

С. С. Жуковський, О. Т. Возняк
О. М. Довбуш, З. С. Люльчак

ВЕНТИЛЮВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

С.С. Жуковський, О.Т. Возняк,
О.М. Довбуш, З.С. Люльчак

ВЕНТИЛЮВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів напрямку “Будівництво”
вищих навчальних закладів*

Львів
Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”
2007

УДК 697.9 (075.8)

Ж864

ББК 38.762.2

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України
як навчальний посібник для студентів напрямку “Будівництво”
вищих навчальних закладів
(лист № 14/18-Г-1032 від 26 червня 2007 р.)*

Рецензенти:

Худенко А.А., доктор технічних наук, професор, Київський національний університет будівництва та архітектури;

Єнін П.М., кандидат технічних наук, професор, Київський національний університет будівництва та архітектури;

Губар В.Ф., доктор технічних наук, професор, Донбаська Національна академія будівництва та архітектури

Жуковський С.С. та ін.

Ж864 Вентилювання приміщень / С.С. Жуковський, О.Т. Возняк, О.М. Довбуш, З.С. Люльчак: Навч. посібник. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”, 2007. – 476 с.

ISBN 978-966-553-645-1

У посібнику значну увагу приділено методам визначення кількості забрудників у вентиляованих і невентилюованих приміщеннях, розрахунку загальної вентиляції приміщень і оцінюванню її ефективності. Проаналізовано конструкційні особливості, технічні характеристики устаткування, апаратів та елементів вентиляційних систем, означено межі та ефективність їх застосування, особливості добору. Наведено рекомендації щодо проектування і експлуатації вентиляційних систем будинків різного призначення, засобів автоматичного керування ними, особливостей експлуатації.

Призначений для студентів ВНЗ, які навчаються за спеціальністю “Теплогазо-постачання і вентиляція”, фахівців з вентиляовання приміщень і може бути використаний як довідковий посібник під час розрахунку вентиляційних систем.

ББК 38.762.2

У написанні окремих термінів збережено авторську орфографію

© Жуковський С.С., Возняк О.Т.,
Довбуш О.М., Люльчак З.С., 2007

© Національний університет
“Львівська політехніка”, 2007

ISBN 978-966-553-645-1

ПЕРЕДМОВА

Книга задумана авторами як навчальний посібник для студентів та інформаційно-бібліографічне видання для фахівців з вентиляювання приміщень.

У посібнику розглянуто гігієнічні чинники мікроклімату вентиляюваних приміщень, фізичні властивості повітря та термодинамічні процеси зміни його тепловологісного стану за процесів його готування. Подано відмінну від традиційної класифікацію вентиляції і систем вентиляції (СВ), видів повітря, що задіяні у процесах вентиляювання з основними термінологічними означеннями і найпоширеніші приклади практичного застосування. Значну увагу приділено методам визначення кількості забрудників у вентиляюваних і невентильюваних приміщеннях, визначенню їх загального повітрообміну і оцінюванню ефективності вентиляції. Проаналізовано застосування різних повітророзподільників СВ, подано основні конструкційні і технічні характеристики устаткування, агрегатів (апаратів) і елементів СВ, означено межі та ефективність їх застосування, особливості добору. Розглянуто інженерні методи аеродинамічного розрахунку СВ, подано рекомендації з проектування вентиляції характерних приміщень будинків житлово-громадського і виробничого призначення. Подано короткі відомості про системи автоматичного регулювання, протипожежні засоби при системах вентиляювання приміщень, а також особливості запускання в дію, випробувань і експлуатаційного обслуговування СВ.

Книга багато ілюстрована рисунками, подані приклади практичних задач та їх розв'язування.

Загалом книга дає уявлення про вітчизняний і європейський досвід розв'язування задач з вентиляювання приміщень різного призначення, рівень і перспективи розвитку вентиляційних систем на найближчий період.

Теоретичною підосною курсу “Вентилювання приміщень” є дисципліни “Аеродинаміка вентиляції”, “Тепломасообмін” і “Будівельна теплофізика”. Очевидно, що курс пов'язаний також з деякими спеціальними дисциплінами: “Обігрівання приміщень”, “Теплопостачання”, “Гідравлічні машини і холодильні установи”, “Технології монтажу систем теплогазопостачання і вентиляції”.

Оскільки вентиляційні системи приміщень передбачаються в будинках різного призначення, фахівець в галузі вентиляювання повинен мати достатній рівень знань з архітектури і будівництва, а також враховувати особливості виробничих і технологічних процесів у приміщеннях.

Автори вельми вдячні рецензентам – завідувачу кафедри теплотехніки Київського національного університету будівництва та архітектури, д-ру техн. наук А.А. Худенку, директору інституту післядипломної освіти Київського національного університету будівництва та архітектури, канд. техн. наук, проф. П.М. Сніну, завідувачу кафедри теплотехніки, теплогазопостачання і вентиляції Донбаської національної академії будівництва та архітектури д-ру техн. наук, проф. В.Ф. Грубару, доценту кафедри теплогазопостачання та вентиляції Національного університету “Львівська політехніка”, канд. техн. наук В.М. Желиху, критичні зауваження яких сприяли покращанню якості книги.

Автори

ВСТУП

Навколишнє повітря відіграє для людини таку саму важливу, а може, навіть і більшу роль, ніж їжа. Однак загалом воно є настільки непомітним і легкодоступним, що часто забувають як про нього, так і про рівень його забрудненості.

Забруднення внутрішнього повітря можна розділити на дві категорії: помітні (відчутні) і непомітні (невідчутні). До першої категорії належать забруднювальні випари, які спричиняють неприємні запахи, конденсацію водяної пари на шибках вікон тощо. До другої категорії належать невідчутні забруднення, пов'язані з метаболізмом людей, тварин і рослин, виробничими і побутовими процесами, спалюванням органічного палива тощо.

Вентилювання приміщень здійснюється завдяки повітрообміну, переважно із зовнішнім, менш забрудненим повітрям. У випадку, коли забрудненість зовнішнього повітря перевищує допускні величини або за неможливості використання зовнішнього повітря, приміщення вентилують рециркуляційним, але реноваційно готованим повітрям.

Повітрообмін є необхідним, найперше, для здоров'я, комфорту і безпеки осіб, які перебувають в приміщеннях, а також для охорони окремих приміщень і будинку загалом від некорисного впливу різних чинників, насамперед вологи; по-друге, завдяки повітрообміну підтримуються побутові, технологічні і мікрокліматичні умови як в приміщеннях загалом, так і в окремих їх зонах та місцях праці.

Очевидно, що для забезпечення повітрообміну приміщень необхідна відповідна сукупність устаткування, агрегатів, елементів для готування, переміщення, розподілення повітря і вилучення забрудненого повітря, його очищення, за потреби, і розвіяння в атмосфері, тобто необхідні вентиляційні системи.

Системи вентиляції мають різне функціональне призначення, вони можуть бути трубо- і безтрубопровідними, з природним і механічним спонуканням руху повітряних потоків, різної швидкості їх переміщення в трубопроводах.

У навчальному посібнику запропоновано нову, відмінну від традиційної, класифікацію вентиляції і систем вентиляції. Подано термінологічні означення, пов'язані з цією класифікацією, а також термінологічні означення основних елементів, агрегатів, апаратів і устаткування.

Розглянуто властивості повітря і процеси зміни його тепловологісного стану, методи визначення кількості забрудників у приміщеннях, розрахунку загального повітрообміну і аеродинамічного розрахунку вентиляційних систем, а також засоби їх автоматичного регулювання, налагодження й експлуатації. Проаналізовано особливості вентилявання деяких приміщень різного призначення.

Запропоновано методи оцінювання ефективності загальної вентиляції за температурними умовами і вмістом забрудників у внутрішньому повітрі.

Енергоощадними, тобто економічно ефективними, системи вентиляції можуть бути лише у випадку, коли вони є автоматично керованими, а це властиво лише механічним системам. Основний недолік систем природного вентилявання – це їх некерованість; неефективна дія за підвищених плюсових температур, а також неможливість утилізації теплоти витікального (викидного) повітря.

Метою цього навчального посібника є допомога студенту технічного університету, а також фахівцю-практику під час розв'язування задач з вентилявання приміщень.

Теоретичний матеріал навчального посібника подано з прикладами, що забезпечує краще його засвоєння.

Пропонований посібник відповідає програмі навчального курсу, який читається в Національному університеті "Львівська політехніка" студентам спеціальності "Теплогазопостачання і вентиляція".

Розділ перший

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ТА ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ ВЕНТИЛЮВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ

Основним завданням систем обігрівання є забезпечення потрібних температурних умов приміщень при понижених зовнішніх температурах.

Завданням вентиляції є забезпечення обміну повітря в приміщенні або в його частині з метою усунування зужитого і забрудненого повітря і постачання переважно зовнішнього повітря. Вимоги до параметрів внутрішнього повітря в зоні обслуговування залежать від призначення приміщень. Наприклад, в приміщеннях житлових будинків задовільним є просте віконне провітрювання, а у виробничих приміщеннях (текстильних, тютюнових, приладобудівних тощо) потрібні автоматизовані системи вентиляції (СВ), здатні забезпечувати параметри повітря в чітко означених межах. Поміж цими двома граничними варіантами є багато проміжних (середніх) варіантів, які різняться ступенем готування повітря (наприклад в лікарнях, закладах освіти, конференційних залах, театрах тощо). З підвищенням рівня життя з'являються нові, підвищені вимоги до СВ житлових і адміністративно- громадських будинків. Ці вимоги спричинені насиченням приміщень більшою кількістю техніки, а також збільшенням забруднення довкілля (продуктами спалювання, технологічними шкідливостями, шумом тощо). Рациональне використання довкілля і енергії в кожній СВ вимагають докладного аналізу і інтегрованого проектування, тобто насамперед оптимізації архітектурних форм будівель, застосування зовнішніх огорож з підвищеними теплозахисними властивостями, використання денного світла, рекуперації теплоти тощо.

ІСТОРІЯ РОЗВИТКУ ВЕНТИЛЮВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ [5]

Ще в давні часи римські зодчі передбачали конструкційні заходи щодо забезпечення мікроклімату в приміщеннях культових, глядацьких та інших будівель. Вперше про природну вентиляцію згадується в описі улаштування терми (лазні) з повітровитікальним отвором у верхньому рівні споруди, де регулювання витрати витікального повітряного потоку передбачалось за допомогою мідного листа.

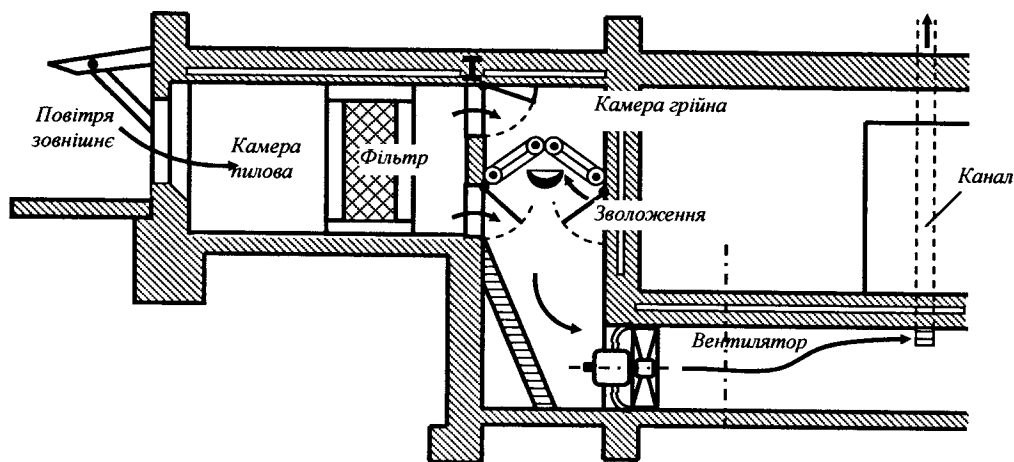
Під час археологічних розкопів у Хакаській автономній області Російської федерації (50-ті роки ХХ ст.) знайдено залишки споруди розмірами в плані 35×45 м, з розгалуженою каналною обігрівально-вентиляційною системою (І ст. до н.е). Обігрівальна піч споруди знаходилась в підвальному приміщенні. Продукти спалювання протікали через підлогові і стінові канали, обігріваючи приміщення. Зовнішнє повітря перетікало в приміщення через суміжні з газовими канали і нагрівалось. Подібна система застосована у Софіївському соборі м. Києва.

Пристрої для підігрівання зовнішнього повітря були першим устаткуванням систем притікальної вентиляції, причому повітря підігрівалось при його контакті з поверхнями неорєбраних чи орєбраних труб, в яких рухались димові гази. Очищення повітря від пилу передбачалось в рамкових фільтрах із тканих матеріалів. У ХІХ столітті з'являються теплообмінні апарати (калорифери). У кінці ХІХ століття обґрунтовуються засади гігієни

приміщень (Макс фон Петтенкоффер, 1819–1901 рр.), проводяться дослідження складу повітря, його вологості, вмісту CO_2 й очищення від забрудників.

Швидкий розвиток електротехніки спричинив використання вентиляторів постійного електричного струму. Близько 1890 р. застосовано зволоження повітря завдяки випаровуванню підігрітої води з ванночок, а дещо пізніше – розпорскуванню води.

У Німеччині *вперше застосовують повітроготувальник із мурованих камер* і вмонтованого в них відповідного устаткування: повітровсмоктувальних ґратів, пилової камери з фільтром, повітронагрівальної камери з теплообмінними апаратами і ванночковим зволоженням повітря, вентилятора (рисунок).



Конструкційна схема камерного повітроготувальника типу НВ (табл. 4.1), збудованого в Німеччині приблизно в 1905 р.

В США на початку ХХ ст. впроваджено *повітроготувальник у бляшаному корпусі* з первинним повітропідігрівником, зволожником і догрівачем повітря. Вперше з'являються пневматичні й електричні *регулятори температури та вологості*. Батьком кондиціонування приміщень є В.Г. Керріер із США (1876–1950).

Після 1920 р. відбувається швидкий розвиток вентиляції і кондиціонування. Системи центральної вентиляції і кондиціонування застосовують з метою підвищення комфорту (театри, кінотеатри, службові будинки, конференційні зали) і в промисловості, під час оброблення гігроскопічних матеріалів (тютюну, текстилю, паперу). Вперше для *охолодження і осушення* повітря застосовано холодоагенти, а саме аміак і CO_2 .

Від 1930 р. почато виготовлення кліматизаторів і кондиціонерів (кондиціонерів), в яких було вмонтовано устаткування, агрегати й елементи для готування повітря (повітронагрівники, фільтри, повітроохолодник і повітрозволожник тощо). Застосовано як холодоагент фреон. Кліматизатори і кондиціонери мали форму валіз, шаф, скринь. З'явилися також віконні кліматизатори.

Після 1945 р. швидко розвиваються системи кондиціонування (СК), впроваджуються нові конструкції СК:

- однотрубні високого тиску (високошвидкісні) з метою зменшення перерізу повітропроводів;
- двотрубні з трубопроводами теплого і охолодженого повітря, а також одно- або двотрубні зі змінною витратою повітряного потоку;
- ежекційні, поєднані з місцевими теплообмінниками в кожному приміщенні і з одним центральним кондиціонером для готування зовнішнього повітря.

Регулювання температури індивідуальне в кожному приміщенні.

Розвиваються засоби автоматичного регулювання. Щораз ширше застосовується великопотужне турбінне і абсорбційне холодильне устаткування. Покращуються форми і технічні характеристики вентиляторів, фільтрів, зволожників, регуляторів, повітророзподільників тощо.

Від 1973 р., з підвищенням цін на енергоносії застосовують рекуператори теплоти витікального повітря, а від 1980 р. – цифрову техніку регулювання і керування. Від 1985 р. підвищені вимоги щодо рухливості та чистоти внутрішнього повітря і рівня шумів у приміщеннях.

Розділ другий

САНІТАРНО-ГІГІЄНИЧНІ ЧИННИКИ МІКРОКЛІМАТУ ВЕНТИЛЬОВАНИХ ПРИМІЩЕНЬ

Комфортні умови перебування людини в приміщенні визначаються різними чинниками:

- температурою і вологістю повітря;
- швидкістю руху (рухливістю) повітряних потоків;
- температурою поверхонь огорож приміщення;
- газовим станом повітря і вмістом в ньому пилу;
- запахом повітря.

Важливу роль відіграють також рівень шуму, освітленість, одяг людей тощо.

2.1. ТЕМПЕРАТУРА І ВОЛОГІСТЬ ПОВІТРЯ ПРИМІЩЕНЬ

Організм людини виділяє теплоту, кількість якої залежить від фізичної активності (табл. 2.1). Для оцінювання кількості цієї теплоти сьогодні використовують одиниці виміру MET і Вт (табл. 2.1). Одиниця MET враховує, що в стані спокою з кожного м² поверхні тіла людини виділяється тепловий потік величиною 58 Дж/с. Середньостатистична людина має поверхню тіла 1,8 м². Повітря і огорожі приміщення сприймають цю теплоту. Відповідно температура приміщення є важливим чинником, який характеризує мікроклімат приміщення і визначає стан теплового комфорту в ньому. Нормами (ДБН, СНиП, EN ISO, ASHRAE тощо) рекомендуються значення температур внутрішнього повітря t_e для приміщень різного призначення в ХПР і ТПР. Зазвичай як *оптимальні* рекомендуються в ХПР $t_B = 20...22$ °С, а в ТПР $t_B = 22...25$ °С (рис. 2.1).

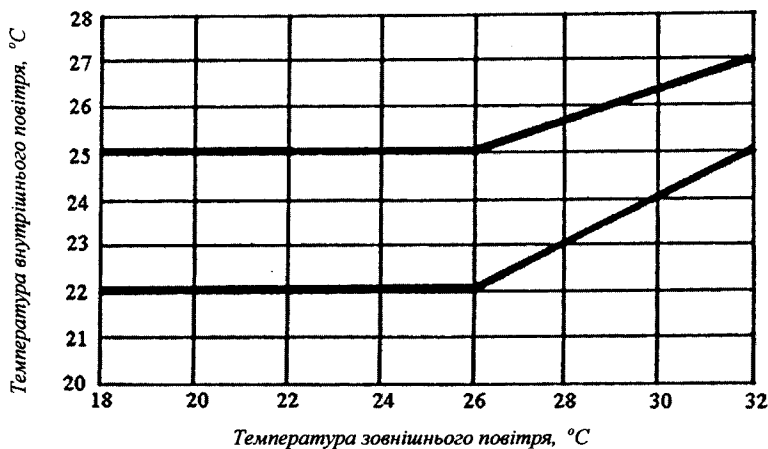


Рис. 2.1. Залежність температури внутрішнього повітря від температури зовнішнього повітря в ТПР

Вологість внутрішнього повітря також впливає на самопочуття людини. Низька відносна вологість спричиняє пересихання слизових оболонок, кашель. Висока відносна вологість також не є бажана, оскільки при ній погіршується тепловіддача тіла при випаровуванні поту, виникає почуття задухи. Зазвичай рекомендується відносна вологість від 20 до 65 %, причому вищій температурі t_v повинна відповідати нижча відносна вологість повітря ϕ_v (рис. 2.2, табл. 2.2).

Таблиця 2.1

Тепловиділення людини [ASHRAE 55, EN ISO 7730]

Стан людини	Повні тепловиділення (теплова потужність) людини	
	МЕТ	Вт
В позиції лежачи – сон або відпочинок	0,8	84
В позиції стоячи в спокійному стані	1,0	105
Робота в позиції сидячи (офіс, дім, школа)	1,2	125
В стані стоячи спокійно	1,2	125
Легка праця (покупки, лабораторія, легка промисловість)	1,6	160
Праця середньої тяжкості, в позиції стоячи (продавець магазину, праця вдома, праця біля верстату)	2,0	205
Великі фізичні зусилля протягом тривалого часу	3,0	300

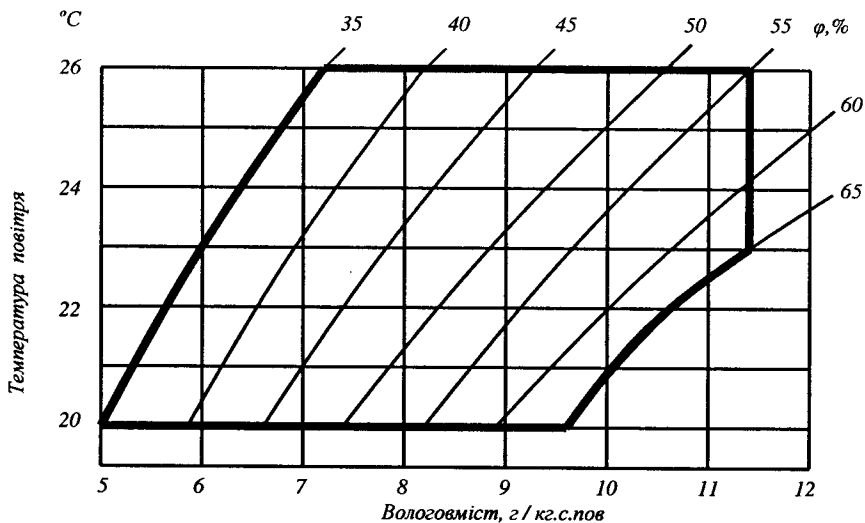


Рис. 2.2. Залежність відносної вологості і вологовмісту внутрішнього повітря від його температури

Нормативні документи кожної держави (ДБН, СНиП, DIN, EN ISO тощо) рекомендують оптимальні і допускні параметри повітря в зоні обслуговування (ЗО) приміщень різного призначення (температуру $t_{в}$, відносну вологість $\phi_{в}$ і рухливість $v_{в}$).

У табл. 2.2 вказано параметри повітря в ЗО приміщень різного призначення (рекомендації VTS CLIMA на основі багаторічного досвіду).

Таблиця 2.2

**Рекомендовані VTS CLIMA параметри повітря в ЗО приміщень
різного призначення**

Загальна категорія	Спеціальна категорія	Параметри повітря в ЗО					
		ХІР			ТІР		
		$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\phi_{в}, \%$	$v_{в}, \text{м/с}$	$t_{в}, ^\circ\text{C}$	$\phi_{в}, \%$	$v_{в}, \text{м/с}$
Громадське харчування і розваги	Кафе і бари швидкого обслуговування	21...23	20...30	0,25 на висоті 1,8 м від підлоги	26	50	0,25 на висоті 1,8 м від підлоги
	Ресторани Бари Нічні клуби Кухні	21...24			22...26	50...55	
Офісні приміщення		21...23	20...30	0,13...0,23	21...26	50...60	0,13...0,23
Бібліотеки і музеї		18...24	40...55	< 0,13	18...24	40...55	< 0,13
Телекомунікації	Телекомунікаційні	22...26	40...50 над підлогою	0,13...0,15	22...26	50...60 над підлогою	0,13...0,15
	Телефонні станції	21...23	40...50	0,13...0,15	22...26	45...55	0,13...0,15
	Телерадіостудії	23...26	40...50	< 0,13	22...26	45...60	< 0,13
Транспортні центри	Аеропорти	21...23	20...30	0,13...0,15	23...26	50...60	0,13...0,15
	Завантажувальні доки	21...23	20...30	0,13...0,15	23...26	50...60	0,13...0,15 на висоті 1,8 м від підлоги
	Автовокзали	21...23	20...30	0,13...0,15	23...26		0,13...0,15 на висоті 1,8 м від підлоги
	Гаражі	4...13		0,13...0,38	26...38		0,13...0,38
Склади	Температура залежить від матеріалу, який складається						

2.2. РУХЛИВІСТЬ ПОВІТРЯ В ПРИМІЩЕННІ

Рухливість повітря впливає на тепловіддачу людини конвекцією. Зазвичай в зоні обслуговування (ЗО) (зона висотою 2 м від підлоги [2], а згідно з європейськими нормами – 1,8 м) на відстані 0,15 м від стін при температурі $t_B = 23...24$ °С допустимою вважається швидкість $v_B = 0,15$ м/с [EN ISO 7730, ASHRAE 55, табл. 2.2]. Графічні залежності рухливості (швидкості) повітря v_B від температури зображено на рис. 2.3.

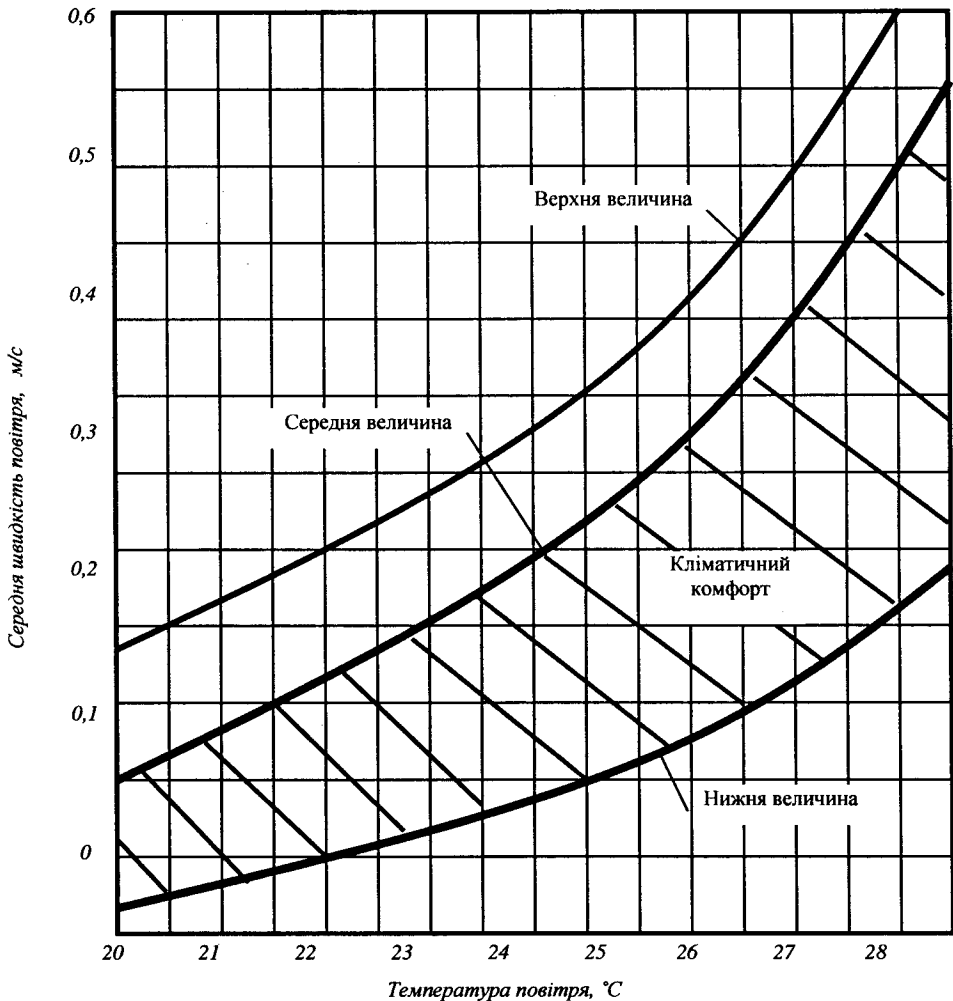


Рис. 2.3. Залежність швидкості (рухливості) повітряних потоків від їхньої температури

2.3. ІНШІ ЧИННИКИ, ЯКІ ВПЛИВАЮТЬ НА САМОПОЧУТТЯ І ЗДОРОВ'Я ЛЮДИНИ

Газовий склад повітря впливає на самопочуття людини і продуктивність (видаїність) її праці. Існують норми допускних концентрацій різних домішок у повітрі приміщень.

