c – середня годинна тарифна ставка, грн.;

E_ϕ – ефективний фонд робочого часу, годин;

Инь. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инь. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

К – кількість працівників компресорного цеху.

Основний фонд заробітної плати розраховуються за формулою:

$$O_{\phi} = T_{\phi} + \sum D$$

(5.8) де T_{ϕ} – тарифний фонд зарплати, грн.;

D – сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати):

$$\sum D = T_{\phi} \cdot \frac{25}{100}$$

(5.9)

Додатковий фонд заробітної плати розраховується за формулою:

$$D = \frac{T_{\phi} \cdot d}{100}$$

(5.10)

де d – відсоток додаткового фонду (10%);

Річний фонд розраховується за формулою:

$$P_{\phi} = O_{\phi} + D_{\phi}$$

(5.11)

Відчислення від річного фонду заробітної плати виконується за формулою:

$$B_c = \frac{P_{\phi} \cdot p}{100}$$

(5.12)

де p – відсоток відрахувань від річного фонду (ЄСВ=22%).

Розрахунки заносяться у таблицю 5.6.

Таблиця 5.6 – Розрахунок фонду оплати праці

Назва показника	Формула	Розрахунок
T_c – середня годинна тарифна ставка, грн	T_c	73,53

Инд. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инд. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

ЕФ – ефективний фонд робочого часу, годин.	Еф	440
К – кількість працівників компресорного цеху	К	1
Т _ф - тарифний фонд заробітної плати виробничого персоналу	$T_{\phi} = T_c \cdot E_{\phi} \cdot K$, грн	32353,2

Продовження таблиці 5.6

Д - сума доплат за умови праці та нічний час, грн. (25% від тарифного фонду заробітної плати).	$\sum D = T_{\phi} \cdot 25 / 100$, грн	8088,3
О _ф - основний фонд заробітної плати	$O_{\phi} = T_{\phi} + \sum D$	40441,5
Д _ф - додатковий фонд заробітної плати	$D_{\phi} = (T_{\phi} \cdot d) / 100$, грн	3235,3
Р _ф - річний фонд	$P_{\phi} = O_{\phi} + D_{\phi}$, грн.	43677
Вс - відрахування від річного фонду заробітної плати	$B_c = (P_{\phi} \cdot p) / 100$, грн	9609

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

5.4 Розрахунок собівартості одиниці холоду

Для розрахунку собівартості одиниці холоду необхідно розрахувати калькулювання цехової собівартості 1000 кДж холоду.

Собівартість одиниці холоду $C_{ст.заг.1000кДж}$ в грн, розраховується за формулою:

$$C_{ст.заг.1000кДж} = \frac{C_{ст}}{Q_{ст}}$$

(5.13)

де $C_{ст}$ – цехова собівартість, грн.;

$Q_{ст}$ – річний виробіток холоду, тис. кДж.

$$C_{ст.заг.1000кДж} = \frac{5463464}{2177280} = 2,51 \text{ грн.}$$

Розділив витрати по кожній статті витрат на річну виробку холоду в стандартних умовах, отримаємо собівартість одиниці холоду по кожному виду витрат.

Усі розрахунки заносяться у таблицю.

Таблиця 5.7 – Розрахунок собівартості одиниці (1000 кДж) холоду

№	Статті витрат	Сума витрат, грн.	
		На річний виробіток холоду	На одиницю холоду, грн.
1	Допоміжні матеріали	457556,6	0,21
2	Зарплата виробничих працівників	43677	0,02
3	Відрахування від зарплати	9609	0,00
4	Електроенергія силова	4898130	2,25

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

5	Цехові витрати (ЗПвир.прац.*(0,2)	8735,4	0,00
6	Амортизація обладнання(10%)	45755,7	0,02
7	Разом цехова собівартість (Сст)	5463464	2,51

5.5. Основні техніко-економічні показники проекту

Показники проекту заносяться в таблицю.

