

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Вінницький національний технічний університет

**І.А. Пономарчук, О.Б. Волошин**

**ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ**

Затверджено Вченою радою Вінницького національного технічного університету як навчальний посібник для студентів спеціальності “Теплогазопостачання та вентиляція”. Протокол №4 від 27 листопада 2003р.

Вінниця ВНТУ 2004

**УДК 697.9**

**П 56**

*Рецензенти:*

*С.Й. Ткаченко*, доктор технічних наук, професор

*І.Н. Дудар*, доктор технічних наук, професор

*Є.С. Корженко*, кандидат технічних наук, доцент

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України

**Пономарчук І.А., Волошин О.Б.**

**П 56 Вентиляція та кондиціювання повітря: Навчальний посібник. –**  
Вінниця: ВНТУ, 2004. – 121 с.

Розглянуті основні принципи проектування та розрахунку систем вентиляції та кондиціювання повітря. Викладено рекомендації з влаштування та розрахунку вентиляційних систем будівель різного призначення. Наведено методи забезпечення необхідних параметрів мікроклімату приміщень. Проведено аналіз систем кондиціювання приміщень, які використовуються в сучасних будівлях.

УДК 697.9

© І.А. Пономарчук, О.Б. Волошин, 2004

## ЗМІСТ

Вступ	6
1 РОЗРАХУНКОВІ ПАРАМЕТРИ ЗОВНІШНЬОГО ТА ВНУТРІШНЬОГО ПОВІТРЯ	7
2 МІНІМАЛЬНА ПОТРЕБА В ЗОВНІШНЬОМУ ПОВІТРІ	10
3 РОЗБАВЛЕННЯ ШКІДЛИВОСТЕЙ ПОВІТРЯМ	11
3.1 Вуглекислий газ	11
3.2 Запах	13
4 СПОСОБИ ВЕНТИЛЯЦІЇ	15
4.1 Природна вентиляція	15
4.2 Механічна вентиляція	21
5 ВКАЗІВКИ З РОЗРАХУНКУ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ І КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	21
5.1 Температура припливного повітря	21
5.2 Вологовміст припливного повітря	22
5.3 Розрахунок кількості припливного повітря	22
5.4 Підпір	23
6 ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ ВЕНТИЛЯЦІЇ БУДИНКІВ	23
6.1 Протипожежна вентиляція	23
6.2 Лікарні	24
6.3 Плавальні басейни	26
6.4. Повітряно-теплові завіси	27
6.5 Автотранспортні тунелі	30
6.6 Підземні автостоянки і гаражі	31
6.7 Чисті приміщення	32
7. ПРОТИПОЖЕЖНІ ЗАХОДИ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	33
7.1 Ізоляційні матеріали для повітропроводів	33
7.2 Вогнезатримувальні клапани	34
7.3 Гнучкі з'єднання і патрубки	34
8 СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	35
8.1 Класифікація систем кондиціювання повітря	35
8.2 Традиційні системи	36
8.3 Системи з кінцевими догрівачами	40
8.4 Багатозональні системи	42
8.5 Двоканальні системи	43
8.6 Системи з змінною кількістю припливного повітря	46
8.7 Подвійні повітряні системи	48
8.8 Ежекційні системи	49
8.9 Системи з вентиляторними конвекторами	53
8.10 Три- та чотиритрубні системи	55

8.11 Панельно-повітряні системи	57
8.12 Системи з теплообмінниками безпосереднього кипіння холодоагенту	58
8.13 Системи з кімнатними тепловими насосами	61
8.14 Сполучені повітряно-освітлювальні системи	62
8.15 Системи з вентиляльованими стелями	63
8.16 Системи з утилізацією тепла від внутрішніх джерел (теплові насоси)	65
8.17 Системи повного енергопостачання	66
<b>9 ВИЗНАЧЕННЯ ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ У БУДІВЛІ</b>	<b>68</b>
9.1 Визначення кількості тепла, яке надходить через світлові прорізи	68
9.2 Визначення кількості тепла, яке надходить через покриття будівлі	71
9.3 Визначення інших шкідливих надходжень	75
<b>10 ОРГАНІЗАЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК ПОВІТРООБМІНУ</b>	<b>76</b>
10.1 Організація повітрообміну	76
10.2 Місцеві витяжні пристрої	77
10.3 Визначення необхідної кількості вентиляційного повітря	79
<b>11 КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ</b>	<b>84</b>
11.1 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів	84
11.2 Підбір та розрахунок очисних пристроїв	87
11.3 Підбір вентиляційних пристроїв та вентиляторів	90
<b>12 ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ</b>	<b>91</b>
Додаток А - Теплотехнічні показники будівельних матеріалів та конструкцій	97
Додаток Б - Класифікація вологості режиму приміщень	98
Додаток В - Основні кліматичні характеристики деяких населених пунктів	99
Додаток Г - Значення термічного опору $R_n$ для зимових умов	101
Додаток Д - Термічний опір замкнутих повітряних прошарків $R_{в.п.}$	102
Додаток Е - Опір теплопередачі заповнень світлових прорізів $R_o.$	103
Додаток Ж Коефіцієнти теплопропускання $\beta_{с.з.}$ сонцезахисних пристроїв	104
Додаток К - Значення коефіцієнта $\eta$ для схем 1 - 4.	105
Додаток Л - Значення коефіцієнта поглинання сонячної радіації матеріалом зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції $\rho$	106
Додаток М - Максимальні і середні значення сумарної сонячної Радіації	107
Додаток Н - Значення коефіцієнтів $k_1$ та $k_2$	108
Додаток О - Рівень загального освітлення приміщень	110
Додаток П - Питомі тепловиділення від люмінесцентних ламп	111

Додаток Р - Мінімальна кількість повітря, яке подається в приміщення системами вентиляції та кондиціонування	112
Додаток С - Значення коефіцієнта повітрообміну	113
Додаток Т - Кількість тепла і вологості надходять від дорослої людини	114
Додаток У - Тепловіддача вертикальної труби	115
Додаток Ф - Питомі виділення та хімічний склад пилу	116
Додаток Х - Питомі виділення пилу і окислів марганцю	117
Додаток Ц - Надходження тепла, від прямого та розсіяного сонячного випромінювання в липні через вертикальне і горизонтальне одинарне скління світлових прорізів зі склом товщиною 2,5 – 3,5 мм	118
Література	120

## ВСТУП

Ефективність систем вентиляції, їх техніко-економічні характеристики залежать не тільки від правильно прийнятої схеми повітрообміну і достовірності проведених розрахунків, але й від правильно організованого монтажу, наладки й експлуатації. Можливість монтажу, наладки і експлуатації систем і обладнання, які забезпечують вентиляцію приміщень, закладаються на стадії проектування.

Для роботи над курсовим проектом одних рекомендацій даного навчального посібника недостатньо. Слід користуватись підручниками з вентиляції, довідником проектувальника, будівельними нормами і правилами та санітарними нормами, конспектами лекцій з курсу вентиляції. Для успішного виконання проекту вентиляції слід чітко знати особливості технологічного процесу, який проходить в приміщенні, режим роботи, конструктивні особливості будівлі, кліматичні характеристики. Спеціаліст з вентиляції повинен знати будівельну теплофізику, аеродинаміку, теорію тепломасообміну і такі розділи фізики як дифузія та акустика. При виборі розрахункових внутрішніх умов приміщень, тобто температури огорожуючих конструкцій, температури повітря, вологості і швидкості руху повітря, проектувальник повинен мати добрі знання з санітарної гігієни.

В навчальному посібнику містяться матеріали довідникового характеру.

# 1 РОЗРАХУНКОВІ ПАРАМЕТРИ ЗОВНІШНЬОГО ТА ВНУТРІШНЬОГО ПОВІТРЯ

При проектуванні систем загальнообмінної вентиляції з природним та примусовим рухом повітря призначених для видалення надлишків тепла, вологи, в тому числі систем вентиляції з випарним (адіабатним) охолодженням повітря, слід прийняти для теплої і для холодної пори року розрахункові параметри А за винятком:

1) припливних систем, що обслуговують приміщення з виділенням шкідливих речовин різного класу небезпеки, чи з місцевою витяжною вентиляцією в тому числі з виділенням повітря від теплотехнічного обладнання;

2) систем, що обслуговують будівлі медичних закладів (лікарні, клініки, госпіталі, диспансери, амбулаторії, пологові будинки), інтернатів для людей похилого віку і інвалідів, дитячих будинків, дитячих садків, ясел, готелів, санаторіїв вищого класу;

3) систем місцевої припливної вентиляції робочих місць і подачі повітря в зону дихання робітника.

В цих трьох перерахованих випадках при розрахунку вентиляції рекомендується приймати в якості розрахункового для теплої пори року параметри А, для холодної – параметри Б.

Вибір розрахункових параметрів внутрішнього повітря регламентований загальними санітарно-гігієнічними вимогами до повітря робочої зони. Комфортні умови для людини в приміщенні визначаються, як нам відомо, такими параметрами: температурою повітря, °С; температурою огорожувальних конструкцій приміщення, °С чи інтенсивністю опромінення, Вт/м<sup>2</sup>; швидкістю руху повітря, м/с; відносною вологістю, %; забрудненістю повітря шкідливими речовинами, мг/м. Вплив цих параметрів на самопочуття людини різне. Кожний з перерахованих параметрів впливає на тепловіддачу людини в навколишнє середовище.

За тепловою напруженістю розрізняють дві категорії приміщень:

1) приміщення з незначними надлишками явного тепла (не перевищує чи дорівнює 23 Вт на 1 м<sup>3</sup> внутрішнього об'єму приміщення) ;

2) приміщення чи ділянки цехів із значним надлишком явного тепла (що перевищує 23Вт/м<sup>3</sup>).

Останні відносяться до категорії «гарячих цехів». В промислових приміщеннях висотою більше 6 м обладнаних системою штучної примусової вентиляції, чи системою кондиціонування повітря питомі втрати явного тепла визначають по відношенню до умовного об'єму приміщення висотою 6 м.

За важкістю виконуваних робіт, у відповідності з загальними енерговитратами організму, поділені на такі категорії:

1 – легкі з енерговитратами до 172 Вт.

2 – середньої важкості з енерговитратами 172 -293 Вт.

3 – тяжкі з енерговитратами більше 293 Вт.

Роботи 2 категорії поділяються на 2 підгрупи: 2а – з енерговитратами 172 - 232 Вт і 2б – 232 - 293 Вт.

Допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в робочій зоні приміщень в яких визначається повітрообмін (жилі та громадські будівлі, а також допоміжні будівлі промислових підприємств), слід приймати з табл.1.1.

Допустимі норми температури та швидкості руху повітря при подачі повітря безпосередньо на робітника в виробничих приміщеннях на постійних робочих місцях, на які діє теплове випромінення з інтенсивністю  $350 \text{ Вт/м}^2$  і більше, при сумарній тривалості опромінення 15-30 хв. необхідно приймати згідно табл.1.3.

В приміщеннях громадських будівель з короткочасним перебуванням людей у верхньому одязі в холодний період року необхідно приймати температуру повітря  $16 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Таблиця 1.1 – Допустимі норми температури  $t$ , відносної вологості  $\phi$  та швидкості руху повітря  $V$  в обслуговуваній зоні

Період року	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$V, \text{ м/с}$
Теплий (температура зовнішнього повітря $10 \text{ }^\circ\text{C}$ і більше)	не більше як на $3 \text{ }^\circ\text{C}$ розрахункової температури зовнішнього повітря	$\leq 65$	$\leq 0,5$
Холодний і перехідний (температура зовнішнього повітря нижче $10 \text{ }^\circ\text{C}$ )	18 -22	$\leq 65$	$\leq 0,3$

Таблиця 1.2 – Допустимі норми температури  $t$ , відносної вологості  $\phi$  та швидкості руху повітря  $V$  в холодний і перехідний період року

Категорія робіт	$t_0, \text{ }^\circ\text{C}$	$\phi$ (не більше), %	$V$ (не більше), м/с	Температура повітря $^\circ\text{C}$
Легка	19-25	75	0,2	15-26
Середньої важкості:				



2а	17-23	75	0,3	13-24
2б	15-21	75	0,4	13-24
Тяжка	13-19	75	0,5	12-19

При цьому інтенсивність теплового опромінення протягом 1 год., із максимальних рівнів кожної технологічної операції в періоди опромінення, приймається від 350 до 2800 Вт/м<sup>2</sup>.

Нормовані значення в табл.1.3 відповідають максимальній швидкості руху повітря і мінімальній температурі на ділянці з найбільш інтенсивним опроміненням робітника.

Таблиця 1.3 – Допустимі норми температури  $t$  та швидкості руху повітря  $V$  при подачі повітря безпосередньо на робітника

Категорія робіт	Температура повітря в робочій зоні $t$ , °С	$V$ , м/с	Температура струмینی, °С при інтенсивності опромінення, Вт/м <sup>2</sup>				
			350	700	1400	2100	
1		1	28	24	21	16	-
		2	-	28	26	24	20
		3	-	-	28	26	24
		3,5	-	-	-	27	25
2	до 28	1	27	22	-	-	-
		2	28	24	21	16	-
		3	-	27	24	21	18
		3,5	-	28	25	22	19
3		2	25	19	16	-	-
		3	26	22	20	18	17
		3,5	-	23	22	20	19

Граничнодопустимі концентрації (ГДК) шкідливих речовин в повітрі робочої зони – це концентрації які, при щоденній (крім вихідних днів) роботі за 8 год. чи іншій, але не більшій 40 год. в тиждень, за весь робочий стаж не можуть викликати захворювання чи відхилення в стані здоров'я, що виявляються сучасними методами досліджень.

ГДК шкідливих речовин в повітрі робочої зони на постійних робочих місцях виробничих приміщень, а також в цехах дослідно-експериментального виробництва деяких шкідливих речовин з зазначенням класу їх безпеки та агрегатного стану наведені в табл.1.4.

Таблиця 1.4. - Гранично-допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень (за ГОСТ 12.1.005-76)

Речовина	ГДК, мг/м <sup>3</sup>	Клас безпеки	Агрегатний
----------	------------------------	--------------	------------

			стан
1	2	3	4
Окиси азоту (в перерахунку на NO <sub>2</sub> )	5	2	п
Продовження таблиці 1.4			
Аміак	20	4	п
Ангідрид сірчаний	10	3	п
Ацетон	10	3	п
Бензин-розчинник	0,00015	1	а
Діетил бензол	10	3	п
Ізобутилен	100	4	п
Ізопрен	40	4	п
Кислота сірчана	1	2	а
Метилацетат	100	4	п
Нікель(солі нікелю у вигляді гідроаерозолу в прерахунку на Ni)	0,005	1	а
Озон	0,1	1	п
Толуол	50	3	п
Окис вуглецю	20	4	п
Хлор	1	2	п
Хлору двоокис	0,1	1	п

п – пароподібний стан, а - аерозольний

ГДК шкідливих речовин в повітрі робочої зони при роботі на робочих місцях 1 год. і менше чи періодично (менше 30% часу робочої зміни) потрібно приймати з коефіцієнтом  $k = 2$ .

При одночасному вмісті в повітрі робочої зони декількох шкідливих речовин однонаправленої дії сума відношень фактичних концентрацій кожної з них ( $C_1, C_2 \dots C_n$ ) в повітрі приміщення до їх ГДК ( $ГДК_1, ГДК_2 \dots ГДК_n$ ) не повинна перевищувати одиниці:

$$\frac{C_1}{ГДК_1} + \frac{C_2}{ГДК_2} + \dots + \frac{C_n}{ГДК_n} \leq 1$$

## 2 МІНІМАЛЬНА ПОТРЕБА В ЗОВНІШНЬОМУ ПОВІТРІ

Для задоволення потреби людини в кисні необхідно дуже невелика кількість зовнішнього повітря, тому домінантним при визначенні необхідної кількості зовнішнього повітря (вентиляційна норма подачі зовнішнього повітря) є розрахунок розбавлення двоокису вуглецю і запахів зовнішнім повітрям.

Додаткова кількість зовнішнього і рециркуляційного повітря може знадобитися для забезпечення необхідної рухливості повітря всередині приміщення. Зовнішнє повітря у великій кількості може бути також необхідним у будинках зі значними тепловиділеннями, при відсутності холодильних установок.

В табл. 2.1 наведені дані з подачі зовнішнього повітря в залежності від дозволу на куріння й об'єму приміщення, що припадає на одну людину.

Таблиця 2.1 – Норми подачі зовнішнього повітря в залежності від об'єму приміщення на одну людину

Об'єм приміщення на 1 люд., м <sup>3</sup>	Кількість зовнішнього повітря на 1 люд., м <sup>3</sup>		
	мінімальне	рекомендоване	
		куріння заборонено	куріння дозволено
3	11,3	17	22,6
6	7,1	10,7	14,2
9	5,2	7,8	10,4
12	4	6	8

Потреба в зовнішнім повітрі залежить також від характеру діяльності людини. При невеликому об'ємі (менш 8 м<sup>3</sup>/чол) віддається перевага системі механічної примусової вентиляції. За місцевими правилами і постановами зазначені нормативні величини можуть бути ще вищими.

Зовнішнє повітря може надходити в будинок за допомогою інфільтрації, тобто через нещільності конструктивних елементів будинку (наприклад, через щілини дверей чи вікон або шви між панелями). При системах вентиляції повітря (звичайно суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря в заданій пропорції) надходить у приміщення через спеціально запроектовані отвори. У таких системах є можливість регулювати повітророзподілення, у той час як при одній тільки інфільтрації таке регулювання носить випадковий характер.

Таблиця 2.2 - Рекомендовані норми подачі зовнішнього повітря в кондиційовані приміщення, л/с

Тип приміщення	Інтенсивність куріння	Рекомендована на 1 люд.	Мінімальна (приймати більше з двох значень)	
			на 1 люд.	на 1 м площі підлоги
1	2	3	4	5
Виробничі підприємства *	Курити не дозволено			0,8

Приміщення контор (відкрите планування) Магазини, універмаги, універсами Театри*	Курять небагато  Те ж саме Те ж саме	8	5	0,3  3 -
Танцювальні зали* Спальні кімнати в готелях Лабораторії	Курять небагато  Курять багато	12	8	-  1,7
Приватні приміщення контор Квартири (нормальні) Ресторани (кафетерії)***	Курять небагато Курять багато Те ж саме Курять небагато	12	8	1,3  -  - -
Коктейль-бари Конференц-зали Квартири (багатокімнатні) Ресторани (обідні зали)	Курять багато Курять небагато Курять багато  Курять багато	18	12	- - - - -
Пансіонати, адміністративні і конторські приміщення, конференц-зали	Курять дуже багато	25	18	6
Коридори Кухні (квартирні) * Кухні (ресторанні) *Туалети *		- - - -	- - - -	1,3 10 20 10

Умовні позначки:

\* Регламентується державними і місцевими нормами.

\*' Визначальним фактором може бути норма витяжки.

\*\*\* За наявності в приміщенні черги кількість посадкових місць може не відповідати реальній кількості людей.

Норми подачі зовнішнього повітря складені з урахуванням об'єм приміщення на 1 люд. і інтенсивності куріння.

## 3 РОЗБАВЛЕННЯ ШКІДЛИВОСТЕЙ ПОВІТРЯМ

### 3.1 Вуглекислий газ

В результаті газової дифузії шар легеневих капілярів виділяє разом з видихуванним повітрям близько 5% (за об'ємом) двоокису вуглецю. Концентрація CO<sub>2</sub> у звичайному приміщенні може досягти 1 %, а в герметичному — ще більшої величини. Необмежений ріст вмісту CO<sub>2</sub> в повітрі привів би до нагромадження двоокису вуглецю в крові й інших тканинах людського організму. Вплив концентрації CO<sub>2</sub> на організм людини ілюструється даними табл. 3.3. Звичайно концентрація вуглекислого газу в повітрі складає 0,1% і нижче.

Таблиця 3.3 - Вплив концентрації вуглекислого газу на людський організм

Вміст CO <sub>2</sub> , % (по об'єму)	Результат впливу CO <sub>2</sub>
1 – 2	При неперервній дії порушується електролітичний баланс в тілі людини
2	Після декількох годин дії з'являється слабкий головний біль і віддишка
3	Сильний головний біль, значне виділення поту, віддишка
5	Депресивний стан
6	Погіршується зір, з'являється озноб
10	Втрата свідомості

### 3.2 Запах

Багато нетоксичних газів мають неприємний запах, що викликає відразу. Запахи людського тіла — результат виділення шкірою органічних газів і випаровувань. Вентиляція, як один зі способів боротьби з запахами, — це регульований потік повітря, що не тільки розбавляє, але і виносить гази та пари, які мають неприємний запах, через витяжні отвори. Однак вентиляція не завжди знищує запахи (наприклад, на промислових підприємствах). У цьому випадку рекомендується розглянути можливість використання одного з таких технічних прийомів.

*Маскування.* У забруднене повітря впорскується речовина (наприклад, ароматичний хімічний препарат) із вторинним запахом.

Недоліком цього способу є те, що краплі речовини залишаються в зваженому стані в повітрі дуже нетривалий час.

*Нейтралізація.* Деякі запахи у відповідних пропорціях нейтралізують один одного, що приводить до зниження загального рівня запаху.

*Абсорбція.* Забруднене повітря пропускається через водяні скрубери чи зрошувальні камери. Цей спосіб придатний тільки тоді, коли виділяють запах хімічних речовин, розчинних у воді.

*Адсорбція.* Активоване вугілля поглинає молекули деяких газів і парів, насичуючись ними через визначений проміжок часу. Для реактивації вугілля використовується високотемпературна водяна пара, що при проходженні через частинки вугілля вивільнює адсорбовані раніше молекули газів і випаровувань, що мають запах.

*Іонізація.* Відомо, що молекули газів і випаровувань, що мають запах, після окислювання не впливають на нервову систему органів нюху. Окислювання може бути досягнуте шляхом іонізації молекул атмосферного кисню ультрафіолетовими променями визначеної довжини хвилі. Озон (атомарний кисень), що утворюється при цьому, входить у взаємодію з зазначеними молекулами газів і випаровувань. Недоліком такого способу боротьби з запахами є токсичність озону, вміст якого в повітрі в кількості 0,0001% викликає подразнення слизової оболонки носоглотки, а в кількості 0,001% - головний біль і навіть шок.

До інших способів боротьби з запахами відносяться *хлорування, спалювання і конденсація*. Однак ці способи не знайшли застосування у системах кондиціонування повітря.

Нещодавно проблема боротьби з запахами виникла в зв'язку з витоком дизельних вихлопних газів усередину спальних залізничних вагонів через систему вентиляційних повітропроводів. Цілком зрозуміло, що таке положення викликало дорікання з боку пасажирів. Застосування фільтрів з активованим вугіллям виявилось неприйнятним через необхідність виробництва великого обсягу робіт з модернізації існуючих систем вентиляції. Тому була зроблена спроба використовувати речовину з запахом, що маскує запахи, нею просочують фільтри для очищення повітря. Такий технічний прийом забезпечував ефективну боротьбу з запахами протягом місяця, що відповідало періоду між перезарядженнями фільтрів.

Багато промислових запахів виділяються разом з пароподібними речовинами, що мають більшу, ніж повітря, щільність і тому опускаються вниз. Для асиміляції таких речовин повітря в приміщення рекомендується вводити зверху. У цьому випадку він рухається в тому ж напрямку, що і пароподібна речовина, яка має запах. Рекомендується також джерело виділення пари, що має неприємний запах, обмежувати по периметру припливними струменями, при цьому швидкість повітря на виході повинна бути однаковою, щоб виключити утворення поперечних потоків.

## 4 СПОСОБИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

### 4.1 Природна вентиляція

При природній вентиляції два фактори впливають на рухливість повітря в приміщенні: вітер і різниця густин внутрішнього і зовнішнього повітря. Ці фактори можуть діяти як одночасно так і незалежно один від іншого.

а) *Дія вітру*. Виникнення вітру пов'язане зі зміною атмосферного тиску. Якщо на шляху руху вітру виявиться яка-небудь перешкода (наприклад, дерево чи будинок), то відбувається перетворення енергії: динамічна, тиск вітру, переходить у статичну. При цьому з навітряної сторони перешкоди створюється надлишковий тиск (близько 0,5—0,8 від тиску вітру), а з завітряної - розрідження (близько 0,3—0,4 від тиску вітру). Перепад тиску, що виникає у такий спосіб, викликає інфільтрацію повітря через щілини у вікнах і інші отвори.

Науково-дослідна організація в області будівництва [9] вивчала вплив вітру на моделях будинків. До найбільш цікавих результатів цих досліджень варто віднести виявлення вихрових зон між будинками, аеродинамічних тіней за будинками і відхилення повітряного потоку нагору в передній частині даху. Цими ж дослідженнями виявлена наявність великої зони завихрення з навітряної сторони будинку, причому над цією зоною потік повітря роздвоюється.

Для визначення кількості зовнішнього повітря, що проходить через будинок під впливом вітру, крім швидкості і напрямку вітру необхідно знати характер обтікання будинку вітровим потоком. Розрахунок варто проводити з врахуванням вітру, що панує в даній місцевості. Для прямокутних у плані будинків при вітрі, спрямованому під прямим кутом до однієї зі сторін будинку, приблизна кількість зовнішнього повітря, що проходить через будинок, може бути визначена з залежності ( $\text{м}^3/\text{год}$ )

$$L = 0,5kAu, \quad (4.1)$$

де  $k$  - коефіцієнт, що залежить від відношення площ відкритих вхідних і вихідних отворів;  $A$  - площа вхідних отворів,  $\text{м}^2$ ;  $u$  - швидкість вітру,  $\text{м}/\text{с}$ .

Значення  $k$  для розрахунку дії вітру

Відношення площ вхідних і вихідних отворів	0.25	0.5	0.75	1	2	3	4	5
Значення $k$	0.21	0.38	0.51	0.6	0.76	0.81	0.82	0.83

Коли вітер спрямований під кутом  $45^\circ$ , значення  $k$  варто зменшувати на 50%.

Інший спосіб оснований на використанні даних про перепад тисків під впливом вітру. Так, наприклад, кількість повітря  $L$ , що проходить через отвір площею  $A$  і опором  $R$  при перепаді тисків  $p$ , буде дорівнювати:  $L=A \cdot p^{0,5}/R$ . Це рівняння може бути записане у вигляді

$$L=0,827 p^{0,5} A. \quad (4.2)$$

Для декількох паралельно розташованих отворів

$$L=0,827 p^{0,5} \Sigma A. \quad (4.3)$$

Для двох послідовно розташованих отворів

$$L = 0,827 (\Delta P1 + \Delta P2)^{0,5} A1 A2 / (A1^2 + A2^2). \quad (4.4)$$

В табл. 4.4 наведені дані про середній перепад повного тиску по висоті будівлі.

Таблиця 4.4 – Середні перепади тисків під дією вітру, Па

Висота будівлі	Швидкість вітру, м/с		
	9* (відкрита місце- вість)	5,5 (передмістя)	3 (центр міста)
10	58	21	6
20	70	31	11
30	78	38	15
40	85	44	21
50	90	49	23
60	95	55	26
70	100	59	31
80	104	63	34
90	107	67	37
100	111	71	40

б) Дія гравітаційних сил. Тепле повітря приміщення завдяки меншій щільності, піднімається нагору, заміщаючи більш важким зовнішнім повітрям.



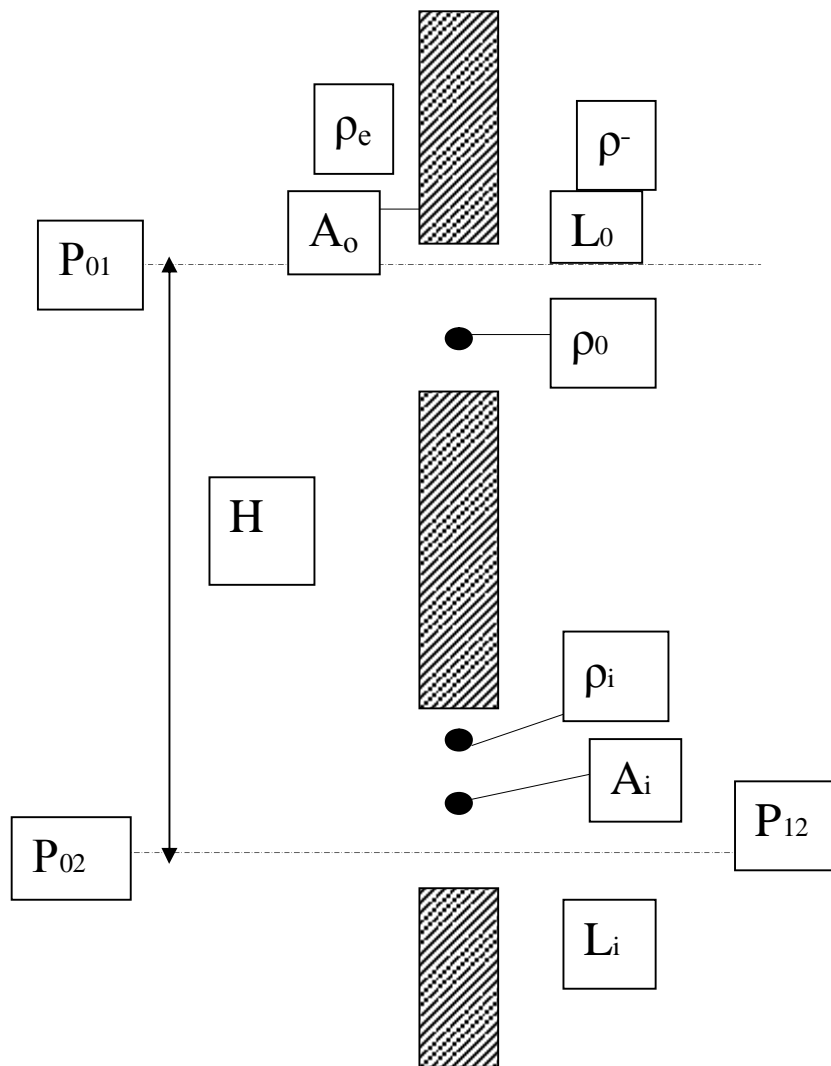


Рисунок 4.1 – Схема дії гравітаційних сил на отвори в стіні

На рисунку  $\rho_e$  – густина зовнішнього повітря;

$\rho^-$  – густина внутрішнього повітря;

$L_0$  – витрата витяжного повітря;

$L_i$  – витрата припливного повітря;

$\rho_0$  – густина повітря в витяжному отворі;

$\rho_i$  – густина повітря в припливному отворі;

$A_0$  і  $A_i$  – площа відповідно витяжного і припливного отворів з коефіцієнтом місцевого опору  $C_d$ ;

$P$  – тиск повітря у відповідній точці;

$H$  – відстань по вертикалі між припливним і витяжним отворами.

Як видно з рис. 4.1:

$$L_0 = C_d A_0 [ 2(P_{11} - P_{01}) / \rho_0 ] \quad (4.5)$$

$$L_i = C_d A_i [ 2(P_{02} - P_{12}) / \rho_i ] \quad (4.6)$$

Але, як відомо,  $P_{02} = P_{01} - \rho g H$  і  $P_{12} = P_{11} + \rho^- g H$ .

Звідки

$$(P_{02} - P_{12}) + (P_{11} - P_{01}) = g H (\rho_e - \rho^-) \quad (4.7)$$

Підставивши відповідно величини з рівнянь (4.5) і (4.6) в рівняння (4.7) і використовуючи умову нерозривності (тобто  $m = \rho_0 L_i = \rho_0 L_0$ ), отримаємо:

$$m = C_d [ 2(\rho_e - \rho^-) g H ] / ( 1 / \rho_i A_i + 1 / \rho_0 A_0 )$$

Нормальні діапазони зовнішніх та внутрішніх умов і різниця густин грають значно більшу роль, ніж абсолютні їх величини. Тому, приймаючи  $\rho_e - \rho^- = \Delta \rho$  і вважаючи, що  $\rho_0 \approx \rho_i = \rho$ , а  $m = \rho L$ , попередню залежність можна представити у вигляді

$$L = C_d ( A_r / ( 1 + A_r ) ) A_i ( 2 \Delta \rho g H ), \quad (4.8)$$

де  $A_r = A_0 / A_i$ .