Запахи також спричиняють дискомфорт людини. Відомо, що одиницею вимірювання інтенсивності запахів є OLF. Один OLF – це запах середньостатистичної людини з поверхнею тіла $1,8 \text{ м}^2$ і тепловою потужністю 1 MET, яка приймає душ п'ять разів на тиждень і щоденно міняє нижню білизну.

Зовнішнє повітря завжди містить певну кількість пилу найрізноманітнішого походження. При протіканні цього повітря через повітроготувальник (кліматизатор чи кондиціонер) воно повинно очищатись від пилу за допомогою фільтрів. Допускний вміст механічних частинок (пилу) в повітрі приміщень різного призначення завжди нормований (див. розділ 9.4).

Шум, який перевищує допускні межі, негативно впливає на стан людини. В повітроготувальнику (кондиціонері) чи в системі витікальної вентиляції основним джерелом шуму є вентиляційний агрегат. З метою зменшення рівня вентиляційного шуму в приміщенні найперше в СВ треба передбачати мал шумні вентиляційні агрегати, а потім спеціальні пристрої – шумоглушники. Для оцінювання рівня шуму (звуку) використовується децибел (дБ), який є мірою рівня акустичного тиску. Допускні рівні шуму в приміщеннях різного призначення завжди нормуються (див. розділ "Шумоглушники").

Теплоізолювальні властивості одягу впливають на тепловіддачу організму людини. Для оцінювання теплоізоляційних властивостей різних видів одягу застосовують одиницю виміру КЛО (CLO). Одяг з термічним опором $0,155 \text{ (м}^2\cdot\text{К)/Вт}$ має величину теплоізоляційного ефекту, який дорівнює 1 KLO (від "clothing").

Термічний опір деяких видів одягу:

- | | | |
|--|-----------|------|
| – брючний костюм зі звичайною нижньою білизною | - 1 | КЛО; |
| – зимовий одяг | - 1,5...2 | КЛО; |
| – одяг для умов Арктики | - 4 | КЛО. |

Розділ третій

ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ПОВІТРЯ І ТЕРМОДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ЗМІНИ ЙОГО ТЕПЛОВОЛОГІСНОГО СТАНУ

3.1. СКЛАД ПОВІТРЯ

Шар повітря навколо Землі є сумішшю таких газів (% за об'ємом): азоту – 78,084, кисню – 20,496, аргону – 0,934, диоксиду вуглецю – 0,0333, неону – 0,0018, водяної пари – 0,001, гелію – 0,00053, криптону – 0,0001, метану – 0,0001, а також водню – 0,00005, окислів азоту – 0,00003, ксенону – 0,000008, озону – 0,000001 (його частка зростає з висотою). У дуже малих і мінливих кількостях присутні також аміак, диоксид сірки, окис вуглецю. Кисень і азот є практично в сталих кількостях (коливання в межах 0,004). Концентрації інших газів змінюються суттєво.

Поблизу поверхні Землі в повітрі містяться забруднення у вигляді пилу, бактерій, вірусів, смогу, димових газів і хімічних речовин. Більша частина пилинок мають діаметри (серединники) від 10^{-2} до 10^{-4} см.

Характерні концентрації пилу, які виражені в кількості частинок, що містяться в одному см^3 приземного шару повітря, такі: у великих і малих містах 50000, в селах – 10000, в гірських і лісистих місцевостях – 1000.

3.2. ГАЗОВІ ЗАКОНИ ТА ЇХ ВИКОРИСТАННЯ У РОЗВ'ЯЗУВАННІ ЗАДАЧ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Згідно з кінетичною теорією газів під тиском P розуміють середню силу ударів молекул об стінки посудини, в якій міститься газ.

За законом Бойля, який був встановлений експериментально і підтверджений пізніше теоретично, добуток $P \cdot V = \text{const}$ (де V – об'єм газу). За цим законом, між тиском і об'ємом газу існує гіперболічна залежність, що приблизно справедлива для газу низького тиску і для фази ненасиченої пари.

Енергію молекул визначає абсолютна температура газу T . Якщо температура газу зростає, то збільшується кінетична енергія системи, і при цьому справедливе рівняння

$$\frac{P \cdot V}{T} = \text{const}. \text{ Гази, які відповідають цьому закону, називають } \textit{досконалими}, \text{ або}$$

ідеальними.

На практиці, особливо за високих тисків і для газів зі складною молекулярною структурою, існують відхилення від законів ідеального газу, які характеризуються

$$\text{коефіцієнтом стисливості } z = \frac{P \cdot V}{R \cdot T}.$$

Атмосферне повітря є сумішшю газів і водяної пари.

Прийmemo, що закон Бойля справедливий для кожного газу в суміші

$$\sum_{i=1}^{i=n} p_i \cdot V_i = P \cdot V.$$

Тоді кожен із газів поширюватиметься в просторі так, що $V_1 = V_2 = \dots = V_n = V$

і, отже, $\sum_{i=1}^{i=n} p_i = P$, тобто загальний тиск суміші дорівнюватиме сумі парціальних

тисків складників суміші (закон Дальтона). Статична механіка підтверджує, що цей закон придатний для ентальпії і ентропії, але сили міжмолекулярної взаємодії різних складових обмежують його справедливність. Багато вчених пропонували різні модифікації закону Дальтона, але жодна з них не придатна для розв'язування проблем, пов'язаних з використанням газів і пари. Завдяки розвитку статичної механіки став можливим розвиток теорії, за допомогою якої можна передбачити термодинамічні властивості суміші газів. Застосувавши ці ідеї для визначення термодинамічних характеристик вологості повітря, його складові – сухе повітря і водяна пара – розглядаються окремо [1]. Сухе повітря має критичну температуру – 141 °С і за нормальної кімнатної температури може вважатися газом. Водяна пара має критичну температуру 374 °С і за нормальних кімнатних температур може конденсуватись і випаровуватись (рис. 3.1).

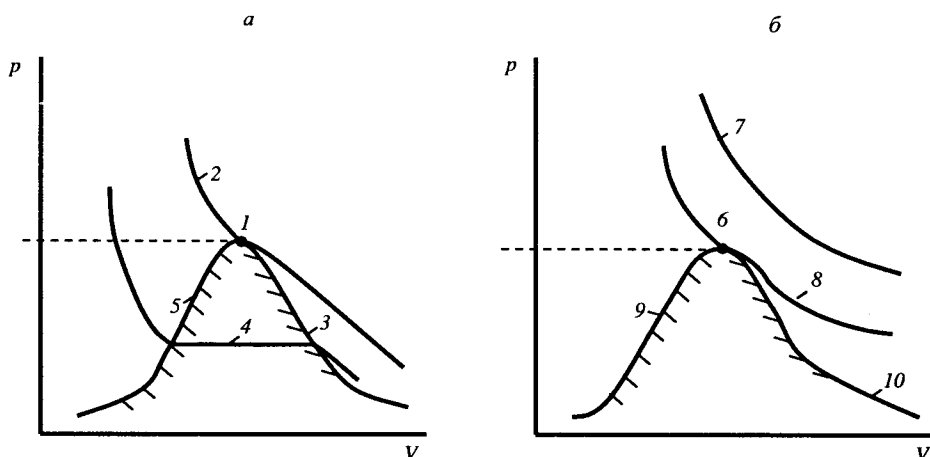


Рис. 3.1. Ізотерми для водяної пари а і вологого повітря б:

1 – критична точка, тиск $221 \cdot 10^2$ кПа; 2 – критична ізотерма + 374 °С;

3 – крива випаровування; 4 – ізотерма водяної пари

за нормальної кімнатної температури; 5 – крива конденсації;

6 – критична точка, тиск $38 \cdot 10^2$ кПа; 7 – ізотерма для вологого повітря за нормальної кімнатної температури; 8 – критична ізотерма – 141 °С;

9 – крива скраплювання (конденсації); 10 – крива насиченої пари

З достатньою для інженерних розрахунків точністю можна вважати, що вологе повітря підпорядковане усім законам суміші ідеальних газів. Кожен газ, зокрема і водяна пара, які входять до складу суміші, займають той самий об'єм V , м³, що і вся

суміш; він має температуру суміші T , К та знаходиться під своїм парціальним тиском p_i , який визначається за рівнянням Клапейрона

$$p_i = \frac{m_i \cdot R \cdot T}{M_i \cdot V} = n_i \cdot \frac{R \cdot T}{V},$$

де m_i – маса i -го газу, кг; M_i – молекулярна маса i -го газу, кг/кмоль; $n_i = \frac{m_i}{M_i}$ –

кількість молей i -го газу, який входить до складу суміші, кмоль; R – універсальна газова стала ($R = 8,314 \cdot 10^3$ Дж/(кмоль·К)).

3.3. ФАЗОВІ ПЕРЕХОДИ

Стан речовини визначається її питомим об'ємом, температурою або тиском. Зміни стану і фазові переходи відбуваються за сталих тиску і температури. В критичній точці рідка і парова фази є нерозрізними і властивості обох фаз ідентичні (рис.3.2).

Лінія сублімації (або лінія інею у випадку водяної пари над льодом) і лінія кипіння (конденсації) утворюють криву тиску пари. Рідина, яка перебуває в рівновазі з парою, називається насиченою; пара, яка перебуває в рівновазі з рідиною, називається насиченою паром. Переохолоджена рідина і перегріта пара характеризуються відносно точками x і y , які лежать вище і нижче лінії кипіння.

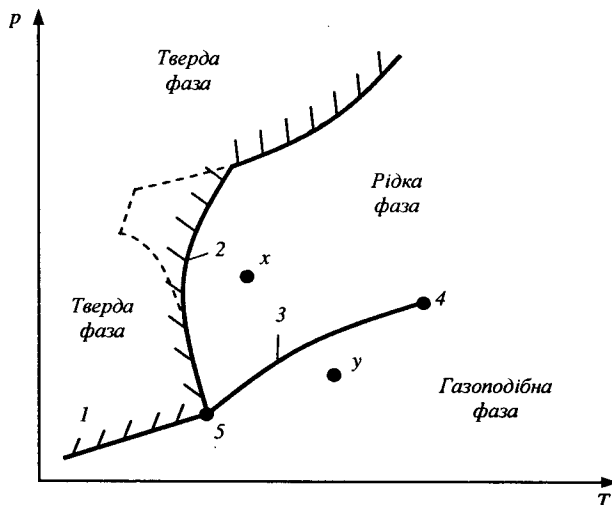


Рис. 3.2. Схема фазової діаграми:

1 – лінія сублімації; 2 – крива замерзання; 3 – крива кипіння;
4 – критична точка; 5 – потрійна точка; пунктирні лінії належать до води

При фазових переходах температура речовини залишається майже сталою, і енергія, яка потрібна для виконання процесу, називається: прихованою теплотою випаровування, якщо процес відбувається за температури, нижчої від точки кипіння; прихованою тепло-

тою пароутворення, якщо процес відбувається при температурі кипіння; прихованою теплотою топлення, якщо процес відбувається при температурі замерзання; прихованою теплотою сублімації, якщо відбувається процес переходу з твердого стану в газоподібний. Оскільки значення густин речовини в двох різних фазах сильно відрізняються, то обмін енергією між двома фазами відбувається в результаті масоперенесення.

Для пояснення процесів можна скористатися характером руху молекул. Уявімо рідину з вільною поверхнею. Молекули в рідині “запаковані” тісніше, ніж в газі, а їх випадкові переміщення більш обмежені. Деякі молекули біля поверхні мають достатню кінетичну енергію для того, щоб залишити рідину у вигляді молекул пари. Енергія для фазового переходу підводиться у вигляді прихованої теплоти випаровування, яка відбирається (вилучається) від рідини, викликаючи її випарне охолодження. Якщо простір замкнений, то зі збільшенням густини молекул пари зростає її тиск. Деякі молекули мають достатню енергію для повернення до рідини і тому встановлюється динамічний обмін молекулами. Якщо переважає вихід молекул із рідини, то відбувається випаровування, а в зворотному випадку – конденсація. Якщо встановлюється рівновага, тобто кількість вивільнених молекул дорівнює кількості повернутих, то пара стає насиченою. Рівновагу може порушити зміна температури рідини або повітря, що впливає на кінетичну енергію систем.

Молекули пари в повітрі спричиняють тиск. Якщо пара насичена, то її парціальний тиск називають **тиском насиченої пари**. Він залежить від температури повітря. Зміни температури впливають на молекули пари і на сухе повітря, а тому *вологе повітря* можна розглядати як таке, що складається із суміші перегрітого газу (пари) і газу.

3.4. ФІЗИЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ВОЛОГОГО ПОВІТРЯ

3.4.1. Молекулярна маса

Середня молекулярна маса сухого повітря може бути розрахована на основі даних табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Молекулярні маси складових частин сухого повітря

Газ	% по об'єму	Молекулярна маса, кг/кмоль
Азот	78,084	28,02
Кисень	20,946	32
Діоксид вуглецю (CO ₂)	0,033	44
Аргон	0,934	39,91

$$M_{\text{с.пов}} = 0,78084 \cdot 28,02 + 0,20946 \cdot 32 + 0,0033 \cdot 44 + 0,00934 \cdot 39,91 = 28,9603 \approx 29 \text{ кг/кмоль.}$$

Молекулярна маса водяної пари дорівнює 18,02 \approx 18 кг/кмоль (молекулярна маса водню дорівнює 2,02).

3.4.2. Тиск водяної пари в повітрі

Тиск водяної пари в повітрі можна розрахувати за формулою

$$p_{\text{п}} = p_{\text{н.п}}^* - C^* \cdot P_{\text{Б}} \cdot (t_{\text{с}} - t_{\text{м}}), \text{ Па} \quad (3.1)$$

де $p_{\text{н.п}}^*$ – тиск насиченої пари в повітрі за температури мокрого термометра, Па; $P_{\text{Б}}$ – атмосферний (барометричний) тиск, Па; $t_{\text{м}}$ – температура повітря по мокрому термометру, °С.

Стала C^* має значення, вказані в табл. 3.2.

Таблиця 3.2

Значення сталої C^* термометра

Термометр	Температура по мокрому термометру	
	$\geq 0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$< 0 \text{ } ^\circ\text{C}$
Екранований	$7,99 \cdot 10^{-4}$	$7,2 \cdot 10^{-4}$
Пращовий	$6,66 \cdot 10^{-4}$	$5,94 \cdot 10^{-4}$

3.4.3. Точка роси

Якщо атмосферне повітря поступово охолоджувати, то за певної температури почнеться конденсація вологи, що міститься в ньому. Цю температуру називають *точкою роси*. При цій температурі водяна пара насичує повітря, що супроводжується падінням тиску насичення зі зниженням температури.

3.4.4. Вологовміст

Вологовміст – це вміст водяної пари в одиниці маси сухого повітря. Із рівняння стану маємо: для *сухого повітря*

$$P_{\text{с.пов}} \cdot V_{\text{с.пов}} = \frac{m_{\text{с.пов}}}{M_{\text{с.пов}}} \cdot R \cdot T_{\text{с.пов}};$$

для *водяної пари*

$$p_{\text{п}} \cdot V_{\text{п}} = \frac{m_{\text{п}}}{M_{\text{п}}} \cdot R \cdot T_{\text{п}}.$$

Тобто вологовміст повітря

$$d = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{с.пов}}} = \frac{p_{\text{п}} \cdot M_{\text{п}}}{P_{\text{с.пов}} \cdot M_{\text{с.пов}}}.$$

Оскільки повітря і водяна пара займають однаковий об'єм, то

$$d = \frac{18,02}{28,96} \cdot \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{с.пов}}} = 0,622 \frac{p}{p_{\text{с.пов}}} .$$

Позначивши атмосферний (барометричний) тиск через $P_{\text{Б}}$ і використовуючи закон Дальтона $P_{\text{Б}} = p_{\text{с.пов}} + p_{\text{п}}$, отримаємо:

$$d = 0,622 \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{Б}} - p_{\text{п}}}, \text{ кг води/кг.с.пов.} \quad (3.2)$$

Скориставшись поняттям відносної вологості φ , формулу (3.2) можна подати у вигляді

$$d = 622 \varphi \cdot \frac{P_{\text{н.п}}}{P_{\text{Б}} - \varphi \cdot P_{\text{н.п}}}, \text{ г/(кг.с.пов)} . \quad (3.3)$$

3.4.5. Відносна вологість і відсоткове насичення

Відносною вологістю називають відношення парціального тиску водяної пари при певній температурі до тиску насиченої пари при цій самій температурі у %:

$$\varphi = \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{н.п}}} \cdot 100 . \quad (3.4)$$

Терміном відсоткове насичення (μ) називають поняття, яке по суті дуже близьке до поняття “відносна вологість”. Вираз для μ можна отримати так. Нехай вологовміст ненасиченого і насиченого повітря відповідно описується рівняннями:

$$d_{\text{в.пов}} = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{в.пов}}} \cdot \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{Б}} - p_{\text{п}}}; \quad d_{\text{н.пов}} = \frac{M_{\text{н.пов}}}{M_{\text{в.пов}}} \cdot \frac{P_{\text{п}}}{(P_{\text{Б}} - p_{\text{н.п}})}$$

Тоді відсоткове насичення

$$\frac{d_{\text{в.пов}}}{d_{\text{н.пов}}} \cdot 100 = \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{н.пов}}} \cdot \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{н.п}}} \cdot \left(\frac{P_{\text{Б}} - p_{\text{н.п}}}{P_{\text{Б}} - p_{\text{п}}} \right) \cdot 100 .$$

У першому наближенні можна прийняти молекулярні маси повітря обох станів однаковими.

Тоді

$$\mu = \frac{d_{\text{в.пов}}}{d_{\text{н.пов}}} \cdot 100 = \varphi \cdot \frac{P_{\text{Б}} - p_{\text{н.п}}}{P_{\text{Б}} - p_{\text{п}}}, \% . \quad (3.5)$$

3.4.6. Об'єм

Об'єм одиниці маси сухого повітря і водяної пари, яка міститься в ньому, називають об'ємом вологого повітря. Кожний із компонентів суміші має свій парціальний тиск в загальному об'ємі. Можна скористатися законом ідеального газу для обох компонентів, оскільки сума парціальних тисків дорівнює загальному тиску повітря.

Для сухого повітря

$$P_B = \frac{m_{с.пов} \cdot R \cdot T_{с.пов}}{M_{с.пов} \cdot V}, \quad (3.6)$$

а для водяної пари

$$P_{п} = \frac{m_{п} \cdot R \cdot T_{п}}{M_{п} \cdot V}. \quad (3.7)$$

Об'єм вологого повітря можна розрахувати за будь-якою із цих формул.

3.4.7. Депресія температури за мокрим термометром

Якщо резервуар (балон) термометра обгорнути чохлом із вологого мусліну, то виникає перепад тисків водяної пари між повітрям приміщення і повітрям біля чохла (за винятком випадку, коли повітря приміщення насичене). За відносної вологості $< 100\%$ відбувається випаровування води з поверхні муслінового чохла і, оскільки теплота для випаровування відбирається від резервуара, температура на термометрі знижується. При усталеному стані ця температура називається **температурою мокрого термометра**. За повного насичення навколишнього повітря вона дорівнює температурі по сухому термометру, а при ненасиченому повітрі – нижча від температури по сухому термометру. Різницю температур сухого і мокрого термометрів називають **депресією мокрого термометра**. Цю різницю температур можна використати як міру відносної вологості, оскільки вона зростає зі зменшенням парціального тиску пари в навколишньому повітрі.

Якщо заміри температур проводять в умовах природної конвекції, то застосовують мокрі екрановані термометри, захищені від впливу променистої теплоти.

3.4.8. Масова густина

При розрахунках вентиляції вологе повітря зручно розглядати як бінарну суміш двох газів: водяної пари ($M_{п} = 18$ кг/кмоль) і сухого повітря ($M_{с.пов} = 29$ кг/кмоль).

Барометричний тиск P_B дорівнює сумі парціальних тисків сухого повітря $P_{с.пов}$ і водяної пари $P_{п}$:

$$P_B = P_{с.пов} + P_{п}.$$

Скориставшись поняттями густини сухого повітря і водяної пари та їх газовими сталими, а також вищенаведеними формулами, значення густини сухого повітря $\rho_{с.пов}$ при атмосферному тиску одна фізична атмосфера (101325 Па) подамо у вигляді

$$\rho_{с.пов} = \frac{P_B \cdot M_{с.пов}}{RT} = \frac{101325 \cdot 29}{8,314 \cdot 10^3 \cdot T} \approx \frac{353}{T},$$

де $R = 8,314 \cdot 10^3$ Дж/(кмоль·К).

За стандартних умов (температури 20 °С і атмосферного тиску одна фізична атмосфера) густина сухого повітря $\rho_{с.пов} = 1,2$ кг/м³.

При інших атмосферних тисках і температурах густину сухого повітря можна обрахувати за формулою

$$\rho_{с.пов} = 1,2 \frac{293}{T_{\phi}} \cdot \frac{P_{\phi}}{101325}, \quad (3.8)$$

де P_{ϕ} , T_{ϕ} – відповідно, фактичні атмосферний тиск, Па, і температура, К.

Густина водяної пари при атмосферному тиску $P_{\phi} = 101325$ Па дорівнює

$$\rho_{п} \approx \frac{219}{T_{\phi}}. \quad (3.9)$$

Ця величина, також як і $\rho_{с.пов}$ в формулі (3.9), змінюється прямо пропорційно тиску водяної пари $p_{п}$ і обернено пропорційна температурі T_{ϕ} .

Густину вологого повітря $\rho_{в.пов}$ можна визначити як суму густин сухого повітря і водяної пари, які перебувають в суміші під своїми парціальними тисками ($P_B = p_{с.пов} + p_{п}$):

$$\begin{aligned} \rho_{в.пов} = \rho_{пов} = \rho_{с.пов} + \rho_{п} &= \frac{p_{с.пов} \cdot M_{с.пов}}{R \cdot T} + \frac{p_{п} \cdot M_{п}}{R \cdot T} = \frac{P_B \cdot M_{с.пов}}{R \cdot T} - \\ - \frac{p_{п}}{R \cdot T} \cdot (M_{с.пов} - M_{п}) &= \rho_{с.пов} - \frac{p_{п}}{R \cdot T} \cdot (M_{с.пов} - M_{п}). \end{aligned} \quad (3.10)$$

При атмосферному тиску $P_B = 101325$ Па, густина вологого повітря дорівнює:

$$\rho_{в.пов} = \rho_{пов} = \frac{353}{T_{\phi}} - \frac{1,32 \cdot 10^{-3} \cdot p_{п}}{T_{\phi}}. \quad (3.11)$$

Аналіз формули (3.11) показує, що *густина вологого повітря менша від густини сухого повітря*.

Із збільшенням відносної вологості повітря за стандартних умов з 50 до 100 % густина повітря зменшується всього на 0,5 % [4].

За звичайних умов в приміщеннях, коли тиск водяної пари дорівнює 2000 Па (15 мм рт. ст), частка другої складової в формулі (3.11) становить всього 0,75 % від величини $\rho_{с.пов}$. Тому в *інженерних розрахунках* для випадків, коли кількісні відмінності густин сухого і вологого повітря не мають значення, *приймають* $\rho_{пов} \approx \rho_{с.пов}$.

Із зміною властивостей повітря в вентиляційному процесі частка його сухої частини є незмінною. Тому прийнято всі показники тепловологісного стану повітря *відносити до 1 кг сухої частини вологого повітря*.

3.4.9. Ентальпія (тепловміст)

У процесах вентиляції теплота підводиться до повітря або відводиться від нього, завдяки чому відбувається підігрівання або охолодження. Вологе повітря, за деякої температури, вміщує явну теплоту сухого повітря, явну теплоту водяної пари, приховану теплоту випаровування і теплоту перегрівання водяної пари. Суму цих чотирьох складових називають *питомою ентальпією (I)*, або *тепловмістом*.

Вважають, що *питома ентальпія сухого повітря* $I_{с.пов}$ при $t = 0$ °С дорівнює нулю. Тоді питома ентальпія сухого повітря за довільної температури дорівнює

$$I_{с.пов} = c_{с.пов} \cdot t, \quad \text{кДж/кг}, \quad (3.12)$$

де $c_{с.пов} = 1,005$ кДж/(кг·К) – середня питома теплоємність сухого повітря в діапазоні температур вентиляційних процесів.

Питома теплота пароутворення для води при $t_0 = 0$ °С дорівнює 2500 кДж/кг і ентальпія пари у вологому повітрі при цій температурі також дорівнює $I_{п} = 2500$ кДж/кг.

Ентальпію водяної пари в повітрі $I_{п}$ при довільній температурі t обраховують за формулою [1]

$$I_{п} = 2500 + c_{п} \cdot t, \quad \text{кДж/кг}, \quad (3.13)$$

де $c_{п}$ – питома теплоємність водяної пари за сталого тиску і $t_0 = 0$ °С ($c_{п} = 1,806$ кДж/кг·К).