Таблиця 5.8 - Основні техніко-економічні показники проекту

№	Показники	Кількість
1	Найменування об'єкту	Проект системи кондиціонування і вентиляції повітря студентського театру ВСП «ОТФК ОНТУ» на 330 посадкових місць
2	Система охолодження	безпосередня
3	Холодильний агент	R-134a
4	Марка масла	BSE-32
5	Ступінь автоматизації	повна
6	Сума капіталовкладень, грн	457556,6
7	Холодопродуктивність компресорів, кВт	224
8	Кількість компресорів, шт.	1
9	Річний виробіток холоду, тис. кДж.	2177280
10	Цехова собівартість, грн.	5463464
11	Собівартість одиниці холоду, грн..	2,51
12	Чисельність виробничого персоналу, осіб.	1

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 5

Економічні розрахунки підтверджують економічну ефективність системи вентиляції і кондиціонування повітря для майстерень кафедри «Енергетичного машинобудування» ВСП «ОТФК ОНТУ» площею 130 м² з ремонту герметичних компресорів з середнім рівнем собівартості за одиницю холоду (2,51 грн. за 1000 кДж) у порівнянні з середньогалузевим рівнем, що вказує на високий рівень конкурентоспроможності на ринку холоду.

Собівартість одиниці холоду є результатом науково-обґрунтованого проектування з підбором високопродуктивного та високотехнологічного обладнання з економічними характеристиками.

Отже, проєкт системи вентиляції і кондиціонування повітря для студентського театру ВСП «ОТФК ОНТУ» на 330 посадкових місць можна вважати доцільним та економічно вигідним.

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

6 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНІЙ СИТУАЦІЇ

					Лист
БКВ 04.016.007 ДП ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

- нещільності у повітроводах, фланцевих з'єднаннях, несвоєчасне очищення повітроводів, що транспортують шкідливі пари, гази й пил, спричиняють забруднення повітряного середовища у виробничому приміщенні;
- аеродинамічний шум, який створюється працюючими вентиляторами, поширюється на повітроводах і проникає крізь припливні й витяжні ґрати у приміщенні;
- нерівно важні силові впливи, які виникають при роботі вентиляторів, поширюються у вигляді пружних коливань по конструктивних елементах будівель, таких, наприклад, як перекриття, що викликає їх вібрацію, яка також шкідливо впливає на людину;

Забезпечення безпечного улаштування та експлуатації вентиляційних систем досягається шляхом дотримання вимог, основними з яких є:

- монтаж вентиляційних систем (обладнання, повітроводи) має виконуватися відповідно до проекту й виключати нещільності у повітроводах їх з'єднаннях, перекося у гнучких вставках тощо;
- до експлуатації допускаються вентиляційні системи, які пройшли передпускові випробування та мають інструкції, технічний паспорт, журнал ремонту та експлуатації;
- вентиляційні системи у комплексі з технологічними заходами мають забезпечувати нормативні параметри мікроклімату й чистоту повітряного середовища у виробничих приміщеннях;
- видалення зарядів статичної електрики досягається пристроєм заземлення вентиляційного обладнання й повітроводів;
- захист від поширення вогню вентиляційною системою досягається за допомогою швидкодіючих заслінок, шиберів, відсікачів вогню тощо.
- на випадок виникнення пожежі має бути передбачена можливість швидкого відключення вентиляційних систем у приміщеннях чи будинках згідно з планом ліквідації аварій.

Зниження шуму та вібрацій вентиляційних агрегатів (вентилятор та електродвигун) досягається жорстким кріпленням їх на металевій рамі та установкою на віброізолятори, покриттям кожухів вентиляторів і повітроводів вібропоглинаючим матеріалом (спеціальні мастики), застосуванням гнучких елементів (м'яких вставок) між елементами вентиляційної мережі, використанням глушників шуму, що обладнуються у повітроводах

6.3 Основні вимоги до систем вентиляції

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

- Обсяг припливу повітря у приміщення повинний відповідати обсягу витяжки.
- При організації повітрообміну необхідно свіже повітря подавати в ті частини приміщення, де концентрація шкідливих речовин мінімальна, а видаляти повітря необхідно з найбільш забруднених зон.
- Система вентиляції не повинна створювати додаткових шкідливих і небезпечних факторів (переохолодження, перегрів, шум, вібрація, пожежовибухонебезпека).
- Система вентиляції повинна бути надійною в експлуатації і економічною.