Використовуючи закон для ідеального газу  $P = \rho R t$ , можна записати:  $\Delta P / P = \Delta \rho / \rho + \Delta t / t$ . Але  $\Delta \rho \ll \Delta t$ , тоді  $\Delta \rho = - \Delta t \rho / t$ . Підставивши цей вираз в рівняння (4.8), отримаємо:

$$L = C_d ( A_r / ( 1 + A_r ) ) A_i ( 2 \rho \Delta t g H / t ).$$

Підставивши значення  $C_d = 0,6$ ,  $\rho = 1,2$  кг/м<sup>3</sup>,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> і  $t = 293$  К, отримаємо:

$$L = 0,17 ( A_i A_r / ( 1 + A_r ) ) (\Delta t H). \quad (4.9)$$

в) *Загальна дія вітру і гравітаційних сил.* Оскільки на будівлю одноразово діють і вітер, і гравітаційні сили, то звичайно необхідно визначити сумарну витрату повітря від дії цих двох факторів.

Якщо  $L_s$  – витрата повітря під дією гравітаційних сил, а  $L_w$  – витрата повітря під дією вітру, то для отворів з питомим опором проходу повітря  $R$  загальний опір  $h_s + h_w = R (L_s + L_w)$ .

Сумарна витрата повітря може бути визначена з залежності  $h = R L = h_s + h_w$ , звідки  $L = L_s + L_w$ . Якщо  $h_s = h_w$ , то  $L = \sqrt{2} \cdot L_s$ , чи  $L = \sqrt{2} \cdot L_w$ .

З графіка (рис.4.2) можна визначити сумарну витрату  $L$ , знаючи  $L_s$  і  $L_w$ , які розраховують за рівняннями (4.2) і (4.9).

г) *Природна вентиляція і інфільтрація.* Природна вентиляція при невеликих капітальних затратах забезпечує необхідну рухливість повітря в таких, наприклад, приміщеннях як заводські цехи з вільним плануванням, що мають природне висвітлення і не мають потреби в подачі великих кількостей зовнішнього повітря. Для роботи природної вентиляції не потрібно витрачати механічну енергію, унаслідок чого експлуатаційні витрати при такій системі невеликі. До цього варто додати відсутність проблеми боротьби із шумом від вентиляційного устаткування. Основний недолік цієї вентиляції — залежність від погодних умов. При природній

вентиляції деякого регулювання вдається досягти, розташовуючи вентиляційні пристрої (жалюзі) на даху й у стінах будинку і застосовуючи автоматичне керування роботою цих пристроїв.

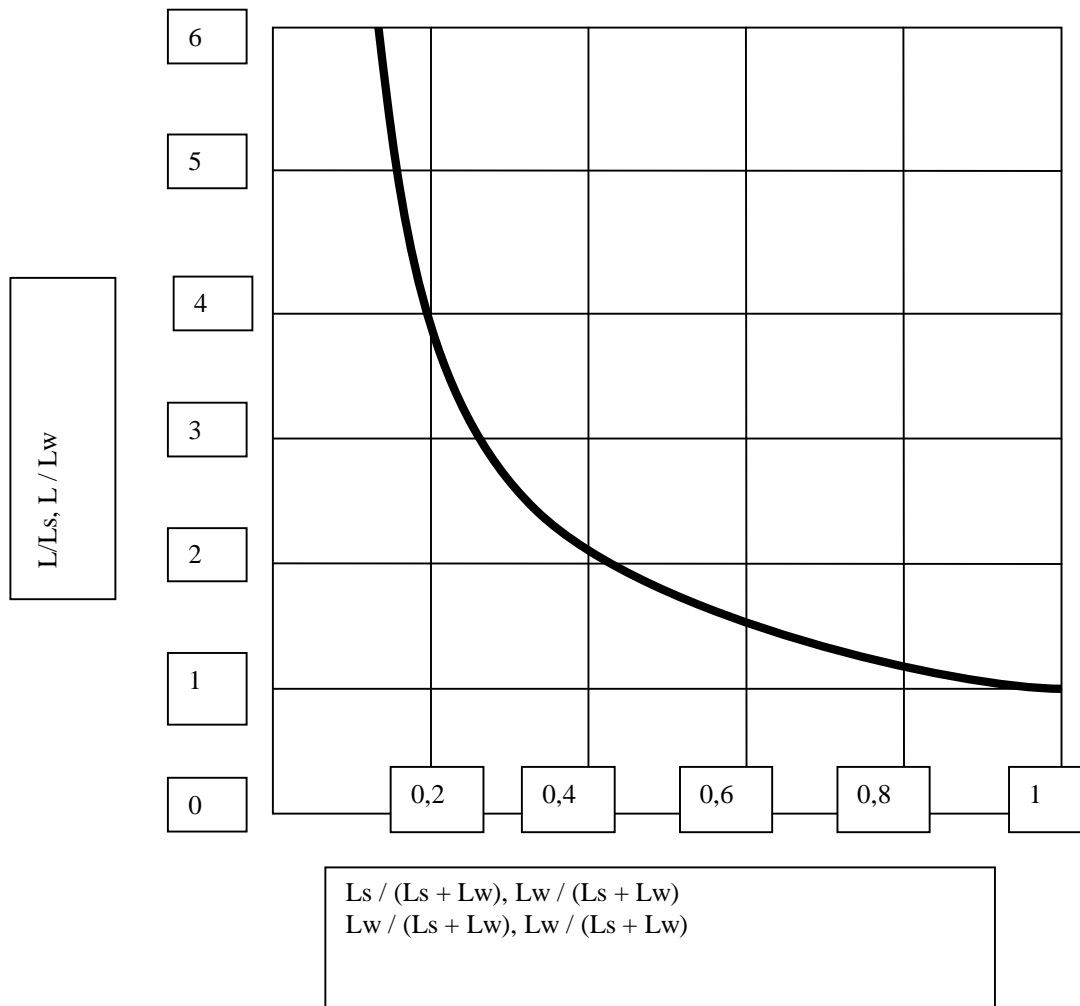


Рисунок 4.2 – Графік для визначення сумарної витрати при дії вітрового і гравітаційного тисків

Часто руху повітряних потоків усередині будинку перешкоджають перегородки, складний розподіл тиску навколо будинку і внутрішні джерела тепла, що створюють власний гравітаційний ефект. Незважаючи на складність цієї проблеми науково-дослідний інститут інженерного устаткування будинків народної охорони здоров'я Данії для дослідження роботи системи вентиляції використовував метод електричної аналогії. Кількість повітря, що надходить у будинок, може бути виражена рівнянням

$$L = c \cdot (\Delta p)^n, \quad (4.10)$$

де  $L$  - витрата повітря, м<sup>3</sup>/с;

$c$  - обумовлений експериментально коефіцієнт інфільтрації, що залежить від конструктивних особливостей отвору;

$\Delta p$  - перепад тисків в отворі, Па;

$n$  - обумовлений експериментально показник степеня, що залежить від конструктивних особливостей отвору.

Рівняння (4.10) аналогічне за видом рівнянню, що характеризує залежність сили струму від електроопору і напруги .

Якщо аеродинамічний опір тріщин у стінах, чи щілин у вікнах і дверях виразити у вигляді спеціально підібраних груп електроопорів, то електричний струм у ланцюзі у визначеному масштабі представляє витрата повітря, а напруга – перепад тисків. Ця методика може бути використана для вивчення впливу зовнішніх факторів на роботу системи механічної примусової вентиляції.

Таблиця 4.5 – Інфільтрація повітря через вікна

Тип вікна	Коефіцієнт інфільтрації вікон $s$ , л/(м·с), при різниці тисків 1 Па
Стулчасті на петлях: З ущільнювальними прокладками	0,05 0,25
Без ущільнювальних прокладок З заксленими панелями, що ковзають в горизонтальному і вертикальному напрямках: З ущільнювальними прокладками	0,125 0,25
Без ущільнювальних прокладок	

В таблиці 4.5 наведено значення коефіцієнта інфільтрації  $s$  для вікон з металевими рамами, отриманим з використанням залежності (4.10) при  $n=0,63$ .

Розрахувати сумарну витрату повітря при інфільтрації можна тільки в тому випадку, якщо напрямок вітру перпендикулярний одній зі сторін будинку.

Зовнішнє повітря надходить у приміщення тільки з навітряної сторони будинку. У навітряних приміщеннях слід враховувати додаткове теплове навантаження на нагрівання й охолодження повітря, що інфільтрується. Відповідний об'єм повітря віддається з приміщень із завітряної сторони будинку при кімнатній температурі; у цих приміщеннях до загального теплового навантаження будинку ніяких добавок робити не треба (мається на увазі, що всі опалювані чи охолоджувані приміщення мають однакову температуру). Таким чином, загальне розрахункове навантаження на опалення чи охолодження будинку від інфільтрації не дорівнює сумі максимальних навантажень від інфільтрації кожного приміщення. Фактично сума максимальних навантажень у два-три рази

перевищує розрахункове навантаження від інфільтрації, значення якого враховується при розрахунку вказаної установки.

При зазначеному вище способі розрахунку, можливо, варто вводити понижувальний коефіцієнт до розрахункової витрати зовнішнього повітря для обліку аеродинамічного опору внутрішніх конструктивних елементів будинку, але це необхідно робити тільки при великому числі погано зачинених вікон у сполученні з вільним внутрішнім плануванням і невеликим числом внутрішніх дверей, через які навітряна сторона з'єднується з завітряною.

Зазначений спосіб розрахунку придатний для будинків симетричної конфігурації, квадратних чи прямокутних у плані, з рівномірно розподіленими по застланому фасаді вікнами, що відкриваються. Для будинків складної конфігурації чи унікальних споруд необхідний спеціальний аналіз вентиляційного процесу.

#### **4.2 Механічна вентиляція**

Системи механічної вентиляції, у яких повітря переміщується вентилятором, дозволяють одержати задані параметри повітряного середовища і здійснювати контроль над рухливістю повітря всередині будинку в значно більшому ступені, ніж для системи з природною вентиляцією. Системи механічної вентиляції стають зовсім необхідні у випадку можливості утворення в приміщеннях займистої концентрації випаровувань і газів.

До складу припливної вентиляційної системи з механічним примусом входять вентилятор, повітряний фільтр, калорифер, канали і ґрати, інші повітророзподільники. Відпрацьоване повітря віддаляється вентилятором, а в деяких випадках просто видавлюється в сусідні приміщення чи назовні через отвори з ґратами.

### **5 ВКАЗІВКИ З РОЗРАХУНКУ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ І КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ**

До припливного повітря, що надходить в приміщення висуваються такі вимоги: відсутність пилу, запахів і інших шкідливостей; відповідність температури і відносної вологості розрахунковим проектним даним; вміст достатньої кількості зовнішнього повітря.

#### **5.1 Температура припливного повітря**

Якщо тепловтрати приміщення складають  $q_s$ , то для підтримки заданої температури в приміщенні варто подати повітря з вищою температурою. Основні розрахункові залежності мають вигляд (кДж/с чи кВт):

$$q_s = m \cdot c \cdot (t_s - t_R) \quad (5.1)$$

$$q_s = \rho \cdot c \cdot L \cdot (t_s - t_R), \quad (5.2)$$

де  $m$  – масова витрата повітря, кг/с;

$L$  – витрата повітря,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$c$  – теплоємність повітря при постійному тиску,  $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ ;

$t_s$  – температура припливного повітря,  $^\circ\text{C}$ ;

$t_R$  – температура повітря всередині приміщення;

$\rho$  – щільність припливного повітря,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Для стандартних умов повітря, температура  $20^\circ\text{C}$ , нормальний атмосферний тиск,  $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$ , теплоємність складає  $1,01 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$ , для сухого повітря, і  $1,89 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$  для водяної пари, при цьому залежність (5.2) можна представити у вигляді

$$q_s = 1.2 \cdot ((273+20)/(273 + t_s)) \cdot 1.024 \cdot L (t_s - t_R) = 360 \cdot L \cdot ((t_s - t_R)/(273 + t_s)). \quad (5.3)$$

Зауважимо, що використовують і теплоємність вологого повітря СН при середній величині вологовмісту кімнатного повітря ( $7,36 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/\text{кг}$ ), тобто

$$\text{CH} = 1,01 + 1,89 (7,36 \cdot 10^{-3}) = 1,024 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C}). \quad (5.4)$$

### 5.2 Вологовміст припливного повітря

За наявності вологовиділень в приміщенні, щоб зберегти заданий розрахунковий рівень вологовмісту, припливне повітря повинно мати нижчий вологовміст. Кількість прихованого тепла в повітрі приміщення визначається за рівнянням

$$q \cdot L = m \cdot (g_R - g_S) \cdot L \quad (5.5)$$

де  $g_R$  і  $g_S$  - вологовміст відповідного кімнатного і припливного повітря,  $\text{кг}/\text{кг}$  сухого повітря;

$L$  – прихована теплота пароутворення,  $\text{кДж}/\text{кг}$ .

При розрахунку по об'ємній витраті повітря після відповідних перетворень, що були використані при виведенні залежності (5.1), рівняння (5.3) можна представити у вигляді

$$q \cdot L = (352/273 + t_s) \cdot L \cdot (g_R - g_S) \cdot L \quad (\text{кВт}).$$

Звичайно при нормальній температурі повітря приміщення прихована теплота пароутворення складає  $2450 \text{ кДж}/\text{кг}$ . Тому для цих умов

$$q \cdot L = (864000/273 + t_s) \cdot L \cdot (g_R - g_S). \quad (5.6)$$

### 5.3 Розрахунок кількості припливного повітря

З рівняння (2.21) видно, що об'ємна витрата припливного повітря залежить від різниці температур припливного і кімнатного повітря, а також від тепловтрат чи тепловиділень за наявного тепла, тобто

$$L \approx q_s / (t_s - t_R).$$

Чим більша витрата припливного повітря (для даних втрат чи теплонадходжень), тим більший перепад температур, і навпаки. Однак, при великому перепаді температур важко підтримувати задані температуру і рухливість повітря у всій робочій зоні приміщення (у цих випадках вдаються до установки повітророзподільників ежекційного типу). З іншого боку, подача в приміщення великої кількості повітря зв'язана з

застосуванням повітропроводів великого діаметра чи з підвищеними швидкостями повітря у повітропроводах. В останньому випадку додатково доводиться стикатися ще і з проблемою боротьби з шумом. Таким чином, розрахункова витрата припливного повітря – це така його кількість, що з обліком приведених вище факторів забезпечує ефективну вентиляцію, яка виключає утворення застійних зон у приміщеннях. Нормативні рекомендації для розрахункових кількостей припливного повітря для деяких типів будинків, обладнаних системою механічної примусової вентиляції наведені, дані в табл. 5.1.

Таблиця 5.1 – Норма подачі припливного повітря

Тип будівлі чи приміщення	Кратність повітрообміну, 1/год
Котельня і машинна зала	15-30
Ванна кімната	6 (по витяжці)
Столова	8-12
Кінотеатр	6-10
Танцювальна зала, обідня зала, ресторан	10-15
Гараж (ремонтна майстерня)	10 (мінімальна по витяжці)
Кухня	20-60 (по витяжці)
Пральня	10-15
Приміщення контори	4-6
Театр	6-10
Туалет	6-8

#### 5.4 Підпір

Якщо кількість повітря, що видаляється, складає 70-90% від припливного, то в приміщенні створюється тиск вищий, ніж у сусідніх приміщеннях (підпір). За наявності підпору в приміщеннях дія протягів менш помітна і зменшується забруднення, внесене навколишнім повітрям. У деяких випадках, за наявності в приміщеннях радіоактивних і інших токсичних виділень, створюють розрідження за рахунок збільшення на 10–20% обсягу повітря, що видаляється, у порівнянні з обсягом припливного повітря.

### 6 ДЕЯКІ ОСОБЛИВОСТІ ВЕНТИЛЯЦІЇ БУДИНКІВ

У цьому розділі розглядаються деякі спеціальні питання, пов'язані з проектуванням вентиляції, крім промислових систем витяжної вентиляції.

#### 6.1 Протипожежна вентиляція

У невентильованому будинку навіть невелике вогнище пожежі може викликати швидко задимлення всього будинку, що в значній мірі ускладнює боротьбу з пожежею. Гарячі гази, що виділяються при пожежі,

піднімаються нагору і накопичуються під дахом. З'являється можливість мимовільного вибуху.

Для очищення повітря в нижніх поверхах від диму в даху будинку найчастіше встановлюють димовипускні клапани, через які видаляються гарячі гази і пара, що виділилася при дії спринклерної системи. При цьому полегшуються виявлення джерела пожежі і його ліквідація. Такий спосіб вентиляції неефективний у будинках, в яких зберігаються вогнебезпечні матеріали і де, таким чином, поширення полум'я неминуче. Іншим недоліком цієї системи є те, що створюються сприятливі умови для займання сусідніх будинків. Тому в системах вентиляції з димовипускними протипожежними клапанами необхідно, щоб одночасно з відкриттям клапанів автоматично включався світловий чи звуковий сигнал тривоги.

Велика частина димовипускних клапанів або обладнується регуляторами з плавкими вставками, або виготовляється з пластмаси з низькою температурою плавлення. У першому випадку система важелів утримує клапан у закритому положенні за допомогою припою з низькою температурою плавлення.

Бажано, щоб при пожежі гарячі гази поширювалися не горизонтально, а вертикально. Горизонтальне поширення газів може бути обмежене вогнестійкими екранами, розташованими з інтервалами поперек простору під дахом. При наявності таких екранів швидше спрацьовує спринклерна система пожежогасіння. Клапани варто розміщати в вищій ділянці кожної з контрольованих зон так, щоб їхня поздовжня вісь була рівнобіжна гребеню даху. Як правило, краще встановлювати кілька невеликих клапанів, рівномірно розміщуючи їх по всій поверхні даху, ніж один великий клапан. Така вимога пов'язана з необхідністю по можливості наблизити клапан безпосередньо до зони пожежі. Крім того, кілька клапанів краще гарантують спрацьовування протипожежної системи вентиляції, ніж один.

Варто передбачити можливість введення в будинок холодного повітря замість видалення гарячого. З цією метою необхідно передбачити пристрій спеціальних вхідних отворів, причому розташовувати їх потрібно, по можливості, ближче до першого поверху. Площа цих отворів не повинна бути меншою загальної площі дахових димовипускних клапанів. До отворів варто забезпечувати вільний доступ.

## **6.2 Лікарні**

При проектуванні систем вентиляції і кондиціонування в лікарнях зіштовхуються з двома основними проблемами: боротьбою з поширенням внутрілікарняної інфекції і зведенням до мінімуму можливості захворювання сепсисом.

Сепсис – результат потрапляння у відкриту рану бактерій певного типу. Ще з часів Пастера велика увага приділяється стерилізації хірургічного інструмента. Однак бригада лікарів і сестер, що бере участь в



операції, залишається можливим джерелом зараження. Бактерії можуть знаходитися в порожнині носоглотки чи на септичній рані. Найбільш небезпечні бактерії золотавого стафілокока. Бактерії цього типу мають розмір порядку 1 мкм і переносяться на частках пилу більшого розміру. Тому для їхнього вловлювання не обов'язково використовувати фільтри великої ефективності, здатні затримувати частки розміром менші 1 мкм.

В Україні велика кількість лікарень розміщена в дуже старих будинках, у яких операційні обладнані тільки системою витяжної вентиляції. Цілком зрозуміло, що при такій системі операційні забруднюються бактеріями в результаті підсмоктування повітря із сусідніх приміщень.

Середня концентрація бактерій при припливній системі вентиляції скорочується приблизно в чотири рази в порівнянні з витяжною. Щоб захистити рану від потрапляння в неї бактерій, що знаходяться в повітрі, варто вирішити питання не тільки про якість і кількість припливного повітря, але також і характер його розподілу, і рухливості, при цьому необхідно знати число і тип джерел забруднення. Велика кількість науково-дослідних робіт присвячена найефективнішому способу розподілу повітря в операційних і його рухливості. Однак дотепер яких-небудь певних рекомендацій з цього питання немає.

Розподіл повітря за способом «витіснення зверху вниз» ґрунтується на тому, що шар нагрітого повітря, що утвориться в стелі, опускаючись вниз з мінімальною турбулізацією, витісняє повітря з більш низького рівня. Досліджено, що цей спосіб може бути використаний найбільш ефективно для видалення мікроорганізмів під операційним столом. Ефективність повітродозподілу при цьому способі в значній мірі залежить від впливу конвективних потоків, характеристики припливних стельових дифузорів і робочої різниці температур припливного повітря. Влітку, коли потрібно охолоджувати приміщення, цей спосіб малоефективний.

Досліджувався також спосіб подачі повітря «турбулентним потоком», що докорінно відрізняється від зазначеного вище способу повітродозподілу. Повітряні струмені зі швидкістю 0,2–0,25 м/с направляли навколо операційного столу для того, щоб видалити забруднене повітря над операційною зоною і поблизу неї. Пропонується вбудовувати в лампу над операційним столом повітряне сопло, а витяжні ґрати розташовувати по периметру операційного столу. Кратність повітродозподілу в операційній повинна складати близько 20.

Регулювання переміщення повітря в усьому комплексі операційних приміщень (операційному блоці) залежить від функціонального взаємозв'язку між приміщеннями. У наукових дослідженнях в області медицини наводяться такі рекомендації:

а) приміщення операційного блоку по транспортних комунікаціях і шляхам переміщення повітря не повинні залежати від інших приміщень лікарні;

б) приміщення операційного блоку повинні бути розташовані послідовно, починаючи від вестибуля і передопераційної і закінчуючи операційною і стерилізаційною;

в) персонал операційного блоку повинен переміщатися з одного «чистого» приміщення в інше не перетинаючи незахищену зону чи зони транспортних комунікацій, тобто повинні бути створені такі умови, щоб хірург після переодягання в операційний костюм мав можливість пройти в передопераційну не перетинаючи вестибуль;

г) брудні матеріали не слід проносити через чисті зони операційного блоку;

д) всередині операційного блоку повітря повинно переміщатися в напрямку від більш чистих приміщень до менш чистого;

е) системи опалення і вентиляції повинні бути безпечні в експлуатації і створювати комфортні кліматичні умови для хворого, хірургів і іншого персоналу.

### **6.3 Плавальні басейни**

У плавальному басейні система вентиляції повинна забезпечувати подачу необхідної кількості зовнішнього повітря, розбавляти внутрішнє повітря так, щоб запах від реагентів, якими хлорують воду, підтримувався на прийнятному рівні, і виключати можливість конденсації водяної пари. Остання вимога виникає в зв'язку з тим, що вода, що заповнює басейн, з температурою 24-30 С частково випаровується в навколишнє повітря приблизно тієї ж температури і, таким чином, є джерелом влоговиділенням. Це питання ускладнюється тим, що будинок басейну має, як правило, велику поверхню скління. У даному підрозділі висвітлені тільки деякі найбільш складні питання, що вимагають більш докладного пояснення.

Кількість вологи, що випаровується в басейні з поверхні води, залежить від швидкості повітря над цією поверхнею. Щоб зменшити ці випаровування, швидкість повітря повинна бути невеликою. Варто виключити також можливість виникнення повітряних потоків, що створюють протяги. У той же час скляна поверхня будинку басейну повинна обдуватися зсередини високошвидкісним потоком повітря, щоб підсилити випаровування вологи з цієї поверхні. Рекомендується обдувати одинарне скління басейну зі швидкістю не менш 2,5 м/с. Це досить важко здійснити за наявності тільки однієї загальнообмінної системи вентиляції, що забезпечує рухливість повітря в басейні порядку 0,15 м/с. Тому рекомендується влаштовувати дві не залежні одна від іншої системи вентиляції. У зв'язку з відсутністю експериментальних даних при проектуванні плавальних басейнів варто керуватися практичним досвідом, накопиченим у процесі їхнього спорудження. Так, щоб уникнути

запотівання світлових прорізів рекомендується встановлювати віконні вітражі з подвійним склінням. З цієї причини, а також для підтримки відносної вологості в межах комфортного діапазону, норма витрати припливного повітря повинна складати (на  $1 \text{ м}^2$  поверхні дзеркала води)  $20,35 \text{ л}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$  при подвійному склінні і  $25,4 \text{ л}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$  при одинарному. Але в холодну погоду і при температурі води в басейні  $21^\circ\text{C}$  зазначені витрати повітря не гарантують відсутність конденсату на поверхні вікон.

Промисловість випускає агрегати для створення повітряних завіс, у яких поєднуються всі зазначені напрямки випускання повітряного струменя. Автоматичний контроль ступеня нагрівання повітряної завіси здійснюється за допомогою клапана з виконавчим механізмом, установленим на трубопроводі подачі теплоносія до повітропідігрівника, чим забезпечується регулювання температури припливного повітря в залежності від зовнішньої температури. При періодичній дії повітряної завіси її вентилятор вмикається в дію за сигналом фотоелемента, коли відкриваються двері.

Повітряна завіса діє ефективно, якщо припливний струмінь рівномірно розподілений по прорізу дверей. Тому дуже важливо правильно підібрати припливні ґрати і швидкість виходу з них повітря. Для рівномірного випускання повітря підвідний канал повинен бути змінного поперечного перерізу, а припливна щілина повинна розташовуватися у патрубку, оснащеному спрямовувальними жалюзі. При рециркуляції повітря розмір витяжних ґрат варто розраховувати на половину значення швидкості повітря в припливних ґратах, а самі ґрати повинні бути по можливості ширші.

До інших рекомендацій відносяться: а) при розрахунку кількості асимільованої повітрям вологи точку роси внутрішнього повітря варто приймати рівною найнижчій температурі поверхні огорожень приміщення басейну; б) припливна і витяжна системи, вентиляції повинні бути збалансовані чи розраховані так, щоб виключити перенесення вологи і запаху в зону трибун для глядачів; в) рециркуляція повітря звичайно не застосовується.

#### **6.4 Повітряно-теплові завіси**

У цьому підрозділі поданий опис робочого способу розрахунку повітряно-теплових завіс. Повітряні завіси застосовують для того, щоб виключити проникнення в будинок холодного повітря. В одних випадках завіси діють безупинно, а в інших періодично. За напрямком випускання припливного струменя завіси поділяються на три види: струмінь спрямований зверху–вниз, струмінь спрямований знизу–вверх і струмінь спрямований збоку прорізу дверей. Використовуючи позначення, показані на рис.2.11, можна написати рівняння витрати зовнішнього повітря, що пройшло крізь проріз дверей, коли завіса не діє ( $\text{м}^3/\text{с}$ ):

$$L_0 = BHv_0. \quad (6.1)$$

При включеній завісі витрата зовнішнього повітря зменшиться:

$$L = L_0 (1 - h / H) \quad (6.2)$$

Якщо ефективна висота повітряного струменя рівна висоті прорізу дверей, то проходження зовнішнього повітря крізь проріз не можливе. При ширині припливної решітки  $b$  (див. рис.2.12) витрата припливного повітря завіси визначається з залежності

$$L_s = (L_0 - L) / (\Phi (H / b)^{0.5} + 1), \quad (6.3)$$

а для вертикальної решітки

$$L_s = (L_0 - L) / (\Phi (B / b)^{0.5} + 1) \quad (6.4)$$

Коефіцієнт завіси  $\Phi$  залежить від кута випускання повітряного потоку  $\alpha$  і коефіцієнта турбулентності повітряного потоку  $\beta$ . Залежність між  $\Phi$  і  $\alpha$  показана на рис.6.1. Швидкість повітря на виході з решітки

$$v_s = L_s / B b$$

Зовнішнє повітря з температурою  $t$  змішується з теплим повітряним потоком з температурою  $t_s$ .

Таким чином, повітря, що потрапляє в приміщення, буде мати середню температуру  $t_{cp}$ , яку можна визначити залежністю

$$t_{cp} = (L_s t_s + L t) / (L_s + L).$$

Клауслер на підставі випробувань декількох повітряних завіс отримав таку формулу:

$$t_s = [ (k_1 / (L_s/100)^{1.2}) + 20 ] (h/2.5), \quad (6.5)$$

де  $k_1 = 1350 - 1600$ ;  $L_s$  – витрата повітря,  $m^3/год$ , віднесена до одиниці площі прорізу дверей;

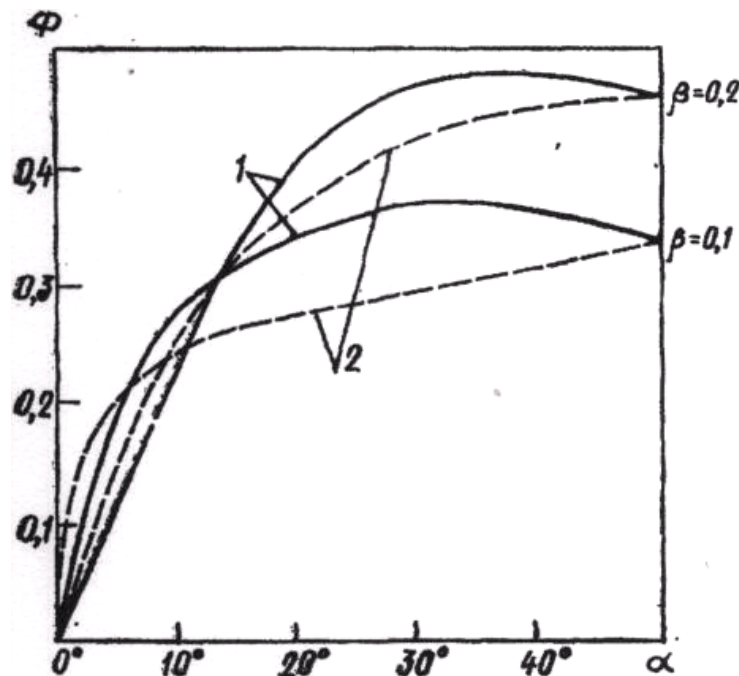


Рис. 6.1 - Залежність між кутом випускання повітряного струменя  $\alpha$ , коефіцієнтом завіси  $\Phi$  і коефіцієнтом турбулентності струменя  $\beta$  при нижньому 1 і бічному 2 розташуванні припливної решітки

$$v_s = [ (k_2 / (L_s/100)^{1.5}) + (t_s / 100)^{1.5} ] (h/2.5), \quad (6.6)$$

де  $k_2 = 1600 - 1850$ .

### Приклад розрахунку

Розрахувати повітряну завісу з горизонтальною решіткою шириною  $b=0.15$  м для прорізу дверей висотою  $H = 2,5$  м і шириною  $B = 3$  м. Середня швидкість вітру  $2$  м/с, зовнішня температура  $-5$  °С. Ефективна висота струменя  $h = 2$  м. Струмінь виходить під кутом  $\alpha = 45^\circ$ . Коефіцієнт турбулентності повітряного струменя  $\beta = 0,2$ .

*Розв'язок.* Приймаємо температуру струменя на виході з решітки  $t_s=35^\circ\text{C}$ . Кількість повітря, що проходить крізь проріз дверей при діючій завісі, визначаємо за формулами (2.25) і (2.26) :

$$L_0 = B H v_0 (1 - h / H) = 3 \cdot 2,5 \cdot 2 (1 - 2 / 2,5) = 3 \text{ м}^3/\text{с}.$$

За формулою (2.27) визначаємо витрату припливного повітря завіси  $L_s = (L_0 - L) / (\Phi (H / b)^{0.5} + 1) = (15 - 3) / (0,47 (2,5 / 0,15)^{0.5} + 1) = 4,1 \text{ м}^3/\text{с}$ , де  $\Phi = 0,47$  визначений по графіку на рис.6.1 при  $\alpha = 45$  і  $\beta = 0,2$ .