Отже, *питому ентальпію вологого повітря* можна обраховувати за формулою

$$I_{пов} = I_{с.пов} \cdot (t - t_0) + \frac{d}{1000} \cdot [c_{п} \cdot (t - t_0) + I_{п}] = 1,005t + \frac{d}{1000} \cdot (1,8 \cdot t + 2500), \quad (3.14)$$

де d – вологовміст повітря в г/(кг с.пов).

Оскільки питома теплоємність вологого повітря $c_{в.пов} = 1,005 + 1,8d \cdot 10^{-3}$, то вираз (3.14) можна записати у вигляді

$$I_{пов} = c_{в.пов} \cdot t + 2500d \cdot 10^{-3}, \quad \text{кДж/кг с.пов.}$$

Якщо в результаті конвекційного теплообміну повітря передається *явна теплота*, то воно нагрівається і його *температура* підвищується. Ентальпія повітря також змінюється за зміни температури. При виділенні в повітря водяної пари з тією

самою температурою (пара надходить від певних джерел) йому передається в основному *прихована теплота пароутворення*. Ентальпія повітря при цьому також зростає, але завдяки зміні ентальпії водяної пари в повітрі. Температура повітря при цьому залишається сталою (незмінною).

3.5. I-d ДІАГРАМА ВОЛОГОГО ПОВІТРЯ

Рівняння (3.11) і (3.14) є вихідними для побудови $I-d$ діаграми вологого повітря, запропонованої проф. Л. Рамзінім у 1918 р. Діаграма подає графічно взаємну залежність п'яти параметрів, які характеризують стан вологого повітря: ентальпії I , вологовмісту d , температури t , відносної вологості ϕ , парціального тиску пароповітряної суміші $p_{\text{пов}}$ при заданому барометричному тиску P_B . Якщо прийняти $P_B = \text{const}$ і врахувати, що парціальний тиск насиченої пари однозначно визначається її температурою, тобто $p_{\text{н.п}} = f(t)$, то залишаються чотири змінні I, d, t, ϕ , пов'язані між собою двома рівняннями (3.3) і (3.14), внаслідок чого дві змінні є незалежними.

Діаграма побудована в косокутній проєкції з кутом між осями в 135 град. В прямокутній системі координат область ненасиченого повітря виходить вузькою і незручною для графоаналітичних розрахунків. На осі абсцис дано вологовміст, на осі ординат – тепловміст; масштаби (мірила) для них як незалежних змінних вибрані довільними.

Подамо рівняння (3.14) графічно (рис.3.3). З т.О, взятої на осі $I-O$, проведемо пряму, паралельну до осі ординат. Рівняння (3.14) дорівнює сумі трьох відрізків:

$$I_1 = \frac{2500 \cdot d_1}{1000}; I_2 = 1,005t; I_3 = \frac{1,8t \cdot d_1}{1000}$$

Питома ентальпія вологого повітря I складається з суми явної (відчутної) і прихованої теплоти.

Явна теплота

$$I_{\text{я}} = 1,005t + \frac{1,8t \cdot d}{1000}. \quad (3.15)$$

Прихована теплота

$$I_{\text{пр}} = \frac{2500 d}{1000}. \quad (3.16)$$

Із рис. 3.3 видно, що ізотерми мають нахил щодо осі абсцис. Цей нахил можна знайти, якщо взяти похідну $\partial I / \partial d$ від формули

$$\partial I / \partial d = 2500 + 1,8t. \quad (3.17)$$

З формули (3.17) можна зауважити, що нахил ізотерм дещо зростає зі збільшенням температур, хоча практично в $I-d$ діаграмі цього не зображають. Для різних температур це буде сімейство прямих ліній – ізотерм (рис. 3.3).

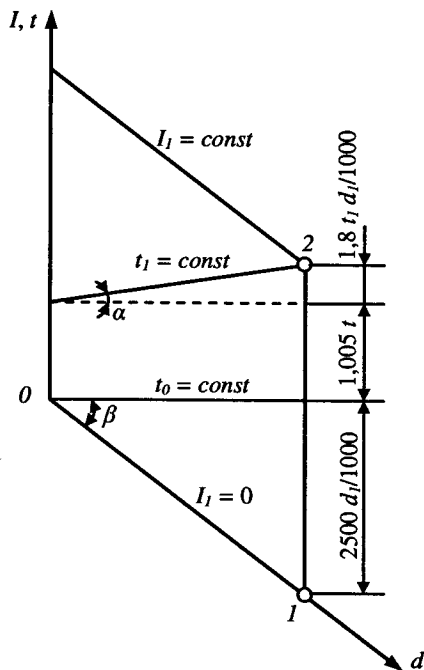


Рис. 3.3. Схема визначення тепловмісту вологого повітря (до побудови I-d діаграми вологого повітря)

Пряма, проведена з т.1, що взята на лінії ентальпії $I_0 - 0$ паралельно до осі ординат ($d_1 = \text{const}$) до т.2, що лежить на ізотермі $t_1 = \text{const}$, утворить відрізок 1-2, який визначає ентальпію в т.2. З рис. 3.3 видно, що

$$I = \frac{2500 \cdot d_1}{1000} + 1,005 t_1 + \frac{1,8 t_1 \cdot d_1}{1000}$$

З рівняння (3.14) видно, що при $d = 0$ г/(кг.с.пов) ентальпія повітря змінюється пропорційно до температури. Аналіз рівнянь (3.3) і (3.14) показує, що будь-якій точці I-d діаграми відповідають певні t і ϕ .

Скориставшись таблицями насиченої водяної пари, можна за формулами для різних значень t і ϕ знайти величини I та d , а потім викреслити лінії $t = \text{const}$ і $\phi = \text{const}$.

Згідно з рівнянням (3.16) величина $I_{\text{пр}}$ не залежить від t і її можна подати у вигляді прямої лінії 1-0 (рис.3.3), що проходить через початок координат і утворює з віссю абсцис кут β , тангенс якого $\text{tg } \beta = 0,001 \times 2500$. При $t = 0$ за формулою (3.15), $I = 0$ для будь-якого значення d , а тому ця лінія проходить через початок координат.

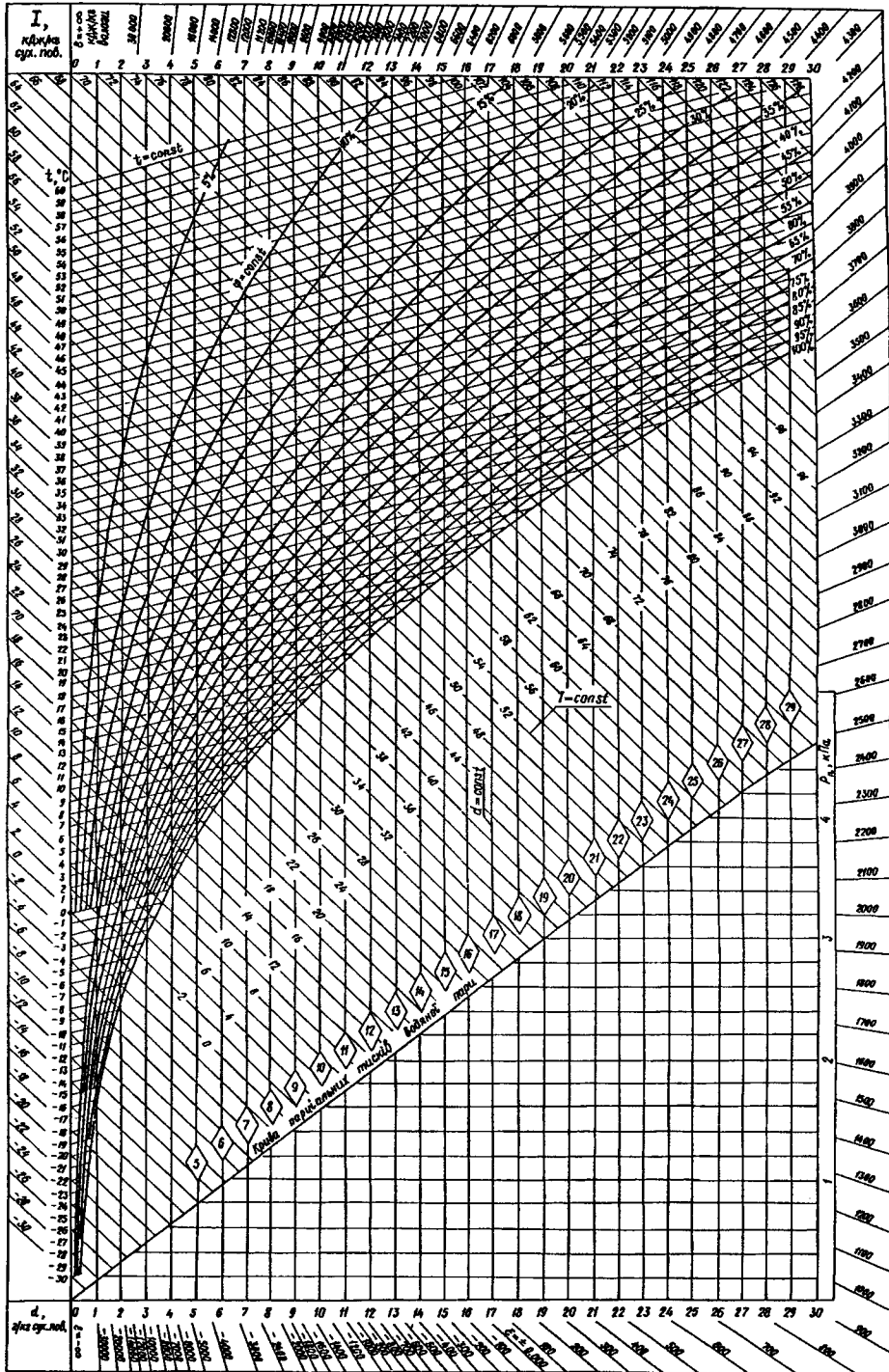


Рис. 3.4. I-d діаграма вологого повітря

Одержавши для різних ізотер розміщення на них точок, що відповідають різним φ , можна поєднати точки з однаковими значеннями φ плавними кривими, які будуть лініями сталої відносної вологості. Абсолютні значення d (г/кг.с.пов) наносять на осі абсцис (рис. 3.4).

Крива відносної вологості $\varphi = 100\%$ ділить $I-d$ діаграму на дві частини: вище неї водяна пара, що міститься в повітрі, не насичена; нижче неї – в стані перенасичення або туману (краплинна волога). Кожна лінія сталого тепловмісту $I = \text{const}$ перетинає лінію насичення $\varphi = 100\%$ в певній точці t_m , що характеризує температуру мокрого термометра.

Тепловміст насиченого повітря з краплинною вологою в кількості x (г/кг с. пов)

$$I = 1,005 t + (2500 + 1,8 t) \cdot d_n \cdot 10^{-3} + x \cdot t,$$

де d_n – вологовміст повітря при $\varphi = 100\%$ г/кг с. пов; $x t$ – ентальпія краплинної вологи.

У нижній частині $I-d$ діаграми, на лінії, що паралельна до осі ординат, наноситься шкала парціальних тисків водяної пари в кПа (мм.рт.ст), починаючи з $p_n = 0$ до можливої величини p_n в діапазоні конкретної діаграми. В області краплинної вологості (туману) ізотерми практично збігаються з відповідними лініями $I = \text{const}$.

$I-d$ діаграма будується для певного значення барометричного тиску, наприклад, $P_B = 101325$ Па. За інших барометричних тисків лінії $\varphi = \text{const}$ і, відповідно, крива $\varphi = 100\%$ будуть незначно зміщені.

Побудувати криву насичення $\varphi = 100\%$ можна за рівнянням (3.3).

Із зміною барометричного тиску в межах ± 2666 Па (± 20 мм.рт.ст) з достатньою для практики точністю можна не вносити корективи в існуючу $I-d$ діаграму.

Парціальний тиск пари в точці з координатами t і φ визначається шляхом побудови лінії $d = \text{const}$ до перетину з кривою парціальних тисків на $I-d$ діаграмі.

3.5.1. Кутовий промінь на I-d діаграмі

Щоби довести повітря до потрібних кондицій, його доводиться нагрівати, охолоджувати, зволожувати або осушувати. При цьому повітря переходить з одного стану (I_1, d_1) в інший (I_2, d_2) . Зміна стану повітря характеризується променем процесу або кутовим променем. Кутовий промінь показує величину зміни кількості теплоти на 1 кг сприйнятої (або відданої) повітрям вологи, а тому його ще називають тепловологісним відношенням.

Кутовий промінь

$$\epsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1}, \text{ або } \epsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d}, \text{ кДж/кг.вологи} \quad (3.18)$$

де I_1, d_1 і I_2, d_2 – відповідно параметри початкового і кінцевого станів повітря; ΔI – зміни тепловмісту, кДж/кг.с.пов; Δd – зміна вологовмісту, кг/кг.с.пов.

Чим більше теплоти підводиться до повітря, тим більша величина ϵ . Проаналізуємо деякі напрямки зміни стану пароповітряної суміші (рис. 3.5).

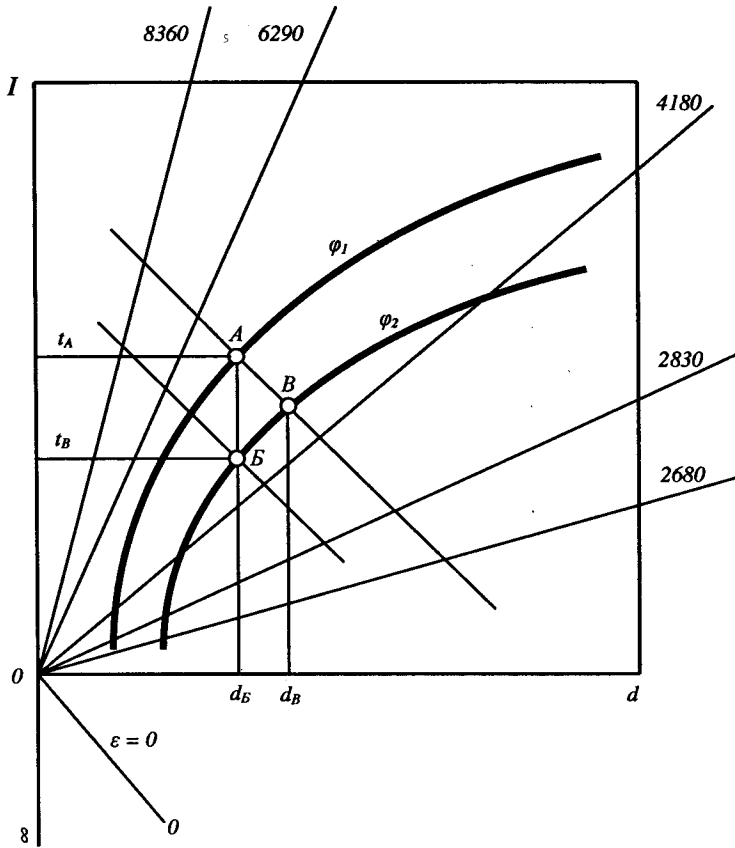


Рис. 3.5. Кутовий масштаб на I-d діаграмі

Напрямок АБ відповідає підвищенню відносної вологості завдяки охолодженню при $d = const$; при цьому $\Delta d = 0$, а числове значення кутового променя (тепловологісного відношення)

$$\epsilon = \frac{\Delta I}{\Delta d} = \frac{I_A - I_B}{0} = \infty.$$

Йому відповідає промінь процесу, що проходить через нульову точку паралельно до АБ.

Напрямок АВ паралельний до ліній сталого тепловмісту. Він показує, що при зміні стану повітря від т.А до т.В різниця тепловмістів $\Delta I = 0$, а вологовміст збільшується на величину $\Delta d = d_B - d_A$.

Числове значення кутового променя

$$\varepsilon = \frac{\Delta I}{0,001 \Delta d} = \frac{0}{0,001 \Delta d} = 0,$$

тобто кутовий промінь процесу з напрямком, що паралельний до ліній $I = \text{const}$, характеризується тепловолігнісним відношенням, що дорівнює нулю. Зменшення явної теплоти в т.В порівняно з т.А компенсується збільшенням вологовмісту $d_B > d_A$; при цьому загальний тепловміст в точках А і В залишається однаковим ($I_A = I_B$). Звідси видно, що кутовий коефіцієнт характеризує тепловий процес при зміні стану пароповітряної суміші.

На $I-d$ діаграмі кутові промені виходять з нульової точки ($I = 0$ і $d = 0$). Для зручності користування їх кінцеві відрізки наносять на поля діаграми.

3.5.2. Побудова кутового променя на полях $I-d$ діаграми

Нехай початкові параметри повітря I_1 і d_1 дорівнюють нулю. Тоді значення кутового променя

$$\varepsilon = \frac{I_2 - I_1}{d_2 - d_1} = \frac{I_2}{d_2}.$$

Присвоївши різні значення I_2 / d_2 , можна провести промені процесів, які виходять з початку координат, тобто із точки з координатами $I_1 = 0; d_1 = 0$.

Приймемо відношення $I / d = I / 0,01 = 0$; отже, відрізок $I = 0$ є кутовим променем $\varepsilon = 0$ (див. відрізок 0 – 1 на рис. 3.6).

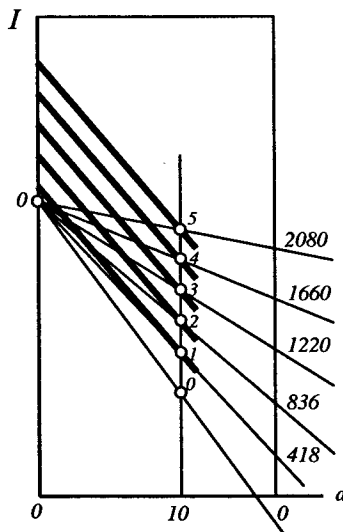


Рис. 3.6. Побудова кутового променя на $I-d$ діаграмі

Аналогічно, відношення $I/0,01 = 418$ відповідає $I = 4,18$ кДж/кг.с.пов; відношення $I/0,01 = 1220$ відповідає $I = 12,2$ кДж/кг.с.пов тощо.

Прямі промені, що виражають зміну стану повітряно-парової суміші (змішки), мають однакові значення кутового коефіцієнта і паралельні між собою. Це дає змогу побудувати на $I-d$ діаграмі кутовий масштаб, що спрощує практичне нанесення променів ϵ при побудові на $I-d$ діаграмі термодинамічних процесів оброблення повітря.

Залежно від співвідношення ΔI і Δd промінь ϵ може мати величину і знак в межах від 0 до $\pm \infty$ (рис. 3.7).

Нехай $t.0$ характеризує початкові параметри повітря.

Поле $I-d$ діаграми навколо $t.0$ можна розділити на чотири нерівні сектори (нерівні тому, що діаграма побудована в косокутній системі координат).

Промені, які лежать в секторі I, мають додатні прирости ентальпій і вологовмісту, а значення ϵ в межах $0 < \epsilon < \infty$, причому напрямком $\epsilon = \infty$ збігається з напрямком лінії $d = \text{const}$, а $\epsilon = 0$ – з напрямком адиабати $I = \text{const}$.

У секторі II лежать промені зі значеннями $-\infty < \epsilon < 0$, в секторі III – $0 < \epsilon < \infty$, а в секторі IV зі значеннями $-\infty < \epsilon < 0$.

Тобто промені з додатними значеннями ϵ лежать в секторах I і III, а з від'ємними значеннями ϵ – в секторах II і IV.

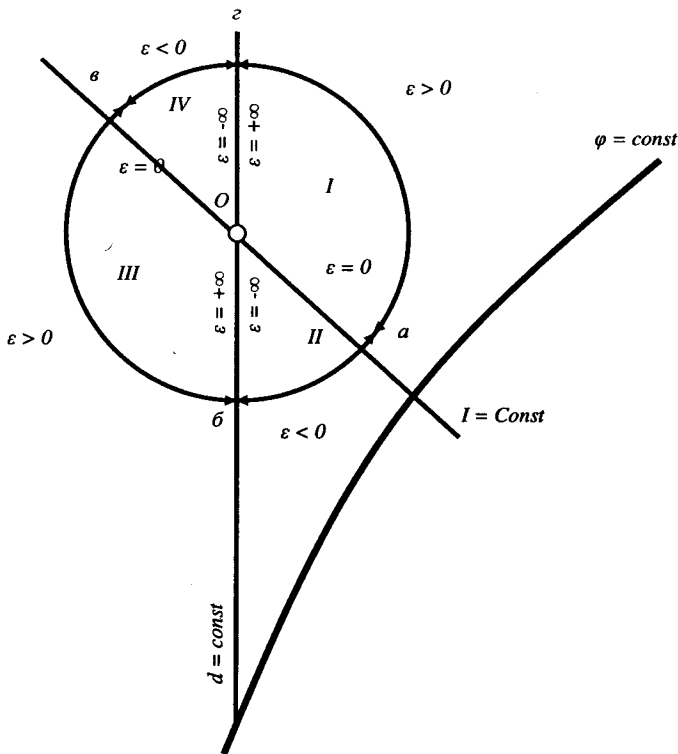


Рис. 3.7. Характерні сектори зміни значень кутових променів та їх границі в $I-d$ діаграмі

3.6. ПРОЦЕСИ ЗМІНИ ТЕПЛОВОЛОГІСНОГО СТАНУ ПОВІТРЯ В I-d ДІАГРАМІ

3.6.1. Нагрівання і охолодження повітря в теплообмінних агрегатах (апаратах)

Повітря нагрівається в результаті його контакту з сухою нагрітою поверхнею. При цьому температура повітря підвищується за рахунок явної теплоти і нагрівання відбувається без зміни вологовмісту ($d = \text{const}$) та зображається в $I-d$ діаграмі вертикальним відрізком, паралельним до осі ординат (рис. 3.8, відрізок 1–2).

Кількість теплоти, що необхідна для нагрівання повітряного потоку витратою G (кг/год) від стану 1 до стану 2, визначається за формулою:

$$Q = G \cdot (I_2 - I_1), \text{ кДж/год} \quad (3.20)$$

де I_1 і I_2 – тепловміст повітря відповідно в t_1 і 2 (рис. 3.8).

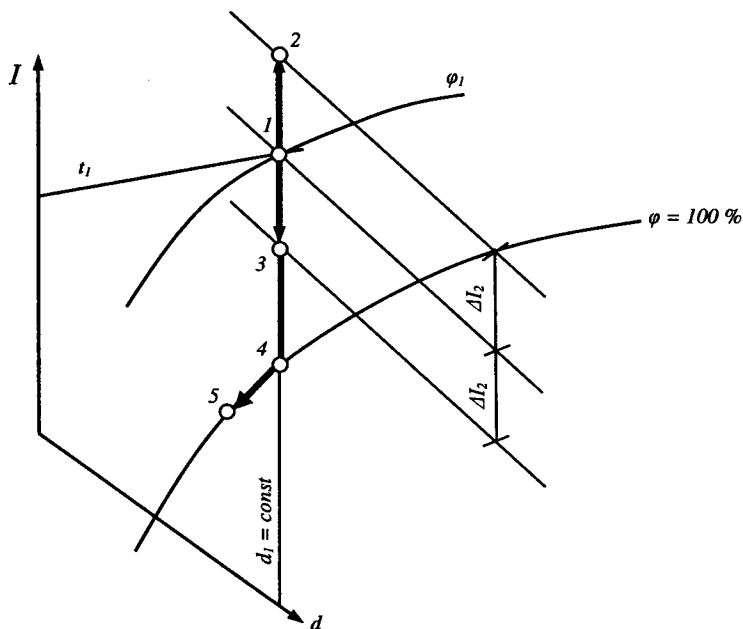


Рис. 3.8. Процеси нагрівання і охолодження повітря в $I-d$ діаграмі

При аналітичному обрахуванні кількість теплоти

$$Q = G \cdot (1,005 + 1,8d \cdot 10^{-3}) \cdot (t_2 - t_1), \text{ кДж/год}$$

де $(1,005 + 1,8d \cdot 10^{-3})$ – масова теплоємність вологого повітря, кДж/(кг·К); t_2 і t_1 – температури повітря в т.2 і 1; d – вологовміст повітря, г/кг.с.пов .

За незначного вологовмісту ($d < 10$ г/кг.с.пов) витратою теплоти на нагрівання водяної пари, що міститься в повітрі, можна нехтувати. Тоді

$$Q = 1,005 G \cdot (t_2 - t_1), \text{ кДж/год} . \quad (3.21)$$

Зауважимо, що при точних обрахунках, якщо задано об'ємну витрату вологого повітря в м³/год, її потрібно перевести в масову витрату і виділити частину сухого повітря з загальної витрати. Однак за невисоких температур (до 25 °С) навіть при $\varphi = 100\%$ густина вологого повітря і сухої його частини відрізняються незначно і тому допускається приймати (при практичних обрахунках) масову витрату вологого повітря і сухої її частини однаковими.

При охолодженні повітря в результаті контакту з сухою холодною поверхнею процес відбувається при $d = \text{const}$ і скерований вниз від т.1 (рис. 3.8) до т.3. Процес охолодження повітря, коли при теплообміні він віддає тільки явну теплоту, може відбуватися до стану, якому відповідає т.4 (перетин променя $d_1 = \text{const}$ з лінією $\varphi = 100\%$). Температура т.4 відповідає температурі точки роси повітря. З подальшим пониженням температури водяна пара, що міститься в повітрі, скраплюється (конденсується), і зміна тепловологісного стану повітря відбувається по лінії $\varphi = 100\%$, наприклад, до т.5. Процес охолодження по лінії $\varphi = 100\%$ пов'язаний з відведенням від повітряного потоку не тільки явної, але і прихованої теплоти конденсації водяної пари (кількість конденсату дорівнює $G \cdot (d_4 - d_5)$, г/год). Величина прихованої теплоти конденсації незначна.