6.4 Основні вимоги до кондиціонування повітря

Кондиціонування повітря — це створення автоматичного підтримування в приміщенні, незалежно від зовнішніх умов (постійних чи таких, що змінюються), по визначеній програмі температури, вологості, чистоти і швидкості руху повітря.

У відповідності з вимогами для конкретних приміщень повітря нагрівають або охолоджують, зволожують або висушують, очищають від забруднюючих речовин або піддають дезінфекції, дезодорації, озонуванню.

Системи кондиціонування повітря повинні забезпечувати нормовані метеорологічні параметри та чистоту повітря в приміщенні при розрахункових параметрах зовнішнього повітря для теплого і холодного періодів року.

Кондиціонування повітря здійснюється комплексом технічних засобів — системою кондиціонування повітря (СКП). В склад СКП входять: прилади приготування, переміщення та розподілу повітря, засоби автоматики, дистанційного керування та контролю. Технічні засоби СКП повністю або частково агрегуються в апараті – кондиціонер.

Зниження шуму та вібрацій вентиляційних агрегатів (вентилятор та електродвигун) досягається жорстким кріпленням їх на металевій рамі та установкою на віброізолятори, покриттям кожухів вентиляторів і повітроводів вібропоглинаючим матеріалом (спеціальні мастики), застосуванням гнучких елементів (м'яких вставок) між елементами вентиляційної мережі, використанням глушників шуму, що обладнуються у повітроводах

6.5 Холодоагент

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ	Лист

відключення вентиляційних систем у приміщеннях чи будинках згідно з планом ліквідації аварій.

Системи вентиляції запобігають утворенню вибухонебезпечних сумішей в приміщеннях при аварії технологічного обладнання з інтенсивним виділенням вибухонебезпечних парів або газів

Основні протипожежні вимоги до систем вентиляції та кондиціонування повітря направлені на запобігання утворенню вибухонебезпечного середовища, обмеження кількості горючих елементів і матеріалів, запобігання утворенню в займистою середовищі джерел запалювання, обмеження розповсюдження пожежі по повітроводам.

Попередження утворення вибухонебезпечного середовища в приміщеннях категорій А і Б досягається застосуванням робочої та аварійної вентиляції, а також конструктивними рішеннями. Витрата повітря, яке необхідно подавати для забезпечення гранично допустимої вибухобезпечної концентрації парів і газів, визначають розрахунком на основі кількості речовин, що надходять у приміщення.

Матеріал для виготовлення повітроводів, колекторів, фільтрів і шумоглушителей для вентиляційних систем вибирають залежно від характеру переміщуваного середовища з урахуванням вимог пожежної безпеки.

Вогнезахисна обробка повітроводів і систем вентиляції



Повітроводи виготовляють з негорючих матеріалів, при прокладці їх у адміністративно-побутових приміщеннях.

Вентиляційні системи для повітротранзитів піддаються обробці декількома способами. До них відносяться фарбування стінок повітроводів спеціальною вогнезахисною фарбою що спучується (аналогічно заходам захисту метала), а також спеціалізоване обгортання вентиляційних коробок негорючими матеріалами, вогнетривкими плитами і матами. Крім цих

Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ив. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

способів пропонується додатковий захист у вигляді використання спеціально розроблених матеріалів для вогнезахисту, до яких відносяться "ЗОШ", "Фиброгейн", "Тізол" та інші.



Вентиляційні системи вкрай важливі для забезпечення максимально ефективної евакуації всіх людей, які знаходяться в приміщенні.