Швидкість повітря на виході з припливної решітки

$$v_s = L_s / B b = 4,1 / 3 \cdot 0,15 = 9,1 \text{ м/с}.$$

Середня температура повітря, що потрапляє в приміщення,

$$t_{cp} = (L_s t_s + L t) / (L_s + L) = (4,1 \cdot 35 + 3 \cdot (-5)) / (4,1 + 3) = 18 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Правильність розрахунку може бути перевірена за формулами (6.5) і (6.6):

$$t_s = [ (1350 / (4,1 \cdot 3600 / 2 \cdot 3,5 \cdot 100)^{1.2}) + 20 ] (2 / 2,5) = 43,6 \text{ }^\circ\text{C}$$

(за даними Максимова  $Q_s = 35 \text{ еС}$ );

$$v_s = [ (1600 / (4,1 \cdot 3600 / 2 \cdot 3,5 \cdot 100)^{1.5}) + (35 / 100)^{1.5} ] (2 / 2,5) = 11,4 \text{ м/с}$$

(за даними Максимова  $v_s = 9,1 \text{ м/с}$ ).

Витрата теплого повітря, що виходить з завіси, залежить від мінімальної зовнішньої температури і максимальної швидкості вітру; для європейських країн ця витрата звичайно коливається в межах від  $0,55$  до  $1 \text{ м}^3/\text{с}$  на  $1 \text{ м}^2$  прорізу дверей. Клауслер наводить розрахункові показники деяких типів повітро-теплових завіс (табл. 6.1).

Таблиця 6.1 – Показники повітро-теплових завіс

Напрямок струменя повітряної завіси	Витрата повітря $L_p$ , м/с на 1 м прорізу дверей	Температура припливного повітря $t$ , °С	Початкова швидкість повітря $V_s$ , м/с	Приблизні тепловтрати, кВт на 1 м прорізу дверей
Горизонтальні струмені				

безперервної дії із сопел чи вузьких щілинних насадок	0,36-0,55	55-75	15-22	—
Горизонтальні струмені безперервної дії з декількох щілинних насадків з направляючим и лопатками, що	0,55-1	40-50	7-12	23,5-35,5

Продовження таблиці 6.1

повертаються на 25-40° для кращого захисту від вітру				
Вертикальні струмені безперервної дії при незначному надходженні зовнішнього повітря і ефективному регулюванні	0,7-1,25	30-40	4-7	17,8-29,1
Вертикальні струмені періодичної дії	0,22-0,42	—	4-8	4,7-10,6

### 6.5 Автотранспортні тунелі

Автомобільні вихлопні гази містять шкідливі речовини. При їхній високій концентрації і відсутності вентиляції значно погіршується видимість у тунелях. Залізничні тунелі через невисоку інтенсивність руху не мають потреби у вентиляції. В автомобільних же тунелях довжиною понад 900 м необхідно влаштовувати примусову механічну вентиляцію. Винятком є тунель між Ніццою і Туріном, у якому вентиляція відсутня у зв'язку з невеликою інтенсивністю руху і вдалим розташуванням вхідного

прорізу відносно напрямку пануючих вітрів, що забезпечують належну вентиляцію тунелю. Звичайно ж при природній вентиляції домогтися прийнятних параметрів повітря в тунелі можливо.

Розрахунок необхідної кількості припливного повітря базується на підтримці припустимої концентрації окису вуглецю.

Аналіз вихлопних газів показує, що вміст у них CO змінюється в залежності від швидкості руху автомобіля і уклону дороги. У табл. 6.2 наведені дані про склад і припустиму концентрацію різних речовин, виявлених у вихлопних газах бензинових і дизельних двигунів.

Як видно з табл. 6.2 найбільший ступінь розбавлення необхідний для окису вуглецю, який виділяється бензиновими двигунами.

Аткінсон вважає, що один автомобіль виділяє  $7,1 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с окису вуглецю. Щоб розбавити CO до 0,025% (250 частин CO на 10<sup>6</sup> частин повітря), у тунелі з двосмуговою проїздною частиною при відстані між автомашинами, що рухаються, близько 30 м, потрібно подати 0,18 м<sup>3</sup>/с повітря на 1 м довжини тунелю. Звичайно для розрахунку це значення приймають з 25%-ним запасом. Якщо тунель використовується також для пішоходів чи для пропуску низькошвидкосних транспортних засобів, то і ці розрахункові величини приймають з деяким запасом.

У зв'язку з великими обсягами припливного повітря, що вводиться в тунель (наприклад, 225 м<sup>3</sup>/с для тисячметрового тунелю з двосмуговою проїзною частиною), з'явилася необхідність у найефективніших вентиляційних системах. При розрахунку вентиляційних систем варто враховувати можливість ежектування транспортом, що рухається, потоку припливного повітря, швидкість якого може досягати 20—30% від швидкості руху транспорту. При відомому графіку інтенсивності руху для того, щоб виключити подачу зайвого об'єму вентиляційного повітря, можна застосовувати вентилятори зі змінною частотою обертання.

Таблиця 6.2 - Склад і припустимі концентрації вихлопних газів

Речовина	Вміст у вихлопних газах, %	Допустима концентрація в тунелі, %	Необхідний ступінь розбавлення
Бензинові двигуни			
CO	0,03	0,001	300
CO <sub>2</sub>	0,132	0,005	26
Альдегіди	0,004	0,0005	8
Формальдегіди	$7 \cdot 10^{-6}$	$5 \cdot 10^{-6}$	1.4
Окиси азоту	0,06	$5 \cdot 10^{-6}$	120
Двоокиси сірки	$6 \cdot 10^{-6}$	$10^{-6}$	6
Дизельні двигуни			

CO	0,02-0,1	0,01	2-10
CO <sub>2</sub>	9	0,5	18
Альдегіди	0,002	$5 \cdot 10^{-4}$	4
Формальдегіди	$11 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-4}$	2.2
Окиси азоту	0,4	$5 \cdot 10^{-4}$	80
Двоокиси сірки	0,2	$10^{-2}$	20

### 6.6 Підземні автостоянки і гаражі

Стан повітряного середовища в підземних спорудах, гаражах і підземних закритих автостоянках площею більш 1800 м<sup>2</sup> залишається відносно незмінним. У цих приміщеннях вентиляція потрібна для того, щоб обмежити концентрацію випаровувань палив в повітрі для запобігання утворенню вибухонебезпечної суміші, а також концентрацію окису вуглецю до 0,001 %. Як правило, якщо кількість повітря, що вводиться, розрахована на задоволення останньої вимоги, то можливість утворення вибухо- і пожежонебезпечної суміші зводиться до мінімуму.

При розрахунку кількості припливного повітря необхідно установити найбільш ймовірну кількість діючих двигунів автомашин *N*. Потім, знаючи середню кількість CO, яка виділяється однією машиною ( $7,1 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с), визначаємо необхідні витрати зовнішнього повітря *L*. Припустима концентрація CO складає 0,001 %. Звідси, кількість припливного повітря складе: 7,1 м<sup>3</sup>/с на одну автомашину з працюючим двигуном.

Місця видалення відпрацьованого повітря варто приймати так, щоб виключити можливість скупчення вихлопних газів. Рекомендується одну третину кількості повітря видаляти з верхньої зони, а іншу кількість - з нижньої.

### 6.7 Чисті приміщення

Дослідження космічного простору стимулювали розвиток технології так званих «чистих» приміщень. Ці приміщення відіграють велику роль у фармацевтичній, електронній і мікробіологічній промисловості, не говорячи вже про різні науково-дослідні лабораторії.

Перші чисті приміщення з'явилися в п'ятидесятих роках. Схема вентиляції таких приміщень нічим не відрізняється від звичайної: повітря пропускається через фільтри грубого очищення чи форсуночні камери і з високою швидкістю вводиться в приміщення через ґрати у верхній зоні і видаляється з нижньої зони. Після 1960 р. одержали розвиток чисті приміщення з турбулентним потоком повітря, що надходить через стельові повітророзподільники у вигляді завихрених струменів. Частинки пилу втягуються у цей потік і потім осаджуються на захистних поверхнях. У 60-і роки в чистих приміщеннях стали використовувати робочий одяг зі



штучного волокна, дверні тамбури, пристрої для очищення взуття й інші заходи захисту повітря від забруднення.

Найбільший прогрес у цій області пов'язаний з появою високоефективних повітряних фільтрів із суміші скловолокна з азбестом, здатних уловлювати 99,97% часток діаметром 0,3 мкм і вище, а також систем повітророзподілу з подачею припливного повітря через стелю (наприклад, через перфоровані панелі) і видаленням через підлогу. Таким чином, у протипагу чистим приміщенням з турбулентним потоком повітря з'явилися чисті приміщення з ламінарним повітряним потоком. У ці приміщення повітря вводиться горизонтальним потоком зі швидкістю 0,25—0,5 м/с з однієї стіни, складеної з високоефективних фільтрів, що виконує роль припливного пристрою, і направляється до місця витяжки в протилежній стіни.

Таблиця 6.3 – Класифікація приміщень в залежності від вмісту в повітрі пилу, бактерій і спор

Клас – кількість пилинок розміром 0,5 мкм	Тип приміщення	Кількість пилинок в 1 м <sup>3</sup> повітря	Число бактерій і грибкових спор в 1 м <sup>3</sup> повітря
Не більше 3,57 10 <sup>6</sup>	Відкритий цех	(3-10)10 <sup>6</sup>	300-3000
	Операційна	(0,3-18) 10 <sup>6</sup>	70-2000
	Чисте приміщення з турбулентним потоком повітря	(0,3-18) 10 <sup>6</sup>	70-2000
Не більше 3,57 10 <sup>6</sup>	Чисте приміщення з горизонтальним ламінарним потоком повітря	350-30000	0,3-2000
Не більше 3,57 10 <sup>6</sup>	Чисте приміщення з вертикальним ламінарним потоком повітря	350-3500	0,3-8

Встановлено, що рівномірніший ступінь очищення досягається при вертикальному ламінарному потоці повітря, хоча в цьому випадку площа вбудованих у стелю фільтрів більша, ніж при горизонтальному

ламінарному потоці, і фільтри обходяться дорожче. В чистих приміщеннях цього типу необов'язково застосовувати спеціальний одяг і дверні тамбури.

Для скорочення експлуатаційних витрат і зниження навантаження на вискоєфективні фільтри рекомендується встановлювати перед ними фільтри попереднього очищення. Безсумнівно, як у самих фільтрах, так і між повітропроводами не повинно бути зазорів для проходу неочищеного повітря. Чисті приміщення в залежності від пилу, що міститься в повітрі, підрозділяються на три класи (табл. 6.3).

## **7. ПРОТИПОЖЕЖНІ ЗАХОДИ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ**

Нижче подані деякі рекомендації, розроблені для систем зі сталевими повітропроводами.

### **7.1 Ізоляційні матеріали для повітропроводів**

Матеріали для ізоляції повітропроводів повинні мати вогнестійкість, мінімально сприяти поширенню полум'я, в умовах пожежі виділяти мінімальну кількість газів (не рекомендується, як ізоляцію, використовувати пробку через велику кількість диму, що виділяється при її згорянні).

Прийнятні матеріали, відносяться до неспалимих, або неспалими матеріали зі спалимим покриттям товщиною не більш 0,8 мм. Будь-які інші матеріали повинні бути піддані випробуванню на Протипожежній дослідній станції для визначення їхньої здатності до поширення полум'я.

### **7.2 Вогнезатримувальні клапани**

Для локалізації пожежі рекомендуються:

а) вертикальні канали, що не покриті матеріалом, вогнестійкість якого принаймні така ж, як будівельних конструкцій будинку, варто обладнати вогнезатримними клапанами в тих місцях, де канали проходять через міжповерхове перекриття, а також на кожному поверсі, де до основного каналу приєднуються підвідні і відвідні відгалуження;

б) вогнезатримні клапани необхідно встановлювати в місцях проходження каналів через перегородки;

в) вентиляційні камери повинні бути з матеріалу, вогнестійкість якого принаймні така ж, як у розташованих поряд конструктивних елементів будинку;

г) будівельна конструкція з займистих матеріалів не може знаходитися ближче 7,5 мм від поверхні металевих повітропроводів, якщо ці повітропроводи не мають відповідного вогнезахисного покриття.

Вогнезатримувальні клапани варто виготовляти зі сталі товщиною не меншою 1,7 мм. Ці клапани утримуються у відкритому положенні плавкими вставками, що спрацьовують при температурі 68°C.

Вогнестійкість усієї конструкції клапана повинна бути не меншою, ніж будівельної конструкції, через яку проходить повітропровід. Показник вогнестійкості одиночних клапанів повинен бути не меншим 2 годин. Якщо потрібно щоб клапан протистояв вогню більший період часу, встановлюють здвоєні клапани — по одному з кожної сторони захисної конструкції.

Системи вентиляції, що обслуговують зони будинку, в яких є найбільша ймовірність виникнення пожежі (гаражі, трансформаторні, акумуляторні і кухні), повинні бути незалежні відносно систем, що обслуговують інші зони будинку.

У герметичних будинках частину вікон необхідно виконати такими, що відкриваються. Пропонується, щоб загальна площа вікон, що відкриваються, складала 2,5% від площі підлоги, причому ці вікна варто розташовувати так, щоб через них можна було очистити приміщення від диму в результаті провітрювання.

### **7.3 Гнучкі з'єднання і патрубки.**

Гнучкі вставки зменшують передачу вібрації і забезпечують компенсацію теплового чи подовження стиску повітропроводів. Гнучкі патрубки звичайно розташовують на ділянках приєднання повітропроводів до вентиляційної установки чи кінцевого вентиляційного устаткування. У зв'язку з тим що гнучкі вставки розміщені в різних місцях, до них пред'являють різні протипожежні вимоги. Гнучкі вставки повинні бути з матеріалу, що має високу вогнестійкість, тому що полум'я може потрапити в систему повітропроводів через кінцеву ділянку вентиляційної мережі, минаючи гнучкий патрубок. Матеріал для виготовлення цього патрубка може і не мати високу вогнестійкість.

Довжина гнучких уставок не повинна перевищувати 0,25 м, а самі патрубки варто виготовляти чи покривати матеріалом, час проникання полум'я через який складає не менше 15 хв. Не слід пропускати гнучкі патрубки через стіни, перегородки і підлоги. Довжина гнучких патрубків не повинна перевищувати 3,5 м. Матеріал, з якого виготовлений патрубок, за швидкістю поширення полум'я повинен бути не нижчим 1-го класу. Гнучкі патрубки не слід розташовувати в особливо пожежонебезпечних приміщеннях.

## **8 СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ**

### **8.1 Класифікація систем кондиціонування повітря**

Призначення систем кондиціонування повітря (СКП) - створення і підтримка штучного мікроклімату в будинку, що забезпечує комфортне самопочуття людей, високу продуктивність і ефективність технологічних процесів, чи якість і збереження продуктів (див. розд. 1.7 гл. 1). Повне

цілорічне кондиціонування повітря дозволяє підтримувати в приміщеннях одночасно температуру повітря за сухим термометром, відносну вологість, чистоту повітря, його швидкість і рівень шуму, а також вводити в приміщення необхідну для вентиляції кількість зовнішнього повітря. Ці системи можуть також забезпечувати контроль за температурою захисних поверхонь. Поки що не загальноприйнято регулювання вмісту в повітрі позитивних і негативних іонів. Як правило, СКП у зимовий час підігрівають і зволожують повітря, а в літнє охолоджують і осушують його і завжди подають необхідну кількість обробленого зовнішнього повітря.

СКП класифікують за видами використовуваних тепло- і холодоносіїв. В якості холодоносіїв можуть використовуватись охолоджена вода, водяні розчини солей і холодоагенти; в якості теплоносіїв — пара, гаряча вода, електрика і газ.

Нині застосовуються СКП, у яких використовуються спеціальні методи розподілу повітря (розд. 8.14 і 8.15), традиційні джерела енергії (розд. 8.16 і 8.18) і методи розподілу холодоносія (розд. 8.18).

Розглядаються також системи, над якими ведеться робота, але які зможуть знайти застосування в майбутньому (розд. 8.19 і 8.20).

## **8.2 Традиційні системи**

Традиційні системи складаються з центрального кондиціонера і розподільчих повітряпроводів, підведених до приміщень, що обслуговуються. Швидкість повітря в каналах зазвичай менша 10 м/с, а втрати тиску в системі менші 760 Па. Ці системи іноді називають низькошвидкісними. Їх застосовують для обслуговування приміщень з досить постійними й однаковими теплонадходженнями чи тепловтратами, де не потрібно точної підтримки температури і вологості. Однак їх можна виконати і так, щоб у спеціальних випадках підтримувати параметри повітря з дуже малими відхиленнями. У подібних випадках система обслуговує тільки одне головне приміщення чи обмежену кількість приміщень, кожне зі своїм зональним регулюванням. Традиційні системи поділяються на два види: з постійним об'ємом припливного повітря і змінною його температурою; зі змінним об'ємом припливного повітря і постійною його температурою.

Перша більш гнучка і має кращі регульовальні характеристики; другу тільки почали застосовувати, оскільки почали виготовляти задовільні повітродозподільники.

8.2.1 Система з постійним об'ємом і змінною температурою припливного повітря. Принципові переваги цієї системи: простота проектування, монтажу й експлуатації, а також відносно низькі капітальні витрати. Усе механічне устаткування розміщується на віддалі від

приміщень, що обслуговуються, це полегшує боротьбу з шумом і вібрацією. Обслуговування системи централізоване, тому що все устаткування зосереджене в одному місці. Систему можна запроектувати так, щоб у перехідний час року використовувати для охолодження холодне зовнішнє повітря без включення холодильної машини. Кондиціонувати можна або одне велике приміщення, або для зручності регулювання - кілька зон. Регулювання температури можливе такими методами: зміною холодопродуктивності; за допомогою здвоєних взаємно-зворотних фасадних і обвідних клапанів теплообмінників; зміною глибини другого підігріву. (Система зі змінним об'ємом і постійною температурою припливного повітря здебільшого працює з регулюванням кількості припливного повітря.)

8.2.2 Регулювання холодопродуктивності. Найпростіша форма регулювання літнього охолодження — це вмикання і вимикання невеликого холодильного компресора за допомогою терморегулятора, розміщеного в потоці рециркуляційного повітря. У період бездіяльності холодильної машини вологість у приміщенні росте. Невелике заниження потужності холодильної машини збільшує тривалість періоду її роботи і приводить до зменшення коливань вологості.

Малі і середні установки потужністю до 70 кВт виконують звичайно з безпосереднім кипінням холодоагенту у випарниках-повітроохолоджувачах; установки потужністю від 70 до 475 кВт бувають чи з безпосереднім кипінням, чи повітроохолоджувальні; установки потужністю понад 475 кВт зазвичай водоохолоджені.

Холодопродуктивність поршневих компресорів може регулюватися шляхом вмикання і вимикання одного чи декількох агрегатів, за допомогою багатошвидкісних електродвигунів, зміною мертвого об'єму, вимиканням циліндрів, зміною проходу в циліндри, підйомом всмоктувальних клапанів чи перепуском гарячого газу — байпасуванням. Підйом всмоктувальних клапанів, коли газоподібний холодоагент проходить через циліндр без стиску, характеризується мінімальними втратами потужності, і цей метод застосовується найчастіше.

Відцентрові компресори можна регулювати направляючими апаратами; дроселюванням витрати води, що надходить у конденсатор; зміною швидкості обертання чи перепуском газу. Найчастіше застосовують перші два методи. З їхньою допомогою можна змінювати споживання енергії пропорційно зміні холодильного навантаження до 10% від розрахункового.

8.2.3 Регулювання повітроохолоджувачів. Регулювання холодопродуктивності холодильних машин може використовуватись одночасно з регулюванням продуктивності повітроохолоджувача, розташованого в потоці припливного повітря, за допомогою здвоєних фасадного й обвідного повітряних клапанів, зміною витрати холодоносія і

глибини другого підігріву (рис. 8.1). Дія систем автоматичного регулювання з використанням цих методів розглянута в розд. 9.16 і 9.19.

Регулювання здвоєними фасадним і обвідним клапанами (рис. 8.1,а) потоку змішаного повітря дозволяє задовільно змінювати температуру припливного повітря і підтримувати необхідну температуру по сухому термометру в приміщенні. Однак, при високій температурі зовнішнього повітря по мокрому термометру і великій відносній кількості зовнішнього повітря перепуск його по обвідному каналу приводить до збільшення вологості в приміщенні, часто до небажано високого рівня. Регулювання за методом, показаним на рис. 8.1.б, яке часто називають перепусканням рециркуляційного повітря через байпас, забезпечує пропуск (і осушення) усієї кількості зовнішнього повітря через повітроохолоджувач, тому йому часто надають перевагу.

Як дроселювання витрати води (рис. 8.1,в), так і вимикання окремих секцій повітроохолоджувачів безпосереднього кипіння (рис. 8.1,г) забезпечують відповідне регулювання температури, але при часткових навантаженнях вологість у приміщеннях може підвищуватися. Кращий спосіб регулювання температури і вологості в приміщенні - це зміна глибини другого підігріву (рис. 8.1,д).

У комфортних СКП зміни навантаження з'являються тоді, коли змінюється відношення явного тепла до повного. Зазвичай зменшуються явні теплонадходження і практично не змінюються приховані теплонадходження.

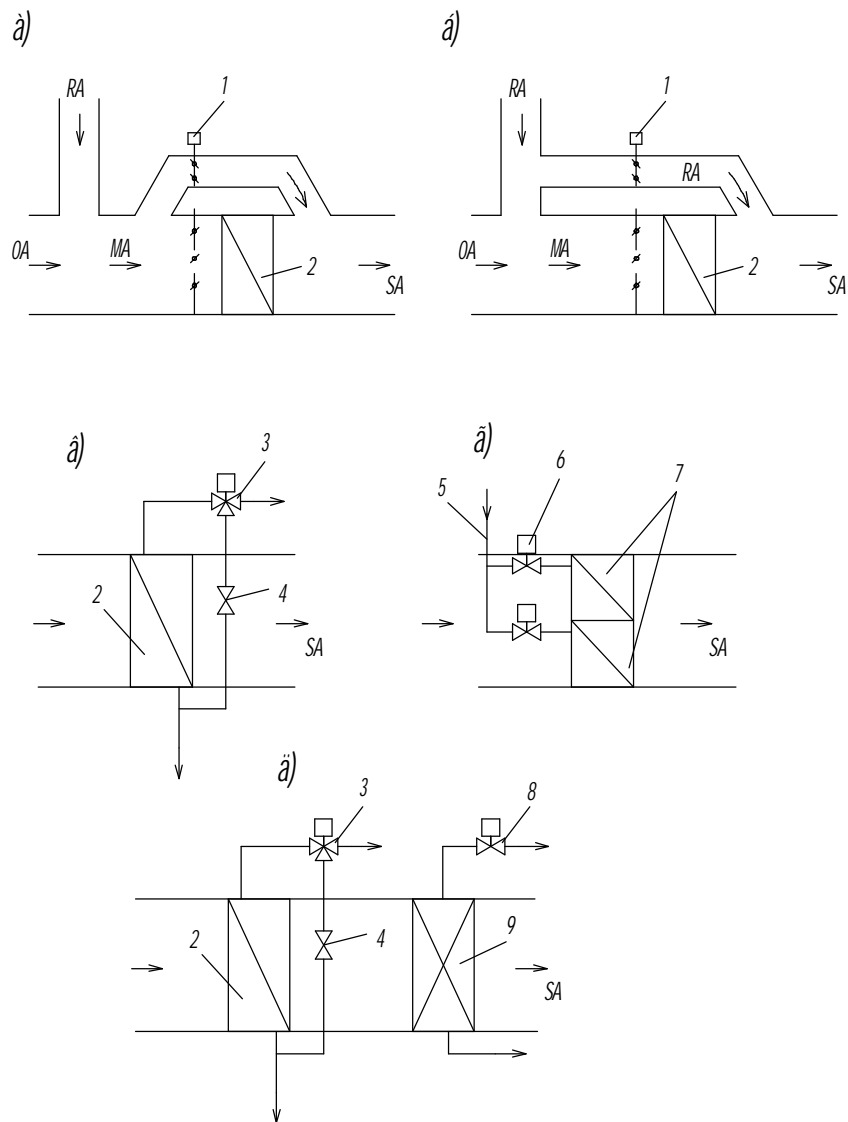


Рисунок 8.1 – Регулювання повітроохолоджувачів: *a* – спареними фасадними й обвідними клапанами після змішування; *б* – те ж при пропусканні рециркуляційного повітря через обвідний канал; *в* – зміною витрати охолодженої води; *г* – вимиканням частини теплообмінників безпосереднього кипіння; *д* – підігрівом повітря,

де 1 – виконавчий механізм спарених повітряних клапанів; 2 – повітроохолоджувач; 3 – автоматичний триходовий змішувальний клапан; 4 – вентиль, що вручну вирівнює гідравлічний опір; 5 – трубопровід подачі рідкого холодоагенту; 6 – соленоїдний клапан; 7 – секційний повітроохолоджувач безпосереднього кипіння холодоагенту; 8 – регулювальний клапан на трубопроводі теплоносія; 9 – повітропідігрівник; ОА, RA, МА і SA – відповідно зовнішнє, рециркуляційне, змішане і припливне повітря.

Для відводу прихованого тепла необхідно, щоб температура точки роси припливного повітря залишалася на розрахунковому рівні. Це означає,

що повітроохолоджувач повинен виконувати необхідне осушення, але при цьому буде відводитись і велика кількість явного тепла, що веде до переохолодження припливного повітря. Калорифер другого підігріву в цьому випадку і вносить відсутню (надмірно відведену) кількість явного тепла і відновлює розрахункове відношення явного тепла до повного.

8.2.4 Система зі змінним об'ємом і постійною температурою припливного повітря. Вона добре підходить для об'єктів з відносно постійним холодильним навантаженням протягом року (наприклад, для внутрішніх зон адміністративних будинків і універмагів) і для будинків, обладнаних системами опалення, що працюють задовільно.

Система, показана на рис. 8.2, застосовується для зазначених вище внутрішніх зон. Центральний кондиціонер готує і подає або суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря, або тільки зовнішнє повітря до кімнатного кінцевого апарату. Індивідуальне регулювання температури в приміщенні досягається зміною кількості припливного повітря відповідно до теплонадлишків в приміщенні. Це виконує за командою кімнатного нереверсивного терморегулятора виконавчий механізм, що перемикає повітряний клапан у припливному повітропроводі.

Один терморегулятор може керувати декількома клапанами керування. Система не має потреби у зонуванні. Внаслідок того, що повітропідготовче устаткування централізоване, полегшується боротьба зі створюваним ним шумом і спрощується обслуговування. Система порівняно дешева й економічна в експлуатації, оскільки об'єм повітря зменшується відповідно до навантажень і знижуються витрати енергії. Система при подачі 100% зовнішнього повітря допускає роботу в перехідний період в режимі «вільного» охолодження.

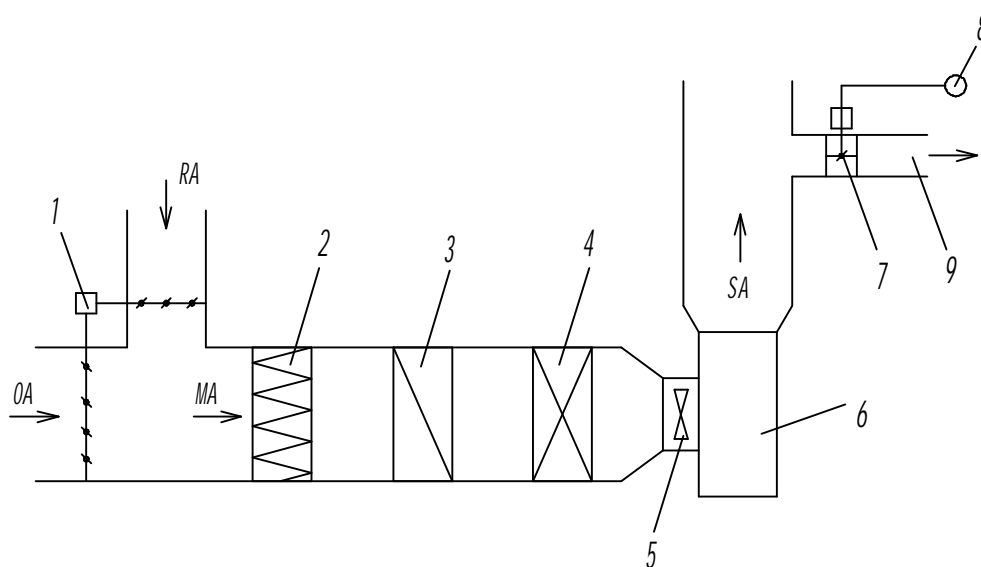




Рисунок 8.2. Система, що подає змінний об'єм повітря з постійною температурою: 1 – виконавчий механізм змішувальних повітряних клапанів; 2 – повітряний фільтр; 3 – повітроосушувач-охолоджувач; 4 – повітропідігрівник; 5 – направляючий апарат; 6 – припливний вентилятор; 7 – зональний повітряний клапан; 8 – кімнатний терморегулятор; 9 – припливний канал у зону; OA, RA, MA і SA – відповідно зовнішнє, рециркуляційне, змішане і припливне повітря

Зазвичай необхідно регулювати за допомогою направляючих апаратів як припливний, так і рециркуляційно-витяжний вентилятори. Іноді для забезпечення «фонового» (чергового) опалення і швидкого підігріву приміщень може знадобитися додатковий калорифер другого підігріву.

Система, як зазначалось, дуже підходить для внутрішніх зон. Інтерес до неї зріс у зв'язку з недавньою появою поліпшених високо- і низькошвидкісних кінцевих повітророзподільників.

### 8.3 Системи з кінцевими догрівачами

У системі з кінцевими догрівачами чи в повітряній ежекційній системі з постійним об'ємом припливного повітря застосовують кімнатні кінцеві апарати з теплообмінниками-нагрівачами. Схема типової системи показана на рис.8.3. Первинне повітря, що подається від центрального кондиціонера, подається при постійній температурі точки роси й асимілює максимальні теплонадлишки. Другий підігрів відбувається в кімнатному апараті при проходженні рециркуляційного повітря через повітропідігрівник.

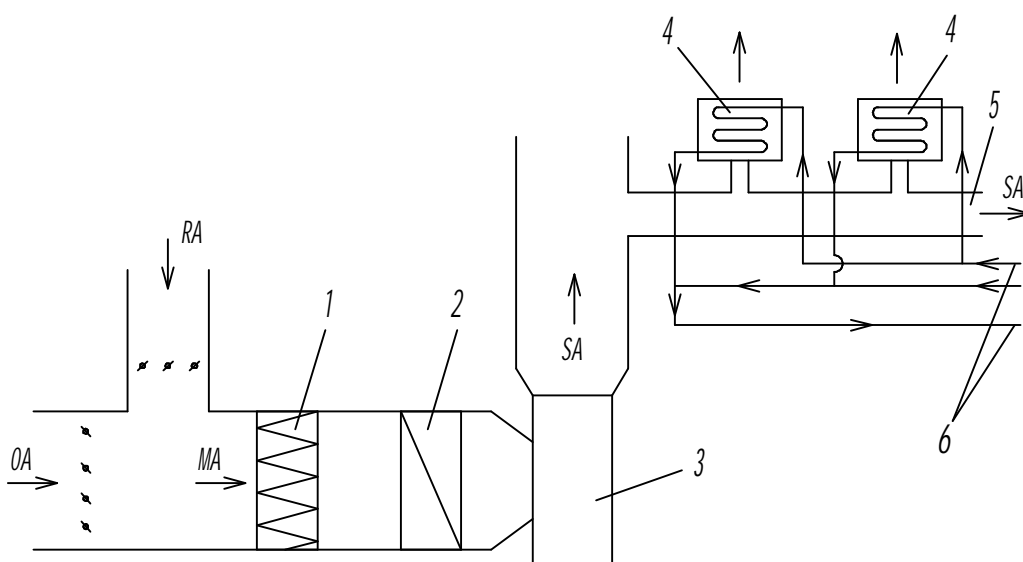


Рисунок 8.3 – Система з кінцевими догрівачами: 1 – повітряний фільтр; 2 – повітроосушувач-охолоджувач; 3 – припливний вентилятор; 4 – кінцевий догрівальний ежекційний апарат, через теплообмінник якого проходить рециркуляційне повітря; 5 – канал первинного повітря; 6 – система постачання теплообмінників гарячою водою.