3.6.2. Адіабатичне зволоження повітря [2]

Тонкий шар води або дрібні її краплини при контакті з повітрям набувають температуру, що відповідає температурі мокрого термометра t_m . При контакті повітря з водою, яка має таку саму температуру, відбувається процес адіабатичного зволоження повітря. Впродовж цього процесу ентальпія повітря залишається практично незмінною, тобто $I = \text{const}$. Зміна стану повітря, якому відповідає т.1 (рис.3.9), при контакті його з водою з температурою t_{m1} , відбувається по лінії $I_1 = \text{const}$, наприклад до т.2, якщо повітря вбирає (абсорбує) Δd_1 вологи на 1 кг сухої частини вологого повітря. Граничному стану повітря, при його повному насиченні водяною парою, відповідає т.3 перетину лінії $I_1 = \text{const}$ з кривою $\varphi = 100\%$.

Для адіабатичного зволоження повітря часто використовують камеру зрошення, в якій розпорскують рециркуляційну воду з піддона цієї ж камери. Вода, безперервно контактуючи з повітрям, набуває температури, близької до t_m повітря. Деяка незначна кількість води (1...3 %) випаровується і зволожує повітряний потік, що протікає крізь камеру. Реальний процес зволоження відхиляється дещо догори від лінії $I = \text{const}$ (в результаті внесення в повітряний потік ентальпії води при її випаровуванні, яка при $t_{m1} > 0$ не дорівнює нулю), але це відхилення незначне і його можна не враховувати.

Процеси адиабатичного зволоження, які відбуваються при $I = \text{const}$, можна розрахувати за наближеною формулою

$$\frac{\Delta t}{\Delta d} \approx 2,45,$$

де Δt – зміна температури повітря при зміні його вологовмісту на Δd .

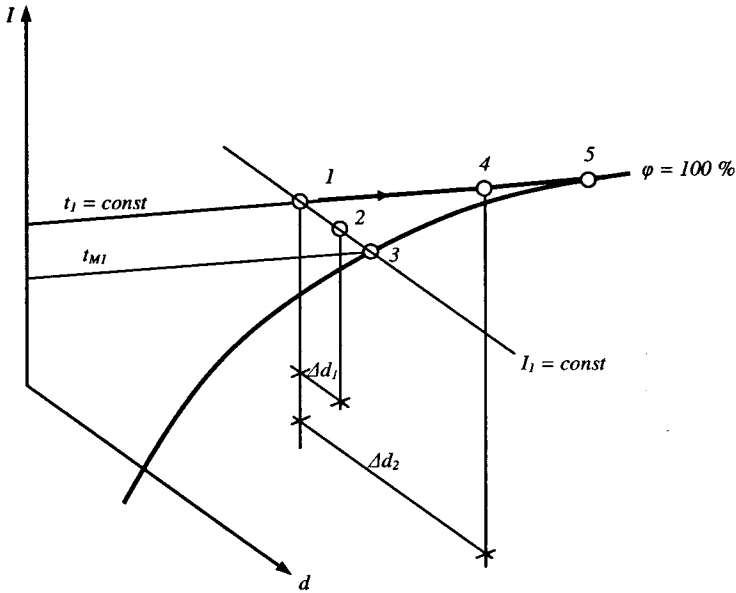


Рис. 3.9. Схема процесів адиабатичного і ізотермічного зволоження повітря в I-d діаграмі

3.6.3. Ізотермічне зволоження повітря [2]

Якщо в повітря впорскувати водяну пару з температурою, що дорівнює температурі повітря по сухому термометру t_c , то воно буде зволожуватись без зміни температури (процес ізотермічного зволоження). При змішуванні пари з повітрям, що має параметри, яким відповідає т.1 (рис. 3.9), стан повітря змінюється по ізотермі $t_1 = \text{const}$ (зліва направо). Після зволоження повітря його стану може відповідати довільна точка на цій ізотермі, наприклад т.4 при вибранні повітрям Δd_2 вологи. Граничному стану повітря в цьому процесі відповідає т.5 перетину ізотерм $t_1 = \text{const}$ з кривою $\phi = 100\%$.

У вентиляційній практиці застосовують процес зволоження повітря гострою (перегрітою) парою з температурою понад 100°C . При цьому процес скерований з невеликим нахилом догори від ізотерми, оскільки ентальпія пари, що асимілюється повітрям, є незначною. Зміна ентальпії повітря, в основному, визначається прихованою теплотою водяної пари і температура повітря при цьому підвищується незначно.

Інколи в деяких приміщеннях зі значними тепловиділеннями, за необхідності підтримання в них високої вологості повітря (наприклад, у текстильному виробництві), застосовують місцеве зволоження. При цьому в повітря приміщення за допомогою пневмофорсунок розпорскують воду, дрібні краплини якої, перебуваючи в ньому у завислому стані повністю випаровуються за рахунок його (повітря) явної теплоти. Отже, явна теплота повітря витрачається на випаровування і у вигляді ентальпії водяної пари повертається в повітря. По суті, місцеве зволоження є процесом адіабатичного зволоження, який скерований за променем $I = \text{const}$. Однак, пониження температури повітря не відбувається, оскільки затрати явної теплоти на зволоження в кожний момент часу компенсуються новими порціями тепловиділень у приміщення.

Процеси адіабатичного зволоження повітря в приміщенні з теплонадлишками, за пропозицією П. Каменева, можна зобразити скерованими за променем $t = \text{const}$. Їх можна розрахувати за наближеною залежністю

$$\frac{\Delta I}{\Delta d} \approx 2,53. \quad (3.22)$$

3.6.4. Змішування двох об'ємів повітря (двох повітряних потоків) з різними параметрами [3]

Уявімо, що повітря в кількості G_1 (кг), яке характеризується параметрами 1 (t_1, I_1, d_1) змішується з повітрям в кількості G_2 з параметрами 2 (t_2, I_2, d_2).

Потрібно визначити параметри суміші ($t_{\text{см}}, I_{\text{см}}, d_{\text{см}}$).

Запишемо балансові рівняння процесу змішування по теплоті і вологовмісту:
баланс по теплоті

$$G_1 \cdot I_1 + G_2 \cdot I_2 = (G_1 + G_2) \cdot I_{\text{см}} \quad ,$$

звідки

$$I_{\text{см}} = \frac{G_1 \cdot I_1 + G_2 \cdot I_2}{G_1 + G_2}. \quad (3.23)$$

Баланс по вологовмісту

$$G_1 \cdot d_1 + G_2 \cdot d_2 = (G_1 + G_2) \cdot d_{\text{см}} \quad ,$$

звідки

$$d_{\text{см}} = \frac{G_1 \cdot d_1 + G_2 \cdot d_2}{G_1 + G_2}. \quad (3.24)$$

Аналогічно температуру суміші можна визначити за рівнянням

$$t_{\text{см}} = \frac{G_1 \cdot t_1 + G_2 \cdot t_2}{G_1 + G_2}. \quad (3.25)$$

Позначивши відношення $\frac{G_1}{G_2} = n$ і розділивши чисельник і знаменник правих частин рівнянь (3.23) і (3.24) на G_2 , одержуємо:

$$I_{\text{см}} = \frac{n \cdot I_1 + I_2}{n+1}; \quad d_{\text{см}} = \frac{n \cdot d_1 + d_2}{n+1}$$

де $I_{\text{см}} = I_3$, а $d_{\text{см}} = d_3$ (див. рис. 3.10).

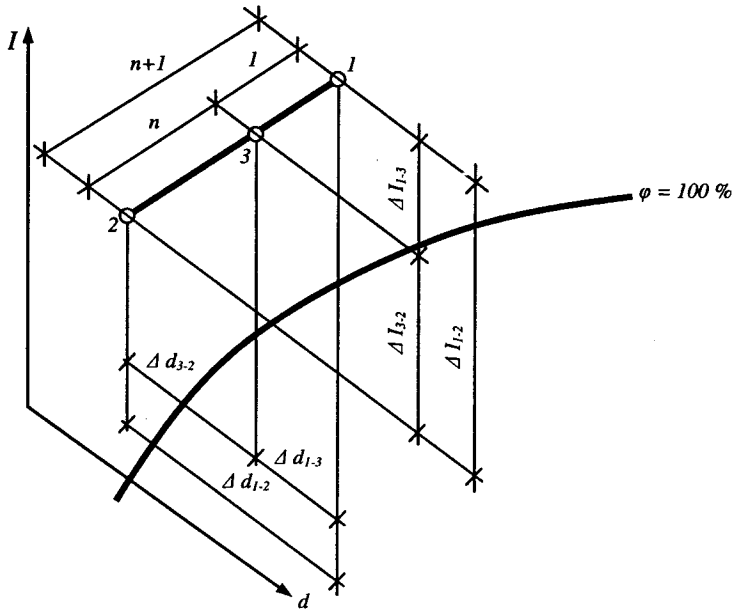


Рис. 3.10. Зображення в I - d діаграмі процесу змішування двох повітряних мас різних станів

Розв'язуючи останні рівняння відносно n , одержуємо

$$n = \frac{I_3 - I_2}{I_1 - I_3} = \frac{d_3 - d_2}{d_1 - d_3} \quad (3.26)$$

Формула (3.26) є рівнянням прямої лінії, що проходить через точки 1, 2 і 3 (рис. 3.10) з координатами I_3 і d_3 . Отже, пряма 1–2 є геометричним місцем точок стану суміші повітря; при цьому кожному стану суміші (т.3) відповідає певна кількість повітря станів 1 і 2. Якщо змішати повітря стану 2 (рис. 3.10) в кількості G з повітрям стану 1 в кількості $G_1 = n \cdot G$, то точки суміші 3 розділить

відрізок 1–2 або його проекції на частини 1–3 і 2–3 або ΔI_{1-3} , ΔI_{2-3} і Δd_{1-3} , d_{2-3} , відношення довжин яких

$$\frac{l_{1-3}}{l_{2-3}} = \frac{\Delta I_{1-3}}{\Delta I_{2-3}} = \frac{\Delta d_{1-3}}{\Delta d_{2-3}} = \frac{G_2}{G_1} = \frac{G}{n \cdot G} = \frac{1}{n}. \quad (3.27)$$

Отже, щоби знайти точку суміші, потрібно відрізок 1–2 або його проекції розділити на $n+1$ частину і відкласти від т.1 одну частину, залишивши n частин до т.2. Така побудова визначить місцеположення т.3, яка характеризує стан суміші.

В практиці можливий випадок, коли при змішуванні холодного (т.1) і теплого (т.2) повітря пряма суміші, яка з'єднує т.1 і 2, перетинається з кривою насичення (рис. 3.11). При цьому т.3, яка характеризує стан суміші (рис. 3.11), розміщена в зоні нижче кривої насичення ($\phi = 100\%$), де повітрянопарова суміш існувати не може. Точка суміші 3 характеризує стан скрапленої вологи, яка випадає з повітря із температурою, що близька до температури повітрянопарової суміші. Такий стан повітря є нестійким і переходить в більш стійкий стан, тобто в т.4, що розміщена на кривій $\phi = 100\%$. Одинична кількість скрапленої вологи дорівнює різниці $(d_3 - d_4)$, г/кг.с.пов.

Скраплена волога забере (абсорбує) незначну кількість теплоти повітряних мас і її величиною можна нехтувати, тобто процес змішування повітряних мас відбувається за сталої ентальпії $I_3 = \text{const}$. При цьому за рахунок прихованої теплоти пароутворення, що вивільняється при скраплюванні вологи, зростає температура від t_3 до t_4 (рис. 3.11).

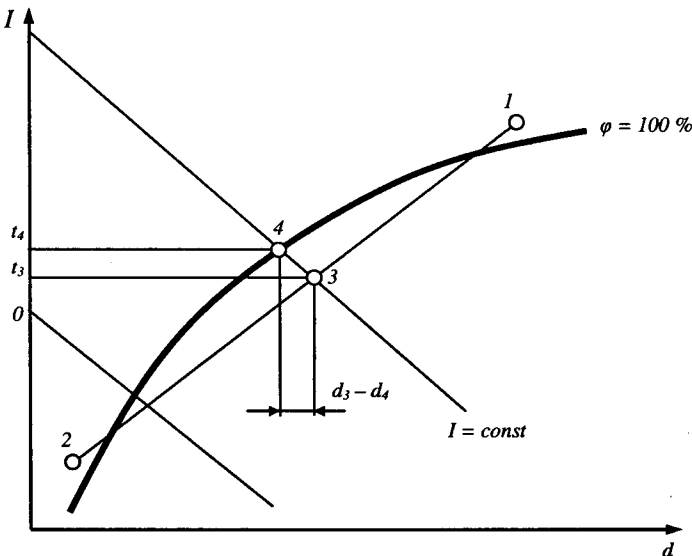


Рис. 3.11. Схема процесу змішування двох повітряних мас при перетині кривої насичення ($\phi = 100\%$)

Приклад 3.1. Змішуються притікальне повітря з внутрішнім повітрям приміщення. Параметри притікального повітря: $V_1 = 5000 \text{ м}^3$; $t_1 = 10^\circ\text{C}$; $\rho_1 = 1,24 \text{ кг/м}^3$; $\phi_1 = 80\%$; $d_1 = 4,58 \text{ г/кг.с.пов}$; $I_1 = 25,6 \text{ кДж/кг}$ (стан 1); $V_2 = 10000 \text{ м}^3$; $t_2 = 25^\circ\text{C}$; $\phi_2 = 60\%$; $d_2 = 15 \text{ г/кг.с.пов}$; $I_2 = 55 \text{ кДж/кг}$ (стан 2). Атмосферний тиск 10^5 Па . Визначити параметри суміші.

Аналітичне розв'язування.

Визначаємо масу сухої частини повітря:

$$G_1 = \rho_1 \cdot V_1 = 1,24 \cdot 5000 = 6200 \text{ кг};$$

$$G_2 = \rho_2 \cdot V_2 = 1,16 \cdot 10000 = 11600 \text{ кг};$$

$$G_3 = G_1 + G_2 = 6200 + 11600 = 17800 \text{ кг}$$

Визначаємо параметри суміші:

$$d_3 = \frac{G_1 d_1 + G_2 d_2}{G_3} = \frac{6200 \cdot 4,58 + 11600 \cdot 15}{17800} = \frac{6200 \cdot 4,58 + 11600 \cdot 15}{17800} = 11,4 \text{ г/кг.с.пов};$$

$$I_3 = \frac{G_1 \cdot I_1 + G_2 \cdot I_2}{G_3} = \frac{6200 \cdot 25,6 + 11600 \cdot 55}{17800} = 45,6 \text{ кДж/кг.с. пов};$$

$$t_3 = \frac{G_1 \cdot t_1 + G_2 \cdot t_2}{G_3} = \frac{6200 \cdot 10 + 11600 \cdot 25}{17800} = 19,8^\circ\text{C}.$$

Розв'язування на I - d діаграмі.

Наносимо на I - d діаграму точки, які відповідають параметрам притікального (м.1: $t_1 = 10^\circ\text{C}$, $\phi_1 = 80\%$) і внутрішнього (м.2: $t_2 = 25^\circ\text{C}$, $\phi_2 = 60\%$) повітря. Маси повітря: $G_1 = 6200 \text{ кг}$ і $G_2 = 11600 \text{ кг}$.

Знаходимо відношення мас повітря. При цьому масу сухої частини повітря стану 1 приймемо за одиницю, а стану 2 - за n. Тоді

$$\frac{G_2}{G_1} = n = \frac{11600}{6200} = 1,87,$$

$$\frac{l_{1-3}}{l_{3-2}} = \frac{G_2}{G_1} = n.$$

Довжину відрізка, який поєднує точки 1 і 2, ділимо на $n + 1 = 2,87$ (рис. 3.12). На I - d діаграмі знаходимо параметри суміші $t_3 = 19,8^\circ\text{C}$, $\phi_3 = 78,3\%$ (точка 3).

Точка суміші лежить ближче до стану повітря, суха частина якого має більшу масу, тобто до точки стану 2.

Отримані результати збігаються з результатами аналітичного розв'язування.

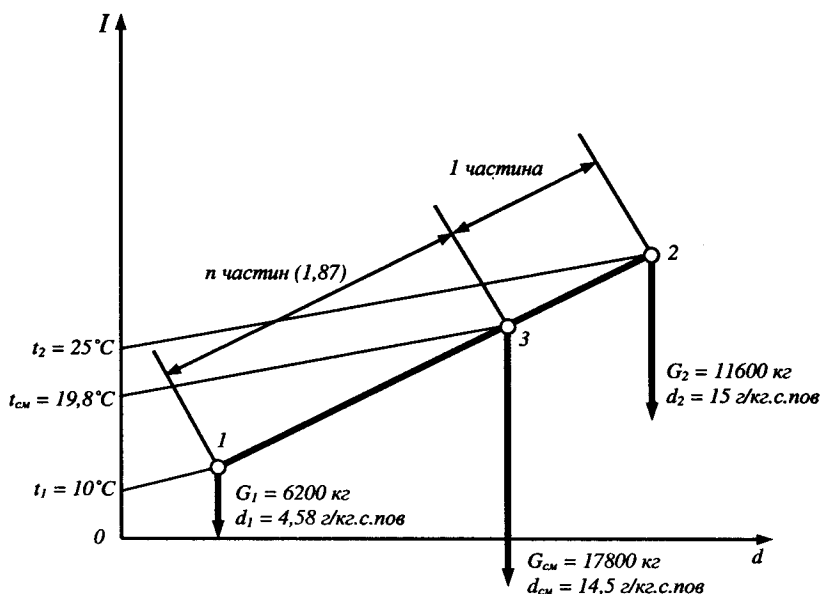


Рис. 3.12. Визначення точки суміші двох повітряних мас з різними параметрами (до прикладу розрахунку)

ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛІВ 1–3

1. Крум Д., Робертс Б., Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий: Пер. з англ. / Под ред. Е. Карписа. – М.: Стройиздат, 1988. – 399 с.
2. Отопление и вентиляция: Учебник для вузов. Ч.2. Вентиляция / Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.
3. Дроздов В.Ф. Отопление и вентиляция: Учебное пособие. Ч.2. Вентиляция. – М.: Высшая школа, 1984. – 263 с.
4. Жуковський С.С., Лабай В.Й. Аеродинаміка вентиляції: Навчальний посібник. Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2003. – 372 с.
5. Жуковський С.С., Кінаш О.В. З історії розвитку вентиляції приміщень // Ринок інсталяцій. – 2004. – №6. – С.60–61. –2004. – №7–8. – С.95.

Розділ четвертий

КЛАСИФІКАЦІЯ ВЕНТИЛЯЦІЇ І СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

4.1. ЗАГАЛЬНІ ПОНЯТТЯ [36]

Вентиляція (провітрювання) приміщення. Обмін повітря в приміщенні або в його виокремленому об'ємі з метою усунування зужитого і забрудненого повітря внутрішнього і постачання (підведення) переважно зовнішнього або рециркуляційного, але готованого реноваційно повітря.

Кондиціювання приміщення. Вентиляція приміщення, яка забезпечує повітряно-му середовищу зони обслуговування означені властивості і параметри – чистоту, хімічний склад, температуру і відносну вологість, – через готування і розподілення повітря, відповідно до призначення і способу використання приміщення в кліматичних умовах даної місцевості.

Рух повітря. Переміщення повітряного потоку визначеної витрати до вентиляованого простору або з цього простору, переважно із застосуванням трубопроводів.

Зона обслуговування. Робоча зона. Виокремлений об'єм приміщення висотою до 2 м над підлогою, а також над помостами, де перебувають люди, в якій за допомогою систем (системи) вентиляції або кондиціювання треба забезпечити потрібні умови мікроклімату приміщення.

Мікроклімат приміщення. Кліматичні умови приміщення, які є наслідком одночасного впливу рівня чистоти, хімічного складу, температури, відносної вологості і швидкості руху (рухливості) повітря внутрішнього, а також температур огорож приміщення, штучно нагрітих чи охолоджених поверхонь тощо.

Мікроклімат технологічний. Мікроклімат виробничого приміщення або його виокремленого об'єму, зумовлений потребами технологічного процесу і якості виробів або умовами праці машин і устаткування.

Комфорт тепловий. Стан задоволення людини навколишнім тепловим середовищем.

Повітророзподілення. Розподілення повітря у вентиляованому просторі із застосуванням повітророзподільників і витікачів повітря для забезпечення потрібних умов – інтенсивності повітрообміну, тиску, чистоти, температури, відносної вологості і рухливості повітря, рівня шуму, – в зоні обслуговування або в місці праці чи спеціальних технологічних вимог.

Потрібна витрата зовнішнього повітря. Кількість повітря зовнішнього, яке з гігієнічних поглядів належить допровадити до осіб, що перебувають в приміщенні, з метою підтримання відповідної якості повітря внутрішнього в зоні обслуговування, забезпечуючи при цьому відчуття “свіжості повітря”, усунування запахів людського тіла і підтримання на нормованому рівні оксиду і діоксиду вуглецю.

Свіжість повітря. Стан повітря, при якому людина відчуває силу і бадьорість.

Повітря зовнішнє. Повітря ззовні будівлі, у безпосередній близькості від неї (в зоні впливу повітрозабору вентиляційного).

Повітря готоване. Повітря, яке піддане одному або декільком процесам готування (оброблення).

Повітря внутрішнє. Повітря, обмежене внутрішнім об'ємом приміщення.

Повітря в зоні обслуговування. Повітря внутрішнє, яке знаходиться в межах зони, де підтримуються параметри повітря, що вимагаються при перебуванні людей.

Повітря в місці праці або в місці спеціальних технологічних вимог. Навколишнє повітря в безпосередній близькості від людини, предмета, що зберігається, або місця реалізації технологічного процесу.

Повітря притікальне. Повітря, яке притікає в приміщення із-за меж його внутрішнього об'єму.

Повітря витікальне. Повітря внутрішнє, яке витікає поза межі внутрішнього об'єму приміщення.

Повітря викидне. Повітря витікальне, яке розвіюється в атмосфері.

Повітря рециркуляційне. Повітря витікальне, яке скеровується, після відповідного готування, до повітророзподільників.

Повітря забезпечувальне. Повітря зовнішнє, яке поставляється в приміщення з метою компенсації витрати витікального повітря через смоки (відсмокти) і виконує також функції повітря притікального.

Повітря первинне. Повітря готуване і урухомлене, яке, витікаючи із повітророзподільника, змішується завдяки ежекції, з повітрям внутрішнім.

Повітря вторинне. Повітря внутрішнє, яке засмокується ежекційно струменем (струменями) повітря первинного, що витікає з повітророзподільника.

Ежекція повітря. Засмокування деякої кількості повітря внутрішнього з причини ежекційного впливу струменя повітря первинного.

Циркуляція повітря. Природний або примусовий рух повітря внутрішнього з його перемішуванням.

Зона пасивна (мертва). Виокремлений об'єм приміщення, в якому відсутня циркуляція повітря.

Забруднення повітря. Вміст в повітрі твердої, рідкої чи газової субстанції, яка відсутня в нормальному складі атмосферного повітря і спричиняє шкідливий вплив хвороботворних (хворобонаслідкових) мікроорганізмів.

Розрахункові (проектні) параметри повітря зовнішнього. Числові величини температури, питомої ентальпії, відносної вологості та інших параметрів повітря зовнішнього, які належить приймати в даній місцевості при розрахунках і доборі вентиляційного устаткування.

Розрахункові (проектні) параметри повітря внутрішнього. Числові величини температури, відносної вологості і швидкості внутрішнього повітря в зоні обслуговування, в місці праці або в місці спеціальних технологічних вимог, які належить приймати залежно від призначення і вимог експлуатації, при розрахунках і доборі вентиляційного устаткування.

Кратність повітрообміну. Число обмінів повітря. Величина інтенсивності вентиляції приміщення, яка визначає, скільки разів протягом години перетікає через приміщення повітряний потік з витратою, що дорівнює внутрішньому об'єму приміщення.

Верхня зона. Виокремлений об'єм приміщення в межах від зони обслуговування (робочої зони) до стелі приміщення.

Граничнодопускна концентрація (ГДК). Кількість забрудника в одиничному об'ємі або іншій кількості повітря, яка не спричиняє негативних впливів на організм людини і виникнення захворювань.

Процеси готування повітря [37]

Готування повітря. Процеси реалізовані при вживанні технічних засобів, завданням яких є зміна однієї або декількох величин, що характеризують стан і якість повітря.

Нагрівання повітря. Готування повітря, яке полягає в підвищенні його температури.

Нагрівання повітря попереднє. Нагрівання повітря перед піддаванням його іншим процесам готування, передусім теплового або вологісного.

Нагрівання повітря вторинне (повторне). Нагрівання повітря, попередньо готованого температурно або вологісно, перед його переміщенням до приміщення.

Охолодження повітря. Готування повітря, яке полягає в зниженні його температури.

Зволоження повітря. Готування повітря, яке полягає у підвищенні в ньому вмісту вологи.

Осушення повітря. Готування повітря, яке полягає у зменшенні в ньому рівня вологості.

Фільтрування повітря. Готування повітря, яке полягає у фільтраційному його очищенні від забрудників.

Знепилення повітря. Готування повітря, яке полягає у вилученні і затриманні пилу, завислого у витікальному повітрі перед його викидом в атмосферу, або при використанні його як повітря рециркуляційного.

Дезодорація повітря. Готування повітря, яке полягає в усуванні з нього запахових субстанцій.

Стерилізація повітря. Готування повітря, яке полягає у знищенні в ньому мікроорганізмів.

Озонування повітря. Готування повітря, яке полягає у використанні озону як бактерицидного або протизапахового засобу.

Реновація повітря. Готування повітря, переважно рециркуляційного, яке полягає в його дезодорації, фільтруванні або поповненні кількості кисню.

Змішування повітря. Змішування двох або більше повітряних потоків.

Рециркуляція повітря з приміщення. Повторна циркуляція повітря. Використання повітря витікального як повітря притікального; розрізняють також рециркуляцію повітря всередині приміщення, яка є наслідком ежекційної дії повітророзподільників.

Утилізація тепла. Використання відхідного тепла від технологічних процесів або того, що міститься в повітрі витікальному (викидному) з метою зменшення потреб тепла при задіянні вентиляційного устаткування (устаткування).

Йонізація. Утворення електрично заряджених частинок – йонів з електрично нейтральних частинок повітря.

4.2. ВИДИ ВЕНТИЛЯЦІЇ [38]

Вентиляція природна. Вентиляція під впливом теплових напорів або/і вітрових тисків (гравітаційних або/і вітрових сил).