Системи антидиму при задимленні видаляють шкідливі для людини продукти горіння, подаючи в приміщення замість них чисте повітря, придатне для дихання

Особливістю конструкції систем повітроводів або димовідводів є їх дуже висока протяжність по всій будівлі від місця відбору повітря і викиду продуктів горіння до точок подачі чистого повітря і відбору забрудненого в кожному приміщенні.

Будівлі, приміщення, технологічні установки повинні бути забезпечені первинними засобами пожежогасіння.

Первинні засоби пожежогасіння призначені для гасіння пожеж у початковій стадії їх розвитку силами персоналу підприємства до прибуття штатних підрозділів пожежної охорони, а також ліквідації невеликих осередків пожеж. Вони є у всіх виробничих приміщеннях і передаються під охоронну відповідальність безпосередньо керівникам

Инов. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ

Лист

цих об'єктів або іншим посадовим особам з числа інженерно-технічних працівників.

До первинних засобів гасіння пожежі належать вогнегасники, як ручні так і пересувні, бочки з водою, відра, сокири, багри, лопати, ящики з піском, азбестові полотна, повстяні мати, шерстяні ковдри, ломи, пилки тощо.

Відповідальність за своєчасне і повне оснащення об'єктів вогнегасниками та іншими засобами пожежогасіння, забезпечення їх технічного обслуговування, навчання працівників правил користування вогнегасниками несуть власники цих об'єктів (або орендарі згідно з договором оренди).

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
БКВ 04.016.007 ДП ПЗ				Лист

7. ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДБН В.2.5.-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування
2. Липа А.И. Основы теории и современные технологии обработки воздуха. –Одесса 2003: ОГАХ, 225 с.
3. Погорелов А.И. Тепломассообмен. – Одесса:Черноморье,1999. – 123 с.
4. Морозюк Т.В. М80 Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия << Негоциант >>, 2006. – 712 с. (с приложением).
5. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989. - 223 с.: ил.
6. Голубков Б.Н. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопления .М.: Энергоатомиздат, 1988. – 190 с.: ил.
7. М.Г. Хмельнюк, О.Сгф. Подмазко, І.О. Подмазко "Холодильні установки та сфери їх використання" підручник для вищих навчальних закладів, Херсон, Грінь, 484с., 2014.
8. Холодильні установки, (І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю.Ларьяновський та інш.), підручник для вищих навчальних закладів, в двох томах, Київ, "Либідь", 1995.
9. Холодильні установки. Проектування: Учбовий посібникк / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю. та ін. – Одеса: Друк, 2008. - том 1 – 3.
10. І.Г.Чумак, В.П.Чепурненко, С.Ю.Ларьяновський та інші. "Холодильні установки" Одеса, "Рефпринтінфо" 2003. 531с;
11. Богданов С.Н., Иванов О. П., Куприянова А.В. Холодильная техника.
Свойства веществ. Справочник. Изд. 2-е, доп. и переработ.
"Машиностроение",1976.
12. Самойлов А.И., Игнатьев В.Г. Охрана труда при обслуживании холодильных установок.- 2-е изд. -М.: Агропромиздат, 1989.
13. Канторович В.И. Гиль И. М. Устройство, монтаж и ремонт холодильных установок. – 4-е изд., перераб. и доп.- М.: Агропромиздат, 1985.
14. Справочник из серии "Холодильная техника" под редакцией А.В.

Инь. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Инь. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата
Инь. № подл.	Подп. и дата

БКВ 04.016.007 ДП ПЗ					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	

Быкова Применение холода в пищевой промышленности, 1979

15. Журналы "Холодильная техника", "Холод", 2021 - 2023 г

16. Закон України "Про підприємства в Україні" // Відомості Верховної ради України.-1992.-№24.с

Інформаційні ресурси

1. www.wika.ua
2. www.teplostart.com.ua
3. www.danfoss.ua
4. www.siemens.com
5. www.infrost.com.ua

Інв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	БКВ 04.016.007 ДП ПЗ					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						