Розглянута система знайшла застосування в малому і середньому багатокімнатному будинках, особливо в тих, де вимагаються горизонтальні повітропроводи і трубопроводи великої довжини, а також є доцільною для приміщень з високими навантаженнями по схованому теплу (наприклад, лабораторій чи будинків з відносно малими надлишками явного тепла); для будинків з паровими чи водяними системами опалення (наприклад, готелів, які модернізуються); для нових будинків, у яких на першому етапі передбачається здійснювати тільки опалення і вентиляцію, а охолодження – у більш пізніший час (в перспективі) за допомогою додавання повітроохолоджувача і холодильної машини в центральній повітропідготовчій установці. Систему з кінцевими догрівачами не має необхідності зонувати, оскільки кожна кімната, що обслуговується, являє собою зону. Централізація устаткування для готування повітря полегшує боротьбу із шумом і спрощує обслуговування. Первинне повітря за своїми параметрами рівною мірою придатне для подачі як у внутрішні, так і в зовнішні зони. Повітророзподілення по каналах можна робити з малими і з середніми швидкостями (до 15 м/с) в залежності від особливостей будинків. Регулювання температури в приміщенні може здійснюватися як вручну, так і автоматично за допомогою регулятора прямої дії чи неререверсивного терморегулятора, що керує водяним клапаном.

Чергове опалення в нічний час і вихідні дні можна здійснювати шляхом запуску системи, що живить теплом догрівачі, при вимкненому центральному кондиціонері. В останньому може бути передбачене зволоження повітря; у перехідний період він може працювати цілком на зовнішньому повітрі.

При визначенні холодильних навантажень може виявитися, що для невеликої кількості приміщень потрібна більш низька температура точки роси апарата, ніж для більшості інших приміщень. У цьому випадку необхідно з економічних міркувань розраховувати повітроохолоджувач на середню температуру точки роси, допускаючи тим самим невелике підвищення відносної вологості при пікових навантаженнях у меншій частині кімнат.

#### **8.4 Багатозональні системи**

При цій системі повітря готується в одному чи декількох центральних (зазвичай автономних) кондиціонерах. Багатозональний кондиціонер, показаний на рис. 8.4, – нагнітального типу.

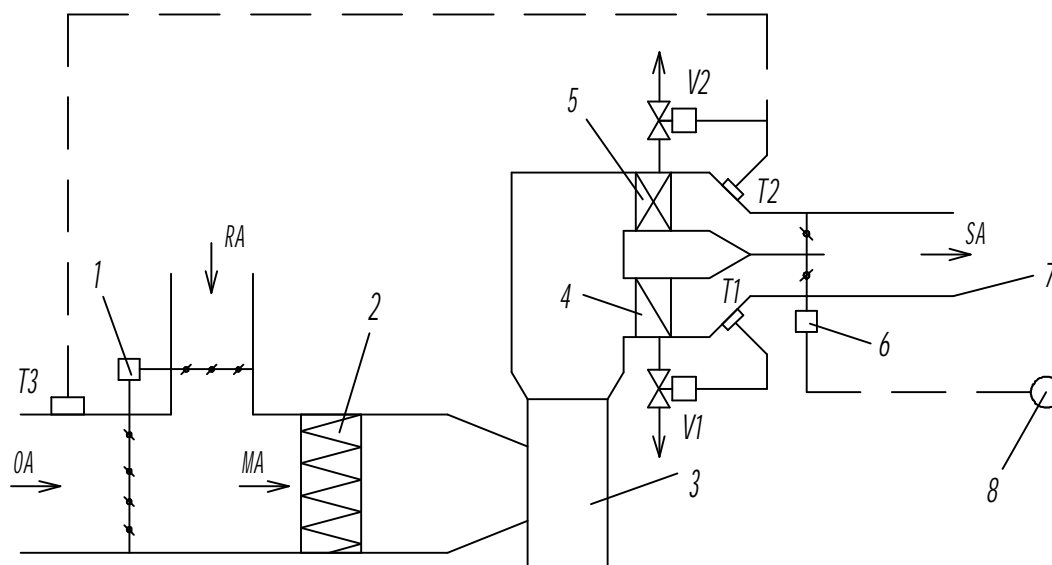


Рисунок 8.4 – Багатозональна система: 1 – виконавчий механізм змішувальних повітряних клапанів; 2 – повітряний фільтр; 3 – припливний вентилятор; 4 – повітроосушувач-охолоджувач; 5 – повітропідігрівник; 6 – виконавчий механізм повітряних змішувальних клапанів кожної із зон; 7 – припливний канал у кожену зону; 8 – кімнатний терморегулятор

Повітропідігрівник і повітроохолоджувач установлені паралельно на стороні нагнітання вентилятора. За цими теплообмінниками знаходяться змішувальні повітряні клапани, окремі для кожної з зон обслуговування. Таким чином, система працює з постійним об'ємом і змінною температурою припливного повітря. Швидкості повітря в каналах звичайні, повітророзподільники стандартні. Рециркуляційне повітря подається окремим вентилятором.

Змішувальними клапанами кожної зони керує самостійний терморегулятор. Клапаном *V1* на лінії подачі холодоносія до повітроохолоджувача-осушувача керує терморегулятор *T1*, що підтримує бажану температуру точки роси. Клапаном *V2* на лінії подачі теплоносія до повітропідігрівника керує терморегулятор *T2*, що підтримує бажану температуру гарячого повітря. Терморегулятор *T2* може перенастроюватися терморегулятором *T3*, розміщеним у каналі зовнішнього повітря. Моторні повітряні клапани можна настроїти на роботу в «економічному циклі».

## 8.5 Двоканальні системи

Двоканальні системи – це цілком повітряні системи, у яких приготовлене у центральній установці повітря зазвичай з високими швидкостями подається по двох рівнобіжних каналах до приміщень, що кондиціонуються. По одному каналу переміщується холодне повітря, по іншому – гаряче. У кожного приміщення є коробка, у якій за командою кімнатного терморегулятора відбувається змішування потоків у пропорції, необхідній для підтримки заданої температури в приміщенні.

Двоканальна система особливо є доцільною для застосування при значних змінах навантаження по явному теплу і необхідності забезпечення індивідуального регулювання температури в приміщеннях чи зонах. Такими об'єктами є багатоповерхові багатокімнатні будинки, наприклад адміністративні, готелі і великі лабораторні корпуси. Двоканальна система економічна для будинків у яких скляна поверхня зовнішніх стін складає близько 60%, якщо скляна поверхня більша, то може виявитися більш економічною водоповітряна система. Для досягнення максимальних переваг від застосування двоканальних систем робоча різниця температур (між температурами приміщення і припливного повітря) у режимі охолодження повинна бути найбільшою, що зводить до мінімуму необхідну продуктивність системи.

Основні схеми центральних кондиціонерів двоканальних систем показані на рис. 8.5 – 8.7. Головна різниця між ними складається в точності, з якою регулюється вологість. В установці, наведеній на рис. 8.5, мінімальна кількість зовнішнього повітря влітку, при частковому навантаженні, може проходити по каналу гарячого повітря (цей канал власне кажучи в даний період працює як обвідний канал повітроохолоджувача), і небажана волога буде надходити в приміщення.

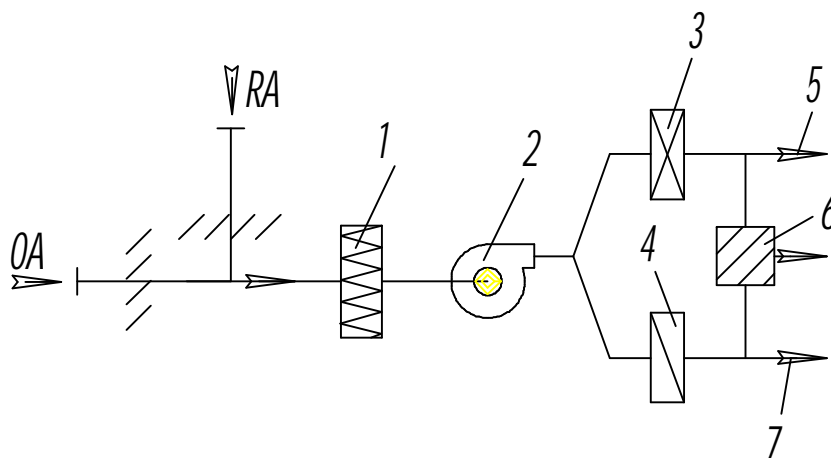


Рисунок 8.5 – Двоканальна система з повітроохолоджувачем-осушувачем у каналі холодного повітря: 1 – повітряний фільтр; 2 – припливний вентилятор; 3 – повітропідігрівник; 4 – повітроохолоджувач-осушувач; 5 – канал гарячого повітря; 6 – змішувальна коробка; 7 – канал холодного повітря; ОА і RA – зовнішнє і рециркуляційне повітря

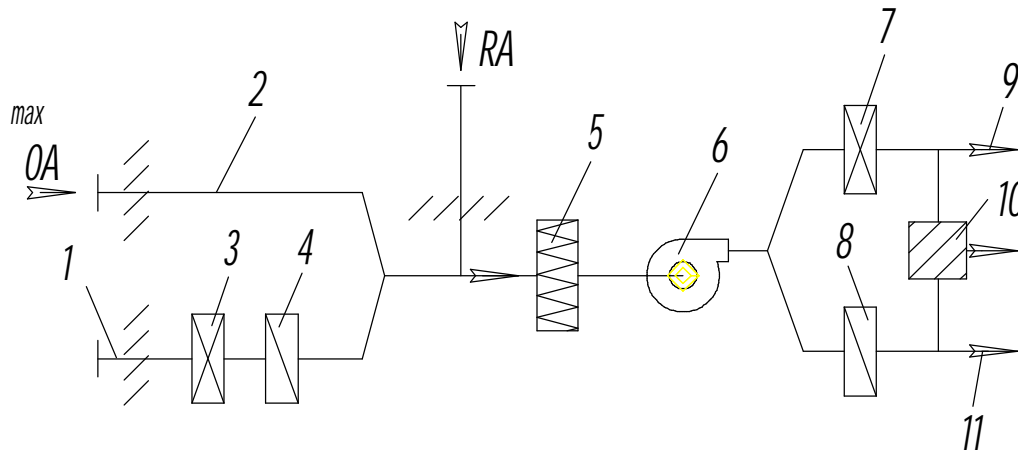


Рисунок 8.6 – Двоканальна система з повітроохолоджувачем-осушувачем у каналі мінімальної кількості холодного повітря: 1 – канал мінімальної кількості зовнішнього повітря; 2 – канал максимальної кількості зовнішнього повітря; 3 – калорифер першого підігріву (якщо потрібно); 4 – повітроохолоджувач-осушувач мінімальної кількості зовнішнього повітря; 5 – повітряний фільтр; 6 – припливний вентилятор; 7 – повітропідігрівник; 8 – повітроохолоджувач-осушувач; 9 – канал гарячого повітря; 10 – змішувальна коробка; 11 – канал холодного повітря

Вологість у приміщенні можна підтримувати в заданих межах догрівом повітря в гарячому каналі за відповідною програмою. При цьому для досягнення бажаної температури в приміщенні система споживає в основному холодне (осушене) повітря, а пропускання через канал гарячого повітря мінімізується. Функції керування повітропідігрівником у каналі гарячого повітря приймає на себе вологорегулятор, розміщений у потоці рециркуляційного повітря. Підігрів повітря в літню пору, природно, приводить до збільшення вартості експлуатації в цьому режимі. Установка і робота передохолоджувача в каналі забору мінімальної кількості зовнішнього повітря (рис. 8.6) виключають можливість байпасування неосушеного повітря по гарячому каналу при часткових навантаженнях.

Кращою є схема, показана на рис. 8.7, при якій усе повітря охолоджується, а підігрів в гарячому каналі застосовується тільки за необхідності. За цією схемою забезпечується дуже хороше регулювання вологості в зонах.

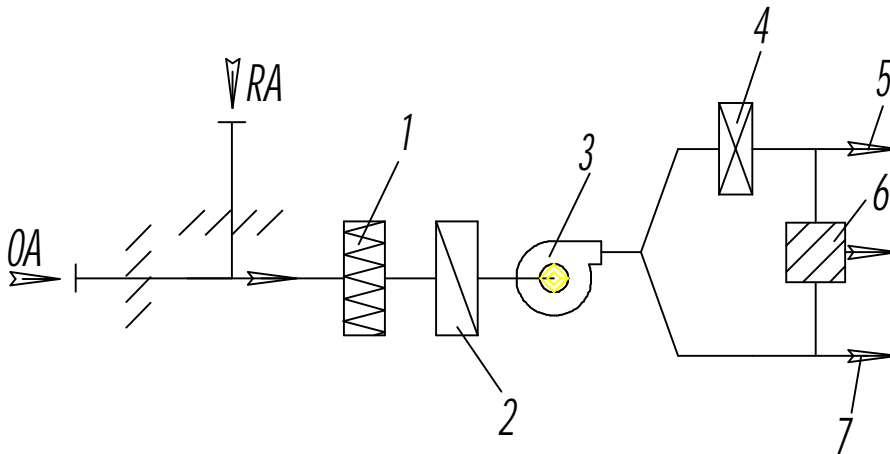


Рисунок 8.7 – Двоканальна система в якій все повітря охолоджується й осушується: 1 – повітряний фільтр; 2 – повітроохолоджувач-осушувач; 3 – припливний вентилятор; 4 – повітропідігрівник; 5 – канал гарячого повітря; 6 – змішувальна коробка; 7 – канал холодного повітря

Схеми, показані на рис. 8.5 і 8.6, можна модифікувати за допомогою застосування двох зв'язаних між собою повітропроводами припливних вентиляторів, кожний з яких розрахований на подачу 50% загального об'єму повітря (один вентилятор у гарячому каналі, другий - у холодному). Перевага такої схеми полягає в тому, що в нічний час і у вихідні дні взимку можна включати тільки один вентилятор гарячого каналу.

При всіх схемах варто приділяти увагу підтримці кондицій у слабонавантажених і ненавантажених зонах.

Для ефективної роботи двоканальних систем і виключення шуму важливо правильно проектувати повітропідготовчі установки і повітроводи. Основні керівні принципи такі: знижувати рівень шуму в джерелах, тобто у вентиляторах і повітропідготовчих установках; обмежувати швидкість повітря в каналах і роздавати повітря з малою швидкістю; для забезпечення максимальної гнучкості систем і обліку можливих у майбутньому змін навантажень, у зв'язку з перестановкою перегородок у приміщеннях, обмежувати до мінімуму швидкості в розподільних каналах за змішувачами; удаватися до високих швидкостей тільки там, де

обмежується площа під повітропроводи; знижувати швидкості, де тільки можливо; конструювати повітропроводи так, щоб виключити вібрацію їхніх стінок при русі повітря; використовувати плавні фасонні частини, і повітрозабірні пристрої; виключати застосування клапанів, що гасять надлишковий тиск в розподільних повітропроводах; розраховувати системи так, щоб надлишкові тиски гасилися в змішувальних коробках; особливу увагу приділяти приміщенням, розташованим поблизу вертикальних повітропроводів (стояків), від яких відгалужуються горизонтальні повітропроводи, оскільки в цих місцях підвищений рівень шуму. Якщо необхідно, то варто прокладати два гарячих стояки й один холодний і тим самим уникнути пересікань; не завищувати переріз гарячого каналу, оскільки це веде до виникнення ряду утруднень у регулюванні змішувальних коробок.

Переваги двоканальних систем складаються в їхній гнучкості і швидкій реакції на зміни теплонадлишків у приміщеннях, що пояснюється наявністю гарячого і холодного повітря в кожній змішувальній коробці. Система придатна як для зовнішніх, так і для внутрішніх зон будинків; розбивка системи на зони обслуговування потрібна дуже рідко. Виняток складають іноді північні зони, для яких потрібно мале охолодження і достатньо інтенсивне опалення, тобто висока температура в гарячому каналі. Внаслідок централізації устаткування обслуговування систем відносно нескладне, а переключення систем з літнього на зимовий режим роботи і навпаки зводиться до зупинки, чи до запуску холодильних машин. У випадку переключення системи на подачу тільки зовнішнього повітря і використання тим самим його холодовмісту можна досягти економії на експлуатаційних витратах.

### **8.6 Системи зі змінною кількістю припливного повітря**

У повітряних системах ефект охолодження пропорційний кількості повітря, що вводиться в приміщення, і робочої різниці температур (між температурами приміщення і припливу). Розглянуті вище системи при часткових навантаженнях забезпечують регулювання температури за допомогою догріву чи змішування повітряних потоків, що викликає втрати енергії. Таким чином у непікові періоди системи переміщують більше повітря, ніж необхідно.

Системи зі змінним об'ємом припливного повітря створені для того, щоб мати можливість знижувати об'єм припливного повітря при зменшенні холодильних навантажень і одержувати максимум переваг від обліку коефіцієнта одночасності навантажень. Кінцеві апарати систем зі змінним об'ємом припливного повітря (СЗО) виготовляють для двоканальних і одноканальних повітряних систем, а також для одноканальних систем з кінцевими догрівачами. Типова область застосування СЗО – лабораторні будинки, у яких різко змінюються

тепловиділення від устаткування і переривчасто працюють витяжні зонти і шафи, що викликає змінну подачу припливного повітря.

СЗО з кінцевими догрівачами може бути застосована для зовнішніх зон будинку. З її допомогою можна зменшувати приплив повітря в приміщення в залежності від зниження холодильного навантаження. Однак досвід показує, що об'єм припливного повітря, виходячи з умови створення необхідної швидкості повітря в приміщенні, повинен бути не меншим за чотириразовий об'єм приміщень.

Подальше зменшення холодильних навантажень можна компенсувати догрівом припливного повітря. Внутрішню зону того ж будинку можна обслуговувати СЗО без догріву. Іншу можливість представляє застосування двоканальної СЗО для зовнішньої зони і одноканальної СЗО з кінцевими догрівачами для внутрішньої зони.

Якщо від кінцевого апарата одноканальної СЗО потрібно охолодження менше, ніж мінімальне очікуване холодильне навантаження (чи якщо потрібний обігрів приміщення), а підводиться до апарата холодне повітря з постійною температурою, то такий апарат випадає з регулювання.

При ретельному обліку коефіцієнтів одночасності застосування СЗО може дати економію на капітальних витратах на центральні кондиціонери і повітропроводи(у порівнянні з двоканальною УКП). Її головна перевага – економія на експлуатаційних витратах, внаслідок скорочення витрати енергії на привод вентилятора при часткових навантаженнях і зменшення енергетичних втрат через мінімізацію втрат при змішуванні і догріві. У деяких випадках виключення переміщення зайвих кількостей повітря в зимовий період може також принести визначені вигоди.

Недоліками СЗО, навіть при правильному проектуванні, є нестабільна робота системи при змінах статичного тиску, які викликаються змінами витрат повітря, генерування шуму при дроселюванні витрати. У сучасних конструкціях поліпшених кінцевих коробок і повітророзподільників ці недоліки усунуті.

## **8.7 Подвійні повітряні системи**



Подвійна чи двопровідна система (рис. 8.8) подає в приміщення два повітряних потоки; один з них називають первинним, інший – вторинним.

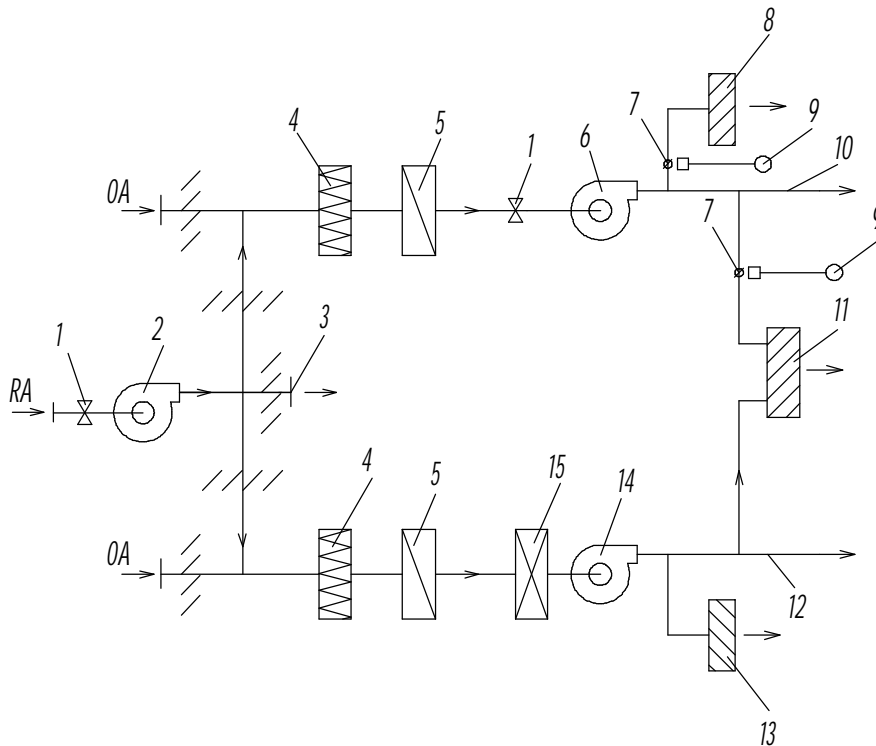


Рисунок 8.8 – Подвійна система: 1 – направляючий апарат; 2 – рециркуляційно-витяжний вентилятор; 3 – канал викиду повітря в атмосферу; 4 – повітряний фільтр; 5 – повітроохолоджувач-осушувач; 6 – вентилятор вторинного повітря; 7 – регулятор витрати повітря; 8 – кінцевий апарат вторинного повітря; 9 – терморегулятор; 10 – канал вторинного повітря; 11 – змішувальна коробка; 12 – канал первинного повітря; 13 – кінцевий апарат первинного повітря; 14 – вентилятор первинного повітря; 15 – повітропідігрівник; OA і RA – зовнішнє і рециркуляційне повітря

Система призначена для обслуговування приміщень з так званими реверсивними трансмісійними навантаженнями, тобто тепловтратами в холодний період року і теплонадходженнями через зовнішні огороження в теплий період. Об'єм первинного повітря постійний, а температура змінюється в залежності від характеру трансмісійної теплопередачі, тобто за допомогою первинного повітря в холодний період здійснюється опалення, а в теплий – охолодження. Об'єм вторинного повітря змінюється, а його температура протягом усього року постійна; вторинне повітря

призначене для боротьби зі змінними теплонадлишками від сонячної радіації, штучного освітлення і людей.

Центральна повітропідготовча установка може мати або самостійні повітроохолоджувачі-осушувачі і припливні вентилятори для кожного з потоків (див. рис. 8.9), або можуть бути встановлені загальний повітроохолоджувач-осушувач, самостійні припливні вентилятори і повітропідігрівник первинного повітря. Повітропідігрівник призначений для підігріву первинного повітря до температури, необхідної для покриття тепловтрат у холодний період року.

Установка вторинного повітря подає тільки рециркуляційне повітря, тільки зовнішнє повітря чи їхню суміш, але температура притоку завжди постійна. Оскільки об'єму припливного повітря змінюється, вентилятор оснащений направляючим апаратом.

До кінцевих апаратів повітря подається з високою чи середньою швидкістю. Апарати первинного повітря одноканального типу з акустичним облицюванням, редуктором тиску і балансовим клапаном. Апарати вторинного повітря також з акустичним облицюванням і пристроєм для регулювання об'єму, пристосованим для автоматичного керування.

Подвійна система може бути застосована в будинках з великим числом зон обслуговування, що мають реверсивні трансмісійні навантаження і мають потребу в індивідуальному регулюванні температури. Переваги системи: централізоване розташування основного устаткування, а звідси простота його обслуговування; легкість переключення з літнього на зимовий режим роботи (за допомогою зупинки чи запуску холодильної установки); індивідуальне регулювання температури в приміщеннях; відносно невеликі перерізи повітроводів. У нічний час і вихідні дні може працювати тільки установка первинного повітря. Систему можна налагодити на забір 100% зовнішнього повітря для вільного охолодження в перехідний період. Оскільки обидва потоки відокремлені, первинне повітря можна подавати з-під підвіконь для боротьби зі спадаючими холодними струминами, а вторинне через стелю.

Основний недолік системи — зміна загального об'єму припливного повітря, що впливає на швидкість повітря в приміщеннях. Область застосування системи аналогічна області застосування двоканальних УКП, але капітальні витрати нижчі.

## **8.8 Ежекційні системи**

Ежекційні системи — водоповітряні. Вони спеціально призначені для периметральних приміщень глибиною 3 – 6 м у багатокімнатних багатопверхових будинках (наприклад, конторських, готельних, житлових). Периметральні зони піддаються відносно постійним теплонадходженням від освітлення, людей, іноді від устаткування і вкрай

мінливим надходженням від сонячної радіації. Влітку є також надходження тепла внаслідок теплопередачі й інфільтрації через зовнішні огороження. У зимовий і перехідний час одна зі складових теплових балансів — теплонадходження через масивні огороження — реверсує, тобто стає трансмісійною тепловтратою. Для підтримки в приміщеннях температури по сухому термометру при цих дуже мінливих явних теплонадходженнях, що сполучаються з відносно малими, але постійними надходженнями схованого тепла від людей, потрібна система зі значною експлуатаційною гнучкістю. Для забезпечення необхідної гнучкості в ежекційних системах використовуються два повітряних потоки.

Потік первинного повітря (звичайно 100% зовнішнього повітря) очищується, підігрівається чи охолоджується, зволожується чи підсушується (в залежності від того, що потрібно) у центральній повітрообробній установці. Це кондиційоване повітря, що вентилює, по високошвидкісним повітряпроводам подається до кімнатних ежекційних апаратів. Кількість первинного повітря дорівнює (чи трохи перевищує) кількості, що необхідна для вентиляції.

Вторинне повітря (що рециркулює із приміщення) ежектується первинним повітрям, що витікає із сопел, надходить в апарат, проходячи через теплообмінник, що живиться водою, де підігрівається чи проохолоджується в залежності від температури води. Обсяг вторинного повітря визначається коефіцієнтом ежекції і звичайно складає 4 – 6 обсягів первинного повітря.

Обидва потоки можуть бути або холодними для задоволення максимальної потреби в охолодженні, або гарячими для задоволення потреби в опаленні, або один з потоків гарячим, а інший холодним для забезпечення охолодження чи опалення (на вибір) у перехідний період року.

Таким чином, первинне профільтроване повітря забезпечує вентиляцію, регулювання вологості чи охолодження у відповідності зі способом роботи системи і є рушійною силою ежекції вторинного повітря.

Вторинна гаряча чи холодна вода до теплообмінних апаратів може подаватися по двотрубній системі. Системи звичайно розраховують так, щоб влітку ежекційний апарат відводив тільки явне тепло (це означає, що температура поверхні теплообмінника апарата вища температури точки роси вторинного повітря), тому теплообмінник працює в режимі сухої теплопередачі. Якщо все-таки повітря осушується, то теплообмінник працює у вологому режимі, і тоді необхідно відводити від теплообмінника конденсат, що випадає. Розрахунок і дія ежекційної системи базуються на відношенні кількості первинного повітря  $A$  до загальної кількості тепла  $T$ , що проходить через зовнішні огороження даної кімнати, що обслуговується ежекційним апаратом.  $T$  — це питомі сумарні тепловтрати в сталому стані (на  $1^{\circ}\text{C}$ ) через зовнішні вікна, стіни і покриття. Систему розраховують так, щоб кількість повітря, що подається в дану кімнату,

була пропорційною трансмісійній теплопередачі в цій кімнаті. При використанні відношення  $A/T$  кімната, тепловтрати в якій на 50% вищі, буде одержувати на 50 % більше первинного повітря. Таким чином, догрів для всіх приміщень, що входять у зону, можна запроєктувати відповідно до змін температури зовнішнього повітря по сухому термометру. Графіки зміни температур первинного повітря і вторинної води в ежекційних системах, що непереключаються (а) і переключаються (б), показані на рис.8.9.

Однак важливо відзначити, що ежекційні системи повинні бути запроєктовані так, щоб виконувався один із двох графіків зміни температур первинного повітря і вторинної води, представлених на рис.8.9.

У системі, що переключається, у літній період переміщуються холодне первинне повітря і холодна вторинна вода. Зі спадом температури зовнішнього повітря первинне повітря догрівається, щоб покривалися тепловтрати. Коли досягається рівність тепловтрат і теплонадходжень, система переключається на роботу в зимовий період, протягом якого вторинна вода подається гарячою, а первинне повітря трохи холоднішим, ніж влітку. Трубопроводи вторинної води необхідно зонувати по кожному фасаду, тому що температури переключення для них різні і залежать від теплонадходжень від сонячної радіації. Переключати систему з режиму на режим можна вручну чи автоматично.

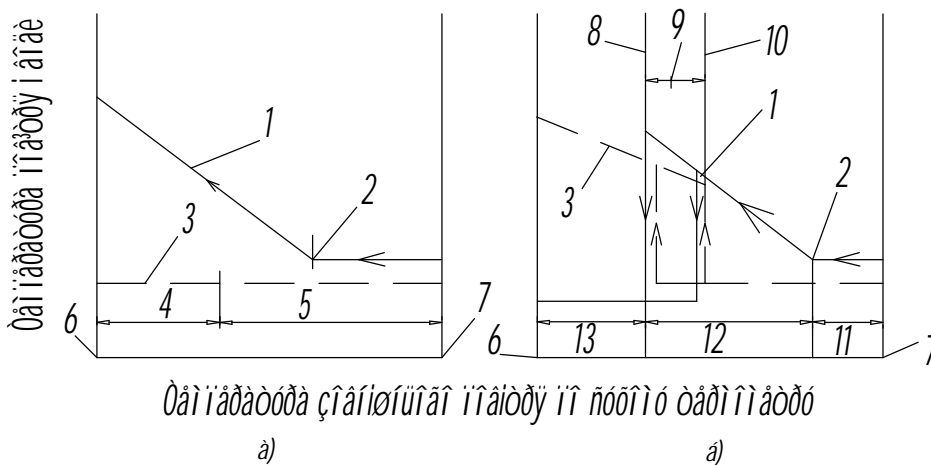


Рисунок 8.9 – Графіки зміни температур первинного повітря і вторинної води в ежекційних системах, що непереключається а і переключається б: 1 – первинне повітря; 2 – момент початку підігріву первинного повітря; 3 – вторинна вода; 4 – період бездіяльності холодильної установки (період «вільного» охолодження); 5 – період роботи холодильної установки; 6 – розрахункова температура зимового періоду; 7 – те ж, літнього; в – момент максимальних теплонадходжень від

сонячного опромінення; 9 – діапазон температур, при якому відбувається переключення з режиму на режим; 10 – момент, коли відсутні теплонадходження від сонячної радіації; 11 – літній період; 12 – перехідний період; 13 – зимовий період

Система, що непереключається (рис. 8.9,а), працює однаково в літній і перехідний періоди, але замість переключення при температурі балансу між теплонадходженнями і тепловтратами первинне повітря поступово підігрівається для покриття тепловтрат, що зростають. Вторинна вода протягом усього року має постійну низьку температуру. У зимовий період холодильна установка виключається і відбувається «вільне» охолодження води зовнішнім повітрям, що дає економію енергії. Система зонується по повітрю. Температура первинного повітря, що подається в кожен зону, може бути різною і залежить від інтенсивності сонячної радіації.