Вентиляція гравітаційна. Вентиляція природна, спричинена різницею густин повітря зовнішнього і внутрішнього.

Аерація. Вентиляція природна, з додатковим використанням допоміжних елементів і розрахованих та регульованих отворів.

Інфільтрація. Вентиляція природна, або розріджувальна, яка спричиняє притікання повітря зовнішнього в приміщення через щільні отвори та інші нещільності його огорож.

Ексфільтрація. Вентиляція природна, або підвищувального тиску, яка спричиняє витікання повітря внутрішнього через щільні отвори та інші нещільності огорож приміщення.

Вентиляція віконна. Вентиляція природна, яка спричиняє повітрообмін приміщення через відкриті вікна або зовнішні, наприклад балконні, двері.

Вентиляція механічна. Вентиляція, спричинена дією механічного або струмінного устаткування, яке спонукає рух повітря.

Вентиляція гібридна (механічно-“природна”). Вентиляція механічна витікальна і супутня їй, з причини розрідження повітря внутрішнього, вентиляція притікальна, або вентиляція механічна притікальна і супутня їй, з причини плюсового надлишкового тиску повітря внутрішнього, вентиляція витікальна.

Вентиляція загальна. Вентиляція, яка спричиняє повітрообмін всього об'єму приміщення.

Вентиляція місцева. Вентиляція, яка забезпечує повітрообмін в невеликому виокремленому об'ємі приміщення, в межах місця праці або технологічного устаткування.

Вентиляція змішана. Вентиляція, яка характеризується поєднанням вентиляції місцевої чи локальної, або зональної і вентиляції загальної.

Вентиляція локальна. Вентиляція, яка забезпечує повітрообмін в достатньо великому, виокремленому об'ємі приміщення, наприклад, у мікрокліматичній оазі.

Вентиляція підвищувального тиску. Вентиляція, що характеризується перевищенням витрати повітря притікального над витратою повітря витікального, при якій настає перетікання повітря через отвори і нещільності огорож приміщення поза його межі.

Вентиляція розріджувальна. Вентиляція, що характеризується перевищенням витрати повітря витікального над витратою повітря притікального, при якій настає перетікання повітря через отвори нещільності огорож в приміщення з-поза його меж.

Вентиляція струмінна (ежекційна). Вентиляція, що характеризується повітроподіленням за допомогою вихрових (турбулентних) струменів, які спонукають вторинні рухи повітря і спричиняють перемішування повітря притікального з повітрям внутрішнім.

Вентиляція перемішувальна (розбавлювальна). Вентиляція, що характеризується перемішуванням повітря притікального з повітрям внутрішнім, результатом чого є усереднення і зниження вмісту забрудників повітря у чентильованому або кондиційованому просторі.

Вентиляція випиральна. Вентиляція, що характеризується ламінарними або малотурбулентними потоками повітря притікального рівномірної швидкості, без ежекції повітря внутрішнього, які перетікають через зону обслуговування (робочу зону) або її виокремлені об'єми і випирають забруднене повітря внутрішнє у верхню зону.

Вентиляція поршнева. Вентиляція, що характеризується ламінарним або турбулізованим перетіканням повітряного потоку рівномірної швидкості через весь переріз горизонтальний (згори-донизу або знизу-догори) або вертикальний (збоку-вбік) приміщення або його виокремлених об'ємів.

Вентиляція притікальна. Вентиляція, яка забезпечує притікання повітря у приміщення або у виокремлений його об'єм (зону).

Вентиляція витікальна. Вентиляція, яка забезпечує витікання внутрішнього повітря з приміщення або із виокремленого його об'єму (зони).

Вентиляція притікально-витікальна. Вентиляція, яка забезпечує притікання повітря у приміщення або його виокремлений об'єм і витікання повітря з приміщення чи з його виокремленого об'єму.

Вентиляція аварійна. Вентиляція гібридна, з розрідженням повітря внутрішнього, яка застосовується у виробничих приміщеннях, де існує можливість несподіваного виділення значної кількості отруйних або небезпечних щодо вибуху речовин.

Вентиляція зональна. Вентиляція, яка забезпечує повітрообмін у виокремленій зоні приміщення, наприклад, в зоні обслуговування.

4.3. ВИДИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ І КОНДИЦІЮВАННЯ [39]

Вентиляційні системи. Просторове поєднання вентиляційними трубопроводами або без них устаткування, агрегатів і елементів для готування, урухомлення і розподілення повітря або вилучення і очищення забрудненого повітря та розвіювання його в атмосфері, які взаємодіють між собою, утворюючи разом функціональну єдність з новими властивостями.

Система притікальної вентиляції. Система вентиляції для урухомлення і готування повітря, переважно зовнішнього, та його розподілення в приміщенні.

Система витікальної вентиляції. Система вентиляції для вилучення забрудненого повітря внутрішнього, його переміщення, очищення і розвіювання в атмосфері.

Система обігрівальної вентиляції. Система притікальної вентиляції, яка забезпечує компенсацію тепловтрат приміщення і підтримує в зоні обслуговування потрібні температурні умови.

Система охолоджувальної вентиляції. Система притікальної вентиляції, яка забезпечує зниження рівня теплонадлишків (теплового потенціалу) приміщення і підтримує в зоні обслуговування потрібні температурні умови.

Система витікальної місцевої вентиляції. Система витікальної вентиляції зі смоком (відсмоктом), яка забезпечує вилучення забрудників від місць їх виникнення або виділення.

Система притікальної місцевої вентиляції. Система притікальної вентиляції, яка забезпечує потрібні параметри повітря в місці праці або в місці спеціальних технологічних вимог.

Система кондиціонування. Система притікальної вентиляції, яка забезпечує кондиціонування приміщення або його виокремленого об'єму через багатofункційне готування повітря і його розподілення в приміщенні.

Система кондиціонування комфортно-теплова. Система кондиціонування, завданням якої є забезпечення умов комфорту теплового в зоні обслуговування.

Система кондиціонування технологічного. Система кондиціонування, завданням якої є забезпечення умов мікроклімату приміщення специфічних щодо завдань або дій, які спричинені призначенням об'єкта (технологія промислова, зберігання сировини і товарів, консервація предметів, симуляція кліматичних умов тощо).

Система притікальної вентиляції або кондиціонування зі сталою об'ємною витратою повітря. Система притікальної вентиляції або кондиціонування, яка забезпечує сталі витрати повітря в окремих приміщеннях або в їх виокремлених об'ємах.

Система притікальної вентиляції або кондиціювання зі змінною об'ємною витратою повітря. Система притікальної вентиляції або кондиціювання, в якій можна змінювати за допомогою регулювання витрату повітря в окремих приміщеннях або їх виокремлених об'ємах.

Система притікальної вентиляції або кондиціювання центральна (централізована). Система притікальної вентиляції або кондиціювання з центральним готуванням повітря, в якій об'ємні витрати повітря розраховані для окремих приміщень і доповоджуються до них з однаковими параметрами, незалежно від наявних в приміщеннях різних балансів тепла, вологи та інших забрудників.

Система притікальної вентиляції або кондиціювання центральна з додатковим готуванням повітря. Система притікальної вентиляції або кондиціювання з основним центральним і додатковим готуванням повітря, завдяки чому повітря, що доповоджується до окремих приміщень або груп приміщень, має різні параметри відповідно до різних балансів тепла, вологи та інших забрудників в них.

Система притікальної вентиляції або кондиціювання центральна з індивідуальним регулюванням температури. Система притікальної вентиляції або кондиціювання з основним центральним готуванням повітря й індивідуальним регулюванням його температури в кожному приміщенні.

Система притікальної вентиляції або кондиціювання індивідуальна. Система притікальної вентиляції або кондиціювання, яка уможливорює підтримання регульованого або регульованих параметрів повітря в зоні обслуговування завдяки застосуванню індивідуального вентиляційного або кондиційного устаткування, що розміщене в цьому або в сусідньому приміщенні.

Система транспортувальної вентиляції. Система механічної, переважно витікальної, місцевої трубопровідної вентиляції, яка за допомогою руху повітря транспортує матеріали або вироби чи напівфабрикати.

Система вентиляції безтрубопровідна. Система вентиляції без трубопроводів.

Система вентиляції трубопровідна. Система вентиляції з трубопроводами.

Система вентиляції або кондиціювання однострубопровідна з кліматконвекторами. Система вентиляції або кондиціювання, в якій компенсування теплових балансів окремих приміщень відбувається за допомогою повітря, готованого централізовано (централізовано) і теплопродуктивності кліматконвекторів.

Система вентиляції або кондиціювання двотрубопровідна. Система вентиляції або кондиціювання, в якій компенсування теплових балансів окремих приміщень відбувається за допомогою змішування двох повітряних потоків, що рухаються в трубопроводах і мають різні рівні температури.

Система вентиляції або кондиціювання з малою швидкістю руху повітря в трубопроводах. Система вентиляції або кондиціювання, в якій швидкість руху повітря в трубопроводах не перевищує 7 м/с.

Система вентиляції або кондиціювання з середньою швидкістю руху повітря в трубопроводах. Система вентиляції або кондиціювання, в якій швидкість руху повітря в трубопроводах від 7 до 12 м/с.

Система вентиляції або кондиціонування зі значною швидкістю руху повітря в трубопроводах. Система вентиляції або кондиціонування, в якій швидкість руху повітря в трубопроводах перевищує 12 м/с.

Система (системи) знедимлювальної вентиляції. Система (системи) вентиляції, яка зменшує наслідки виникнення пожежі через відсмоктування продуктів термічного розкладу спалюваних матеріалів, зниження температури в об'єкті і підтримання шляхів евакуації в незадимленому стані.

Системи вентиляції (або кондиціонування) поділяються також за видами повітря, а також за кількістю процесів його готування (максимум чотири процеси) [1]: FO – повітря викидне; AU – повітря зовнішнє; UM – повітря рециркуляційне; MI – суміш повітря зовнішнього і рециркуляційного; H – нагрівання; K – охолодження; B – зволоження; E – осушення (табл.4.1).

Таблиця 4.1

Класифікація систем вентиляції (СВ) за видами повітря і процесами його готування [1, 33]

Процеси готування повітря		Системи вентиляції (СВ)	
Кількість	Тип	з зовнішнім повітрям, власне СВ	без зовнішнього повітря, рециркуляційні СВ
		Система витікальної вентиляції типу FO СВ типу AU або MI	Рециркуляційна СВ типу UM
Один	H K B E	СВ типу AU або MI	Рециркуляційні СВ типу UM
Два	HK HB HE KB KE BE	СВ типу AU або MI	Рециркуляційні СВ типу UM
Три	HKB HKE KBE HBE	СВ типу AU або MI	Рециркуляційні СВ типу UM
Чотири	HKBE	СВ кондиційні (системи кондиціонування, СК) типу AU або MI	Рециркуляційні СВ кондиційні (СК) типу UM

Приклад: Система притікальної вентиляції типу HKBE – MI, тобто кондиційна (власне СК) з чотирма процесами готування повітря – нагріванням, охолодженням, зволоженням і осушенням із сумішшю повітря зовнішнього і рециркуляційного.

Графічні символи СВ вказано в табл. 4.2.

Графічні символи СВ (або СК) [1]

Повітря	Скорочене позначення	Колір
Притікальне, залежно від процесу готування	ZU VZU	зелений, червоний голубий, фіолетовий
Зовнішнє	AU, VAU	зелений
Витікальне	AB, NAB	жовтий
Викидне	FO	жовтий
Рециркуляційне	UM	жовтий
Суміш зовнішнього і рециркуляційного	MI	рожевий

Зауваги: N – кінцеве готування повітря; V – попереднє готування повітря.

Означення різних складових частин СВ вказано на рис. 4.1.

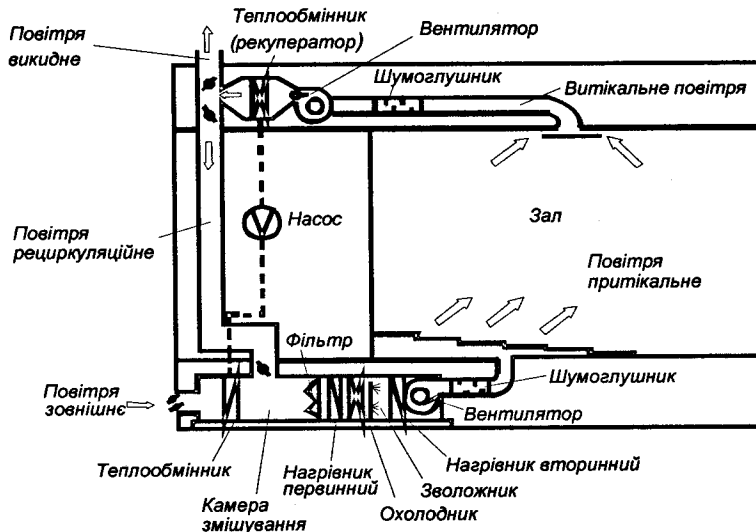


Рис. 4.1. Термінологія найважливіших складових частин СВ на прикладі механічної загальної притікально-витікальної вентиляції зали кінотеатру

4.4. ПРИРОДНА ВЕНТИЛЯЦІЯ

Обрахувати і виміряти повітрообмін, спричинений цією вентиляцією, важко. Найчастіше методи вимірювань ґрунтуються на зміні природної концентрації в повітрі приміщень CO_2 , He , O_2 або інших газів [7–11]. Істотним недоліком систем природної витікальної вентиляції є неможливість рекуперації теплоти витікального (викидного) повітря.

4.4.1. Інфільтрація і ексфільтрація (щілинна вентиляція)

Спричиняють дію цієї вентиляції перепад (різниця) напорів назовні і всередині приміщення, який виникає через різницю температур і розподілення тисків по зовнішніх поверхнях будинку, що обтікається вітром

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_v, \quad (4.1)$$

де Δp_t – перепад напорів, спричинений різницею температур назовні і в середині приміщення, Па; Δp_v – перепад тисків, спричинений дією вітру при обтіканні будинку, Па.

За відсутності вітру

$$\Delta p = \Delta p_t, \quad (4.2)$$

а тому діє гравітаційна вентиляція під впливом величини

$$\Delta p_t = h \cdot (\rho_z - \rho_v) \cdot g, \quad (4.3)$$

де h – висота стовпів зовнішнього і внутрішнього повітря, м; ρ_z, ρ_v – відповідно густини зовнішнього і внутрішнього повітря при їх усереднених показниках, кг/м^3 ; g – прискорення земного тяжіння, м/с^2 .

У високих приміщеннях, наприклад, у сходових клітках, культових спорудах, шахтах ліфтів тощо величина Δp_t є доволі значною і може спричинити великий повітрообмін. Так, в будинках такого типу не тільки в сходових приміщеннях, але і в приміщеннях нижніх поверхів витрати теплоти на нагрівання вентиляційного (інфільтраційного) повітря є завжди більшими, ніж для приміщень вищих поверхів.

Величина повітрообміну значною мірою залежить від сумарної нещільності зовнішніх огорож (вікон, балконних дверей). Цю нещільність треба визначати при сертифікації цих огорож разом з їх теплотехнічними характеристиками (термічним опором). Зазвичай в реальному будинку ця величина буде дещо змінюватись залежно від температурно-вологісних параметрів; часу і умов експлуатації огорожі. Експериментально встановлено, що інфільтраційний (ексфільтраційний) повітрообмін житлових приміщень через вікна старших конструкційних розв'язань становить $0,3 \dots 0,8 \text{ год}^{-1}$ [12, 13]. Нові вікна, виконані за вимогами WSVO, є настільки щільними, що інфільтраційний повітрообмін житлових приміщень не перевищує $0,1 \text{ год}^{-1}$; в цьому випадку існує небезпека забруднення внутрішнього повітря (CO_2 , формальдегіди, радон тощо), а також СО на кухнях (за нестачі кисню для спалювання органічного палива).

Дія вітру значно збільшує природний повітрообмін через вікна (балконні двері), оскільки на навітряній поверхні будівлі виникає підпор (надлишковий тиск, дещо більший від атмосферного), а на завітряних поверхнях – розрідження. При сильному вітрі повітрообмін приміщень може зрости кількоразово і спричинити їх значне вихолодження. У висотних будинках витрата теплоти на нагрівання зовнішнього (інфільтраційного) повітря збільшується на верхніх поверххах, що пов'язано зі зростанням швидкості вітру з висотою від рівня землі.

У багатьох приміщеннях, зокрема і житлових приміщеннях помешкань з нещільними вікнами, інфільтраційний повітрообмін є достатнім, аби в обігрівальний

період забезпечити якість внутрішнього повітря в допускних межах (у разі потреби можна застосувати віконну вентиляцію).

У зв'язку з енергоощадністю будівель вимагається застосування ущільнених вікон з підвищеним термічним опором. В результаті цього необхідний повітрообмін повинен забезпечуватись природною або механічною витікальною вентиляцією (збільшення інвестиційних витрат) і природним або механічним притіканням зовнішнього повітря, наприклад, через спеціальні віконні повітродісперсори, завдяки розрідженню в приміщенні. За наявності механічної вентиляції з'являється можливість рекуперації теплоти витікального (викидного) повітря.

Треба пам'ятати, що за ущільнених вікон і наявності людей в приміщеннях в них треба забезпечити нормований повітрообмін, тобто витратити теплоту на нагрівання зовнішнього повітря. За відсутності людей в приміщенні повітрообмін в ньому повинен бути мінімальним, тобто в приміщеннях треба передбачати самочинну (автоматично керовану) вентиляцію.

4.4.2. Вентиляція віконна [14–16]

Під віконною вентиляцією розуміють забезпечення природного повітрообміну приміщень через відкриті вікна або зовнішні, наприклад, балконні, двері. За різниці температур внутрішнього і зовнішнього повітря і відсутності вітру зовнішнє повітря притікає в приміщення через нижню частину віконного отвору, а внутрішнє повітря витікає назовні через його верхню частину. В безвітряну погоду віконна вентиляція може ефективно діяти в ХПП і, частково, в ППП. Вона призначена для короткотривалої і швидкої заміни внутрішнього повітря зовнішнім. В ТПП продуктивність віконної вентиляції залежить значною мірою від дії вітру, а також від різниці температур внутрішнього і зовнішнього повітря, що спричинена теплонадходженнями в приміщення від різних теплових джерел (насамперед – від теплоти сонячного випромінювання). При поперечній схемі перетікання повітря через приміщення, тобто за двостороннього розміщення в ньому вікон, повітрообмін може бути значним.

Наближені величини повітрообміну житлового приміщення через вікно в ХПП за відсутності вітру [27]:

– вікно і балконні двері закриті	0...0,5 год ⁻¹ ;
– вікно ледь привідкрите (віконні жалюзі відсутні)	0,3...1,5 год ⁻¹ ;
– вікно піввідкрите (віконні жалюзі відсутні)	5...10 год ⁻¹ ;
– вікно повністю відкрите	15...10 год ⁻¹ ;
– вікно і двері відкриті і розміщені навпроти	до 40 год ⁻¹ .

При обмеженому відкриванні вікон в ХПП часто спостерігається повітрообмін величиною 5...10 год⁻¹, який спричиняє значне зростання потреб тепла на підігрівання зовнішнього повітря (часто до 100% і більше від трансмісійних тепловтрат).

У службових приміщеннях (бюро, офіси) віконна вентиляція повинна тривати, з поглядів господарчих і психологічних, протягом приблизно 25...30 % річного часу їх задіяння. Впродовж решти часу застосовують механічну вентиляцію з контрольованим повітрообміном.

При застосуванні вікон з похилою кватиркою (рис. 4.2, b) в ХПР внутрішнє повітря витікає з приміщення через отвір кватирки, а зовнішнє повітря безпосередньо притікає в нього через нещільності вікон і, опосередковано – дверей. Оскільки отвір для витікального повітря знаходиться у верхній частині вікна, в приміщенні виникає невелике розрідження. Отже, цей тип віконної вентиляції надається до санвузлів (ватерклозетів) і невеликих кухонь.

Найкориснішими з точки зору вентиляції є *розсувні вікна*, оскільки, виходячи з потреб повітрообміну, можна забезпечити регульований отвір як у верхній, так і у нижній частині вікна (рис. 4.2, d). Схожий ефект існує при кватирці, яка переміщується паралельно (рис. 4.2, e).

При віконній вентиляції неможливо забезпечити контрольований повітрообмін приміщення.

Віконна вентиляція неможлива в будинках, які через їх розміщення і висоту перебувають під впливом вітру великої швидкості, шуму або запилення.

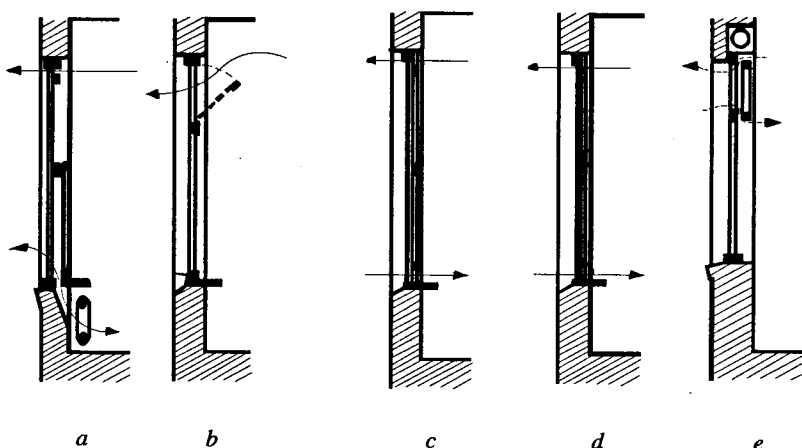


Рис. 4.2. Конструкції вікон:
 a – типу OS (О.Шмідта); b – з похилою кватиркою;
 c – кухонне з невідкритою нижньою частиною;
 d – розсувне; e – з кватиркою, яка переміщується паралельно щодо вікна

4.4.3. Природна трубопровідна вентиляція

Природний інтенсивний повітрообмін приміщення в ХПР і ППР можна забезпечити за наявності в приміщенні трубопроводу (каналу), який вивершується понад дахом будинку (рис 4.3). Наявність каналу спричиняє збільшення природного напору (тяги), який зростає пропорційно висоті каналу; при цьому в приміщенні має місце розрідження (ефект комина, димової труби). Якщо в приміщенні передбачені відповідні отвори для притікання зовнішнього повітря, то за достатньої різниці температур внутрішнього і зовнішнього повітря можна досягти значного повітрообміну.

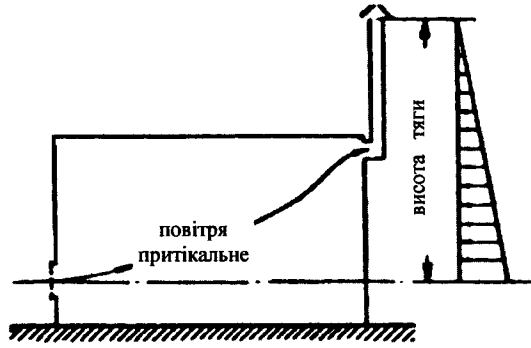


Рис. 4.3. Схема природної вентиляції приміщення з епіурою розподілення перепаду термічних напорів (тяги) Δp_t

Е каналах з різною площею поперечного перерізу при достатніх розмірах отворів для перетікання зовнішнього повітря виникають швидкості повітряних потоків, вказані на рис. 4.4.

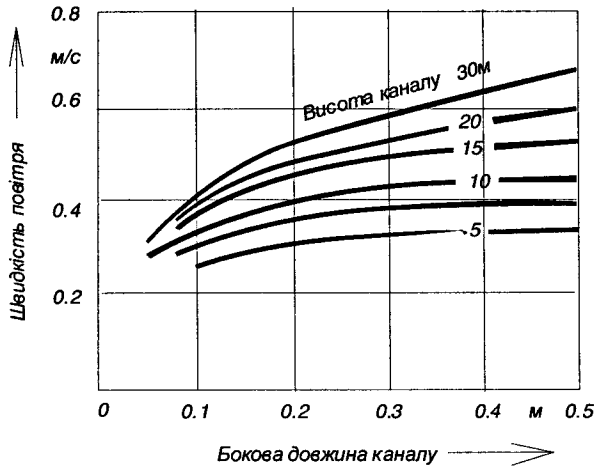


Рис. 4.4. Швидкості повітряних потоків в каналах квадратного перерізу за різниці температур внутрішнього і зовнішнього повітря $\Delta t = 1\text{К}$
(за іншої різниці температур величину швидкості треба помножити на $\sqrt{\Delta t}$)

Зазвичай при однакових температурах внутрішнього і зовнішнього повітря та відсутності вітру рух повітря в каналі є неможливий. Влітку, коли назовні приміщення є тепліше ніж всередині, напрямок руху повітря в каналі змінюється, і зовнішнє повітря притікає через канал в приміщення.

Аби забезпечити роботу природної трубопровідної вентиляції в ТПР, раніше в основу каналу встановлювали грійне устаткування, наприклад, електронагрівник або відкрите газове полум'я. Сьогодні ефективнішим розв'язанням є заміна природної вентиляції механічною.

Підвищити ефективність природної трубопровідної вентиляції можна за допомогою провітрювальних насадків (дефлекторів), в яких при дії вітру виникає розрідження, що підвищує тягу в каналах, на верхівці яких ці насадки встановлені; за відсутності вітру вони є додатковим аеродинамічним опором системи трубопровідної вентиляції. Ефективність цих насадків є різною і залежить від швидкості та напрямку вітру. На рис. 4.5 показані конструкційні схеми різних провітрювальних насадків (дефлекторів).

Якщо витікальне повітря є теплішим від середньої температури внутрішнього повітря (наприклад, конвекційні повітряні струмені над джерелами тепловиділень), то тяга в трубопроводі також може бути більшою. Для реалізації цього ефекту використовують вентиляційні зонти (над печами, над джерелами випарів тощо), які локалізують конвекційні повітряні струмені і скеровують їх до трубопроводу. Застосування вентиляційних зонтів має також недоліки: зменшення видимості і освітленості приміщення; осідання пилу на горизонтальних і нахилених поверхнях; випромінювання теплоти з поверхонь. Так що кориснішим є відведення теплоти за допомогою механічної вентиляції.