Для чергового опалення в обох системах можна використовувати вторинну гарячу воду. Таким чином, незважаючи на свою назву, що непереключається система в режимі чергового опалення фактично переключається з холодної на гарячу воду.

Схема звичайної ежекційної системи, що переключається, показана на рис. 8.10. Холодильна машина охолоджує первинну воду, що спершу проходить через зрошуваний повітроохолоджувач-осушувач, а потім підводиться до вторинних зональних насосів з більш високою температурою.

Одноразові витрати на систему, що непереключається, менші, її легше експлуатувати. Якщо застосовуються ручні регульовальні клапани в ежекційних доводчиках, то в робочому режимі ними завжди користуються однаково, тобто з підвищенням температури в приміщенні збільшують подачу холодної води, а зі зниженням зменшують. Система, що непереключається, з нормальною кількістю первинного повітря при низьких розрахункових зовнішніх температурах і великих тепловтратах може виявитися непридатною.

Системам, що переключуються, звичайно властиві менші експлуатаційні витрати, але переключення з режиму на режим у перехідний період може бути важким.

Ежекційні системи широко застосовують для кондиціонування зовнішніх зон будинків з великими застаканими поверхнями і легкими навісними стінами. Переваги систем полягають у тому, що вони вимагають менших витрат площі на розміщення повітропроводів, трубопроводів і центральних кондиціонерів. Для більшої частини конторських будинків досить задовільно індивідуальне регулювання температури в приміщеннях у поєднанні з зональним регулюванням вологості.

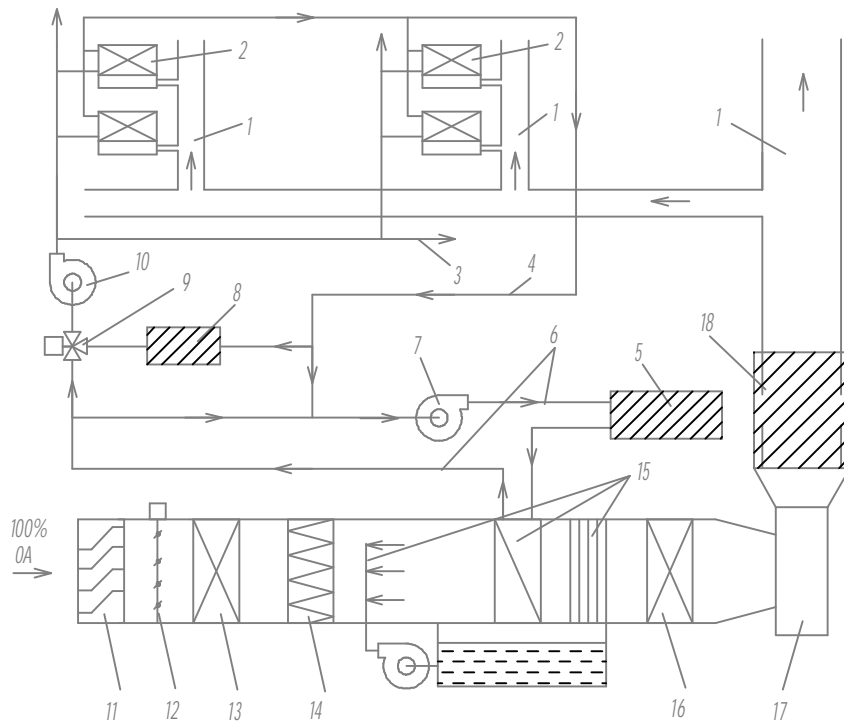


Рисунок 8.10 – Ежекційна система, що переключається: 1 – канал подачі первинного повітря до ежекційних доводчиків; 2 – ежекційний доводчик; 3 – труба системи, що подає, теплохолодопостачання вторинною водою; 4 – зворотна труба цієї системи; 5 – водоохолоджувач–випарник холодильної машини; 6 – кільце циркуляції первинної води; 7 – насос первинної води; 8 – зональний водопідігрівач; 9 – автоматичний триходовий змішувальний клапан; 10 – зональний насос вторинної води; 11 – нерухомі жалюзійні ґрати; 12 – моторний приймальний клапан; 13 – калорифер першого підігріву; 14 – повітряний фільтр, 15 – зрошуваний повітроохолоджувач–осушувач; 16 – калорифер другого підігріву; 17 – припливний вентилятор; 18 – шумоглушник; ОА – зовнішнє повітря

Для регулювання витрати вторинної води в якісних системах використовують керовані кімнатними терморегуляторами автоматичні клапани в кожного ежекційного доводчика чи їхніх груп. Досвід показав, що у великих системах економічно доцільніше застосовувати пневматичні прилади, ніж електричні, установка яких обходиться дорожче.

### 8.9 Система з вентиляторними конвекторами

Цю систему звичайно застосовують у периметральних приміщеннях багатокімнатних багатопверхових будинків, але її можна застосовувати і для внутрішніх зон. Система з вентиляторними

конвекторами багато в чому аналогічна ежекційним системам. Основне розходження полягає в тому, що замість сопел для переміщення повітря через теплообмінники, що живляться водою, використовують невеликі вентилятори. Найбільша перевага системи з вентиляторними конвекторами – це її гнучкість.

Вентиляторні конвектори бувають вертикальними і горизонтальними, для відкритої і прихованої установки. Вертикальні підвіконні конвектори краще підходять для роботи в зимовий час у районах з холодним кліматом, оскільки з їхньою допомогою можна усунути протяг від вікон. Вентиляторні конвектори звичайно живляться від двотрубних зонованих систем (гарячою водою в зимовий час і холодною в літній), що переключається з режиму опалення на режим охолодження і навпаки вручну чи автоматично.

Зовнішнє повітря, необхідне для вентиляції, може вводитися різними шляхами.

При роботі вентиляторних конвекторів цілком на рециркуляції і при відсутності припливу зовнішнє повітря надходить тільки в результаті інфільтрації, викликаній дією вітру, природної тяги і механічної витяжки з вбиралень і ванних кімнат. Однак належна вентиляція не забезпечується.

Забір зовнішнього повітря може здійснюватися через отвори в зовнішніх стінах за вентиляторними конвекторами. Однак цей метод вентиляції непридатний для будинків висотою понад 6 поверхів, тому що на роботі вентиляторів позначається дія вітру і природної тяги в будинку. У місцевостях із сильно забрудненим зовнішнім повітрям цей метод також малоприйнятний, тому що викликає необхідність дорогого обслуговування численних індивідуальних повітряних фільтрів. У тих випадках, коли дозволяють місце й економічні показники, кращими є методи подачі вентиляційного повітря від центральної повітропідготовчої установки безпосередньо до вентиляторних конвекторів чи в приміщення. При цих двох методах первинне повітря в зимовий час підігрівається і зволожується, а в літній охолоджується й осушується в центральній установці і там же очищується від пилу. Якщо на кімнатні вентиляторні конвектори покладається задача відводу схованого тепла, то необхідно передбачати дренаж конденсату. Центральні установки готування первинного повітря і вторинної води можна регулювати так же, як при ежекційних системах, що переключаються. Систему з вентиляторними конвекторами зонують по воді.

Переваги системи з вентиляторними конвекторами, що постачаються повітрям від центральних установок, полягають в індивідуальному регулюванні температури в приміщеннях, рециркуляції внутрішнього повітря в межах кожного приміщення й у забезпеченні цілорічної подачі вентиляційного повітря. Недоліками є невелика ефективність і малий коефіцієнт потужності численних дрібних електродвигунів, що обертають вентилятори апаратів. За капітальними

витратами система з вентиляторними конвекторами дешевша від інших систем з кімнатними апаратами, хоча у великих будинках ежекційні системи можуть виявитися більш конкурентноздатними, ніж системи з вентиляторними конвекторами, що постачаються повітрям від центральної установки.

### 8.10 Три- та чотиритрубні системи

В тритрубній системі холодна і гаряча вода підводиться до кожного ежекційного чи вентиляторного доводчика за допомогою різних запатентованих пристроїв. Типова схема, подібна показаній на рис. 8.11, передбачає самостійне регулювання кожного доводчика.

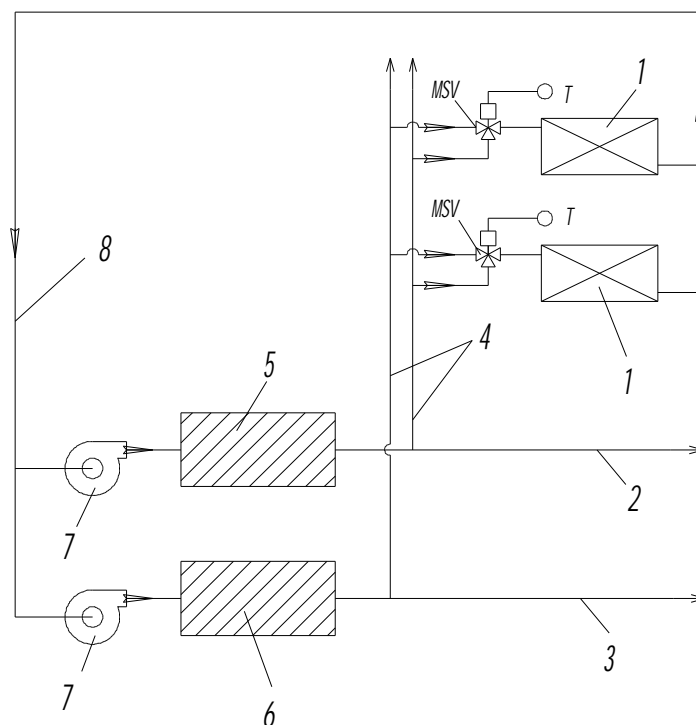


Рисунок 8.11 – Тритрубна система: 1 – кімнатний вентиляторний конвектор чи ежекційний доводчик; 2 – трубопровід, що подає гарячу воду; 3 – те ж, холодну; 4 – стояки гарячої і холодної води; 5 – водопідігрівач; 6 – водоохолоджувач; 7 – насоси гарячої і холодної води; 8 – загальний зворотний трубопровід; Т – кімнатний терморегулятор; MSV – пропорційний трипрохідний клапан

Гаряча і холодна вода на стороні подачі змішуватися не може, тому що там установлені пропорційні водяні клапани, що незмішують. Однак деякі втрати від змішування відбуваються в загальному зворотному трубопроводі.



Величина втрат залежить від конструктивних особливостей системи, коливань переважаючих навантажень і прийнятого графіка регулювання.

Основні переваги цієї системи – гнучкість і швидка реакція (у порівнянні з двотрубною системою), що досягається підведенням до кожного доводчика протягом цілого року холодної і гарячої води від центральних джерел. Необхідність у зональному переключенні з режиму на режим виключається. Можна ефективно керувати системою при змінних навантаженнях від освітлення людей і тіней, що переміщуються, від сусідніх будинків. Є відомості про те, що її експлуатація обходиться дешевше, але не завжди.

Для регулювання вологості повітря в приміщеннях можна використовувати одну однозональну центральну установку готування первинного повітря, що працює протягом цілого року при постійній температурі точки роси. Холодна вода може циркулювати по залежній чи незалежній (тобто через водоводяний теплообмінник) системі трубопроводів. Незалежну систему застосовують у висотних будинках, коли необхідно знизити статичний тиск на водоохолоджувальну установку. Зонуванням зворотного трубопроводу можна знизити втрати на змішування й одержати економію на експлуатаційних витратах. Економічно в перехідний період використовувати як джерело холодопостачання градирню чи зрошуваний повітроохолоджувач при непрацюючій холодильній машині, а також інші методи охолодження. Регулювання тритрубних систем розглянуто в роботі.

У чотиритрубній системі, трубопроводи прямі і зворотні, гарячої і холодної води самостійні, тому на підводках до кожного ежекційного доводчика встановлюється по два регулювальні клапани. У системі, показаній на рис. 8.12а, у кожному доводчику один теплообмінник, що узгоджено працює з клапаном змішування 5 на підводці подачі, і розділення 6 - на зворотній.

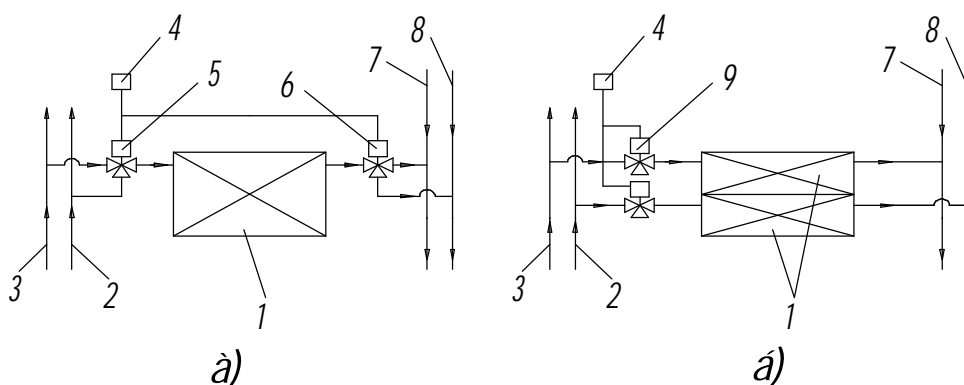


Рисунок 8.12 – Чотиритрубна система при одному а і при двох б теплообмінниках у кожному доводчику: 1 – теплообмінник; 2, 3 –

трубопроводи, що подають, відповідно холодну і гарячу воду; 4 – терморегулятор; 5 – автоматичний клапан змішувальня; 6 – автоматичний клапан розділення; 7, 8 – зворотні трубопроводи відповідно холодної і гарячої води; 9 – автоматичний прохідний клапан

На схемі рис. 8.12б в кожному доводчику два самостійних теплообмінники два регулювальних прохідних клапани 9, що працюють узгоджено.

Головна перевага чотиритрубних систем — повна відсутність втрат на змішування, властивих тритрубним системам. Вибір між цими системами варто робити на підставі економічного порівняння експлуатаційних витрат і, додаткових капітальних вкладень на автоматику і прокладку четвертої труби. Для полегшення цих розрахунків можна використовувати комп'ютери.

### **8.11 Панельно-повітряні системи**

Ця система складається зі стельових водоохолоджувальних, переважно металевих, панелей і приточної системи, що подає осушене повітря. Температура води приймається така, щоб температура поверхні панелей була вища температури точки роси внутрішнього повітря і волога не конденсувалася на поверхні панелей. Таким чином, панелі відводять тільки явне тепло. Подібно панелям радіаторного опалення, охолоджувальні панелі працюють на холодоносії, температура якого мало змінюється. Панелі звичайно роблять у вигляді листів, що щільно кріпляться до охолодних трубних ґрат (регістрів) за допомогою пружинних затискачів. У панелях іншого типу в алюмінієві пластини запресовані мідні труби, чим забезпечується постійний тепловий контакт. Панелі звичайно монтують разом з теплозвукоізоляцією у вигляді матів. Можливе їхнє використання разом з водоохолоджувальними світильниками з люмінесцентними лампами.

Цей тип систем найбільше задовольняє вимогу підтримки комфортних умов – середньої температури і швидкості повітря. Особливу увагу варто приділяти розрахунку трубопроводів. Швидкість води повинна бути досить високою, щоб у трубах не осаджувалися суспензії, і досить низкою, щоб не створювався шум (треба мати на увазі, що панелі діють як резонатори). Внаслідок великої кількості з'єднань у системі необхідна акуратність при виготовленні і монтажі трубних регістрів.

Досвід підказує, що перепад температур води в індивідуальних кільцях повинен бути від 1,7 до 2,8°C. При такому перепаді економічно врівноважуються витрати на переміщення води й ефект поліпшення теплових характеристик. Для зведення до мінімуму можливості випадання конденсату рекомендується, щоб температура охолодженої води була не менш ніж на 1,7°C вища точки роси повітря в приміщенні.

Повітря для вентиляції вводиться з робочою різницею температур у  $5,5^{\circ}\text{C}$  в кількості  $0,26 \text{ м}^3/\text{с}$  на  $100 \text{ м}^2$  підлоги.

Переваги панельно-повітряних систем такі: застосування в якості холодоносія води приводить до економії площі в порівнянні з повітряною системою; великий відвід явного тепла не супроводжується підвищеними швидкостями повітря в приміщеннях, що дозволяє застосовувати цю систему в приміщеннях з високими теплонадходженнями від освітлення і сонячної радіації; градієнт температур по вертикалі невеликий.

Недоліками є складності конструкції панелей, трубопроводів і клапанів, що спричиняє відносно високі капітальні витрати (за винятком великих будинків).

Ці системи важко застосувати для спеціальних приміщень, наприклад конференц-залів, кухонь і інших, де необхідна посилена витяжна вентиляція.

### **8.12 Системи з теплообмінниками безпосереднього кипіння холодоагенту**

Трубопроводи цих систем монтують на місці будівництва. Ними з'єднують поршневі компресори, конденсатори, повітроохолоджувачі-випарники, а іноді водоохолоджувачі з конденсаторами повітряного чи випарного охолодження. Агрегатне чи роздільне устаткування з безпосереднім кипінням з'єднується між собою трубопроводами для транспортування холодоагенту, що збираються на місці монтажу. Холодопродуктивність подібних систем з поршневими компресорами звичайно менша  $525 \text{ кВт}$ ; при більшій холодопродуктивності застосовують відцентрові й абсорбційні холодильні машини.

Системи з теплообмінниками «безпосереднього кипіння економічно вигідні, якщо компресор, конденсатор і повітроохолоджувач розташовані близько друг до друга і сполучні труби короткі. Для довгих трубопроводів і устаткування, розташованого на різних рівнях, вартісні показники і технічні проблеми пов'язані з прокладкою трубопроводів для холодоагенту стають такими, що комбінація поршневої холодильної машини з градирнею, ймовірно, більш економічна. Використання єдиного компресора і конденсатора обходиться дешевше по одноразових витратах, вимагає меншої площі і спрощує проектування трубопроводів. Кожен компресор може бути укомплектований власними конденсатором і секцією повітроохолоджувача, зв'язаними трубопроводами в незалежне кільце. Однак найчастіше для того, щоб забезпечити достатню потужність установок і їхнє резервування, обмежити пускові струми чи полегшити роботу при часткових навантаженнях, установлюють ряд компресорів з одним чи багатьма конденсаторами, з'єднаними в загальне кільце з випарником-повітроохолоджувачем.

Щоб звести до мінімуму витрати енергії і втрати холодопродуктивності, систему розраховують на мінімальне падіння тиску.



10 – віброізолятори; В – випарник; Кн – конденсатор; К – компресор; Е – електродвигун

У конденсаторі холодоагент скраплюється, змішується з олією і тече по рідинному трубопроводі під високим тиском до розширювального вентиля, що пропускає суміш холодоагенту з олією при низькому тиску у випарник. Рідкий холодоагент перетворюється в газ і відокремлюється від олії, і обоє течуть через усмоктувальний трубопровід до компресора. Трубопроводи гарячого газу, рідини й усмоктувальні повинні бути запроектовані і змонтовані з урахуванням економічної вигоди.

Трубопроводи гарячого газу від вихлопу компресора до конденсатора варто розраховувати на мале падіння тиску, але швидкості повинні бути достатніми для транспортування олії при мінімальних холодильних навантаженнях (тобто при розвантажених циліндрах компресора) як у горизонтальних, так і у вертикальних ділянках. Рідинні трубопроводи звичайно розраховують на мале падіння тиску, приділяючи особливу увагу істотним втратам на тертя і змінам статичного тиску (в наслідок підйомів).

Може виявитися необхідним збільшити переохолодження рідини для запобігання кипіння в лінії рідкого холодоагенту. Трубопроводи до випарників варто підводити так, щоб забезпечувати належний розподіл холодоагенту.

Лінія всмоктування від випарника до компресора повинна бути розрахована на повернення олії при мінімальних навантаженнях (як і лінія вихлопу), причому система регулювання випарника влаштована так, щоб рідкий холодоагент не потрапляв у компресор.

Для забезпечення швидкостей, необхідних для перенесення олії при всіх навантаженнях, може бути застосована система з двома стояками (у вертикальних трубопроводах гарячого газу й усмоктування). Типові рекомендації з розрахунку ліній холодоагенту такі:

*трубопроводи гарячого газу й всмоктування:* мінімальні швидкості в горизонтальних лініях 3,8, у вертикальних 7,5 м/с; максимальні — 15 м/с; найбільше падіння тиску в лініях гарячого газу 20, у лініях всмоктування 7кПа;

*рідинні трубопроводи:* максимальне падіння тиску 20 кПа.

При рівнобіжному з'єднанні компресорів усмоктувальні трубопроводи повинні бути влаштовані так, щоб усі компресори працювали при тому самому тиску всмоктування й олія до них поверталася в пропорції, що відповідає робочим тискам.

Вихлопні трубопроводи варто з'єднувати в загальний колектор, щоб конденсат з гарячого газу, що може з'явитися в період вимикання, не попадав назад у компресор (згодом рідина при запуску машини може йому зашкодити) і олія з працюючого компресора не проникала в непрацюючий.

Між картерами компресорів повинні бути влаштовані зрівняльні лінії, щоб олія знаходилася на одному рівні і компресори змазувалися однаково. Для вирівнювання тиску в багатьох конденсаторах і, щоб уникнути потрапляння гарячого газу в рідинну лінію, також необхідна зрівняльна лінія гарячого газу.

*Ручні запірні вентиля* служать для відключення окремих частин системи при обслуговуванні.

*Зарядні вентиля* зазвичай знаходяться на рідинній лінії і служать для зарядки системи необхідною кількістю холодоагенту.

*Ресивери рідини* служать для збору і збереження запасу холодоагенту, якщо конденсатор не має достатньої ємності і система «спускає» тиск. Вони завжди необхідні при використанні випарних конденсаторів.

*Фільтри* запобігають засміченню вентилів і ушкодженню компресорів сторонніми частинками.

*Соленоїдні вентиля* регулюють рух холодоагенту до розширювальних вентилів.

*Розширювальні вентиля* пропускають холодоагент у випарники чи повітроохолоджувачі відповідно до навантаження.

*Теплообмінники* передають тепло від рідкого холодоагенту до всмоктуваного газу, що підвищує ефективність машин, перешкоджає закипанню рідини і її потрапленню в компресори.

*Осушувачі і дегідратори* видаляють вологу із систем, перешкоджають замерзанню і закупорюванню отворів, наприклад у розширювальних вентилях.

*Глушители на лінії гарячого газу* іноді використовують для усунення пульсацій у вихлопних лініях, зменшення шуму і вібрації. Їх не застосовують, якщо є масляні сепаратори.

*Сепаратори олії* служать для відділення олії від холодоагенту і повернення олії в компресори. Вони можуть бути використані замість двох стояків, однак ефективність сепараторів недостатньо висока. Є й інші допоміжні пристрої і прилади, однак перераховані застосовуються найчастіше. В одній установці ці прилади рідко застосовуються всі разом.

### **8.13 Системи з кімнатними тепловими насосами**

У запатентованій теплонасосній системі утилізації тепла (рис. 8.16) застосовують кімнатні агрегатні герметичні теплові насоси, що працюють за схемою вода - повітря. Агрегати можуть або охолоджувати приміщення, відводячи тепло у водяний контур (холодильний цикл), або опалювати приміщення, витягаючи тепло з води, що циркулює у водяному контурі (цикл теплового насоса).

Узимку при роботі теплових насосів ними може подаватися близько 1/3 необхідного тепла. Повне покриття потреби в теплі досягається підведенням його від котла чи іншого джерела. Влітку при роботі агрегатів

у нормальному холодильному циклі надлишкове тепло виділяється в градирні. Економія на експлуатації досягається в перехідний період, коли порушуються теплові баланси в окремих частинах будинків (наприклад, опромінення однієї з зон сонцем у той час, як інші знаходяться в тіні; наявність надлишків тепла у внутрішніх зонах при тепловтратах у зовнішніх і т.п.). Розглянута система дозволяє утилізувати надлишкове тепло в одних приміщеннях і передавати його по водяному контуру в інші приміщення (зони), де потрібне опалення. Крім того можна додатково утилізувати тепло, що видаляється з повітря, системами витяжної вентиляції.

Зовнішнє повітря, що потрібне для вентиляції, можна вводити окремо за допомогою невеликої системи з центральним кондиціонером, обладнаним апаратами для фільтрації, підігріву і зволоження повітря в холодний період року. Задача кімнатних агрегатів, таким чином, складається з охолодження приміщення і зовнішнього повітря чи з додаткового підведення тепла в приміщення, що дозволяє спростити експлуатацію і максимально утилізувати теплонадлишки в будинку.

Зонувати систему не треба, вона може одночасно обслуговувати як зовнішні, так і внутрішні зони. Кожен агрегат автоматизований і має пристрої для настроювання й у будь-який час року може подавати тепло чи холод.

#### **8.14 Сполучені повітряно-освітлювальні системи**

Крім естетичних міркувань при обладнанні сполучених повітряно-освітлювальних систем переслідуються мета знизити теплонадходження і видалити тепло, що виділяється світильниками, а це дозволяє зменшити навантаження на холодильні машини й утилізувати тепло на потреби самих систем, знизити експлуатаційні і, по можливості, капітальні витрати. Усе це досягається пропусканням рециркуляційного повітря через утеплені в стелю світильники з люмінесцентними лампами. Світильники частково входять у надстельовий простір, що утворить рециркуляційно-витяжний повітпровід. По ньому з повітрям видаляється тепло, що виділяється лампами і пусковими пристроями світильників. Світильники деяких типів дозволяють пропускати через них чи частину, чи повну кількість припливного повітря, необхідного для компенсації тепла що виділяється в світильнику. Розглянуті системи можна застосовувати для внутрішніх і зовнішніх зон будинків. Теплонадлишки у внутрішніх зонах практично постійні, тому завжди необхідне охолодження. Тепле рециркуляційне повітря можна прямо використовувати для підігріву зовнішнього повітря без зменшення загальної кількості припливного повітря в кожній кімнаті за допомогою спеціальних змішувальних апаратів, які постачаються первинним повітрям. Ці апарати дають можливість відмовитися від установки місцевих догрівачів.

При правильному розміщенні світильників і належному виборі кількості повітря може бути відведене до 64% тепла, яке виділяється світильниками. У надстельовому просторі при інтенсивності освітлення  $32\text{Вт/м}^2$  підлоги і витраті рециркуляційного повітря  $0,5\text{ м}^3/\text{с}$  на  $100\text{ м}^2$  підлоги температура може піднятися на  $3,3^\circ\text{C}$ . Узагалі ж можливий підйом температури в порівнянні з температурою в приміщенні на  $2,7 - 5,4^\circ\text{C}$ .

Розглянуті системи можуть бути також використані для покриття тепловтрат у периметральних зонах чи безпосередньо з догрівом. Вони являють собою пристрої, що дозволяють з метою економії балансувати енергетичними потребами зовнішніх і внутрішніх зон, тому їх особливо доцільно застосовувати разом з тепловими насосами, що використовують внутрішні джерела тепла (див. розд. 8.16).

Функції приточної системи периметральної зони полягають у тому, щоб покривати тепловтрати чи асимілювати теплонадлишки в периметральній частині будинку, що змінюються за лінійним законом від різниці температур зовнішнього і внутрішнього повітря.

Змішувальні апарати зовнішньої зони призначені тільки для боротьби з надлишковим теплом (правда, на верхніх поверхах може знадобитися й опалення для покриття тепловтрат стелі). За відсутності сонячної радіації ці апарати можуть зменшувати кількість подаваного повітря. Апарати внутрішніх зон призначені тільки для асиміляції теплонадлишків.

Сполучені повітряно-освітлювальні системи мають світлотехнічні переваги; люмінесцентні лампи дають найбільшу світловіддачу і мають найвищий ККД при температурі  $24-27^\circ\text{C}$ ; при повітряному охолодженні температура у світильниках складає  $27-29^\circ\text{C}$  проти  $38^\circ\text{C}$  в звичайних; зростає термін служби ламп і менше змінюється колір світлового потоку.

Використовують також і світильники, охолоджувані одночасно і повітрям і водою, а також водяним розчином, що не замерзає, і охолодженою водою, яку пропускаються відповідно через світильники, осушене повітря подається окремо.

### **8.15 Системи з вентильованими стелями**

Повітря подається в простір над підвісною стелею, у якому створюється відносно невеликий надлишковий тиск, необхідний для забезпечення рівномірного розподілу. У приміщення повітря вводиться через перфорацію (рис. 8.14) при порівняно високій швидкості так, щоб у робочій зоні швидкість складала  $0,12-0,25\text{ м/с}$  і не відчувалося дуття.

Для забезпечення рівномірного тиску в надстельовому просторі необхідно враховувати такі три причини можливих перешкод і виходу повітря з щілин стелі в різних кількостях: втрати на тертя в надстельовому просторі, втрати тиску при обтіканні перешкод (наприклад, балок, корпусів світильників, підвісок стелі і т.п.) і відновлення статичного тиску при зменшенні швидкості.



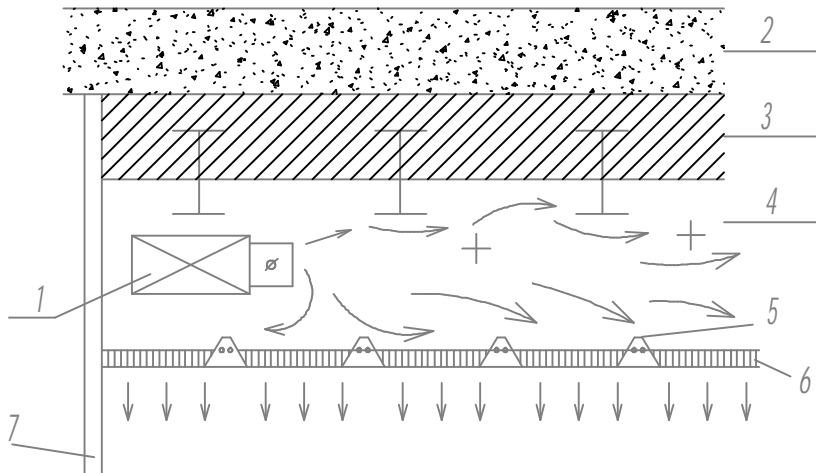


Рисунок 8.14 – Система з вентиляваною стелею: 1 – припливний канал з відгалуженням і клапаном для регулювання витрати; 2 – тепло-звукоізоляція поверху, що знаходиться зверху; 3 – несуча конструкція; 4 – надстельовий простір з надлишковим відносно приміщення тиском; 5 – утоплений у стелю світильник; 6 – вентилявана стеля; 7 – огороження приміщення

Методи розрахунків розподілу тиску в надстельовому просторі і підтримки тиску в прийнятних межах розглянуті в роботах. Ці методи запобігають утворенню зон негативних тисків і зворотних потоків (в надстельовому просторі) поблизу відгалужень від магістрального чи каналу перешкод.

У вентиляваних стелях можуть бути використані перфоровані акустичні плити (із загальною площею отворі, що складають близько 2% площі плит), плити з щілинами чи щілинні ґрати. Бажаний об'єм припливного повітря і рівномірність його розподілу можуть бути досягнуті шляхом зміни відношень площ вентиляваних і невентильованих плит, настроювання рухливих заслінок, розташованих безпосередньо над повітророзподільними щілинами.

Конструкція стелі повинна бути така, щоб не допускати витоку повітря і зводити до мінімуму теплопередачу. Витоки не повинні перевищувати 1 %, загального об'єму повітря. Якщо зверху надстельовий простір прилягає до покриття, то його потрібно теплоізулювати, щоб коефіцієнт теплопередачі  $K$  був не меншим  $0,86 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ , а в деяких випадках і звукоізулювати. Для зонування подачі повітря з метою регулювання надстельовий простір можна розділяти перегородками.