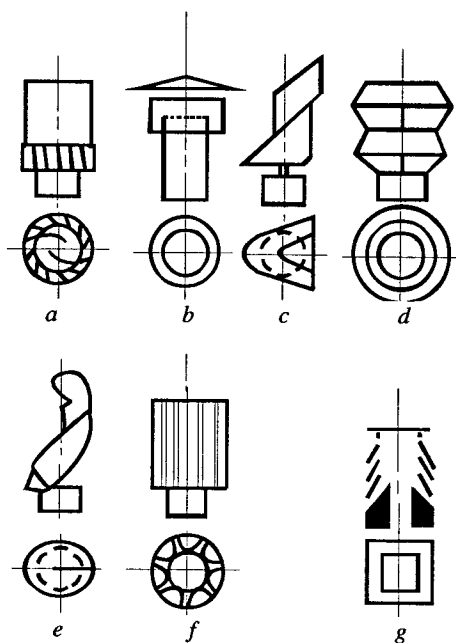


Рис. 4.5. Насадки провітрювальні (дефлектори):
a – вихровий; *b* – циліндричний; *c* – конструкції Savoniusa;
d – стаціонарний конструкції John і Erfurt;
e – обертальний конструкції John і Erfurt;
f – зіркоподібний (Charnard); *g* – жалюзійний

Отже, природна трубопровідна вентиляція значною мірою залежить від різниці температур внутрішнього і зовнішнього повітря та швидкості вітру. Вона не діє власне в цей період часу, коли вентилявання є найбільш потрібне, а саме в гарячі дні ТПР. Таку вентиляцію застосовують для обмеженої кількості приміщень: складських; невеликих санвузлів; малих кухонь тощо.

4.4.4. Вентиляція даховими провітрювачами [17, 18]

Під поняттям *вентиляції даховими провітрювачами* розуміють природну вентиляцію приміщення, яка функціонує через отвори даху будинку. Дія такої природної вентиляції спричиняється переважно впливом природного термічного напору, який виникає за різниці температур внутрішнього і зовнішнього повітря. Вона часто застосовується для вентилявання зальних виробничих приміщень зі значними тепловиділеннями, наприклад, в електростанціях, металургійних виробництвах тощо (рис. 4.6).

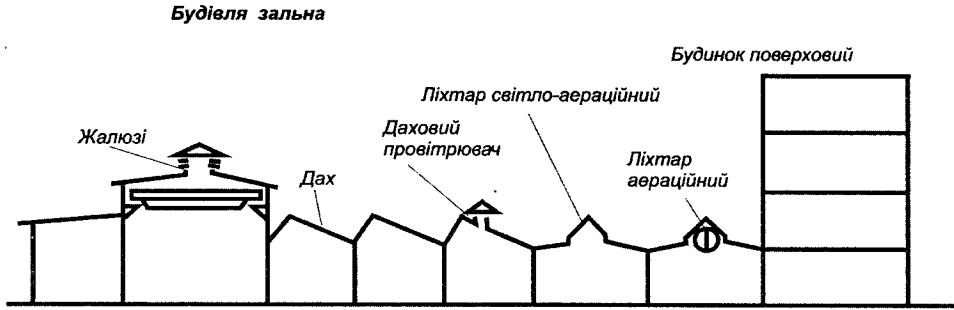


Рис. 4.6. Схема розрізу промислової будівлі з виробничими приміщеннями і різною конструкцією дахів (дахових провітрювачів)

У будівлях з горизонтальними дахами застосовують вентиляційні труби (канали) з провітрювальними насадками різних форм (рис. 4.5) на їх верхівці. Аби регулювати повітрообмін приміщення в основі труб (каналів), передбачають спонукувані регулятори витрати (рис. 4.7). Природна вентиляція приміщень за допомогою дахових провітрювачів є конструкційно простою і дешевою. Розміри і кількість вентиляційних труб (каналів) залежать від величини повітрообміну приміщення.

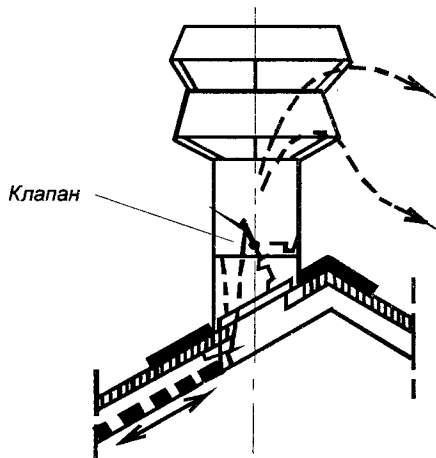


Рис. 4.7. Даховий провітрювач у вигляді вентиляційної труби з дефлектором на її верхівці та регулятором витрати (клапаном) в основі

У зальних приміщеннях термічних виробництв поширені дахові провітрювачі у вигляді аераційних ліхтарів з нерухомими чи поворотними жалюзі, або світлоаераційних ліхтарів з регульованою площею отворів для витікального повітря. Регульовальне устаткування ліхтарів вимагає належного догляду. За дії вітру ефективність ліхтарів є невеликою, оскільки, залежно від скерування вітру, зовнішнє повітря може затікати в приміщення через деяку частину їх отворів.

Кращим розв'язанням є удосконалення конструкції ліхтарів і спрощення їх обслуговування. Цього передусім можна досягнути завдяки застосуванню спеціальних конструкційних елементів для створення розрідження за дії вітру (наприклад, спеціальних екранів тощо), див. рис. 4.8.

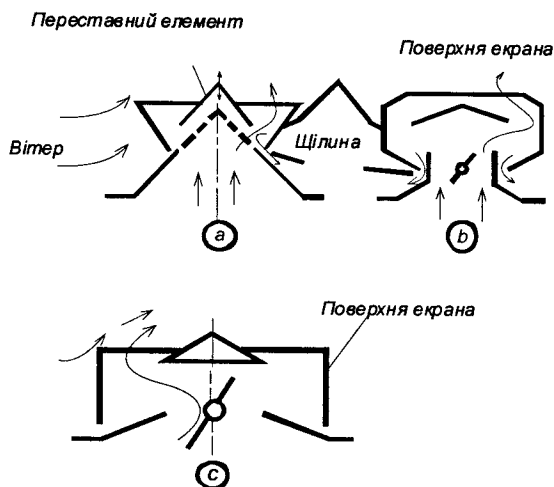


Рис. 4.8. Дахові провітрювачі (аераційні ліхтарі) з екранами

Для ефективної дії дахових провітрювачів треба забезпечити притікання зовнішнього повітря через отвори вікон і дверей або через спеціальні регульовані отвори зовнішніх стін. Оскільки дія природного напору є непрогнозованою, то не рекомендується передбачати місця праці поблизу отворів для притікання зовнішнього повітря. Взимку вимагається наявність постійних підігрівників зовнішнього повітря, аби воно притікало в приміщення теплим.

В ТПР притікання зовнішнього повітря передбачають через отвори нижнього рівня безпосередньо в ЗО чи РЗ, а в ХПР – через отвори верхнього рівня на висоті 4...5 м від підлоги.

Для забезпечення стійкого режиму провітрювання площу фрамуг ліхтаря передбачають на 20...40 % меншою за площу фрамуг вікон.

Інтенсивність вентильовання зального приміщення даховими провітрювачами характеризується рівнянням

$$v_2 = \sqrt{\frac{g \cdot H \cdot (t_B - t_3) / T_1}{1 + \frac{F_2^2}{F_1^2}}}, \text{ м/с} \quad (4.4)$$

де H – прямокутна відстань від центрів отворів для притікання і витікання повітря (в першому наближенні висота приміщення), м; t_B, t_3 – температура, відповідно, внутрішнього і зовнішнього повітря, $^{\circ}\text{C}$; T_1 – температура зовнішнього повітря, К; F_1, F_2 – площі отворів, відповідно, для притікання зовнішнього і витікання внутрішнього повітря, м^2 , v_2 – швидкість повітряних потоків в отворах для витікання внутрішнього повітря, м/с.

На рис. 4.9 це рівняння наведено графічно для випадків $F_1 = F_2$. Найменш ефективною така вентиляція є влітку, оскільки різниця температур $t_B - t_3$ є малою. Взимку, коли різниця температур є великою, ефективність вентиляції різко зростає. Виходячи з цього, отвори для витікання внутрішнього повітря повинні оснащуватись регуляторами витрати, наприклад, клапанами.

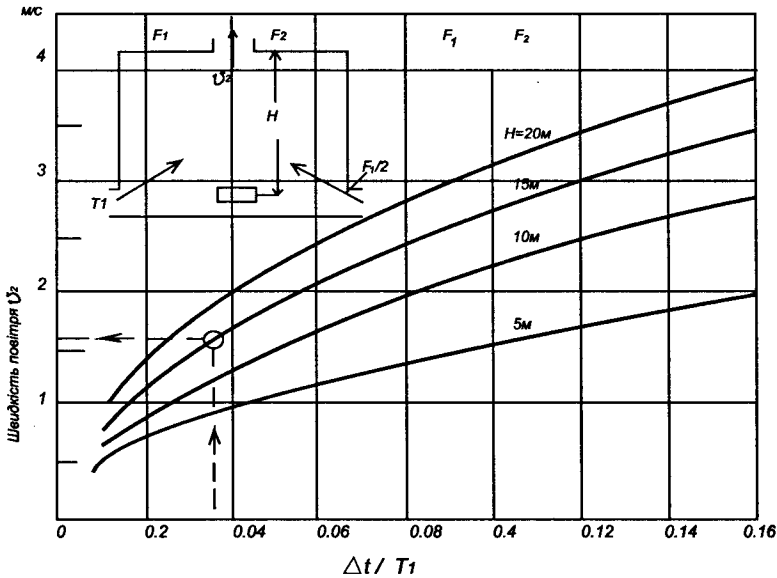


Рис. 4.9. Швидкості витікання повітря через дахові провітрювачі

Приклад 5.1. Визначити площу отворів дахових провітрювачів зали електростанції з площею підлоги $60 \times 20 = 1200 \text{ м}^2$ і висотою $H = 15 \text{ м}$. Температура притікального (зовнішнього) повітря $T_1 = 298 \text{ К}$, допускна різниця температур $\Delta t = t_B - t_3 = 35 - 25 = 10^{\circ}\text{C}$, надлишкові явні тепловиділення $\Delta Q_{\text{я}} = 385 \text{ кВт}$.

Розв'язування

Визначаємо потрібний загальний повітрообмін приміщення за формулою

$$L_{\text{виг}} = L_{\text{пр}} = \frac{\Delta Q_{\text{я}}}{c_p \cdot \rho \cdot (t_{\text{виг}} - t_{\text{пр}})} \cong \frac{\Delta Q_{\text{я}}}{c_p \cdot \rho \cdot (t_B - t_3)} = \frac{385}{1,2 \cdot (35 - 25)} = 32 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Згідно рис. 4.9 за умови $F_1 = F_2$ і $\Delta t/T_1 = 10/298 = 0,034$, маємо $v_2 = 1,6 \text{ м/с}$.

Потрібна сумарна площа отворів (отвору) дахових провітрювачів $F_2 = L_{\text{виг}}/v_2 = 32/1,6 = 20 \text{ м}^2$.

4.4.5. Дахові провітрювачі для витікання диму і відведення теплоти пожежі [15, 16]

Для відведення диму і теплоти з приміщень у випадку виникнення в них пожежі застосовують спеціальні дахові провітрювачі, які створюють над підлогою приміщення шар незадимленого повітря. Крім цього, відведення ними теплоти з приміщень зменшує небезпеку поширення вогню на сусідні приміщення (flash - over).

У випадку пожежі в зальних приміщеннях димові дахові провітрювачі мають відкриватись автоматично. Для цього в них передбачають топку вставку, яка розтоплюється за температур 70, 90 чи 120 °С, або скляну банку, що розтріскується за цих температур. Розтоплена вставка відкриває ємність (бутиль) з діоксидом вуглецю (CO₂), який приводить в дію пневматичний спонукач відкривання запірного клапана (кришки провітрювача). Крім цього, в провітрювачах передбачено також можливість ручного відкривання запірного клапана (кришки).

Конструкційні схеми димових дахових провітрювачів природної дії зображено на рис. 4.10. У випадку виникнення пожежі вони відкриваються за допомогою топких вставок, йонізаційних давачів, розтоплення кришок з алюмінію або розтріскування скляних банок.

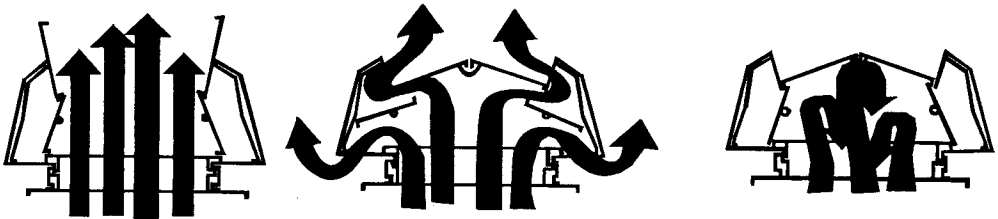


Рис. 4.10. Конструкційні схеми дахових провітрювачів для відведення диму і теплоти із зальних приміщень у разі виникнення в них пожежі ("Colt International")

Площу димовитікального отвору (отворів) визначають за нормою [19]. Ефективну площу отвору F_v вказують у % горизонтальної проекції даху (площі підлоги приміщення).

При визначенні F_v враховують вплив бічного вітру, а також: час розвитку пожежі, тобто час між виникненням пожежі та її розвитком (5...25 хв); швидкість поширення пожежі, яка залежить від займистості складових матеріалів (розрізняють три групи займистості: малої, середньої, великої займистості).

Товщина надпідлогового шару бездимного повітря повинна дорівнювати половині висоти приміщення, але бути не меншою за 2 м.

Приклад 4.2. Площа підлоги зали 1000 м², час розвитку пожежі 15 хв (5 хв на виявлення пожежі і повідомлення про неї; 10 хв на приїзд пожежогадій).

Розв'язування

Визначаємо потрібну величину F_v (табл. 4.3) $F_v = 0,8 \% \text{ від } 1000 \text{ м}^2 = 8 \text{ м}^2$

Приймемо 8 димових дахових провітрювачів з площею витікального отвору 1 м². Розміщуємо провітрювачі рівномірно по поверхні даху над залом.

**Потрібна площа перерізу отвору димового дахового провітрювача,
% від площі підлоги зального приміщення [19]**

Нормативний час розвитку пожежі, хв	Швидкість поширення пожежі	Шар бездимного повітря, % від висоти зали	Величина F_0 , % від площі підлоги зали
5	середня	50	0,4
15	середня	50	0,8
25	середня	50	1,2

4.5. ВИТІКАЛЬНА ВЕНТИЛЯЦІЯ

Механічна витікальна вентиляція забезпечує витікання повітря з приміщень за допомогою переважно вентилятора, тоді як повітря притікає до нього із сусідніх приміщень або ззовні. Оскільки така вентиляція спричиняє розрідження внутрішнього повітря, її використовують для приміщень зі значним виділенням забрудників у вигляді газу, пари, запахів, мікроорганізмів або значними тепловиділеннями (наприклад кухні, санвузла, гардеробу, лабораторії, акумуляторні тощо).

Основними складовими елементами системи витікальної вентиляції є: вентилятор з електроспонукачем; повітропроводи (канали); витікачі повітря. На рис. 4.11 показано витікальну вентиляцію приміщення зі зварювальним постом. Повітря притікає в це приміщення від сусідньої механічної майстерні через двері і стіновий отвір.

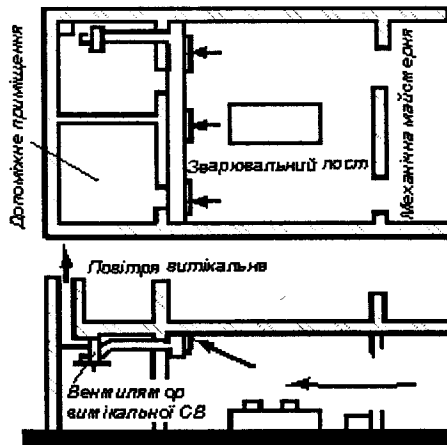


Рис. 4.11. Механічна загальна витікальна вентиляція приміщення зі зварювальним постом

4.6. ПРИТІКАЛЬНА ВЕНТИЛЯЦІЯ

У притікальній вентиляції, на відміну від витікальної, засмоктане вентилятором зовнішнє повітря переміщується до приміщення. Витікання повітря з приміщення відбувається через двері, вікна, інші отвори і нещільності його огорож. За такої вентиляції в приміщенні виникає надлишковий плюсовий тиск (підпор), завдяки якому унеможливується притікання в приміщення небажаного навколишнього повітря. Взимку вимагається підігрівання зовнішнього повітря за допомогою повітропідігрівника, що живиться від джерела енергії (наприклад, електрострумом, газом, гарячою водою чи паром).

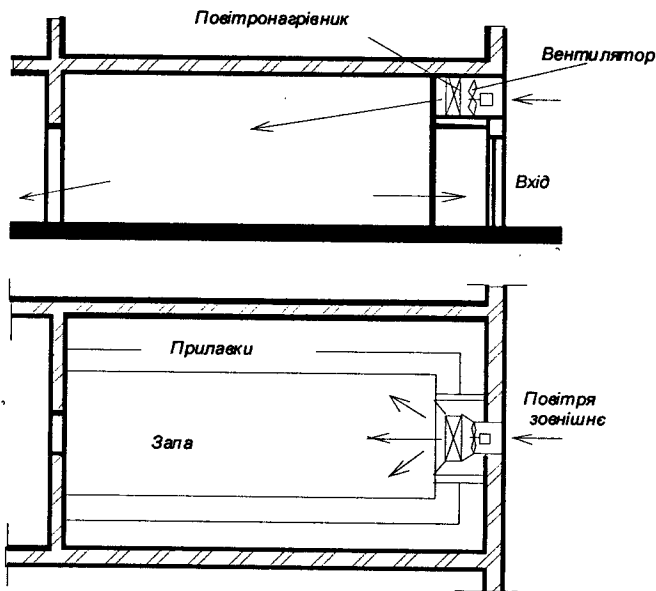


Рис. 4.12. Механічна загальна притікальна вентиляція зали магазину

Застосовується притікальна вентиляція в приміщеннях типу: бюро (офісу), магазину, виставкової зали тощо (в яких відсутнє значне забруднення внутрішнього повітря і воно може легко витікати через двері в сусідні приміщення або через вікна (двері) назовні).

Основні складові елементи системи механічної притікальної вентиляції: вентилятор, нагрівник зовнішнього повітря, пиловий фільтр, повітропроводи (канали) і повіторозподільники. На рис. 4.12 показано механічну притікальну вентиляцію зали магазину для випадку, коли вентиляційне устаткування розміщене над вхідною шлюзою.

Застосування повітряного фільтра є необхідне, щоби уникнути запилення повітронагрівника і вентиляваного приміщення.

4.7. ВИТІКАЛЬНО-ПРИТІКАЛЬНА ВЕНТИЛЯЦІЯ

У великих приміщеннях є потреба одночасного застосування механічних витікальної і притікальної вентиляції. За допомогою такої вентиляції, відповідно до потреб, у приміщенні можна створити невеликі розрідження або плюсовий надтиск

(підпор). Така вентиляція є найпоширенішою у великих приміщеннях, наприклад, у залах театрів, кінотеатрів, виробничих приміщеннях тощо.

Завдяки регулюванню витрати притікального і витікального повітря є можливою рекуперація теплоти витікального (викидного) повітря. Крім цього, можна розміщувати вентиляційне устаткування в різних місцях будівлі. Приклад механічної загальної притікально-витікальної вентиляції зали кінотеатру показано на рис. 4.1. Повітроготувальник системи притікальної вентиляції розміщений у вентиляційній камері підвалу. Зовнішнє повітря затікає через повітропровід (шахту), по можливості, якомога вище від рівня землі (вулиці), але не нижче 2 м, очищається в фільтрі, нагрівається в нагрівнику до температури приміщення і вентилятором подається в трубопровід і далі до підкрісельних порожнин підлоги. Звідси повітря витікає в приміщення через відповідні повітророзподільники. Витікачі повітря вмонтовано в стелю. Через них внутрішнє повітря витікає з приміщення під дією розрідження і потім переміщується по трубопроводу та викидається назовні. Рекуперація теплоти витікального повітря є окупною, якщо час експлуатації СВ є достатньо тривалим.

4.8. СИСТЕМИ ОБІГРІВАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Система *обігрівальної вентиляції*, яку ще називають *системою повітряного обігрівання*, може діяти за механічного або природного спонукання руху повітряних потоків, подібно як і система притікальної вентиляції. Однак її відмінність від системи притікальної вентиляції полягає в тому, що температура притікального повітря може перевищувати температуру приміщення (досягає 30...50 °С). Додаткова теплота притікального повітря потрібна для компенсації тепловтрат приміщення. Високотемпературне притікальне повітря змішується із внутрішнім повітрям, завдяки чому забезпечується потрібна температура 30 приміщення.

Розрізняють СВ з обігріванням приміщень зовнішнім, рециркуляційним і сумішшю зовнішнього та рециркуляційного повітря.

СВ з обігріванням зовнішнім повітрям, в яких повітря засмоктується виключно ззовні, є найбільш гігієнічними, але неекономічними, оскільки споживають багато теплоти.

СВ з обігріванням рециркуляційним повітрям, без його реноваційного готування, є найбільш енергоощадними, але найменш гігієнічними. Вони можуть застосовуватися для обігрівання приміщень в неробочий час або безпосереднього обігрівання деяких складських приміщень.

СВ з обігріванням сумішшю зовнішнього та рециркуляційного повітря є найбільш оптимальними, оскільки повітряне обігрівання і притікальна вентиляція функціонують як єдина система. Підігрівання повітря відбувається в теплообміннику (калорифері) або іншому агрегаті повітроготувальника. За низьких зовнішніх температур з метою економії теплової енергії частка зовнішнього повітря в суміші зменшується (найбільше до 50 %). На рис. 4.13 як приклад зображено систему обігрівальної вентиляції виробничого приміщення. Блоковий (контейнерний) повітроготувальник СВ розміщено на консольному майданчику при внутрішній стіні приміщення. Тепле притікальне повітря розподіляється через бокові отвори повітророзподільника рівномірного витікання, які оснащені регульованими жалюзі. Витікальне (рециркуляційне) повітря засмоктується над підлогою приміщення. Нагрівник (калорифер) повітроготувальника – водяний або паровий. Нагрівник повітроготувальника може бути газовим, рідко- або твердопаливним.

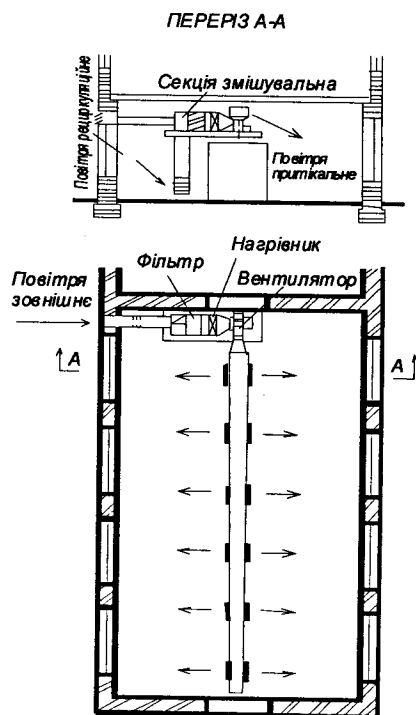


Рис. 4.13. Система обігрівальної вентиляції виробничого приміщення сумішшю зовнішнього і рециркуляційного повітря (типу Н-МІ)

Повітряне обігрівання застосовують в різних великозальних приміщеннях, а саме: в театрах і кінотеатрах, конференцзалах, виробничих приміщеннях – переважно в приміщеннях з великими перервами нормального функціонування.

У фабрично-заводських приміщеннях, монтажних залах, магазинах тощо часто застосовують настінні або пристельові повітроготувальники (кліматизатори).

Ці повітроготувальники складаються з корпусу, в якому знаходиться устаткування для готування і переміщення повітря (вентилятори, електроспонукачі, теплообмінники, повітряні фільтри, клапани тощо). Як теплоносії для цих повітроготувальників застосовують гарячу воду або пару.

У високих залах можливе температурне розшарування внутрішнього повітря. Воно є некорисним з погляду витрат теплоти, оскільки вона накопичується у верхній зоні зальних приміщень вище ЗО (РЗ). У цьому випадку треба застосувати стельові повітророзподільники. З іншого боку, за теплонадлишків в ТПР таке теплове розшарування є бажаним і притікальне повітря доцільно розподіляти безпосередньо в ЗО (РЗ).

Системи повітряного обігрівання з контейнерними нагрівними автоматами (кліматизаторами), які працюють на первинному паливі (газ, рідке і тверде паливо), застосовуються насамперед в односімейних будинках.

4.9. СИСТЕМИ ОХОЛОДЖУВАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Притікальне повітря системи охолоджувальної вентиляції має нижчу температуру від температури приміщення (аби охолодити приміщення). За рахунок змішування притікального повітря із внутрішнім його температура зростає до потрібної темпе-

ратури 30 (P3). Системи охолоджувальної вентиляції застосовують в сучасних будівлях зі значною поверхнею вікон, завдяки яким взимку збільшуються теплонадходження в приміщення від сонячного випромінювання. В ТПР теплонадходження в приміщення від сонячного випромінювання можуть спричиняти їх перегрівання.

Розрізняють СВ з зовнішнім, рециркуляційним і сумішню зовнішнього та рециркуляційного повітря.

Основною складовою частиною повітроготувальника таких СВ є повітроохолодники, які поділяються на *сухі* і *мокрі*. Повітроохолодники конструкційно подібні до повітронагрівників і відрізняються лише тим, що замість теплоносія в них циркулює *холодоносій*:

- водопровідна вода (дорого) або джерельна вода (рідко);
- вода (соляний розчин), охолоджена в холодильній установі або від льоду;
- безпосередньо холодоагент (аміак, фреон тощо), аналогічно як у випарнику холодильної установи.