Рециркуляцію необхідно організувати так, щоб повітря транспортувалося по спеціальних відсіках чи стелі, проходили через стінні

чи напольні ґрати у витяжні повітропроводи з кожної кімнати і далі по повітряпроводах, прокладених у коридорі. В останньому випадку опір ґрат повинен бути невеликим, а в приміщеннях не можна створювати надлишковий тиск, що порушує повітророзподілення. Живі перерізи ґрат повинні складати не менш 80%, площі ділянки стелі, що припадає на кожні ґрати. Розрахунок повітряпроводів і їхнє компоновання виконується звичайним порядком. Вони можуть бути розраховані на переміщення повітря з високими чи низькими швидкостями, але відгалуження в надстельовий простір повинні бути розраховані на низьку швидкість і обладнані клапанами для настроювання витрати повітря. Відгалуження варто розташовувати так, щоб забезпечити рівномірний тиск у надстельовому просторі. Необхідна інформація про способи забезпечення цих вимог наведена в інструкціях виготовлювачів підвісних стель.

### **8.16 Системи з утилізацією тепла від внутрішніх джерел (теплові насоси)**

За допомогою теплових насосів можна використовувати теплонадходження від освітлення, людей, сонячної радіації і машин для покриття тепловтрат. Ці системи звичайно працюють тільки на електроенергії і можуть бути виконані так, щоб накопичувати енергію в непікові періоди, коли діють знижені тарифи на оплату електроенергії. Застосування відцентрових холодильних машин як теплових насосів можливе в будинках площею мінімум 3700 м<sup>2</sup>. Холодильні машини з поршневыми і гвинтовими компресорами можна застосовувати для цієї мети в будинках меншої площі, а також у великих будинках, де встановлюється багато машин. Перед тим як застосувати відцентрові машини як теплові насоси при частоті струму 50 Гц замість 60 Гц, необхідно проконсультуватися з виготовлювачами устаткування. Відвід тепла від конденсатора в закритий водяний контур може бути організований так, щоб вода мала температуру близько 38°C і могла служити теплоносієм для теплообмінників установки і кондиціонування повітря (УКП), які варто відповідно розраховувати.

У сучасних будинках генерується досить тепла для часткового покриття тепловтрат приміщень, що прилягають до зовнішньої оболонки будинків. УКП таких будинків одночасно повинні забезпечити опалення зовнішніх зон і охолодження внутрішніх. У залежності від інтенсивності сонячної радіації може знадобитися переключення з опалення на охолодження і навпаки щодня і навіть щогодини.

Системи з тепловими насосами, що використовують внутрішні джерела тепла, можуть передавати тепло з внутрішніх зон у приміщення, де потрібне опалення. Тепловий насос може також забезпечити необхідне для регулювання вологості догрівання у літню пору.

Тепловтрати складаються з трансмісійних втрат і втрат на нагрівання вентиляційного і інфільтруючого повітря. Внутрішні надходження тепла, що можуть покрити ці втрати, складаються з теплового випромінювання від штучного освітлення, машин, що працюють, електродвигунів вентиляторів УКП і насосів, а також тепла, що відводиться від повітря, що видаляється; тепловиділення ліфтових двигунів, трансформаторів і т.д. Тепловиділення людей можна не враховувати, що створює відомий «запас». При визначенні потужності устаткування не треба особливо розраховувати на надходження тепла від сонячного випромінювання.

Тепловтрати і теплонадходження варто розраховувати як для крайніх умов, так і для широкого діапазону проміжних умов. Особливе значення у визначенні придатності цих систем представляє відшукання точки балансу, тобто зовнішньої температури, при якій внутрішні тепловиділення стають рівними тепловтратам будинку.

Розглянуті системи можуть бути застосовані для будинків з великим відношенням внутрішнього тепловиділення до втрат тепла (чим ближче точка балансу до розрахункової зимової температури, тим краще), де зимові і літні розрахункові навантаження приблизно рівні.

### **8.17 Системи повного енергопостачання**

Системи з єдиним джерелом енергії споживають один вид енергії палива для задоволення потреб будинку чи для комплексу будинків. Джерелами енергії можуть бути електрика, природний, штучний чи зріджений газ, тверде чи дизельне паливо, сонячна енергія. Системою повного енергопостачання називають систему, що не потребує підведення електроенергії з боку і забезпечує всі енергетичні потреби будинку. Її можна також називати місцевою енергетичною системою. Термін «система повного енергопостачання» відноситься до системи, у якій джерелом енергії служить природний газ, що підводиться до первинного двигуна, за допомогою якого отримується виходить електроенергія, використовувана для опалення, кондиціонування повітря і гарячого водопостачання, освітлення і роботу привода машин.

Первинним двигуном може бути газовий поршневий двигун, але більше підходить газова турбіна. У турбіні можна спалювати різні види газоподібного палива, вона має низький показник відношення маси до потужності і великий ресурс (звичайно 20 000 год. між капітальними ремонтами) і на практиці показала себе дуже надійною.

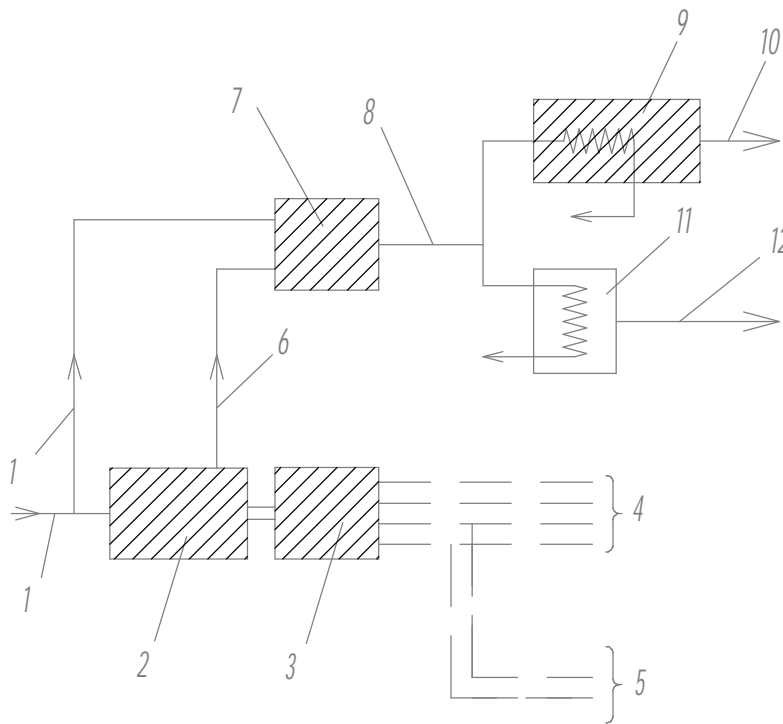


Рисунок 8.15 – Система повного енергозабезпечення: 1 – трубопровід природного газу; 2 – газова турбіна; 3 – електрогенератор; 4 – проводи силового струму; 5 – проводи струму на освітлення; 6 – потік газів, що відходять від газової турбіни; 7 – теплоутилізатор; 8 – паропровід; 9 – абсорбційна холодильна машина; 10 – трубопровід охолодження води; 11 – водопідігрівач; 12 – трубопровід системи гарячого водопостачання

Економіка розглянутих систем дуже складна. Первинна енергія, затрачувана на одержання електроенергії, повинна бути досить дешевою і дозволити здійснювати утилізацію тепла, що виділяється, з невеликими втратами. Представляється можливим утилізувати 70—80% тепла, підведеного до турбіни, однак співвідношення між опалювальним, охолоджувальним і електричним навантаженнями повинно бути таким, щоб можна було досягти їхнього розумного балансування й уникнути при цьому втрат енергії.

У типовій схемі системи (рис. 8.15), джерелом енергії служить природний газ, підведений до газової турбіни, що обертає електрогенератор. У котлі-утилізаторі тепло газів, що відходять від турбіни, використовується для одержання пари, що йде на опалення, підігрів води й охолодження води для УКП в абсорбційній холодильній машині. Якщо тепла на опалення споживається більше, ніж можна

одержати від газів, що відходять від турбіни, то природний газ подають прямо в топку водонагрівного котла. Успішна утилізація тепла, що відходить – ключ до підвищення ефективності систем і являє собою фактор, що визначає економічну доцільність застосування систем повного енергопостачання.

## 9 ВИЗНАЧЕННЯ ШКІДЛИВИХ ВИКИДІВ У БУДІВЛІ

Надходження тепла в будівлю визначають як суму надходжень тепла через прозорі та непрозорі зовнішні огороження, від штучного освітлення, обладнання та обслуговуючого персоналу.

### 9.1 Визначення кількості тепла, що надходить через світлові прорізи

$$Q = (q_1 F_{01} + q_2 F_{02}) \beta_{c.n} k_0 + \frac{t_z - t_e}{R_0} \cdot F_0, \text{ [Вт]} \quad (9.1)$$

За цією формулою визначається кількість тепла в Вт, яка надходить в приміщення за рахунок сонячного випромінювання.

$F_{01}$  – площа світлового прорізу, який опромінюється прямим сонячним випромінюванням, м<sup>2</sup>;

$F_{02}$  – площа світлового прорізу, який не опромінюється прямим сонячним випромінюванням, м<sup>2</sup>;

$\beta_{c.n.}$  – коефіцієнт теплопропускання сонцезахисних пристроїв (додаток Ж);

$k_0$  – коефіцієнт, який залежить від типу скління:

Для одинарного скління	1
Для подвійного скління	0,9
Для потрійного скління	0,8
Для склоблоків	0,7

$R_0$  – опір теплопередачі заповнень світлових прорізів, м<sup>2</sup>·К/Вт (табл.9.1 )

**Таблиця 9.1– Опір теплопередачі заповнень світлових прорізів  $R_0$**

Заповнення світлового прорізу	$R_0$ , м <sup>2</sup> ·К/Вт
Одинарне скління в дерев'яній рамі	0,17
Те ж, в металевих	0,15
Подвійне скління в дерев'яних спарених рамах	0,34
Те ж, в металевих	0,31
Подвійне скління в дерев'яних роздільних рамах	0,38
Те ж, в металевих	0,34

Подвійне скління вітрин в металевих роздільних рамах Продовження таблиці 9.1	0,31
Потрійне скління в дерев'яних рамах (спарене і одинарне)	0,52
Те ж, в металевих	0,48
Блоки скляні пустотілі розмірами 194×194×98 мм при ширині швів 6 мм	0,31
Те ж, розмірами 244×244×98 мм при ширині швів 6 мм	0,33
Профільне скло швелерного перерізу	0,16
Те ж, коробчастого	0,34
Органічне скло одинарне	0,19
Те ж, подвійне	0,36
Те ж, потрійне	0,52
Двошарові склопакети в дерев'яних рамах	0,34
Те ж, в металевих	0,31
Двошарові склопакети та одинарні заскленні в роздільних дерев'яних рамах	0,52
Те ж, в металевих	0,48

$t_3$  та  $t_b$  – розрахункова температура зовнішнього та внутрішнього повітря, °С;

$F_0 = F_{01} + F_{02}$  – площа світлового прорізу, що визначається за її найменшими розмірами ( в світлі), м<sup>2</sup>;

$q_1$ ,  $q_2$  – відповідно кількість тепла, яка надходить через одинарне скління світлових прорізів в Вт/м<sup>2</sup> при прямому та непрямому сонячному випромінюванні:

для вертикального скління:

$$q_1 = (q_{в.р.} + q_{в.п.}) k_1 k_2 \quad (9.2)$$

$$q_2 = q_{в.р.} k_1 k_2 \quad (9.3)$$

$q_{в.п.}$  – надходження тепла через одинарне скління від прямого випромінювання;

$q_{в.р.}$  – надходження тепла в Вт/м<sup>2</sup> через вертикальне скління від розсіяного сонячного випромінювання (таб.9.2);

$k_1$  – коефіцієнт, який враховує затемнення прорізів віконними рамами (додаток Н);

$k_2$  – коефіцієнт, який враховує забрудненість скла (додаток Н) для горизонтального скління світлових прорізів:

$$q_1 = (q_{г.п} + q_{г.р}) k_1 k_2; \quad (9.4)$$

для похилого скління світлових прорізів з кутом між площиною похилого скління і горизонтальною площиною  $\gamma$ , град, при  $\alpha_r < 90^0$

$$q_1 = (q_{г.п}k_3 + q_{в.п}k_4 + q_{г.р}) k_1 k_2; \quad (9.5)$$

при  $\alpha_r \geq 90^0$  і  $\alpha_b > \gamma$

$$q_1 = (q_{г.п}k_3 - q_{в.п}k_4 + q_{г.р}) k_1 k_2; \quad (9.6)$$

при  $\alpha_r \geq 90^0$  і  $\alpha_b \leq \gamma$  та для горизонтального скління

$$q_2 = q_{г.п} k_1 k_2. \quad (9.7)$$

$q_{г.п}$  і  $q_{г.р}$  – надходження тепла в Вт/м<sup>2</sup> відповідно від прямого та розсіяного сонячного випромінювання через одинарне горизонтальне скління (додаток Ц);

$k_3$  і  $k_4$  – коефіцієнти, що враховуються при надходженні тепла через похиле скління світлових прорізів (табл. 9.2).

Таблиця 9.2 – Значення коефіцієнтів  $k_3$  і  $k_4$

γ, град	$k_3$	$k_4$	γ, град	$k_3$	$k_4$	γ, град	$k_3$	$k_4$
0	1	0	25	0,91	0,42	60	0,5	0,87
5	1	0,09	30	0,87	0,5	70	0,34	0,94
10	0,99	0,17	40	0,77	0,64	80	0,17	0,98
15	0,97	0,26	50	0,64	0,77	90	0	1
20	0,94	0,34						

При розрахунку систем вентиляції, в тому числі з випарним (адіабатним) охолодженням припливного повітря і систем кондиціонування повітря для визначення надходжень тепла в приміщення приймаються значення сумарного або розсіяного випромінювання (додаток Ц) за той час, протягом якого передбачається використання приміщень людьми. За наявності світлових прорізів в протилежних стінах приміщень визначається сумарне надходження тепла за період експлуатації приміщення.

Для приміщень, що мають світлові прорізи в стінах, які розташовані під кутом  $\alpha = 90^\circ$  одна до одної, складається графік (таблиця) погодинних надходжень тепла за ходом сонця за час використання приміщень людьми, починаючи з часу, попередньому початку цього періоду.

За наявності будівельних конструкцій, що створюють тінь, (ребер, козирків і т. п.) для затіненої площі світлового прорізу враховується надходження тепла тільки від розсіяного випромінювання. Величина затіненої площі світлового прорізу  $F_{o.t}$ , м<sup>2</sup>, визначається графічним способом згідно з СНиП II-33-75 або для вертикальних світлових прорізів, в яких винесення ребра не перевищує винесення козирка  $b$ , обчислюється за формулою

$$F_{o.m} = Aa \frac{tg a_6}{\cos a_2} - Bb tg a_2 - 0.5(a^2 + b^2) \frac{tg a_6 tg a_2}{\cos a_2} - AB + A_n B_n, \quad (9.8)$$

де  $A$  – відстань від площини бокової конструкції (ребра), що затіняє, до протилежного кінця світлової прорізу, м;

$B$  – відстань від нижньої площини козирка до протилежного кінця світлового прорізу, м;

$a$  і  $b$  – винесення відповідно ребра та козирка відносно площини скління ( $b \geq a$ ), м ;

$\alpha_{\text{в}}$  – висота сонця, град;

$\alpha_{\text{г}}$  – сонячний азимут скління, град;

$A_{\text{п}}$  і  $B_{\text{п}}$  – розмір світлового прорізу відповідно по горизонталі та вертикалі, м.

## 9.2 Визначення кількості тепла, що надходить через дах будівлі

Кількість тепла, яка надходить в приміщення через стелю за рахунок сонячного випромінювання визначається таким чином:

$$Q = \left[ \frac{1}{R_0} (t_3 + R_3 r I_{\text{сеп}} - t_6) + b \cdot k \frac{A_{\text{тв}}}{R_6} \right] \cdot F, \quad (9.9)$$

$R_0$  – опір теплопередачі даху будівлі

$$R_0 = R_{\text{н}} + R_{\text{к}} + R_{\text{в}}, \quad [\text{м}^2 \text{ К/Вт}], \quad (9.10)$$

$R_{\text{в}}$  – опір теплосприйняття між внутрішнім повітрям та поверхнею перекриття;

Значення  $R_{\text{в}}$  для перекриття з внутрішніми ребрами – 0,132 м<sup>2</sup> К/Вт, для перекриття з гладкою поверхнею – 0,115 м<sup>2</sup> К/Вт.

$R_{\text{н}}$  – термічний опір між зовнішнім повітрям та поверхнею перекриття.

Значення  $R_{\text{н}}$  для зимових умов з додатку Г, для літніх:

$$R_{\text{н}} = \frac{0,172}{1 + 2\sqrt{V}}, \quad (9.11)$$

$V$  – швидкість вітру з додатку В.

Якщо  $V < 1$  м/с, в формулу (9.11) підставляємо значення  $V = 1$  м/с.

$R_{\text{к}}$  – термічний опір огорожувальної конструкції;

Значення  $R_{\text{к}}$  визначається за формулою

$$R_{\text{к}} = \sum_{i=1}^m R_i + R_{\text{в.п.}}, \quad (9.12)$$

$R_i$  – термічний опір  $i$ -го однорідного шару перекриття:

$\delta_i$  – товщина  $i$ -го шару, м;

$$R_s = \frac{\delta_s}{\lambda_s}, \quad (9.13)$$

$\lambda_i$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу  $i$ -го шару (додаток А);

$m$  – кількість шарів;

$R_{\text{в.п.}}$  – термічний опір замкнутого повітряного прошарку з додатку

Д.

$\rho$  – коефіцієнт поглинання сонячного випромінювання (додаток Л);

$I_{\text{ср}}$  – середньодобове сумарне сонячне випромінювання, Вт/м<sup>2</sup> (додаток М);



$k$  – коефіцієнт, який має значення:

Для перекриття з вентильованим повітряним прошарком	0,6
Для інших	1

$\beta$  – коефіцієнт для визначення величин теплового потоку, що гармонічно змінюється, в різні години доби (табл. 9. 3)

Таблиця 9.3 – Значення коефіцієнта  $\beta$

Час до і після максимуму надходження тепла, год	$\beta$	Час до і після максимуму надходження тепла, год	$\beta$	Час до і після максимуму надходження тепла, год	$\beta$	Час до і після максимуму надходження тепла, год	$\beta$
0	1	4	0,5	7	-0,26	10	-
1	0,97	5	0,26	8	-0,5	11	-
2	0,87	6	0	9	-0,71	12	0,97
3	0,71						-1

Кількість тепла, Вт, що надходить в приміщення через стіни, як правило, не враховується. При необхідності його можна визначити за формулою

$$Q = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{R_0} \cdot F, \quad (9.14)$$

де  $R_0$  – опір теплопередачі огорожувальної конструкції, що визначається за формулою (9.10), при  $R_{в} = 0,143 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$  і  $R_{н} = 0,043 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ ;

$F$  – площа стіни,  $\text{м}^2$ ;

$\Delta t_1$  і  $\Delta t_2$  – еквівалентні різниці температур, що визначаються за такими формулами:

$$\Delta t_1 = t_{зв} - t_B - A A_{t_n} - B; \quad (9.15)$$

$$\Delta t_2 = \Delta t_3 + \frac{I}{I_0} (\Delta t_4 - \Delta t_3), \quad (9.16)$$

де  $t_{зв}$  – розрахункова літня температура зовнішнього повітря,  $^{\circ}\text{C}$ , що приймається по параметрах Б;

$t_v$  – розрахункова температура внутрішнього повітря,  $^{\circ}\text{C}$ , що приймається за СНиП II-A.6-72 (менша з середньодобових амплітуд за липень та серпень).

A і B – коефіцієнти, що приймаються з табл. 9.4 в залежності від маси  $1 \text{ м}^2$  стінового огороження;

$\Delta t_3$  і  $\Delta t_4$  – вихідні еквівалентні розрахункові температури,  $^{\circ}\text{C}$ , відповідно для стін у затінку і на сонці (табл.9.5);

$I/I_0$  – відношення максимальної напруги сонячного випромінювання на вертикальну площину для заданих широти та орієнтації до максимальної напруги сонячного випромінювання для  $40^{\circ}$  пвн.ш. ( табл. 9.6).

**Таблиця 9.4 – Значення коефіцієнтів A і B**

Маса $1 \text{ м}^2$ стінового огороження, кг	A	B
До 35	0	0
36-270	0,25	5,5
Більше 270	0,5	2,75

**Таблиця 9.5 – Вихідна еквівалентна розрахункова різниця температур для зовнішніх стін будівель, розташованих на  $40^{\circ}$  пвн. ш.**

Вид стінового огороження	Орієнтація стіни	Години доби за сонячним часом		
		12	14	16
Різниця температур $\Delta t_3$ для затінених стін				
Цегляна стіна товщиною 200 мм і масою $360 \text{ кг/м}^2$	Будь-яка	0/0	0/0	1,1/1,1
Те ж, 300 мм і $540 \text{ кг/м}^2$	Будь-яка	1,1/1,1	1,1/1,1	1,1/1,1
Різниця температур $\Delta t_4$ для освітлених сонцем стін				
Цегляна стіна товщиною 200 мм і масою $360 \text{ кг/м}^2$	ПНСХ	5,6/1,1	8,9/4,4	7,8/4,4
	СХ	7,8/4,4	10/5,6	10/8,6
	ПДСХ	3,3/2,2	7,8/5,6	10/6,7
	ПД	2,2/1,1	2,2/1,1	5,6/3,3
	ПДЗХ	3,3/2,2	4,4/2,2	5,6/3,3
	ЗХ	3,3/2,2	4,4/3,3	5,6/3,3
	ПНЗХ	1,1/1,1	2,2/1,1	3,3/2,2
	ПН	0/0	0/0	1,1/1,1

Те ж, 300 мм і 540 кг/м <sup>2</sup>	ПНСХ	4,4/2,2	4,4/2,2	5,6/2,2
	СХ	6,7/4,4	5,6/3,3	6,7/4,4
	ПДСХ	5,6/3,3	5,6/3,3	5,6/3,3
	ПД	3,3/2,2	3,3/2,2	3,3/2,2
	ПДЗХ	5,6/3,3	5,6/3,3	5,6/3,3
	ЗХ	6,7/4,4	5,6/3,3	5,6/3,3
	ПНЗХ	4,2/2,2	4,4/2,2	4,4/2,2
	ПН	1,1/1,1	1,1/1,1	1,1/1,1

Таблиця 9.6 – Відношення I/I<sub>0</sub>

Географічна широта, ° пвн.ш	Орієнтація стін				
	ПД	ЗХ і СХ	ПДЗХ і ПДСХ	ПНЗХ і ПНСХ	ПН
24	0,3	0,98	0,8	1,01	1,12
28	0,33	0,98	0,9	1,01	1,06
32	0,6	0,99	0,93	1	1
36	0,8	0,99	0,98	1	1
40	1	1	1	1	1
44	1,23	1,01	1,05	1	1,03
48	1,4	1,02	1,11	1	1,05
52	1,65	1,03	1,17	1	1,11
56	1,88	1,05	1,23	1,03	1,29
60	2,1	1,08	1,23	1,06	1,44
64	2,3	1,12	1,34	1,11	1,58

Для синіх (нетемних), зелених, світло-червоних, світло-коричневих, нефарбованих дерев'яних стін і стін кольору природного бетону в якості вихідної еквівалентної розрахункової різниці температур рекомендується приймати середньоарифметичне значення  $\Delta t_4$  для освітлених і затінених стін.

$A_{тв}$  – амплітуда коливань температури внутрішньої поверхні огорожень, °С

$$A_{тв} = \frac{1}{\nu} [0.5A_{тн} + R_n r (I_{\max} - I_{cp})] \quad (9.17)$$

$A_{тн}$  – та ж амплітуда коливань температури зовнішнього повітря (додаток В);

$I_{\max}$  та  $I_{cp}$  – відповідно максимальне та середнє значення сумарного (прямого та розсіяного) сонячного випромінювання, що приймаються для зовнішніх стін як для вертикальних поверхонь. (додаток М);

$\nu$  – затухання амплітуди коливань температури в огорожувальній конструкції:

$$\nu = R_o / R_b, \quad (9.18)$$

$F$  – площа перекриття,  $m^2$ .

В зв'язку з великим затуханням коливань температури в стінових огороженнях надходження тепла за рахунок сонячного випромінювання через стіни не враховується.

### 9.3 Визначення інших шкідливих надходжень

Надходження тепла та вологи від дорослих чоловіків приймається по додатку Т, від жінок - 85%, від дітей - 75%.

Кількість тепла, яка надходить від електродвигунів

$$Q = 10^3 N k, \quad (9.19)$$

$N$  – установочна потужність двигуна, кВт;

$k$  – коефіцієнт, який має значення 0,25 – 0,4 в залежності від режиму роботи двигуна.

Надходження тепла від нагрітих поверхонь

$$Q = \frac{t_{нов} - t_в}{R} \cdot F_{нов}, \quad (9.20)$$

$t_в$  – внутрішня температура повітря;

$t_{нов}$  – температура поверхні;

$F_{нов}$  – площа поверхні;

$R$  – опір теплопередачі:

для нагрітих повітропроводів:

$$R = \frac{0,086}{\sqrt{V}}, \quad (9.21)$$

$V$  – швидкість руху повітря в повітропроводі, м/с.

Тепловиділення 1 м гладкої неізолюваної труби систем опалення та тепlopостачання можна брати з додатку У.

Надходження тепла від джерела штучного освітлення. Кількість тепла, що надходить в приміщення від джерел штучного освітлення, визначають за фактичною або проектною потужністю освітлювальних приладів. При цьому враховують, що вся енергія, яка витрачається на освітлення, переходить в тепло, яке нагріває повітря приміщення. Встановлено, що якщо освітлювальна арматура та лампи знаходяться поза приміщенням або освітлювальні прилади оснащені місцевими відсосами,

тоді частина тепла, яке потрапляє в приміщення  $\eta_{осв}$ , складає 0,15 для люмінесцентних ламп та 0,45 для ламп розжарювання на освітлення від енергії, яка витрачається.

Якщо потужність ліхтарів невідома, тоді тепловиділення від джерел освітлення  $Q_{осв}$ , Вт, можна визначити за формулою

$$Q_{осв} = E F q_{осв} \eta_{осв}, \quad (9.22)$$

$E$  – освітленість, лк (додаток О);

$F$  – площа підлоги приміщення,  $m^2$ ;

$q_{осв}$  – питомі тепловиділення, Вт/ $m^2$  лк (додаток П);

$\eta_{осв}$  – частина тепла, яка надходить в приміщення.

Тепловиділення від джерел освітлення робочих місць враховують незалежно від періоду року та часу доби, від джерел загального освітлення – з врахуванням часу доби та архітектурно-планувальних вирішень.

При зварювальних роботах повітрообмін в приміщеннях в основному визначається за пиловиділенням. Пил, який виділяється при зварюванні, містить фтористі з'єднання, окисли марганцю, заліза та алюмінію, марганець та інші речовини. В додатку 18 наведені дані про кількість та хімічний склад пилу, який виділяється при зварюванні.

Найшкідливішими з санітарно-гігієнічної точки зору у теперішній час є марганцеві руднокислі електроди ЦМ-7, ЦМ-8, ОЗС-3 та ОММ-5, які містять в своєму покритті до 30% феромарганцю. Виділення пилу та вміст в ньому окислів марганцю на 1 кг витрачених електродів наведено в додатку Х.

Для розрахунку вентиляції сумарні шкідливі виділення в приміщенні зручно заносити в розрахункову таблицю, 9.7.

Таблиця 9.7 – Зведена таблиця шкідливих виділень в приміщенні

№ приміщення	Найменування приміщення	Об'єм приміщення	Розрахунковий період року	Теплові надлишки				Вологовиділення, кг/год	Газове виділення, г/год
				явне тепло		сховане тепло	повне тепло		
				Вт	Вт/ $m^3$	Вт	Вт		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
			Теплий						
			Перехідний						
			Холодний						
			Теплий						
			Перехідний						
			Холодний						
			.....						

## 10 ОРГАНІЗАЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК ПОВІТРООБМІНУ

### 10.1 Організація повітрообміну

Організація повітрообміну включає в себе вибір схеми, способу подачі та видалення повітря.

Схему організації повітрообміну вибирають згідно з СНиП 2-33.75.

При забезпеченні нормованих параметрів повітряного середовища для всієї робочої зони повітророзподільники розміщують таким чином, щоб сумарна зона дії розподільників була не меншою за площу робочої зони. При цьому відносна площа струмини, яка визначається за формулою:

$$F_{ст.р} = \frac{F_{ст}}{F_{р.з}}, \quad (10.1)$$

повинна бути від 0,2 до 0,5 для компактних струмин і від 0,5 до 1 для повних і віялоподібних струмин.

$$F_{ст.р} = 4,8 \left( \frac{X}{m \sqrt{F_{р.з}}} \right)^2 - \text{формула для компактних струмин}; \quad (10.2)$$

$$F_{ст.р} = 2,8 \left( \frac{1}{m} \sqrt{\frac{X}{B_{пр}}} \right)^2 - \text{формула для плоских струмин}; \quad (10.3)$$

$$F_{ст.р} = 1 - 0,15 \left( 2 - \frac{H_{пр} - h_{р.з}}{\sqrt{F_{р.з}}} \right)^2 - \text{формула для віялоподібних струмин}, \quad (10.4)$$

$m$  – швидкісний коефіцієнт повітророзподільника;

$X$  – відстань від отвору повітророзподільника до робочої зони по довжині струмини, м;

$F_{р.з.}$  – площа робочої зони на один повітророзподільник, м<sup>2</sup>;

$B$  – ширина приміщення на один повітророзподільник, м;

$H_{пр.}$  – висота приміщення, м;

$h_{р.з.}$  – висота робочої зони, м.

### 10.2 Місцеві витяжні пристрої

Витяжні зонти призначені для виведення шкідливих викидів направлених вгору разом з конвективним потоком.

Кут розкриття зонту бажано приймати не більшим  $60^\circ$ . Відстань від зонта до джерела викидів приймають не більше  $0,8d_e$  по площі шкідливих викидів.

$$d_e = \frac{2av}{a+v}, \quad (10.5)$$

а і в – розміри в плані джерела викидів.

При нагрітому джерелі викидів кількість конвективного повітря, яке надходить від джерела до зонта

$$L_k = 41,5 \sqrt[3]{Q_k z F_n^2}, \text{ м}^3/\text{год} \quad (10.6)$$

$Q_k$  – кількість тепла, яке виділяється від джерела викидів;

$z$  – відстань від зонта до нагрітої поверхні;

$F_n$  – площа джерела викидів,  $\text{м}^2$ ;

Кількість тепла, яке надходить від джерела

$$Q_k = \alpha_k F_n (t_n - t_b), \quad (10.7)$$

$t_n$  – температура поверхні джерела викидів;

$t_b$  – внутрішня температура приміщення;

$\alpha_k$  – коефіцієнт конвективної передачі

$$\alpha_k = \sqrt[3]{t_n - t_b}, \text{ КДж}/(\text{год} \cdot \text{м}^2 \cdot \text{с}). \quad (10.8)$$

Кількість повітря, яке повинно видалятися зонтом

$$L_3 = L_k \frac{F_3}{F_n}, \quad (10.9)$$

$F_3$  – площа в перерізі зонта, повинна бути не менше  $1,5F_n$ .

При неможливості використання зонтів використовують витяжні панелі. Панель має отвір через який видаляється забруднене повітря. Панелі розміщують на відстані  $0 < v < B$ , якщо панель буде стояти далі, вона буде діяти неефективно. Висота панелі

$$A = 1,2 a \quad (10.10)$$

Кількість повітря, яка повинна видалятися через панель

$$L = C Q_n^{1/3} (A + B)^{5/3} \quad (10.11)$$

$Q_n$  – кількість тепла, яка видаляється джерелом виділень;

$C$  – коефіцієнт:

$$\text{якщо панель без екрана} \quad C = 149 (1/(H + B))^{2/3}$$

$$\text{якщо панель з екраном} \quad C = 149 (1/(H + B))^{2/3} m$$

$m$  – коефіцієнт, який залежить від  $v_1/B$ ;

$H$  – висота від площі джерела шкідливих викидів до центра отвору витяжної панелі, м.

$$\begin{aligned} \text{При відношенні } v_1/V = 0; v_1 = 0 &\Rightarrow m = 1; \\ v_1/V = 0,3 &\Rightarrow m = 1,5; \\ v_1 = V &\Rightarrow m = 1,8; \\ v_1 > V &\Rightarrow m = 2. \end{aligned}$$

Бортові витяжки використовуються для видалення шкідливих викидів з поверхні електролітів гальванічних ванн.

Витрата повітря для одно- та двобортних витяжок без піддуву:

$$L = 1400 (0,53 V_p l / (V_p + 1) + H_p)^{1/3} V_p l k_1 k_{\Delta t} k_T, \text{ м}^3/\text{год} \quad (10.12)$$

$V_p$  – робоча ширина ванни, м;

$l$  – довжина ванни, м;

$H_p$  – відстань від поверхні електроліту до осі витяжної щілини, м;

$k_1$  – для однобортної витяжки без піддуву – 1,8;

для двобортної витяжки без піддуву – 1;

для двобортної витяжки з піддувом – 0,7.

$k_{\Delta t}$  – коефіцієнт, який враховує температуру електроліту (таб.11.2[5]),

$k_T$  – коефіцієнт, який враховує токсичність викидів (таб.11.3[5]), для витяжки з піддувом  $k_T = 1$ .

При використанні витяжки з піддувом припливна струмина повинна направлятись до центру витяжного отвору та проходити через зону шкідливих виділень, при цьому витрата витяжного повітря повинна перевищувати витрати припливного повітря.

Ширина припливної щілини повинна бути не менша 5 мм, а швидкість руху припливного повітря - не більшою 10 м/с. Ширина витяжної щілини повинна бути не менша 50 мм, а швидкість руху повітря - не більшою 1,5 м/с.

Критичний переріз - це зона, в якій вплив припливних та витяжних струмін є найменшим.

Відстань від критичного отвору до критичної зони

$$X_{кр} = 0,875 V_p, \quad (10.13)$$

Лінійна швидкість руху повітря в критичній зоні 1 - 2 м/с.

Ширина припливної щілини визначається за формулою

$$b_1 = 0,066 (V_{\min}/V_1)^2 V_p, \quad (10.14)$$

$$b_2 = 0,101 (V_{\min}/V_2) V_p, \quad (10.15)$$

$b_1, b_2$  - швидкість руху повітря в припливній та витяжній щілині.

Витрата припливного повітря

$$L_1 = 60 V_p l k_{\Delta t}, \quad (10.16)$$

а витяжного

$$L_2 = 1200 V_p^{2/3} l k_{\Delta t} k_1, \quad (10.17)$$



### 10.3 Визначення необхідної кількості вентиляційного повітря

За надлишками тепла необхідна кількість повітря визначається за формулою

$$L = L_{o.3} + \frac{3,6Q - r_{o3} C_B L_{o.3} (t_{o.3} - t_n)}{r_{o3} C_B (t_{yx} - t_n)}, \quad (10.18)$$

$L_{o.3}$  – кількість повітря, яке видаляється місцевими витяжками;

$Q$  – кількість тепла, яке виділяється в приміщенні, Вт;

$r_{o3}$  – щільність повітря робочої зони;

$C_B$  – масова теплоємність повітря;

$t_{o.3}$  – температура робочої зони;

$t_n$  – температура припливного повітря;

$t_{yx}$  – температура повітря, що видаляється витяжною вентиляцією:

$$t_{yx} = t_n + k_T (t_{o.3} - t_n), \quad (10.19)$$

$k_T$  – коефіцієнт, який приймається з додатку С.

За надлишками вологи кількість вентиляційного повітря

$$L = L_{o.3} + \frac{10^3 W - r_{o.3} L_{o.3} (d_{o.3} - d_n)}{r_{o.3} (d_{yx} - d_n)}, \quad (10.20)$$

$W$  – виділення вологи в приміщенні, кг/год;

$d_{o.3}$  – вміст вологи в повітрі робочої зони, г/кг;

$d_n$  – вміст вологи в припливному повітрі;

$d_{yx}$  – вміст вологи, що видаляється місцевою вентиляцією.

При надлишках шкідливих речовин необхідна кількість вентиляційного повітря визначається за формулою

$$L = L_{o.3} + \frac{z_1 - L_{o.3} (z_{o.3} - z_n)}{z_{yx} - z_n}, \quad (10.21)$$

$z_1$  – кількість шкідливих речовин, що видаляється з приміщення, мг/год;

$z_{o.3}$  – вміст шкідливих речовин в повітрі робочої зони, мг/м<sup>3</sup>;

$z_n$  – вміст шкідливих речовин в припливному повітрі, мг/м<sup>3</sup>;

$z_{yx}$  – вміст шкідливих речовин, що видаляється системою вентиляції, мг/м<sup>3</sup>.

Розрахунок ведеться за всіма шкідливими викидами в приміщенні і приймається найбільше з отриманих значень, але це значення повинно бути не менше нормального повітрообміну для приміщення такого типу (додаток П).

Організація повітрообміну включає вибір схеми організації, способу подачі і видалення повітря, а також визначення розрахункового повітрообміну з врахуванням нерівномірності розподілення параметрів повітря по приміщенню.

Схему організації повітрообміну (“знизу вверх”, “зверху вниз”, “зверху вверх”, “знизу вниз” або змішану ) вибирають з врахуванням вимог СНиП II-33-75, глав СНиП та СН по проектуванню будівель різного призначення.

Подача припливного повітря в приміщеннях житлових та громадських будівель передбачається, як правило, через отвори повітророзподільників, розташованих вище зони обслуговування. Допускається подача повітря через отвори, що розташовані в зоні обслуговування, якщо повітря направлене знизу вверх і видаляється найкоротшим шляхом з цієї зони, а також в залах громадських будівель – за схемою “знизу вверх”.

Видалення повітря з приміщень житлових і громадських будівель системами загальнообмінної вентиляції рекомендується передбачати, як правило, з верхньої зони. Допускається в глядацьких залах і залах подібного призначення проектувати видалення його з нижньої зони.

За наявності зосереджених джерел тепла та питомих надлишків явного тепла  $Q_{я.пит.} > 23 \text{ Вт/м}^3$  подачу припливного повітря передбачають в робочу або зону, що обслуговується, а видалення його – з верхньої зони.

При видаленні з приміщення пилу, шкідливих і вибухонебезпечних речовин місця розташування припливних і витяжних отворів вибирають з врахуванням вимог СНиП II –33-75.

За необхідності забезпечення нормованих параметрів повітря для всієї обслуговуваної зони (ОЗ) повітророзподільні пристрої (ПР) потрібно розміщувати так, щоб сумарна зона ефективної дії всіх ПР була не менша площі вказаної зони. При цьому, необхідно, щоб відносна площа струмини при надходженні її в ОЗ зверху  $\overline{F_{cmp}} = 0,2 \div 0,5$  для компактних, неповних віялоподібних і плоских і  $\overline{F_{cmp}} = 0,5 \div 1$  – для повних віялоподібних струмин.

Під відносною площею струмини розуміється відношення умовної площі струмини  $F_{стр}$  при вході її в ОЗ до площі підлоги приміщення  $F_{пр}$ , що припадає на одну струмину:

$$\overline{F_{cmp}} = F_{cmp} / F_{пр} \cdot \quad (10.22)$$

Величина  $\overline{F_{cmp}}$  визначається за такими формулами:

для компактної струмини

$$\overline{F_{cmp}} = 4,8 \left( \frac{x}{m \sqrt{F_{пр}}} \right)^2; \quad (10.23)$$

для плоскої струмини

$$\overline{F_{cmp}} = 2,8 \left( \frac{1}{m} \sqrt{\frac{x}{B_{np}}} \right)^2; \quad (10.24)$$

для віялоподібної струмини

$$\overline{F_{cmp}} = 1 - 0,15 \left( 2 - \frac{H_{np} - h_{o.з}}{\sqrt{F_{np}}} \right)^2, \quad (10.25)$$

де

$x$  – відстань від припливного отвору до робочої зони по довжині струмини, м;

$m$  – швидкісний коефіцієнт ПР (див. табл. 10.1);

$F_{np}$  – площа підлоги приміщення, що приходиться на одну струмину, м<sup>2</sup>;

$B_{np}$  – ширина приміщення, на якій одним ПР забезпечується ефективне повітророзподілення, м;

$H_{np}$  – це висота приміщення, м;

$h_{o.з}$  – висота зони, що обслуговується, м.

Кількість повітря, що подається в приміщення, визначається за формулами (10.18), (10.20), (10.21). При цьому вважають, що параметри повітря, що видаляється за межі ОЗ, такі:

$$t_{yx} = t_i + k_t (t_{i.з} - t_i); \quad (10.26)$$

$$z_{yx} = z_n + k_z (z_{o.з} - z_n); \quad (10.27)$$

$$d_{yx} = d_n + k_d (d_{o.з} - d_n), \quad (10.28)$$

де

$t_n$  – температура припливного повітря, °С;

$k_t$  – коефіцієнт повітрообміну за температурою;

$t_{o.з}$  – температура повітря в обслуговуваній зоні, °С;

$z_n$  – концентрація шкідливих речовин в припливному повітрі, мг/м<sup>3</sup>;

$k_z$  – коефіцієнт повітрообміну за забрудненням;

$z_{o.з}$  – гранична допустима концентрація шкідливих речовин в обслуговуваній зоні, мг/м<sup>3</sup>;

$d_n$  – вологовміст припливного повітря, г/кг;

$k_d$  – коефіцієнт повітрообміну за вологою;

$d_{o.з}$  – вологовміст повітря в обслуговуваній зоні, г/кг.

Якщо повітря видаляється тільки з ОЗ, то його кількість визначається за формулами

$$L_1 = \frac{3,6Q_y}{1,2(t_{o.з} - t_n)}, \quad (10.29)$$

$$L_2 = \frac{W \cdot 10^3}{1,2(d_{o.з} - d_n)}, \quad (10.30)$$

$$L_4 = \frac{z}{z_{o.з} - z_n}, \quad (10.31)$$

Формули (10.29) – (10.31) отримані перетворенням формул (10.18), (10.20), (10.21) з врахуванням того, що теплоємність повітря дорівнює 1кДж/(кг·К).

При видаленні повітря тільки з верхньої зони

$$L_1 = \frac{3,6Q_a}{1,2k_1(t_{o.3} - t_n)}, \quad (10.32)$$

$$L_2 = \frac{W \cdot 10^3}{1,2k_d(d_{o.3} - d_n)}, \quad (10.33)$$

$$L_4 = \frac{z}{k_z(z_{o.3} - z_n)}, \quad (10.34)$$

При визначенні величини розрахункового повітрообміну для повітряного опалення розрахунок ведеться також за формулою (10.32). При цьому, якщо повітря видаляється із точок, розташованих вище ОЗ,  $k_t = 0,8$ , а в інших випадках – 0,9. Прийнятий повітрообмін повинен забезпечувати запобігання підйому нагрітого повітря вгору та дотримання температурного і швидкісного режиму в ОЗ. Розрахунковий повітрообмін повинен цілорічно забезпечувати нормовані умови повітряного середовища в ОЗ приміщень. Мінімальна кількість повітря, що подається припливними установками в холодний період року повинна визначатись за розрахунковими умовами перехідного періоду.

Коефіцієнт повітрообміну пов'язаний з параметрами повітря в приміщенні таким чином:

$$k_t = \Delta t_{yx} / \Delta t_{\Pi}, \quad (10.35)$$

$$k_z = \Delta z_{yx} / \Delta z_{\Pi}, \quad (10.36)$$

$$k_d = \Delta d_{yx} / \Delta d_{\Pi}, \quad (10.37)$$

де

$\Delta t_{yx} = |t_{yx} - t_{\Pi}|$  – надлишкова температура повітря, що видоляється з приміщення,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta t_{\Pi} = |t_{\Pi} - t_{o.3}|$  – надлишкова температура припливного повітря,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\Delta z_{yx} = z_{yx} - z_{\Pi}$  – надлишкова концентрація шкідливих речовин в повітрі, що видоляється з приміщення,  $\text{мг}/\text{м}^3$ ;

$\Delta z_{\Pi} = z_{o.3} - z_{\Pi}$  – надлишкова концентрація шкідливих речовин в повітрі ОЗ,  $\text{мг}/\text{м}^3$ ;

$d_{yx} = |d_{yx} - d_{\Pi}|$  – надлишковий вологовміст повітря, що видоляється з приміщення,  $\text{г}/\text{кг}$ ;

$\Delta d_{\Pi} = |d_{o.3} - d_{\Pi}|$  – надлишковий вологовміст повітря ОЗ,  $\text{г}/\text{кг}$ .

Коефіцієнти повітрообміну  $k_t$ ,  $k_d$  повинні прийматися за нормативними документами, експериментальними даними або знаходитись розрахунковим шляхом. Значення коефіцієнтів повітрообміну  $k_t$  та  $k_d$  для приміщень громадських будівель (зали зібрань, кінотеатрів і т.д), в яких циркуляція повітря обумовлена припливними струминами,

тобто при малогабаритних, рівномірно розподілених по площі теплових джерел, наведена в табл. 10.1

Таблиця 10.1 – Значення коефіцієнтів повітрообміну  $k_t$ ,  $k_d$

Спосіб подачі повітря	$q_{o,z}$	Місце видалення повітря загальнообмінної вентиляції	$k_t$	$k_d$
Безпосередньо в ОЗ	1	З верхньої зони	1	1,1
	0,7		1,4	1,5
	0,5		2	1,8
Похилими струминами в напрямку ОЗ з висоти	1	Так само	1	1
	0,7		1,2	1,1
Продовження таблиці 10.1				
до 4 м від підлоги	0,5		1,3	0,95
Те саме з висоти більше 4 м	1	Так само	1	0,9
	0,7		1	0,95
	0,5		1,2	1
Вище ОЗ	1	Поза зоною безпосередньої дії струмини	1,1	1,2
	0,7		1,15	1,1
	0,5		1,2	1,0
Вище ОЗ насталяючими струминами	-	При $h_v / \sqrt{F_{стр}} =$	10	0,8
			20	0,9
			30	0,95
Вище ОЗ ненасталяючими струминами	1	З верхньої зони	0,85	0,8
	0,7		0,95	0,95
	0,5		1	0,85

В таблиці 10.1  $h_v$  відстань між припливними і витяжними отворами по довжині струмини, в м (при декількох витяжних отворах приймається середня відстань);  $F_{стр}$  - умовна площа струмини,  $m^2$ .

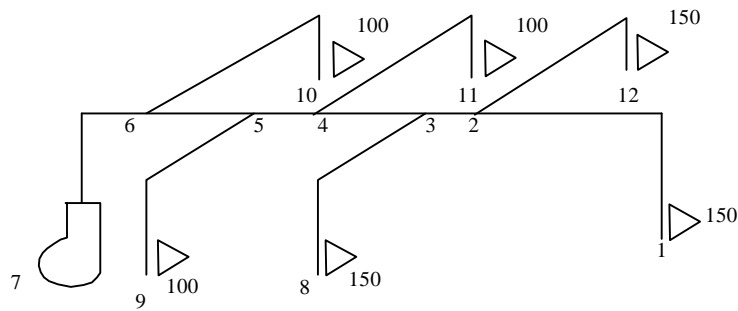
Значення  $k_z$  визначається в залежності від типу шкідливих виділень та їх властивостей.

## 11 КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

### 11.1 Аеродинамічний розрахунок повітропроводів

Розрахунок повітропроводу складається з двох етапів:

- 1) розрахунок ділянок основного (магістрального) напрямку вентиляційної системи, який характеризується найбільшою довжиною та навантаженістю;
- 2) ув'язка відгалужень.



Перший етап проводиться у такій послідовності:

1) розбивають систему на окремі ділянки і визначають витрату повітря по кожній ділянці. Значення витрат повітря та довжини кожної ділянки наносять на аксонометричну схему;

2) визначають площу поперечного перерізу ділянок повітропроводу:

$$F_p = L_p / V, \text{ м}^2; \quad (11.1)$$

$L_p$  – розрахункова витрата повітря на ділянці,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$V$  – рекомендована швидкість руху повітря на ділянках,  $\text{м}/\text{с}$ .

Таблиця 11.1 – Рекомендована швидкість руху повітря

Елементи вентиляційних систем	Рекомендована швидкість руху повітря, $\text{м}/\text{с}$
Жалюзі повітрязабору : для громадських будівель для промислових будівель	2 – 4 6 – 8
Горизонтальний повітропровід: для громадських будівель для промислових будівель	5 – 8 8 – 12
Вертикальний повітропровід: для громадських будівель для промислових будівель	2 – 5 6 – 10
Витяжні та припливні шахти: для громадських будівель для промислових будівель	2 – 6 6 – 8

За отриманими значеннями  $F_p$  підбирають стандартні розміри повітропроводів;

3) визначають фактичну швидкість руху повітря на ділянках

$$V_i = \frac{L_p^i}{F_i}; \quad (11.2)$$

4) визначають втрати тиску на тертя на ділянках

$$P_{TP} = I_{TP} \frac{1}{d} r \frac{V^2}{2}; \quad (11.3)$$

$I_{TP}$  – коефіцієнт опору тертя

$$I_{TP} = 0,11 \left( \frac{68}{Re} + \frac{k}{d} \right)^{0,25} \quad (11.4)$$

$$Re = V d / \nu \quad (11.5)$$

$d$  – діаметр повітропроводу;

$k$  – абсолютна шорсткість повітропроводів:

для сталевих  $k = 1 \cdot 10^{-4}$  м,

для азбоцементних  $k = 1,1 \cdot 10^{-4}$  м,

для шлакоалебастрових  $k = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м,

для цегляних  $k = 5 \cdot 10^{-3}$  м;

$\nu$  – коефіцієнт кінетичної в'язкості повітря, який дорівнює  $1,5 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>/с;

5) визначають втрати тиску на місцевих опорах

$$P_{m.o.} = \sum_{i=1}^n \xi \cdot P_o; \quad (11.6)$$

$\Sigma \xi$  – сума коефіцієнтів місцевих опорів (табл. 4.49 – 4.55[1]);

$P_o$  – динамічний тиск;

б) визначають загальні втрати тиску на ділянках та у вентиляційній системі

$$P_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n (P_{mp.i} + P_{m.o.i}) + \sum_{j=1}^m P_{об.j} \quad (11.17)$$

$P_i$  – втрати тиску на ділянках

$n$  – кількість ділянок;

$P_{об}$  – втрати тиску на обладнанні (фільтр, калорифер, клапан та ін.);

$m$  – кількість обладнання;

7) за значеннями тиску та продуктивності підбирають вентилятор і двигун.

Другий етап:

втрати тиску від точки розгалуження до кінця розгалуження повинні дорівнювати втратам тиску від цієї ж точки до кінця магістрального напрямку.

$$P_{3-8} = P_{2-1} + P_{3-2};$$

$$P_{2-12} = P_{2-1};$$

$$P_{4-11} = P_{2-1} + P_{3-2} + P_{4-3};$$

$$P_{5-9} = P_{2-1} + P_{3-2} + P_{4-3} + P_{5-4};$$

$$P_{6-10} = P_{2-1} + P_{3-2} + P_{4-3} + P_{5-4} + P_{6-5};$$

Підбирають площу поперечного перерізу повітропроводу відгалуження, а за необхідності встановлюють діафрагму ( $\Sigma\xi$  діафрагми приймається з табл. 4.56 [1]).

Нев'язка не повинна перевищувати 15%.

Результати аеродинамічного розрахунку заносять в зведену таблицю.

Таблиця 11.2 – Зведена таблиця для аеродинамічного розрахунку

№ ділянки	Витрата повітря $L, \text{ м}^3/\text{год}$	Довжина ділянки $L, \text{ м}$	Розміри повітропроводів		Швидкість повітря $V, \text{ м/с}$	Втрати на 1 м довжини ділянки $R, \text{ Па/м}^2$
			$d_{\text{екв}}, \text{ мм}$	$F, \text{ м}^2$		
1	2	3	4	5	6	7

#### Продовження зведеної таблиці

Втрати на тертя $R \beta_{\text{ш}} l, \text{ Па}$	Сума коефіцієнтів місцевих опорів $\Sigma\xi$	Динамічний тиск $P_d, \text{ Па}$	Втрати на місцевих опорах $z, \text{ Па}$	Втрати тиску на ділянках $R \beta_{\text{ш}} l + z, \text{ Па}$	Сума втрат тиску $\Sigma(R \beta_{\text{ш}} l + z)$
8	9	10	11	12	13

### 11.2 Підбір та розрахунок очисних пристроїв

В системах повітряного опалення, вентиляції та кондиціонування повітря для очищення від пилу застосовують пристрої, що називаються пиловловлювачами.



Розрізняють пиловловлювачі для очистки атмосферного та рециркуляційного повітря - так звані повітряні фільтри та пиловловлювачі для очистки запылених повітряних викидів - власні пиловловлювачі.

В залежності від сили, яка діє на частинки пилу при відділенні їх від повітряного потоку, пиловловлювачі можна класифікувати за типами:

- гравітаційні - як правило, сухі, ефективно вловлюють великий пил розміром більше 20 мкм. Найбільше розповсюдження серед цього типу пиловловлювачів одержали пилоосаджувальні камери;

- інерційні: сухі та мокрі. До сухих інерційних пиловловлювачів відносять циклони в одиночному та груповому виконанні (ЦН-11; ЦН-15; ЦН-24). Високоєфективні одиночні циклони (ЦВП, ПСВ-ВТИ) батарейні циклони, жалюзійні та інерційні апарати.

Мокрі інерційні пиловловлювачі діляться на мокроплівкові циклони (ЦВП, ПСВ-ВТИ), циклони-промивачі (СИОТ), струминні мокрі апарати типу ПВМ, пустотілі та насадочні газопромивачі, крапельні апарати типу Вентурі (КМП).

- тканинні та волокнисті: сухі та змочені, до яких відносяться сотові (ФяР, ФяВ, ФяУ, ФяЛ, ЛАИК); самоочищувальні (Кд, КдМ, Кт); рулонні (ФРУ, ФРП); рукавні (ФВК, СМЦ-101, ГТ-БФМ) та сітчасті фільтри;

- електричні: сухі та мокрі.

Повітряні фільтри бувають тканинного, волокнистого та електричного типу. Роботу пиловловлювача характеризують такі показники:

- коефіцієнт очищення  $\eta$ ;
- продуктивність пиловиділення по газу (повітря)  $L$ , м<sup>3</sup>/год чи м<sup>3</sup>/с;
- гідравлічний опір пиловловлювача  $\Delta P$ , Па, який визначається різницею тисків на вході в апарат і на виході із нього;

- швидкість фільтрації чи навантаження по газу  $V_{\phi}$ , м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>хв чи м<sup>3</sup>/м<sup>2</sup>год, тобто відношення об'ємної витрати газу (повітря), що проходить через фільтр до площі фільтрувальної поверхні. Пилоємність фільтра - кількість пилу, г чи кг, який накопичується у фільтрі між двома черговими регенераціями фільтруючого матеріалу, які проводяться при збільшенні опору фільтра в 2 - 3 рази;

- вартість очистки повітря віднесена до 1000 м<sup>3</sup>/год, включає в себе як капітальні витрати на установку пиловідділювачів, так і вартість його експлуатації.

Коефіцієнт очищення  $\eta$ , тобто відношення кількості вловленого пилу  $\Delta M$  до кількості пилу, що надходить в пиловідділювач  $M_1$

$$\eta = \Delta M / M_1 = (M_1 - M_2) / M_1 = 1 - M_2 / M_1 = \Delta M / (M_2 + \Delta M) \quad (11.8)$$

$M_2$  - маса пилу, що виходить з пиловідділювача.

Якщо об'єм повітря, що входять в пиловідділювач  $L_1$  і виходить з нього  $L_2$  рівні, то коефіцієнт очищення можна виразити через концентрацію пилу на вході в апарат  $C_1$  г/м<sup>3</sup> і на виході з нього  $C_2$  г/м<sup>3</sup>

$$\eta = (L_1 C_1 - L_2 C_2) / L_1 C_1 = (C_1 - C_2) / C_1 = 1 - C_2 / C_1 \quad (11.9)$$

Замість коефіцієнта очищення можна користуватись коефіцієнтом проскоку  $K_{пр}$ , рівним

$$K_{пр} = 1 - \eta = M_2 / M_1 \quad (11.10)$$

Промисловий пил характеризується великою дисперсністю. Ефективність очистки для частинок пилу різних розмірів не однакова, тому вводять поняття фракційного коефіцієнта очищення. Під фракційним коефіцієнтом очищення  $\eta$  розуміють масову частку даної фракції пилу, що осідає в пиловідділювачі. Якщо відомий фракційний склад пилу  $\Phi_1, \Phi_2 \dots \Phi_n$  і фракційні коефіцієнти очищення  $\eta_1, \eta_2 \dots \eta_n$  пиловловлюючого апарата, то загальний коефіцієнт очищення визначається з виразу

$$\eta = \eta_1 \Phi_1 / 100 + \eta_2 \Phi_2 / 100 + \dots + \eta_n \Phi_n / 100; \quad (11.11)$$

Складаючи послідовно декілька пиловловлювачів, наприклад три, їх коефіцієнт проскоку можна визначити з формули

$$M_2 / M_1 = 1 - \eta_1; M_3 / M_2 = 1 - \eta_2; M_4 / M_3 = 1 - \eta_3; \quad (11.12)$$

Можна визначити загальний коефіцієнт очищення трьох послідовно з'єднаних апаратів

$$\eta = 1 - (1 - \eta_1) \cdot (1 - \eta_2) \cdot (1 - \eta_3); \quad (11.13)$$

Концентрацію пилу після очисного апарата можна одержати, якщо відомі коефіцієнт проскоку, початкова запиленість та витрати повітря

$$C_2 = K_{пр} \cdot C_1 \cdot (L_1 / L_2); \quad (11.14)$$

Для розрахунку пиловловлювача необхідно мати такі дані:

- фізико-хімічні властивості пилу (хімічний склад, густину, змочуваність, біологічну активність, вибухонебезпечність, електропровідність, дисперсність та фракційний склад пилу);
- витрати повітря, що очищується;
- концентрація пилу в очищеному повітрі;
- мінімальний ступінь очищення;
- мінімально-наявний тиск перед пиловловлювачем.

Проектування пиловловлювачів складається головним чином з розрахунку загального коефіцієнта очищення і гідравлічного опору, вибору вентиляційного обладнання, компоновання всієї системи в цілому, визначення вартості очищення.

Повітряні фільтри в системах вентиляції повітряного опалення і кондиціонування повітря забезпечують:

- 1) зменшення концентрації пилу в приміщенні, якщо склад пилу в зовнішньому повітрі перевищує граничнодопустимі значення;

2) захист вентиляційного обладнання (калориферів, поверхневих повітроохолоджувачів і т.д.) від забруднення через яке знижуються його теплотехнічні та аеродинамічні показники;

3) підтримку у виробничих приміщеннях заданої чистоти повітря - технологічне кондиціонування повітря.

Повітряні фільтри прийнято класифікувати за їх ефективністю (табл.11.3)

Таблиця 11.3 – Класифікація повітряних фільтрів

Клас фільтрів	Пилові частинки, що ефективно вловлюються	Нижня границя ефективності
1	Частинки всіх розмірів	99
2	Частинки розміром більше 1 мкм	85
3	Частинки розміром 10-15 мкм	60

Підбір повітряного фільтра ведеться в такому порядку:

- виходячи із поставлених задач вибирають клас фільтра, враховуючи конструктивні особливості припливної вентиляційної установки, вибирають тип фільтра, приймають повітряне навантаження і визначають типорозмір фільтра чи площу поверхні фільтрування і його початковий гідравлічний опір;

- за початковим пиловмістом і ефективністю фільтра обчислюють кількість вловленого пилу;

- визначають період роботи фільтра між зміною матеріалу для фільтрування, його регенерацію чи заміну масла в самоочисних фільтрах;

- розраховують вартість очистки.

### 11.3 Підбір вентиляційних пристроїв та вентилятора

Вибір вентиляторів виконують за їх характеристиками, наведеними в довідниках. Продуктивність вентилятора м<sup>3</sup>/год (відкладена по осі абсцис) приймають по розрахунковій витраті повітря для системи:

$$L_{\text{вент}} = k_{\text{підс}} Z_{\text{сист}}; \quad (11.15)$$

$k_{\text{підс}}$  – коефіцієнт, який враховує підсос та витікання повітря із системи: для металевих, пластмасових і азбоцементних повітропроводів

при  $l_{\text{маг}} \leq 50$  м,  $k_{\text{підс}} = 1,1$ ; при  $l_{\text{маг}} = 50$  м,  $k_{\text{підс}} = 1,15$ ;

для повітропроводів із інших матеріалів при  $l_{\text{маг}} = 50$  м,  $k_{\text{підс}} = 1,15$ .

Довжину повітропроводу визначають по довжині магістральних ділянок, прокладених в приміщеннях, які не обслуговуються.

Тиск, який утворює вентилятор дорівнює

$$P_{\text{вент}} = 1.1 \Delta P_{\text{п}}; \quad (11.16)$$

1,1 – коефіцієнт, що враховує 10% запас тиску на невраховані втрати,

$\Delta P_{\text{п}}$  – загальні втрати тиску (повного) в системі (втрати в мережі і вентиляційному обладнанні).

Робочий режим вентиляторів рекомендують вибирати так, щоб коефіцієнт корисної дії відрізнявся не більше ніж на 10% від максимального.

Потужність, що споживається на валу електродвигуна, визначається за формулою

$$N_{\text{з}} = L_{\text{вент}} P_{\text{вент.ф.}} / 3600 \eta_{\text{в}} \eta_{\text{п}}; \quad (11.17)$$

$P_{\text{вент.ф.}}$  – фактичний тиск, розвинутий вентилятором (по характеристиці вибраного вентилятора);

$\eta_{\text{в}}$  і  $\eta_{\text{п}}$  – ККД відповідно вентилятора і передачі. ККД передачі дорівнює 1 – при безпосередньому приєднанні колеса вентилятора до осі електродвигуна і 0,95 – при клинопасовій передачі.

Установочна потужність електродвигуна з врахуванням необхідного запасу розраховується за формулою:

$$N_{\text{уст}} = k N_{\text{з}}; \quad (11.18)$$

$k$  – коефіцієнт запасу, що береться з довідника [6].

Результати підбору вентиляційного обладнання заносять в зведену таблицю (табл. 11.4).

Таблиця 11.4 – Зведена таблиця основного вентиляційного обладнання будівлі

№ та індекс вентиляційних приладів	Вентилятори							Електродвигуни	
	Тип та виконання	Серія	Номер	Діаметр шківів, мм	Продуктивність, м <sup>3</sup> /с	Створюваний тиск, Па	Число обертів, об/хв	Тип та виконання, кВт	Потужність,
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Продовження таблиці

Електро-двигуни	Калорифер	Фільтри	При-мітка
-----------------	-----------	---------	-----------

Діаметр шківів, мм	Число обертів	Тип та виконання	Кількість	Спосіб приєднання по повітрю	Спосіб приєднання по воді	Тип чи конструкція	Кількість	Розрахунковий перепад тиску	
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20

## 12 ВИМОГИ ДО ОФОРМЛЕННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Приклад змісту розрахунково-пояснювальної записки до курсового проекту по вентиляції наведений нижче. До нього повинні ввійти:

1. Вихідні дані для проектування (опис об'єкта, розрахунок кліматичних і внутрішніх умов, коротка характеристика шкідливих виділень).
2. Визначення витрат шкідливих виділень.
3. Вибір і обумовлення схеми подачі і видалення повітря в приміщеннях.
4. Визначення потрібного і розрахункового повітрообміну в двох – трьох приміщеннях (узгоджується з консультантом проекту).
5. Визначення повітрообміну в приміщеннях за нормами кратності.
6. Вибір і обумовлення кількості і місця розміщення припливних та витяжних установок і систем.
7. Аеродинамічний розрахунок вентиляційних систем.
8. Розрахунок і підбір основного обладнання припливних і витяжних установок.
9. Зведена таблиця вентиляційного обладнання.