Для всіх повітроохолодників важливим чинником є температура охолоджувальної води. Холодною водопровідною водою повітряний потік можна охолодити незначно, оскільки вона є занадто теплою і дорогою. Корисніше застосовувати колодязну воду, середньорічна температура якої 8...10 °С.

Застосування охолоджувальних СВ є бажаним у виробничих приміщеннях різного призначення, а саме при виробленні продуктів харчування, цукру, фармацевтичних засобів, мікроелектронного устаткування.

Основні конструкційні елементи повітроготувальника (кліматизатора) СВ: вентилятор з електроспонукачем, повітроохолодник, повітряний фільтр, корпус. Конструкційно система охолоджувальної вентиляції (рис. 4.14) подібна до системи обігрівальної вентиляції (рис. 4.13).

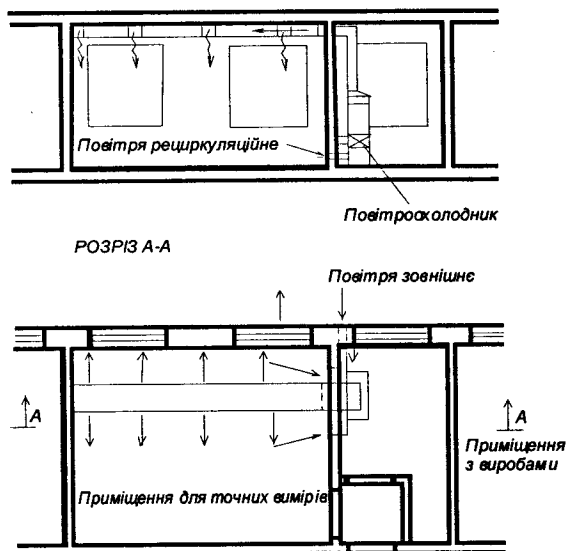


Рис. 4.14. Система охолоджувальної вентиляції приміщення для точних вимірювань із розміщенням повітроготувальника (кліматизатора) в сусідньому приміщенні на підлозі

4.10. СИСТЕМИ ТРАНСПОРТУВАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

У цих системах транспортуються повітряними потоками, що рухаються в трубопроводах, дрібні і пилові матеріали, вироби чи напівфабрикати тощо.

Системи транспортувальної вентиляції широко застосовуються для переміщення сухих формувальних матеріалів в ливарному виробництві, зерна і борошна, бавовни на очищувальних і текстильних фабриках, багатьох інших подрібнених матеріалів на підприємствах різних галузей промисловості.

Особливо широко застосовують транспортувальні СВ на підприємствах деревообробної промисловості. Застосування транспортувальних СВ запобігає забрудненню приміщень відходами виробництва і спрощує їх прибирання.

За призначенням транспортувальні СВ поділяються на *внутрішні* (внутрішньо-цехові) і *зовнішні* (міжцехові), а за величиною *втрат тиску* на: системи низького тиску ($\Delta p_{\text{сист}} \leq 5000$ Па); системи середнього тиску ($5000 < \Delta p_{\text{сист}} \leq 20000$ Па); системи високого тиску ($\Delta p_{\text{сист}} > 20000$ Па).

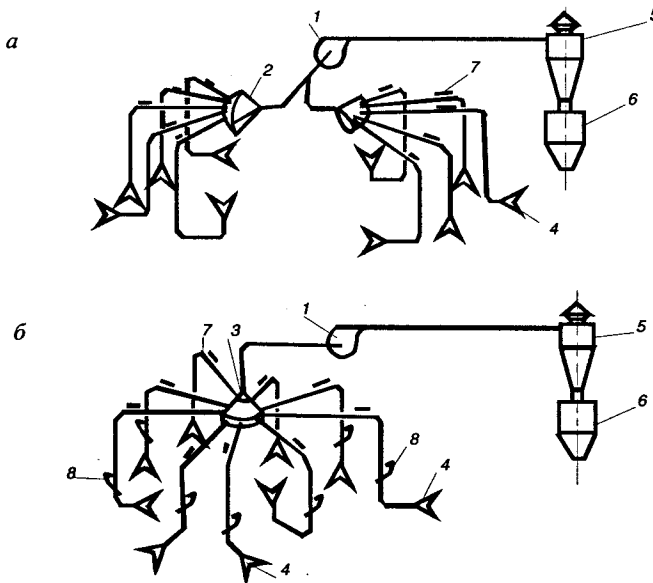


Рис. 4.15. Схеми внутрішніх транспортувальних СВ з колекторами – збірниками [4]: а – горизонтальними спареними; б – типу “Люстра”; 1 – пиловий вентилятор; 2 – горизонтальні колектори – збірники; 3 – колектор – збірник типу “Люстра”; 4 – локалізатори (умонтовані в технологічне устаткування); 5 – відокремлювач матеріалу від повітряного потоку (циклон); 6 – бункер для накопичення матеріалу; 7 – лючок для чищення (замірів); 8 – коса (або пряма) засувка

Зовнішні транспортувальні СВ конструюють подібно до чотирьох схем, зображених на рис. 4.16.

Всмоктувально-нагнітальна транспортувальна СВ (рис. 4.16, а). Матеріал транспортується як по всмоктувальному, так і по нагнітальному повітропроводах. Рухаючись через вентилятор, матеріал подрібнюється додатково.

Нагнітальна транспортувальна СВ (рис. 4.16, б). Матеріал транспортується тільки в нагнітальному повітропроводі СВ. Для подавання матеріалу в систему застосовують завантажувальні пристрої типу герметизованих шлюзів або інжекційних завантажувальних ліжок.

У цій системі матеріал не переміщується через вентилятор. Таку конструкційну схему застосовують переважно для зовнішніх транспортувальних СВ.

Всмоктувально - нагнітальна транспортувальна СВ (рис. 4.16, в).

Застосовується переважно у випадках, коли не допускається переміщення матеріалу через вентилятор. Для цього у всмоктувальному повітропроводі передбачають проміжний відокремлювач матеріалу (наприклад, циклон), з якого через інжекційну завантажувальну ліжку матеріал подається в нагнітальний повітропровід системи.

Всмоктувальна транспортувальна СВ (рис. 4.16, г), в якій матеріал транспортується тільки по всмоктувальному повітропроводу системи. Між вентилятором і завантажувальною лішкою передбачають відокремлювач матеріалу (наприклад, циклон з бункером), із якого його вивантажують. Після відокремлювача по всмоктувальному трубопроводу до вентилятора і нагнітальному трубопроводу після нього транспортується тільки запилений повітряний потік. Такі системи застосовують як для транспортування матеріалу від одної будівлі до іншої, так і для внутрішньобудинкових транспортних переміщень матеріалу.

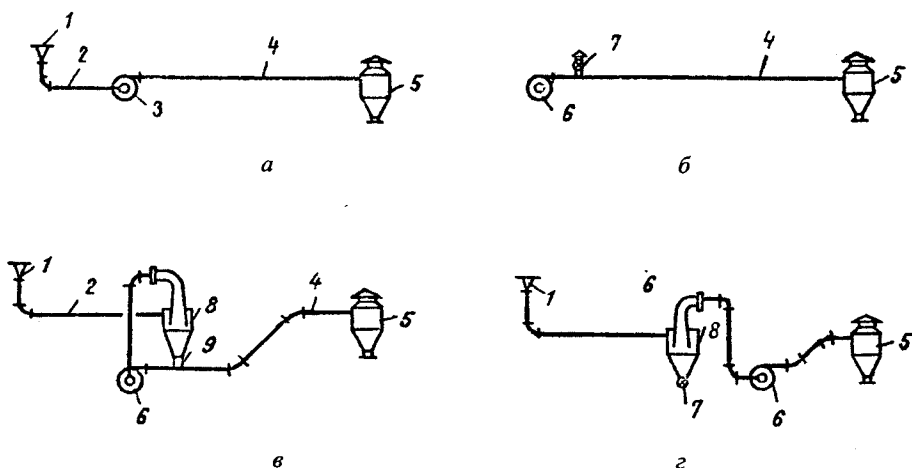


Рис. 4.16. Схеми зовнішніх транспортувальних СВ:

- а – всмоктувально-нагнітальна; б – нагнітальна; в – всмоктувально-нагнітальна з проміжним відділенням матеріалу; г – всмоктувальна; 1 – завантажувальна ліжка;
- 2 – всмоктувальний повітропровід; 3 – радіальний пиловий вентилятор;
- 4 – нагнітальний повітропровід; 5 – пилоочисник; 6 – радіальний вентилятор;
- 7 – вивантажувальна шлюза; 8 – відокремлювач матеріалу (наприклад, циклон);
- 9 – інжекційна завантажувальна ліжка

Устаткування, від якого виділяється пил (під час подрібнення різних матеріалів, наприклад, на гірничо-збагачувальних фабриках, млинах тощо) повинно бути повністю закрито локалізаторами. Ці локалізатори поєднують в систему транспортувальної вентиляції (систему аспірації), вентилятор якої створює в них розрідження і так мінімізує запылення приміщення.

Вентилятори таких СВ передбачають після пилоочисників (циклонів, фільтрів). Для систем великої продуктивності рекомендується застосовувати вентилятори високого тиску або димосмоки.

4.11. МІСЦЕВА ВЕНТИЛЯЦІЯ

Розрізняють місцеву *витікальну* і *притікальну* вентиляцію.

Системи місцевої витікальної вентиляції призначені для вилучення забрудненого повітря від місць виникнення або виділення забрудників. *Системи місцевої притікальної вентиляції* забезпечують потрібні параметри повітря в місці праці або в місці спеціальних технологічних вимог.

4.11.1. Системи місцевої витікальної вентиляції

Уловлювання забрудників у місці утворення і переміщення їх за межі приміщення можна реалізувати за умови застосування спеціальних пристроїв (апаратів), так званих смоків (локалізаторів). Завдяки цьому ефект вентиляування приміщень досягають за мінімальних повітрообмінів, а отже, за зменшених витрат коштів на теплоенергетичні ресурси.

Смоки, або локалізатори застосовують для вловлювання забрудників повітря, які поширюються у вигляді скерованих потоків, що витікають через нещільності ємностей під впливом надлишкового тиску в них або за дії механізмів, наприклад, під час оброблення виробів на верстатах чи у вигляді теплових струменів біля нагрітих поверхонь тощо.

Отже, у витікальному повітрі місцевих СВ концентрації забрудників вищі, ніж у витікальному повітрі загальних СВ.

Гігієнічне значення місцевих смоків полягає в тому, що вони мінімізують поширення забрудників (від джерел їх утворення) в зону дихання людей.

Під час проєктування витікальних місцевих СВ треба враховувати такі чинники: за скерованого потоку забрудників смок має розміщуватись, в основному, на лінії напрямку руху потоку. При цьому бажано використовувати енергію потоку, а отже, треба знати закономірності розповсюдження скерованих струменів і особливості їх взаємодії з повітряними потоками, що виникають біля всмоктувальних отворів. Оскільки ефект всмоктування спостерігається лише на невеликій відстані від отвору, смок повинен бути максимально наближеним до джерела забрудників і найповніше ізолювати його від впливу потоків внутрішнього повітря; основною вимогою є максимальне вловлювання забрудників за мінімальної витрати витікального повітря; потік (потоки) засмоктуваного внутрішнього повітря із забрудниками не повинен рухатись через зону дихання робітника; конструкція смока не повинна заважати праці і знижувати її продуктивність; конструкція смока або локалізатора повинна характеризуватись малим аеродинамічним опо-

ром, легко демонструватись і монтуватись при чищенні і ремонті технологічного устаткування; при розподілянні притікального повітря поблизу смока необхідно запобігти можливості розвіяння забрудників у внутрішньому повітрі РЗ.

Конструкційно смоки можна розділити на три групи: *відкриті, напіввідкриті і повністю закриті*.

Відкриті смоки знаходяться за межами джерела забрудників – згори або збоку від нього: зонти (ковпаки) вентиляційні – згори, зонти – дашки, бокові (бортові) і кільцеві щілинні смоки – збоку.

Напіввідкритий (з відкритим прорізом або отвором) смок є оббудовою, всередині якої знаходиться джерело забрудників. До них належать вентилязовані шафи, камери або кабінки; вітринні смоки і локалізатори біля обробних обертальних пристроїв машин і механізмів.

Повністю закриті смоки (локалізатори) є складовою частиною кожуха машини чи агрегата (транспортувального елеватора, млина, бігуна, дробильні (дробарки), барабана для очищення формованих металевих виробів тощо), в якому є невеликі отвори (щілинної або іншої форми), або спеціально передбачені нещільності для перетікання через них внутрішнього повітря.

Смоки поділяються на: *прості*, які засмоктують забрудники тільки завдяки розрідженню в їхніх всмоктувальних отворах; *активовані* (підсилені) піддуванням відповідно скерованими повітряними потоками.

Деякі види технологічного устаткування випускаються із *вбудованими смоками* (локалізаторами), наприклад, фарбувальні і сушильні камери, або локалізаторами, наприклад, деревообробні, шліфувальні і полірувальні верстати тощо.

Існує багато часткових методів визначення витрат повітряних потоків через смоки [4, 5, 20, 21]. Однак практично для всіх смоків витрату повітряного потоку (продуктивність смока) можна визначити за формулою:

$$L_{м.с} = 3600 \cdot F_0 \cdot v_0, \quad \text{м}^3/\text{год} \quad (4.5)$$

де F_0 – розрахункова площа (площа отворів і нещільностей) смока, м^2 ; v_0 – рекомендована швидкість повітряного потоку в розрахунковій площі, $\text{м}/\text{с}$ (може бути прийнята з табл. 4.4).

Приклад 4.3. Стіл для ручного зварювання дрібних виробів розміщений у вентилязованій шафі з робочим отвором 800×400 мм.

Визначити витрату витікального повітря із приміщення (продуктивність вентиляваної шафи), якщо швидкість в робочому отворі шафи $v_0 = 0,6$ $\text{м}/\text{с}$ (табл. 4.4)

Розв'язування

Повітропродуктивність вентиляваної шафи визначаємо за формулою (4.5)

$$L_{м.с} = 3600 \cdot F_0 \cdot v_0 = 3600 \cdot (0,8 \times 0,4) \cdot 0,6 = 691 \text{ м}^3/\text{год}$$

Рекомендована швидкість в отворах (отворі) смока залежить від таких чинників: рівня (ступеня) токсичності забрудників, особливостей технологічного процесу, конструкції смока. Рекомендовані швидкості повітряних потоків в отворах смоків відповідного технологічного устаткування вказуються в нормативно-технічній літературі [5, 20, 21].

Таблиця 4.4

**Рекомендовані мінімальні швидкості повітряних потоків
у відкритих отворах смока або локалізатора**

Устаткування і технологічні операції	Тип смока або локалізатора	Швидкість повітряного потоку, м/с
1	2	3
Стіл для ручного зварювання дрібних виробів	Шафа вентилярована з робочим прорізом 800х400 мм Вентиляційна ґратка в площині столу із живим перерізом 50% габаритного розміру	0,5 – 0,7 0,5
Стіл або стенд із фіксованими місцями для зварювання	Щілинна панель рівномірного всмоктування збоку стола	3,5
Зварювання в закритих і півзакритих просторах	Всмоктувальна лійка	6,5
Печі кувально- пресового виробництва: нагрівальні камерні щілинні	Зонт – дашок Комбінований зонт	0,8 0,7
Прес гарячостампувальний	Локалізатор	0,5
Електропечі опору у термічному виробництві	Зонт-дашок (ковпак вентиляційний)	0,6
Камерні печі з газовим нагріванням (термічні виробництва)	Комбінований вентиляційний зонт	0,8
Шахові електропечі азотування	Кільцевий щілинний смок	6-6,5
Агрегат ціанування термічного виробництва	Локалізатор (загальна оббудова)	1,5
Електричні печі: шахова оливна соляна	Кільцевий щілинний смок Локалізатор Бортовий щілинний смок	4,5 0,6 7,0
Ванна: знежирювання лугом промащування	Бортовий щілинний смок	3,5 5,3
Ванна для ґартування в оливі	Бортовий щілинний смок Локалізатор	10 0,7
Машина мийна	Локалізатор	0,8
Стенд амонійних (аміачних) балонів	Зонт вентиляційний	0,5
Устави: гідрополірувальна ґартувальна СВЧ	Локалізатор Кільцевий щілинний смок	1,0 3,0
Камера дробоструминна або дробометальна	Локалізатор	5,0
Устаткування, що виділяє пил	Локалізатор	5,0
Бак для варіння сульфітного лугу	Шафа вентилярована	0,7

1	2	
Вагранка:		
випускання металу	Зонт вентиляційний	1,0
випускання шлаку	Зонт вентиляційний	1,0
Піч дугова топильна	Локалізатор	1,0
Індукційна піч для топлення сталі	Зонт вентиляційний	1,5
Заливання металу на конвеєрі	Панель рівномірного всмоктування	5,0
Охолодження металевих формованих виробів	Локалізатор	4,0
Вибивання ґратки	Локалізатор	5,0
Ванни і агрегати гальванічного виробництва:		
– холодні розчини ($t_p < 50^\circ\text{C}$)	Локалізатори (повні оббудови)	0,7
– нагріті розчини ($t_p > 50^\circ\text{C}$)	те ж	1,0
Знежирювання дрібних деталей		0,7
– луження		1
Розчинення кислот, лугів, солей:		
– холодні розчини ($t_p < 50^\circ\text{C}$)	Шафа вентилярована	0,7
– нагріті розчини ($t_p > 50^\circ\text{C}$)		1,0
Кадміювання ціанисте або срібнення		1,0 – 1,5
Плюмбіювання (свинцювання)		0,3 – 0,5
Травлення:		
– азотною кислотою (квасом)	Шафа вентилярована	0,7 – 1,0
– соляною кислотою		1,0 – 1,5
Хромування		1,0 – 1,5
Цинкування ціанисте		0,5 – 0,7
Паяння плюмбієм (свинцем)		0,3 – 0,5
Лабораторні роботи		0,3 – 0,5
Фарбування пневматичним розприскуванням лакофарбових матеріалів:		
– із вмістом плюмбієвих сполук і ароматичних вуглеводнів;	Шафа вентилярована	1,3
– без вмісту плюмбієвих сполук і ароматичних вуглеводнів;		1,0
– із вмістом діізоціанатів, епоксидних, поліуретанових і акрелатних сполук		1,7
Фарбування безповітряним розприскуванням лакофарбових матеріалів:		
– із вмістом плюмбієвих сполук або ароматичних вуглеводнів;	Шафа вентилярована	0,7
– без вмісту плюмбієвих сполук або ароматичних вуглеводнів		0,6
Фарбування електроручним розприскуванням	Шафа вентилярована	0,4 – 0,5
Електростатичне фарбування лакофарбовими матеріалами:		
– із вмістом ксилолу;	Шафа вентилярована	0,8
– без вмісту ксилолу		0,6

• Зонти (ковпаки) вентиляційні

Вентиляційними зонтами називають смоки у вигляді зрізаних конусів або пірамід, які розміщуються над джерелами забрудників, що супроводжуються теплими конвекційними струменями. Для зонтів (ковпаків) характерна наявність повітряного простору між джерелом забрудників і всмоктувальним отвором (отворами). Цей простір захищений від горизонтально скерованих потоків внутрішнього повітря, які можуть відхиляти вертикально скеровані конвекційні потоки. Тому зонти можна застосовувати при незначній рухливості внутрішнього повітря. З метою забезпечення стійкості процесу витікання внутрішнього повітря зонти оснащують фартухами, відкидними або піднімними дашками, периметральними щілинними повітророзподільниками (рис. 4.17, д), або активують піддуванням (рис. 4.17, г). З метою зменшення кількості витікального повітря застосовують зонти з периметральним щілинним отвором (рис. 4.17, в).

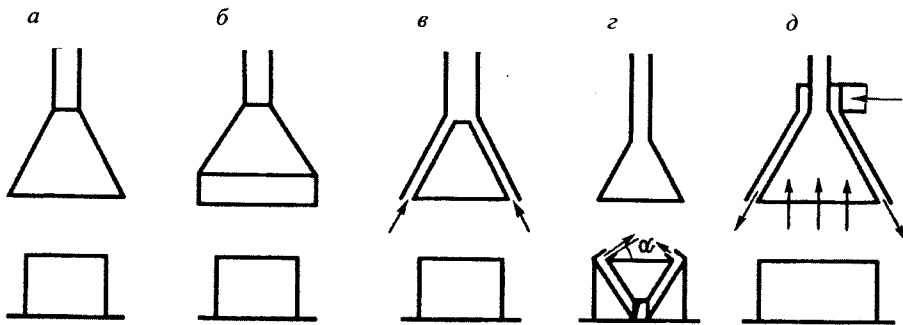


Рис. 4.17. Типи вентиляційних зонтів:

- а* – простий; *б* – з фартухом (вертикальним бортом);
в – з щілинним периметральним отвором; *г* – активований піддуванням
 повітряними струменями ($\alpha = 45 \dots 50$ град); *д* – модульний зонти
 (з периметральним щілинним повітророзподільником)

• Бортові щілинні смоки

Бортові смоки передбачають біля технологічних ванн (переважно прямокутної в плані форми), які наповнені розчинами, інколи дуже отруйними.

Забрудники (шкідливі речовини) можуть виділятися з розчинів у вигляді пари газів і порожистих краплин (газів в рідкій оболонці). Випаровуючись з розчинів, ці краплини лопаються, і газ змішується з внутрішнім повітрям.

Для вловлювання забрудників і переміщення їх з витікальним повітрям, виходячи з технологічних міркувань, застосовують щілинні всмоктувальні отвори по бортах ванн, які і називають бортовими смоками.

При ширині ванни до 0,7 м застосовують *однобортіві смоки* (рис. 4.18), які розміщуються на одному із поздовжніх бортів ванн. При ширині ванни 0,7...1 м застосовують *двобортіві смоки* (рис. 4.19).

Якщо виріб виступає над поверхнею розчину, то в цьому випадку, незалежно від ширини ванни, передбачають двобортівий смок.

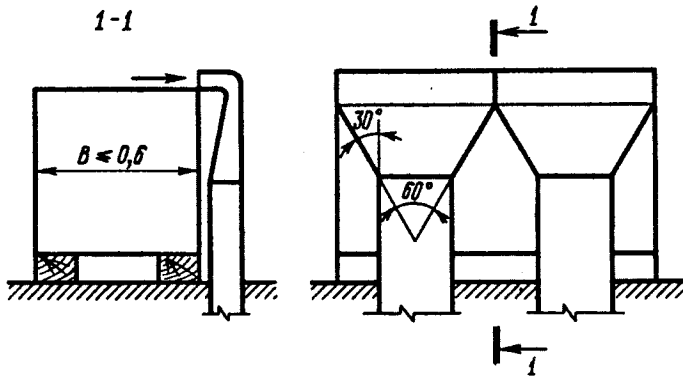


Рис. 4.18. Схема одностороннього (однобортового) смока технологічної ванни

Бортові смоки називають звичайними, якщо площина їх всмоктувальних щілинних отворів вертикальна (рис. 4.19), або перекинутими, коли площина всмоктувальних щілинних отворів горизонтальна, тобто скерована в бік дзеркала розчину (рис. 4.20).

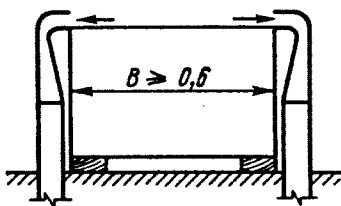


Рис. 4.19. Схема звичайного двобортового (двостороннього) смока технологічної ванни

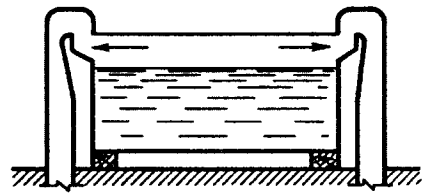


Рис. 4.20. Схема двобортового (двостороннього) перекинутого смока

Звичайні смоки застосовують за високого рівня розчину у ванні, тобто коли відстань від щілини смока до дзеркала розчину не перевищує 80...150 мм. Чим токсичніші забрудники, тим з меншої відстані від дзеркала розчину треба їх засмоктувати, щоб вони не потрапили в зону дихання робітника.

Повітропродуктивність перекинутих смоків значно менша порівняно зі звичайними смоками, особливо за низького рівня розчину (150...300 мм і більше від верху ванни).

Бортові смоки можуть активуватись компактними і плоскими притікальними струмінцями, які скеровані у всмоктувальний отвір (рис. 4.21). Компактний повітряний струмінець ежектує навколишнє повітря, а тому для його формування потрібно забезпечувати невеликий кут розширення і повільне загасання швидкостей з відстанню від повіторозподільника. В цьому випадку для формування струмінців доцільно використовувати ряд циліндричних зі звуженням (бажано профільованих) сопел, початкова швидкість витікання повітря з яких повинна бути однаковою. Швидкість повітря у щілинному всмоктувальному отворі повинна становити близько 1,5 м/с, аби запобігти можливому викривленню осі притікального струменя за дії гравітаційних сил.

Для кращого переміщення забрудників із витікальним повітрям необхідно, щоби витрата цього повітря перевищувала сумарну витрату теплового конвекційного потоку від ванни із врахуванням ежектованого притікальними струмінцями навколишнього повітря; витрата витікального повітря повинна перевищувати кінцеву витрату притікальних струмінців. *Плоскі (щілинні) притікальні струмені, які перекривають всю ширину ванни, застосовувати не рекомендується.*

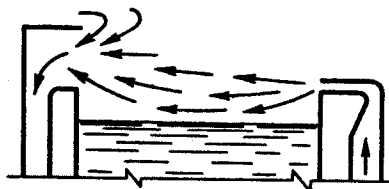


Рис. 4.21. Схема бортового смока, активованого компактними притікальними струмінцями

Доцільність застосування активованого бортового смока обґрунтовано на рис. 4.22, а, б.