Якщо завдання передбачає проектування кондиціонування повітря в одному або декількох приміщеннях будинку, то додатково вводяться такі розділи:

10. Вибір і обґрунтування схеми обробки повітря, що подається в приміщення, із зазначенням способу утилізації тепла.
11. Розрахунок і підбір типових секцій кондиціонера.
12. Підбір холодильного обладнання.

Приклад змісту розрахунково-пояснювальної записки до дипломного проекту з вентиляції громадської, допоміжної або виробничої споруди наведений нижче. Вона повинна містити:

Вступ

Розділ 1. Вихідні дані для проектування

1. Район будівництва; розрахункові параметри зовнішнього клімату.
2. Призначення і характеристика об'єкта (кількість поверхів; особливості об'ємно-планувального вирішення; будівельні конструкції).
3. Потрібні внутрішні умови в окремих приміщеннях, вибір розрахункових параметрів повітря в приміщеннях.
4. Опис джерела тепlopостачання, параметри теплоносія.
5. Обґрунтування вибору параметрів теплоносія для опалення та вентиляції.
6. Характеристика об'єкта за вибухо- та пожежонебезпекою.

#### Розділ 2. Коротка характеристика експлуатаційного режиму об'єкта

1. Характеристика встановленого обладнання.
2. Кількість і тривалість робочих змін.

#### Розділ 3. Санітарно-гігієнічна характеристика умов праці і перебування людей в приміщеннях об'єкта, що проектується.

1. Шкідливі виділення в приміщеннях об'єкта.
2. Санітарногігієнічна оцінка шкідливих виділень.

#### Розділ 4. Теплотехнічний розрахунок

1. Визначення потрібного та фактичного опорів теплопередачі зовнішніх огорожень об'єкта.
2. Розрахунок тепловтрат приміщеннями в холодний період року.
3. Розрахунок теплонадходжень приміщення від сонячного випромінювання.
4. Визначення питомої теплової характеристики споруди.

#### Розділ 5. Складання балансів тепла, вологи та повітря для окремих приміщень і розрахунок повітрообміну в усіх приміщеннях об'єкта.

1. Розрахунок кількості тепла, вологи та газів, що виділяються в окремих приміщеннях.
2. Баланси тепла, вологи та газів в окремих приміщеннях.
3. Розрахунок потрібних повітрообмінів в окремих приміщеннях (при вентиляції для трьох періодів, при кондиціонуванні – для двох); вибір розрахункової величини повітрообміну в окремих приміщеннях.
4. Визначення повітрообмінів за укрупненими показниками для решти приміщень об'єкта.

Розділ 6. Обґрунтування прийнятих конструктивних рішень вентиляції та кондиціонування повітря і розрахунок систем

1. Техніко-економічне обґрунтування прийнятих конструктивних вирішень вентиляції та кондиціонування повітря (вибір схем подачі повітря в приміщення або видалення його, вибір кількості систем, трасування повітропроводів, обґрунтування способу та схеми утилізації тепла).
2. Підбір і розрахунок елементів вентиляційних систем, секцій кондиціонерів, пристроїв утилізації тепла.
3. Аеродинамічний розрахунок окремих систем вентиляції і кондиціонування повітря; підбір вентиляторів і електродвигунів.
4. Аналіз повітряного режиму споруди і розробка рекомендацій з керування потоками повітря в споруді (проекування повітряних і повітряно-теплових завіс, боротьба з перетіканням та інфільтрацією).
5. Рекомендації з пуску, регулювання та експлуатації запропонованих систем вентиляції та кондиціонування повітря в споруді.

Розділ 7. Тепло-, холодо- та газопостачання об'єкта

В курсовому проекті студент виконує такі графічні роботи:

1. Показує на планах поверхів, підвалу та горища та на розрізах будівлі припливні та витяжні повітроводи, канали та шахти (масштаб 1:100);
2. Креслить аксонометричні схеми повітроводів, розрахованих системи вентиляції та кондиціонування (масштаб 1:100);
3. Розробляє компоувальне креслення камери, в якій розміщені припливна установка, кондиціонер, шумоглушники і холодильна установка із специфікацією обладнання (масштаб 1:50 або 1:20);
4. Розробляє компоувальне креслення витяжної камери (масштаб 1:20);
5. Дає детальну конструктивну розробку окремих вузлів вентиляційних систем або камер (за вказівкою консультанта, масштаб 1:10, 1:5 або 1:2).

Правила оформлення окремих листів знаходиться в Тимчасовій інструкції СН 460-74. Наведемо деякі із них:

1. Плани і перерізи систем опалення та вентиляції наносяться на будівельні плани та перерізи, на яких показують віконні, дверні та технологічні прорізи, тамбури, перестінки, а також розбивальні осі. На цих же кресленнях показують технологічне обладнання (в першу чергу з

місцевими відсмоктуваннями). Будівельна і технологічні частини проекту кресляться тонкими лініями.

2. При багатоярусному розміщенні повітроводів та інших елементів систем опалення та вентиляції викреслюють додаткові плани приміщення з вказівкою їх розміщення по висоті на перерізах з обов'язковим нанесенням розбивальних осей.

3. Місця перерізів по будівлі вибирають так, щоб вони давали найбільш повне уявлення про прийняте об'ємно-планувальне вирішення систем. На перерізах показують розміщення трубопроводів, повітроводів, шахт, дефлекторів, повітророзподілювачів з прив'язкою відмітки осі (круглі повітроводи), низу (прямокутні), верху шахт та інше.

4. Повітропроводи, трубопроводи, опалювально-вентиляційне обладнання на планах та перерізах виконують жирними лініями.

5. На планах штрихпунктирними лініями показують розміщення шахт, аераційних ліхтарів, дефлекторів, дахових вентиляторів та інших елементів систем, що розміщені на покритті. Осі опалювально-вентиляційного обладнання та вісі повітроводів прив'язують до розбивальних осей будівлі.

6. На планах наносять назви приміщень, номери позицій технологічного обладнання, марки та порядкові номери опалювально-вентиляційних установок (наприклад, П1, П2, ..., ВЕ1, ВЕ2, ...), номери стояків систем опалення (Ст1, Ст2).

7. Схеми систем вентиляції кресляться в косокутній аксонометричній проекції в тому масштабі, що і на планах. Кут повороту координат -  $45^0$ . На схемах показують діаметри, та розміри сторін всіх ділянок повітроводів та витрати повітря, що проходить по ділянці (на схемах, які наведені в пояснювальній записці проставляють номери і довжини розрахункових ділянок).

Таблиця 12.1 - Марки установок

Системи вентиляції та вентиляційних установок	Марка
1. З механічним збудженням: припливні системи (установки) і душуючі агрегати витяжні системи (установки) повітряні завіси агрегати опалення	П В У А
2. З природним збудженням: припливні витяжні	ПЕ ВЕ

8. На схемах вентиляційних систем показують вентиляційне обладнання, повітроприймальники місцевих відсосів (з контуром обслуговуючого обладнання), повітророзподілювачів. Вказують відмітки рівня осі круглих та низу прямокутних повітроводів, розміщення лючків



для вимірювання параметрів повітря (ЛП) та лючків для очищення повітропроводів (ЛВ), пристрої регулювання та інші елементи систем.

9. Плани та перерізи вентиляційних камер виконують аналогічно планам поверхів та перерізам будівлі. Елементи вентиляційних установок показують товстими лініями. Повітропроводи на планах установок показують штрихпунктирними лініями, на перерізах – суцільними лініями. Трубопроводи обв'язки калорифера, повітроохолоджувача, зрошувальної камери показують однією лінією для діаметра трубопроводу до 100 мм та двома лініями для великих діаметрів.

На планах і перерізах вентиляційних камер обов'язково показують будівельні конструкції (тонкими лініями).

Для визначення місця розміщення камери на плані та перерізах наносять розбивочні осі будівлі та вказують відстань між ними, основні розміри, відмітки і прив'язки установок до конструкції будівель.

Елементи опалювально-вентиляційних установок позначають марками, що складаються з позначень установок та порядкового номеру елемента. Наприклад, для припливних установок П1 номери елементів записують П1.1, П1.2, П1.3 і т.д.

Кожне компоновальне креслення супроводжується специфікацією (розміщується в додатку пояснювальної записки). У специфікацію включають відомості про марку елемента, посилання на позначення документів на елемент установки, найменування елемента, кількість елементів в даній установці, масу одного елемента в кг.

Додаток А

Теплотехнічні показники будівельних матеріалів та конструкцій

Матеріал	Хар-ка матеріалу в сухому стані			Розрахункові коефіцієнти						
	Щільність $\gamma$ , кг/м <sup>3</sup>	Питома теплоємність $C_s$ , кДж/кгК	Коеф. теплопровідно сті $\lambda_s$ , Вт/мК	Вологість матеріалу $\omega$ , %		Теплопровід ності $\lambda$ , Вт/(м К)		Теплоза- своєння (при періоді 24 год.) $S$ , Вт/(м <sup>2</sup> К)		Паропровідності $\mu$ ,
				А	Б	А	Б	А	Б	А і Б
Залізобетон	2500	0,84	1,69	2	3	1,92	2,03	17,86	18,7	0,003
Цегла	1800	0,88	0,56	1	2	0,7	0,81	9,14	10,09	0,011
Плити з скляного волокна	50	0,84	0,056	2	5	0,06	0,06	0,44	0,49	0,06
Пінополісте- рол	150	1,34	0,05	1	5	0,05	0,06	0,88	0,99	0,005
Гравій керамзитовий	800	0,84	0,17	2	3	0,21	0,23	3,34	3,59	0,021
	600	0,84	0,14	2	3	0,17	0,2	2,64	2,87	0,023
	400	0,84	0,12	2	3	0,13	0,14	1,85	1,96	0,024
	300	0,84	0,108	2	3	0,12	0,13	1,52	1,63	0,025
	200	0,84	0,099	2	3	0,11	0,12	1,19	1,28	0,026
Листи асбес- тоцементні	1800	0,84	0,35	2	3	0,47	0,52	7,47	8,09	0,002
	1600	0,84	0,23	2	3	0,35	0,41	6,09	6,73	0,002
Асфальтобетон	2100	1,67	1,05	0	0	1,05	1,05	16,31	16,31	0,001
Рубероїд	600	1,67	0,17	0	0	0,17	0,17	3,56	3,56	-
Скло віконне	2500	0,87	0,76	0	0	0,76	0,76	10,69	10,69	0

Додаток Б

Класифікація вологості режиму приміщень

Відносна вологість внутрішнього повітря, %			Режим вологості приміщень
До 12	Від 12 до 24	Більша 24	
До 60	До 50	До 40	Сухий
Від 60 до 75	Від 50 до 60	Від 40 до 50	Нормальний
Більша 75	Від 60 до 75	Від 50 до 60	Вологий
-	Більша 75	Більша 60	Мокрий

Додаток В

Основні кліматичні характеристики деяких населених пунктів

Населений пункт	Географічна широта, ° ш.	Зона вологості	Розрахункові параметри зовнішнього повітря (літо/зима)			Середня температура, °С		Максимальна амплітуда добових коливань температури в липні, °С
			Температура, °С	Ентальпія Дж/кг	Розрахункова швидкість повітря, м/с	найбільш холодних доби	За липень	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1. Вінниця	48	Н	23/-10	53,6/-6,7	2,8/3,6	-26	18,7	22,3
2. Воркута	68	Н	15,2/-26	35,6/-26	4,3/10,1	-45	11,7	18,7
3. Горький	56	Н	21,2/-16	51,1/-14	1/5,1	-33	18,1	17,5
4. Дніпропетровськ	48	С	26,5/-9	54/-5,4	1/5,5	-26	22,3	19,2
5. Запоріжжя	48	С	27,1/-9	55,7/-5,4	3,5/5,4	-25	22,7	-
6. Іркутськ	52	С	22,7/-25	50,2/-24	1/2,8	-40	17,6	25,2
7. Караганда	48	С	25,1/-20	46,5/-19	1/1,7	-35	20,3	21
8. Київ	52	Н	23,7/-10	53,6/-6,7	1/4,3	-26	19,8	18,4
9. Кіровоград	48	С	25,8/-9	52,2/-5,4	1	-25	20,2	22
10. Краснодар	44	С	28,6/-5	59,4/0	2,7/3,6	-23	23,2	22,5

11. Курськ	52	Н	22,9/-14	51,1/-12	3,5/5,3	-29	19,3	18,2
12. Пітербург	60	В	20,6/-11	48,1/-8	1/4,2	-28	17,8	16,5
13. Львів	48	Н	22,1/-7	53,2/-2,5	1/6,4	-23	18,8	19,3
14. Мінськ	52	Н	21,2/-10	49,8/-6,7	3,8/5,4	-30	17,8	21
15. Москва	56	Н	22,3/-14	49,4/-12	3,4/4,9	-32	19,3	18,5
16. Миколаїв	48	С	27,9/-7	58,2/-2,9	3,2/5,4	-22	23	-
17. Одеса	48	С	25/-6	59/-1,2	3,9/8,5	-22	22,5	14,7
18. Орел	52	Н	23,1/-13	49,8/-11	3,8/6,5	-30	18,8	19,7
19. Пенза	52	С	23,8/-17	-15,5/50	1/5,6	-33	19,8	18,4
20. Полтава	48	С	24,5/-11	53,6/-8	4,4/6,2	-27	20,6	17,8
21. Рига	56	Н	20,3/-9	47,3/-5,4	1/-4,5	-25	17,1	19,3
22. Рівне	52	Н	22,6/-9	51,5/-5,4	1/7,5	-25	18,5	-
23. Севастопіль	44	С	25/0	60,7/7,1	2,3/6,4	-14	22,4	15,5
24. Сімферопіль	44	С	26,1/-4	59,4/1,2	2,8/6	-20	21,8	21,8
25. Сочі	44	В	29,9/2	66,1/9,6	1,8/6,5	-5	22,5	14,6
26. Тернопіль	48	Н	22,1/-9	52,7/-5	1/5,1	-25	18,4	-
27. Ужгород	48	Н	24,2/-6	54,4/-1,2	1/3,6	-22	20,5	22,5
28. Харків	52	С	25,1/-11	52,7/-8	1/5	-28	20,8	22
29. Херсон	48	С	29/-7	57,8/-2,9	1/6,2	-22	23	19,8
30. Чернігів	52	Н	23,2/-10	51,5/-6,7	3,5/4,2	-27	19,4	18,2
31. Ялта	56	Н	21,6/-16	49,8/-14	3,7/4,4	-35	25,2	-

Додаток Г

Значення термічного опору  $R_n$  для зимових умов

Огороджувальні конструкції	$R_n, \text{ м}^2 \text{ К/Вт}$
Зовнішні стіни, покриття, перекриття над проїздами	0,043
Перекриття над холодними підвалами, які сполучені з зовнішнім повітрям; перекриття над холодними з огороджувальними стінами підпіллями і холодними поверхами	0,057
Перекриття дахове і над неопалюваними підвалами з світловими прорізами в стінах	0,086
Перекриття над неопалюваними підвалами без світлових прорізів в стінах, які розташовані вище рівня землі, і над неопалювальними технічними підвалами, які розташовані нижче рівня землі	0,172

Додаток Д

Термічний опір замкнутих повітряних прошарків  $R_{в.п.}$

Товщина повітряного прошарку, м	Значення $R_{в.п.}$ , повітряного прошарку			
	горизонтального для потоку тепла знизу вверх та вертикального		горизонтального для потоку тепла зверху вниз	
	при температурі повітря в прошарку			
	плюсовій	мінусовій	плюсовій	мінусовій
0,01	0,13	0,15	0,14	0,15
0,02	0,14	0,15	0,15	0,19
0,03	0,14	0,16	0,16	0,21
0,05	0,14	0,17	0,17	0,22
0,1	0,15	0,18	0,18	0,23
0,15	0,15	0,18	0,19	0,24
0,2-0,3	0,15	0,19	0,19	0,24

## Додаток Е

Опір теплопередачі заповнень світлових прорізів  $R_o$ 

Заповнення світлового прорізу	$R_o, \text{ м}^2 \text{ К/Вт}$
1	2
Одинарне скло в дерев'яних переплетеннях	0,17
Те ж, в металевих	0,15
Подвійне заскління в дерев'яних спарованих переплетеннях	0,34
Те ж, в металевих	0,31
Подвійне заскління в дерев'яних розділених рамах	0,38
Те ж, в металевих	0,34
Подвійне заскління вітрин в металевих розділених рамах	0,31
Потрійне заскління в дерев'яних рамах (спарованих і одинарних)	0,52
Те ж, в металевих	0,48
Блоки скляні пустотілі розмірами 194 x 194 x 98 мм при ширині швів 6 мм	0,31
Те ж, розмірами 244 x 244 x 98 мм при ширині 6 мм	0,33
Профільне скло швелерного перерізу	0,16
Те ж, коробчастого	0,34
Органічне скло одинарне	0,19
Те ж, подвійне	0,36
<b>Те ж, потрійне</b>	0,52
Двошарові склопакети в дерев'яних рамах	0,34
Те ж, в металевих	0,31
Двошарові склопакети і одинарне заскління в розділених дерев'яних рамах	0,52



Те ж, в металевих	0,48
-------------------	------

Додаток Ж

Коефіцієнти теплопропускання  $\beta_{с.з.}$  сонцезахисних пристроїв

Сонцезахисні пристрої	$\beta_{с.з.}$
Зовнішні	
Штора з світлої тканини	0,15
Те ж, з темної	0,2
Ставня-жалюзі з дерев'яними пластинами	0,1/0,15
Штора-жалюзі з металевими пластинами	0,15/0,2
Міжскляні (непровітрювані)	
Штора-жалюзі з металевими пластинами	0,3/0,35
Штора з світлої тканини	0,25
Те ж, з темної	0,4
Зовнішні	
Штора-жалюзі з металевими пластинами	0,6/0,7
Штора з світлої тканини	0,4
Те ж, з темної	0,8

Додаток К

Значення коефіцієнта  $\eta$

Схема теплопровідних включень по рис.1.1[1]	Значення $\eta$ при $a/\delta$								
	0,02	0,06	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1	1,5
1	0,12	0,24	0,38	0,55	0,74	0,83	0,87	0,9	0,95
2	0,07	0,15	0,26	0,42	0,62	0,73	0,81	0,85	0,94
3	0,25	0,5	0,96	1,26	1,27	1,21	1,16	1,1	1
4	0,04	0,1	0,17	0,32	0,5	0,62	0,71	0,77	0,89

Додаток Л

Значення коефіцієнта поглинання сонячної радіації матеріалом зовнішньої поверхні огорожувальної конструкції  $\rho$

Матеріал зовнішньої поверхні	$\rho$
Алюміній	0,5
Асбестоцементні листи	0,65
Асфальтобетон	0,9
Бетони	0,7
Дерево непофарбоване	0,6
Захисний шар рулонної покрівля з світлого гравію	0,65
Цегла глиняна червона	0,7
Цегла силікатна	0,6
Облицювання природним білим каменем	0,45
Фарба силікатна темно-сіра	0,7
Фарба вапняна біла	0,3
Плитка облицювальна: керамічна	0,8
біла або палева	0,45
скляна синя	0,6
Руберойд з пісчаною присипкою	0,9
Сталь листовая, пофарбована: білою	0,45
темно-червоною	0,8
зеленою	0,6
Сталь покрівельна оцинкована	0,65
Штукатурка вапняна темно-сіра або теракотова	0,7
Штукатурка цементна: світло-блакитна	0,3
темно-зелена	0,6

кремова	0,4
---------	-----

Додаток М

Максимальні і середні значення сумарної сонячної радіації, Вт/м<sup>2</sup>

Географічна широта, ° с.ш.	Вертикальна поверхня		Горизонтальна поверхня	
	I <sub>макс</sub>	I <sub>ср</sub>	I <sub>макс</sub>	I <sub>ср</sub>
1	2	3	4	5
38	722	163	942	338
40	740	169	928	333
42	748	174	914	334
44	756	179	893	330
46	752	181	879	329
48	764	185	865	328
50	776	187	858	328
52	782	193	851	329
54	789	200	837	329
56	786	202	816	327
58	785	205	795	324
60	780	207	768	320
62	778	209	740	314
64	798	215	719	319
66	806	228	705	326
68	812	233	698	331

Додаток Н

Значення коефіцієнта  $k_1$

Заповнення світлового прорізу	Незабруднена атмосфера. Для світлових прорізів, які опромінюються в розрахунковий час сонцем або які знаходяться в тіні	Забруднена атмосфера промислових районів при розташуванні об'єкта будівництва на широті, ° с.ш.			
		36-40	44-68	36-40	44-68
		для стінових прорізів, які опромінюються в розрахунковий час сонцем		для світлових прорізів, які в розрахунковий час знаходяться в тіні	
Заскління одинарне без рами, заповнення склоблоками	1	0,7	0,75	1,6	1,75
Заскління подвійне без рами	0,9	0,63	0,68	1,45	1,58
Заскління в металевих рамах: одинарне	0,8	0,56	0,6	1,28	1,4
подвійне	0,72	0,51	0,54	1,15	1,26
Заскління в дерев'яних рамах:					

одинарне	0,65	0,46	0,48	1,04	1,14
подвійне	0,6	0,42	0,45	0,96	1,05

Значення коефіцієнта  $k_2$

Вміст в повітряному середовищі приміщення частинок пилу, диму, мг/м <sup>3</sup>	Ступінь забруднення заскління	Значення $k_2$	
		для $80^\circ < \gamma \leq 90^\circ$	для $0^\circ \leq \gamma \leq 80^\circ$
10 і більше	значне	0,85	0,75
Від 5 до 10	помірне	0,9	0,80
Не більше 5	незначне	0,95	0,85
	чисте скло	1	0,95

Додаток О

Рівень загального освітлення приміщень

Приміщення	Освітленість робочих поверхонь, лк
Ливарні цехи	150
Малярні, складальні цехи	200
Приміщення гаражів	150
Приміщення інженерних мереж	75
Громадські будівлі та допоміжні приміщення підприємств	300
Проектні зали, конструкторські бюро	500

Додаток П

Питомі тепловиділення від люмінесцентних ламп

Тип світильника	Розподілення потоку світла, %		Середні питомі виділення тепла, Вт/м <sup>2</sup> лк, для приміщень площею, м <sup>2</sup>					
			> 200		50 – 200		< 50	
	вверх	вниз	при висоті приміщення, м					
			4,2	4,2	3,6	3,6	3,6	3,6
Прямого світла	5	95	0,067	0,56	0,074	0,058	0,102	0,77
Переважно прямого світла	25	75	0,082	0,071	0,087	0,073	0,122	0,19
Відбиття світла	95	5	0,145	0,108	0,154	0,264	0,264	0,161



Додаток Р

Мінімальна кількість повітря, яке подається в приміщення системами вентиляції та кондиціонування

Приміщення або окремі ділянки чи зони приміщення	Об'єм приміщення (ділянки, зони), який припадає на 1 чол., м <sup>3</sup>	Кількість зовнішнього повітря на 1 чол., м <sup>3</sup> /год, і кратність повітрообміну		Додаткові вимоги
		при можливості природного провітрювання приміщення	при неможливості природного провітрювання приміщення	
Промислові	Менш 20 20 і більше будь-який	30 20 -	- - 60, але не менш однократного обміну в приміщенні за годину	- - Для систем, які подають тільки зовнішнє повітря, і для систем, які працюють з рециркуляцією, якщо остання забезпечує повітрообмін кратністю 10 і більше за годину
Громадські і інші	-	за вимогами відповідних глав СНиП	60	Для глядацьких залів театрів, кінотеатрів, палаців культури і інших

				приміщень, в яких люди знаходяться до 3 год, кількість зовнішнього повітря слід приймати $20\text{м}^3/\text{год}$ на 1 чол.
--	--	--	--	--

### Додаток С

Значення коефіцієнта повітрообміну  $k_t$ .

Спосіб подачі повітря	$q_{0,3}$	Місце видалення повітря загальнообмінною вентиляцією	$k_t$
1	2	3	4
Безпосередньо в РЗ	1 0,7 0,5	З верхньої зони	1 1,4 2
Нахиленими струминами направленими в РЗ з висоти до 4 м від підлоги	1 0,7 0,5	Те ж	1 1,2 1,3
Те ж, з висоти більше 4 м	1 0,7 0,5	Те ж	1 1 1,2
Вище РЗ	1 0,7 0,5	Поза зоною безпосередньої дії струмини	1,1 1,15 1,2
Вище РЗ	1 0,5	В зоні безпосередньої дії струмини	0,9 0,85
Вище РЗ струминами що настиляються	1 0,7	З верхньої зони	0,85 0,95

	0,5		1
--	-----	--	---

Додаток Т

Кількість тепла, Вт, і вологи, г/год, які надходять від дорослих людей

Фізичне навантаження	Вид тепла та волого виділення	Температура повітря в приміщенні, °С					
		10	15	20	25	30	35
Спокій	Тепло:						
	явне	140	116	87	58	41	12
	приховане	23	29	29	35	52	81
	повне	163	145	116	93	93	93
	Волога	30	40	40	50	75	115
Легка робота	Тепло:						
	явне	163	134	105	70	41	6
	приховане	52	76	99	128	157	192
	повне	215	210	204	198	198	198
	Волога	70	110	140	185	230	280
Робота середньої важкості	Тепло:						
	явне	163	134	105	70	41	6
	приховане	52	76	99	128	157	192
	повне	215	210	204	198	198	198

	Волога	70	110	140	185	230	280
Тяжка робота	Тепло:						
	явне	198	163	128	93	53	12
	приховане	93	128	163	198	238	279
	повне	291	291	291	291	291	291
	Волога	135	185	240	295	355	415

Додаток У

Тепловіддача 1 м вертикальної труби

Різниця температур труби та навколишнього середовища, °С	Значення Q, Вт, при зовнішньому діаметрі труби, мм									
	21,3	26,8	33,5	42,3	48,0	60,0	75,5	88,5	101,3	114,0
50	41,9	63,8	81,2	91,6	113,7	142,7	168,2	198,4	243,6	301,6
60	63,8	81,2	102,1	116	142,7	179,8	208,8	250,6	313,2	394,4
70	78,9	97,4	123	139,2	172,8	219,2	255,2	313,2	390,9	522
80	92,8	116	139,2	164,7	193,7	255,2	307,4	368,9	475,6	638
90	104,4	133,4	168,2	191,4	234,3	301,6	365,4	421,1	580	-
100	121,8	150,8	191,4	220,4	269,1	353,8	431,5	522	-	-
110	136,9	171,7	215,8	245,9	310,9	407,2	510,4	-	-	-

120	154,3	192,6	254	278,4	348	464	-	-	-	-
130	171,7	212,3	269,1	313,2	368,3	-	-	-	-	-
140	187,9	232	299,3	348	429,2	-	-	-	-	-
150	203	252,9	324,8	373,5	464	-	-	-	-	-

#### Додаток Ф

Питомі виділення та хімічний склад пилю.

Марка електрода	Виділення пилю, г/кг	Вміст, %, в пилю		
		фтору	фтору та розчинних фторидів	марганцю
К5А	24,1	20,6	18,5	4,6
УОНИ - 13	18,6	19	14	5,2
АНО - 11	22,4	16	11,7	3,9
АНО - 15	19,5	13,9	11,8	5,1
АНО - 9	16	10	7,7	5,6
АНО - 5	7	-	-	1
АНО - 4	4	-	-	0,7
АНО - 3	17	-	-	2,2

Додаток X

Питомі виділення пилу і окислів марганцю

Марка електрода	Діаметр електрода, мм	Сила струму, А	Виділення, г/кг	
			пилу	окислів марганцю
ЦМ - 6	6	300	48,7	4,3
ЦМ - УПУ	8	400	18,5	1,5
ОММ - 5	4	210	9	1,65
СМ - 5	4	210	11,4	2,18

## Додаток Ц

**Надходження тепла, Вт/м<sup>2</sup>, від прямого та розсіяного сонячного випромінювання в липні через вертикальне і горизонтальне одинарне скління світлових прорізів зі склом товщиною 2,5 – 3,5 мм**

Географічна широта, ° пвн.ш	Тривалість сонячного освітлення		Орієнтація вертикального світлового прорізу до полудня								Горизонтальний світловий проріз
	години до полудня	години після полудня	ПН	ПН СХ	СХ	ПД СХ	ПД	ПД ЗХ	ЗХ	ПН ЗХ	
			Орієнтація вертикального світлового прорізу після полудня								
			ПН	ПН ЗХ	ЗХ	ПД ЗХ	ПД	ПД СХ	СХ	ПН СХ	
44	5-6	18-19	84/38	222/53	292/58	72/40	23	22	22	23	31/36
	6-7	17-18	42/70	369/98	452/112	209/86	55	44	44	33	126/62
	7-8	16-17	77	357/110	509/130	333/109	71	55	55	55	283/88
	8-9	15-16	71	256/101	490/121	398/108	66/79	60	59	60	431/83
	9-10	14-15	64	84/80	371/100	387/101	162/81	63	60	62	543/93
	10-11	13-14	60	71	193/80	305/86	245/84	67	60	64	629/98
	11-12	12-13	59	67	37/72	214/79	288/85	73/77	65	65	668/98

48	5-6	18-19	93/45	256/60	327/65	95/45	27	26	24	26	37/42
	6-7	17-18	35/69	385/98	472/114	237/87	55	43	44	44	145/62
	7-8	16-17	74	349/107	542/129	363/109	3/73	53	53	53	285/73
	8-9	15-16	70	222/99	497/121	427/112	80/81	60	58	59	420/83
	9-10	14-15	64	60/81	372/100	419/107	186/86	65	58	62	519/93
	10-11	13-14	60	71	193/81	352/94	271/87	7/70	60	64	601/95
	11-12	12-13	59	67	37/72	251/84	317/88	106/78	65	65	643/98
52	5-6	18-19	102/55	301/69	371/73	116/52	31	28	28	28	57/42
	6-7	17-18	26/69	391/98	497/119	272/91	59	43	44	44	158/62
	7-8	16-17	71	342/106	545/129	398/110	13/76	55	53	53	291/74
	8-9	15-16	67	197/97	498/123	448/114	94/85	63	57	58	419/83
	9-10	14-15	63	42/79	374/100	429/110	206/87	67	59	60	508/87
	10-11	13-14	60	69	193/84	363/98	299/90	14/72	60	62	585/93
	11-12	12-13	59	65	37/72	231/86	344/91	150/78	65	63	630/98

Примітка. В чисельнику наведені значення прямого випромінювання, в знаменнику – розсіяного; окремою цифрою наведене значення розсіяного випромінювання



## ЛІТЕРАТУРА

1. Русланов Г.В. Отопление и вентиляция жилых и гражданский зданий. – К. : Будівельник, 1983.
2. Калинушкин М.П. Вентиляторные установки. – М. : Сантехпроект, 1979.
3. Богославский А.Н., Отопление и вентиляция. – М., : Стройиздат, 1976.
4. Справочник проектировщика: Внутренние санитарно-технические устройства/ Под ред. Староверова И.Г.: В 2-х ч. – М. : Стройиздат, 1977
5. Справочник по теплоснабжению и вентиляции / Щекин Р.В., Корневский С.М., Бем Г.Е. и др.: В 2-х кн.. – К. : Будівельник, 1976.