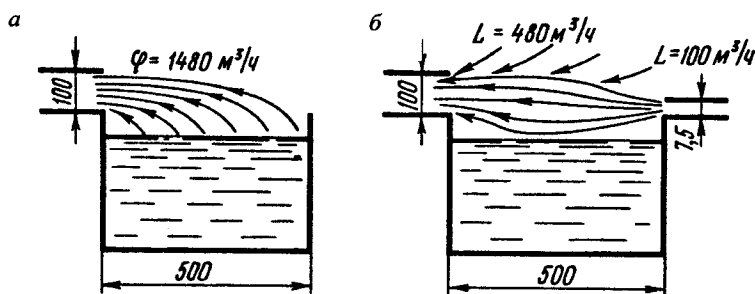


Рис. 4.22. Повітропродуктивність смоків:
 а – звичайного однобортового, $L = 1480 \text{ м}^3/\text{год}$;
 б – активованого притікальними компактними струмінцями
 $L = 480 \text{ м}^3/\text{год}$ ($L_{\text{пр}} = 100 \text{ м}^3/\text{год}$)

• Кільцеві щілинні смоки

Їх передбачають біля круглих в плані технологічних ванн і шахтових печей. Їх всмоктувальний отвір виконують у вигляді щільної (неперервної) за периметром ванни (або іншого джерела забрудників) щілини. Кільцевий смок повинен бути виконаний за конструкційною схемою, вказаною на рис. 4.23. Розміри кільцевого смока приймають за такими рекомендаціями: висота щілини b є базовою величиною; h_n – відстань від дзеркала розчину до нижнього краю щілини – контролюється відносним розміром

$$\frac{h_n}{D} \geq 0,054 \text{ за умови } h_n \geq 2b; \text{ відносний розмір } \frac{b}{D} = 0,04 \dots 0,16.$$

Величини h_H , b , h_B вибирають, виходячи із конструкційних і технологічних міркувань. Наприклад, приймають $h_H \geq 2b$ з метою запобігання охолодження поверхні розчину повітряними потоками.

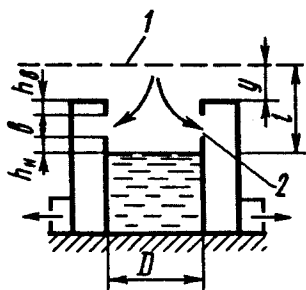


Рис. 4.23. Схема звичайного кільцевого бортового смока (із вертикальним циліндричним отвором):
1 – границя верхнього рівня забрудників;
2 – рівень борта ванни

• Вентильовані шафи

Коли джерело забрудників знаходиться всередині оббудови з боковим технологічним отвором, то такі смоки називають *вентильованими шафами*, інколи камерами (наприклад, під час фарбування виробів, піскоструминного очищення виробів тощо). Вентильована шафа обмежує стінками зону поширення забрудників і запобігає їх поширенню у внутрішнє повітря через технологічні отвори і нещільності.

Причинами проникання забрудників із шафи у внутрішнє повітря можуть бути:

- перепад термічних (гравітаційних) напорів всередині і назовні шафи, який виникає завдяки різниці температур;
- циркуляція повітряних потоків всередині шафи, зумовлена впливом технологічних операцій;
- рухливість навколишнього (внутрішнього) повітря;
- дифузія забрудників через технологічні отвори і нещільності.

Найбільш дієвими є дві перші причини. Вплив рухливості навколишнього повітря може бути мінімізований раціональним розподіленням притікального повітря, правильним розміщенням в шафі технологічних прорізів. Дифузія забрудників через нещільності стінок і технологічні отвори, як правило, незначна; однак швидкість перетікання через них внутрішнього повітря повинна завжди перевищувати швидкість дифузії забрудників.

За недостатнього розрідження в шафі можливі випадки, коли нульовий перепад гравітаційних напорів знаходиться вище середини висоти технологічного отвору. В цьому випадку внутрішнє повітря приміщення перетікатиме в середину шафи через нижню частину технологічного отвору і через нещільності в цьому рівні, а із шафи в приміщення забруднене повітря витікатиме через верхню частину отвору. Щоби цього уникнути, треба збільшити розрідження в шафі і забезпечити перетікання внутрішнього повітря через всю площу технологічного отвору.

Швидкості перетікання повітря по площі технологічного отвору можуть бути неоднаковими. Їх нерівномірність залежить від конструкційних особливостей шаф (рис. 4.24).

За місцем розміщення витікальних отворів розрізняють шафи з верхнім, нижнім і комбінованими (верхнім та нижнім) отворами (рис. 4.24). Самі отвори можуть мати різну конфігурацію і передбачатись в одній із стінок шафи або у вигляді щілин по всій ширині шафи, рагликів тощо.

Шафу із *верхнім витікальним отвором* (рис. 4.24 б, и) застосовують у випадках, коли забрудники переміщуються у вертикальному, переважно тепловому потоці. У цьому випадку площина нульового перепаду гравітаційних напорів повинна бути вище верхнього краю технологічного отвору.

Шафу із *нижнім витікальним отвором* застосовують у випадках, коли технологічні процеси супроводжуються виділенням пилю і важких газів, за відсутності вертикального градієнта температур (в шафі). Для такої шафи технологічний отвір бажано передбачити похиленим (рис. 4.24, г, д). У цьому випадку голова працівника знаходиться поза шафою. Виконувати технологічні операції в такій шафі настільки ж зручно, як і у відкритому просторі приміщення.

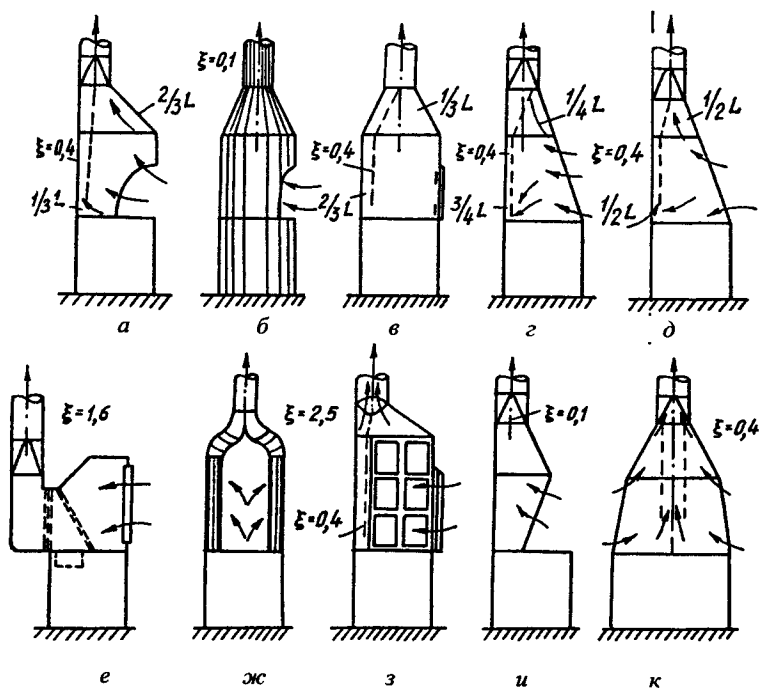


Рис. 4.24. Вентильовані шафи: а, в, г, д, з, к – з отворами для витікання повітря в двох рівнях; б, и – з верхнім отвором для витікання повітря; е – з тильним отвором для витікання повітря; ж – з отворами для витікання повітря у вигляді двох рагликів; к двостороння (з двома технологічними прорізами)

Шафи із комбінованими витікальними отворами (рис. 4.24 а, в-д, з, к) можуть застосовуватись у всіх випадках, за винятком тих, коли технологічні операції супроводжуються значними тепловиділеннями. Нерівномірність швидкостей перетікання повітря у технологічному отворі залежить від співвідношення площ нижнього і верхнього витікальних отворів.

4.11.2. Місцева притікальна вентиляція

До місцевої притікальної вентиляції належать системи з душувальними повітродіподільниками (повітряні душі). Повітряним душем називають притікальний повітряний струмінь, скерований на обмежене місце праці або безпосередньо на робітника.

Місця праці, для яких передбачають повітряне душування:

- біля завантажувально-вивантажувальних отворів печей металургійних заводів, в ливарних, ковальських, термічних цехах машинобудівних заводів, а також в основних цехах заводів скляної, керамічної та інших галузей промисловості;
- при оброблянні розжареного металу, при куванні і гарячому штампуванні виробів на пресах, молотах, кувальних машинах;
- при дії на робітника одночасно теплоти і пилу або тільки пилу, шкідливих газів тощо.

Особливо ефективне застосування повітряних душів при тепловому опроміненні робітника. У цьому випадку передбачають повітряне душування місця найбільш тривалого перебування робітника, а якщо в його праці передбачені короткочасні перерви, – то і в місцях відпочинку.

Згідно з [3] душування місць праці зовнішнім повітрям передбачають у випадку опромінення робочого місця тепловим потоком $\geq 140 \text{ Вт/м}^2$ (згідно з [20, 21] при $>350 \text{ Вт/м}^2$), а також для відкритих технологічних процесів з виділенням забрудників у внутрішнє повітря, коли неможливо підтримати їхні концентрації на рівні і нижче норм, що означені ДГСТ 12.1.005–76.

Температуру і швидкість повітряного потоку в місці праці приймають згідно з рекомендаціями [3]. Допускається перевищення швидкості не більше ніж на 0,3 м/с.

Вісь повітряного струменя скеровується горизонтально в груди робітника або зверху під кутом 45 град., із забезпеченням в місці праці рекомендованих температури і швидкості, а також в зону дихання горизонтально, із забезпеченням в місці праці допускних концентрацій забрудників.

Найбільшу інтенсивність променистого теплового потоку в місці праці визначають за формулою

$$q_{\text{м.п}} = \Phi_{\text{м.п}} \cdot \Phi_{\text{отв}} \cdot \left(\frac{273 + t_{\text{п}}}{100} \right)^4 \cdot C_o, \quad \text{Вт/м}^2 \quad (4.6)$$

де $t_{\text{п}}$ – температура джерела випромінювання (наприклад, газів в технологічній печі), °С;
 $\Phi_{\text{отв}}$ – коефіцієнт діафрагмування відкритого отвору технологічного устаткування (рис. 4.25);
 $\Phi_{\text{м.п}}$ – коефіцієнт, який залежить від відстані до місця праці x (рис. 4.26) і площі відкритого отвору; C_o – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла ($C_o = 5,76 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$).

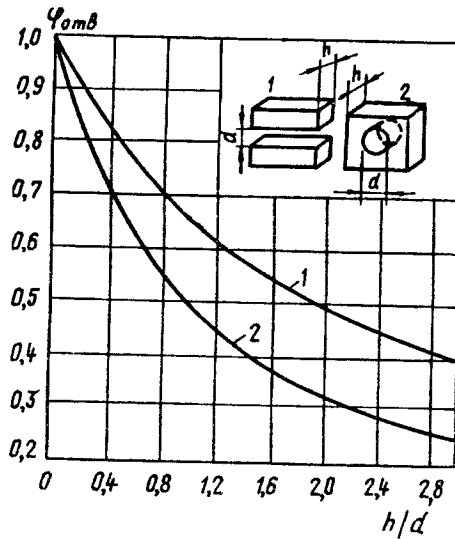


Рис. 4.25. Залежність коефіцієнта діафрагмування отвором технологічної печі випромінювального (променистого) теплового потоку від відношення h/d :
 h – товщина стінки печі, в якій розміщено отвір, м;
 d – діаметр отвору або його висота

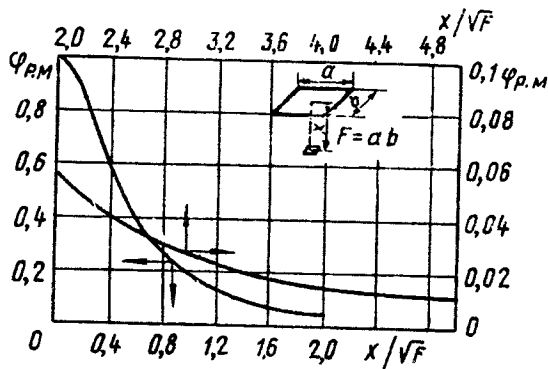


Рис. 4.26. Залежність коефіцієнта опромінення місця праці $\varphi_{р.м}$ від співвідношення $x/\sqrt{F_{отв}}$:
 x – відстань від місця праці до отвору печі, м;
 $F_{отв}$ – площа відкритого отвору, m^2

Інтенсивність теплового опромінення місць праці приймають за технологічними нормами або за даними табл. 4.5.

Інтенсивність теплового опромінення місць праці [21]

Цех, відділення, ділянка	Категорія робіт	Місце праці, або джерело теплового випромінювання	Інтенсивність теплового опромінення $q_{м.п.}$, Вт/м ²	Скерування притікального струменя і кількість душувальних повітророзподільників
1	2	3	4	5
Ливарний цех: – топильно-заливальне відділення сталі і чавуну	Тяжка	Завантажувальний майданчик вагранки	700 ... 1400	Збоку і згори. Два повітророзподільники на місце праці
	Середньої тяжкості	Робочий майданчик біля льотки вагранки	350 ... 700	Збоку і згори в напрямку льотки
		Накопичувальник вагранки Заливальний конвеєр	700 ... 1400 1400 ... 2100	Збоку і згори. Два повітророзподільники на місце праці Збоку і згори. Нерухомі повітророзподільники уздовж робочого майданчика на відстані 2 – 2,5 м один від одного або повітропровід рівномірно скерованого витікання повітряних потоків по всьому фронту заливання металу
	Тяжка	Місце вивантажування топильних і відпалювальних печей	700 ... 1900	Збоку і згори в напрямку від печі
	Середньої тяжкості	Місце нарощування електродів на печі	1400 ... 2100	Збоку в напрямку електродів. Один повітророзподільник на місце праці
	Середньої тяжкості і тяжка	Місце біля печі: – при топленні металу – при випусканні металу	Місце біля індукційної печі	350 ... 700
Місце біля роздавальної печі			2100	Те саме
Заливання в опоки з ковшів			2100	Те саме
Місце біля тигельної і роздавальної печі			1400 ... 2100 490 ... 560	Збоку і згори в прохід уздовж опок, що заливаються Збоку і згори в напрямку печі
– вибивальне відділення	Тяжка	Вибивна ґратка на конвеєрі	700 ... 1400	Згори і збоку в напрямку вибивної ґратки
		Груба (великокоміркова) вибивна ґратка періодичної дії	350 ... 700	Те саме
		Вібратори для вибивання відкидів	1400 ... 2100	Згори в напрямку вібратора

1	2	3	4	5
– сушильне відділення	Середньої тяжкості	Місце біля пальників і сушил	350 ... 700	Згори і збоку в напрямку сушил або пальника
Термічний цех	Тяжка	Печі, ванни з електродно-соляним підігріванням при $t = 1285$ °С, агрегати для гартування і ціанування виробів, камерні, газові та електричні печі для гартування, колодязі для охолодження виробів	1400 ... 2100	Згори і збоку в напрямку від печі. Один повітророзподільник на місце праці
		Біля шахтових цементацийних електропечей, печей-ванн, тигельних печей-ванн, шахтових газових печей, столів для напаявання сплавів	700 ... 1400	Те саме
		Оливні гартувальні ванни, шахтові відпускні електропечі, камерні газові печі з висувним черінем (подом), селітрові і лужні ванни з газовим підігріванням	350 ... 700	Те саме
Ковальський цех	Тяжка	Нагрівальні печі, преси і молоти	1400 ... 2100	Згори і збоку вбік від печі. Один повітророзподільник на місце праці
		Місця складування виробів після пресування, кабіни кранівників і пульти керування	700 ... 1400	Зверху і збоку вбік майданчика для складування. Один поворотний повітророзподільник на майданчик
	Середньої тяжкості	Ділянки вулканізації	350 ... 700	Згори і збоку. Один повітророзподільник на місце праці
	Те саме	Місця машиністів і змашувальників обертальних печей	700 ... 1400	Те саме
Відділення пресів-вулканізаторів цехів гумотехнічних виробів Випалювальний цех цементного заводу Кільцеві печі випалювання цегли	Те саме	Місця завантажувальників і вивантажувальників	350 ... 840	Те саме

При розрахунках систем повітряного душування приймають розрахункові параметри зовнішнього повітря: категорії А – для ТПР і категорії Б – для ХПР.

Відстань від душувального повітророзподільника до місця праці повинна бути не меншою за 1 м, а розрахункова площа повітророзподільника – не меншою за 0,1 м².

Системи повітряного душування не можна суміщати з системами притікальної вентиляції. Повітроготувальники систем душування виконують модульними або контейнерними.

Розрахунок повітряного душування залежить від періоду року. Найперше він виконується для ТПР шляхом розв'язування прямої задачі, тобто визначення площі душувального повітророзподільника і початкової витрати притікального струменя за умов забезпечення потрібних параметрів повітряного середовища в місцях праці. В ХПР і ППР визначають, переважно, тільки початкову температуру струменя за незмінної, якщо це можливо, початкової витрати притікального повітряного струменя. Для цього швидкість потоку в місці праці для ТПР і ХПР приймається однаковою.

Зовнішнє повітря в ТПР треба охолоджувати за умови, що його розрахункова температура ($t_{3,А}$) вища від нормативної в місці праці $t_{м.п}$. При цьому застосовують: адиабатичне охолодження – якщо в результаті цього процесу його температура понизиться до значення t_0 , що менше $t_{м.п}$; політропне охолодження – якщо потрібного зниження температури неможливо досягти адиабатичним охолодженням (тобто зволоженням повітря рециркуляційною водою).

Послідовність розрахунку і вибір формул залежить від способу охолодження готованого повітря [20].

При адиабатичному охолодженні ($t_0 < t_{м.п}$, де t_0 – початкова температура притікального повітряного струменя) розрахункову площу живого перерізу $F_{о.р}$ душувального повітророзподільника визначають за формулами:

$$\text{при тепловиділеннях } F_{о.р} = \left[\frac{(t_b - t_{м.п}) \cdot l}{(t_b - t_0) \cdot n} \right]^2, \text{ м}^2 \quad ; \quad (4.7)$$

$$\text{при газо- і пиловиділеннях } F_{о.р} = \left[\frac{(C_b - C_{ГДК}) \cdot l}{(C_b - C_0) \cdot n} \right]^2, \text{ м}^2 \quad (4.8)$$

де t_b – температура в робочій зоні приміщення, °С; l – відстань від душувального повітророзподільника до місця праці, м; n – коефіцієнт, що характеризує зміну температури (концентрації забрудника) по осі притікального струменя; t_0 – початкова температура притікального струменя, °С ($t_0 = t_{ф.к} + \Delta t$; $t_{ф.к}$ – температура повітряного потоку на виході з камери зрошення повітроготувальника, °С; Δt – нагрівання повітряного потоку у вентиляторі та повітропроводах системи в межах від вентилятора повітроготувальника до душувального повітророзподільника, °С; C_b , $C_{ГДК}$, C_0 – концентрації забрудника, відповідно, в робочій зоні, граничнодопускна і початкова в повітряному струмені, мг/м³.

За розрахованим $F_{0,p}$ приймають найближчий типорозмір душувального повітророзподільника і визначають фактичну площу його живого перерізу ($F_{0,ф}$) та інші конструкційні (розмірні) й аеродинамічні (m і n) характеристики (табл. 4.6).

Знаходять фактичну початкову швидкість притікального струменя за формулою

$$v_{0,ф} = \frac{v_{м.п} \cdot l}{m \cdot \sqrt{F_{0,ф}}} , \quad (4.9)$$

де $v_{м.п}$ – нормативна середня швидкість повітряного струменя в місці праці, м/с (табл. 6.3 або табл. 6.2); m – коефіцієнт, що характеризує зміну швидкості по осі притікального струменя; $F_{0,ф}$ – фактична площа живого перерізу прийнятого душувального повітророзподільника, м² (табл. 4.6.).

Розраховують повітропродуктивність одного душувального повітророзподільника за формулою

$$L_o = 3600 \cdot F_{0,ф} \cdot v_{0,ф} , \quad \text{м}^3/\text{год.}$$

Таблиця 4.6

Конструкційні й аеродинамічні характеристики душувальних повітророзподільників

Модель	Аеродинамічні характеристики			Конструкційні характеристики, мм						Площа живого перерізу, м ²	Маса, кг
	m	n	ζ	Д	А	В	Н	С	К		
ПДв-3	5,1	3,5	2,6	315	330	440	760	-	-	0,14	20,7
ПДв-4				400	440	660	960	-	-	0,23	30,0
ПДв-5				500	550	700	1200	-	-	0,36	42,7
ПДн-3	4,5	3,2	2,8	351	330	440	565	553	150	0,14	24,3
ПДн-4				400	440	560	780	689	190	0,23	35,1
ПДн-5				500	550	700	900	831	240	0,36	52,1

Зауваги: 1. Для душувальних повітророзподільників ПДн аеродинамічні характеристики вказані при горизонтальному напрямку витікання струменя або витікання його під кутом $\alpha = \pm 20$ град до горизонталі.

2. Для душувальних повітророзподільників ПДв аеродинамічні характеристики вказані при витіканні струменя під кутом 45 град до горизонталі.

3. Конструкційні характеристики душувальних повітророзподільників подані на рис. 4.27.

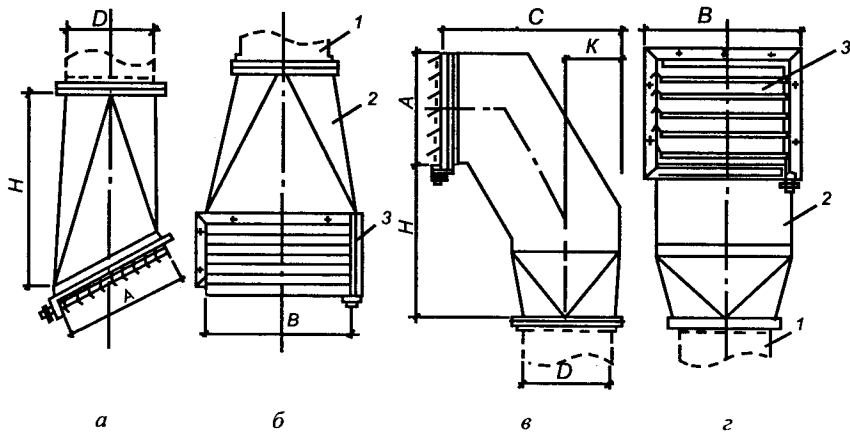


Рис. 4.27. Душувальні повітророзподільники:
 а – з верхнім приєднанням до повітропроводу СВ, типу ПДв;
 б – з нижнім приєднанням до повітропроводу СВ, типу ПДн;
 1 – повітропровід; 2 – корпус душувального повітророзподільника;
 3 – скерувальна (напрямна) ґратка

При політропному (штучному) охолодженні повітряного потоку в повітроготувальнику СВ розрахункову площу душувального повітророзподільника визначають за формулою

$$F_{o,p} = \left(\frac{l}{n} \right)^2, \quad \text{м}^2 \quad (4.10)$$

За $F_{o,p}$ приймають найближчий типорозмір душувального повітророзподільника (табл. 4.6) і відповідно $F_{o,\phi}$.

Приймають початкову швидкість витікання струменя $v_{o,\phi} = v_{m,\Pi}$ і початкову температуру струменя $t_o = t_{m,\Pi}$.

Визначають повітропродуктивність душувального повітророзподільника за формулою:

$$L_o = 3600 \cdot F_{o,\phi} \cdot v_{o,\phi}, \quad \text{м}^3/\text{год.}$$

Перевірковий розрахунок значень v_o і t_o , за прийнятої конструкції душувального повітророзподільника, тобто за відомих m , n , $F_{o,\phi}$ і l проводять залежно від таких умов:

$$\begin{aligned} 1 < m \cdot \sqrt{F_{o,\phi}}, & \quad - \quad v_{o,\phi} = v_{m,\Pi}; \\ 1 < n \cdot \sqrt{F_{o,\phi}}, & \quad - \quad t_o = t_{m,\Pi}; \\ 1 > m \cdot \sqrt{F_{o,\phi}}, & \quad - \quad v_o = v_{m,\Pi} \cdot \frac{l}{(m \cdot \sqrt{F_{o,\phi}})}; \\ 1 > n \cdot \sqrt{F_{o,\phi}}, & \quad - \quad t_o = t_B - \frac{(t_B - t_{m,\Pi}) \cdot l}{(n \cdot \sqrt{F_{o,\phi}})}. \end{aligned}$$

Конструкційні характеристики душувальних повітророзподільників вказані на рис. 4.27 і в табл. 4.6.

Приклад 4.4. Розрахувати повітряне душування місця праці біля шахтової газової печі термічного цеху. Категорія робіт – тяжка. Інтенсивність променистого теплового потоку в місці праці $q_{м.п} = 930 \text{ Вт/м}^2$ (табл. 5.5). Температура повітря в робочій зоні цеху $t_{в} = t_{зА} + 4 = 22,1 + 4 = 26,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ (м.Тернопіль, $t_{зА} = 22,1 \text{ } ^\circ\text{C}$; $I_{зА} = 52,8 \text{ кДж/кг}$). Згідно з рекомендаціями СНиП 2.04.05-11 (табл. 6.3) середня температура $t_{м.п} \approx 18 \text{ } ^\circ\text{C}$ і рухливість повітряного потоку в місці праці $v_{м.п} = 2,0 \text{ м/с}$. Відстань від душувального повітророзподільника до робітника (місця праці) $l = 2 \text{ м}$.

Розв'язування

Згідно з [3] при $q_{м.п} > 140 \text{ Вт/м}^2$ (згідно з [20] при $q_{м.п} > 350 \text{ Вт/м}^2$) для душування використовують зовнішнє повітря. При адіабатичному охолодженні цього повітря на виході з камери зрошення повітроготувальника температура повітряного потоку $t_{ф.к} \approx 19 \text{ } ^\circ\text{C}$. Початкову температуру повітряного струменя (на витіканні із душувального повітророзподільника) визначаємо за формулою (6.2):

$$t_{о.ф} = t_{з} - \Delta t_1 + 0,001 \cdot P, \text{ } ^\circ\text{C}$$

де $\Delta t_1 = t_{зА} - t_{ф.к} = 22,1 - 19 = 3,1 \text{ } ^\circ\text{C}$ – зниження температури повітряного потоку при його адіабатичному охолодженні в камері зрошення повітроготувальника, p – повний тиск вентилятора СВ, Па (прийmemo $p = 500 \text{ Па}$). Тоді $t_{о.ф} = 22,1 - 3,1 + 0,5 = 19,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Попередньо приймаємо душувальний повітророзподільник ПДн-4, для якого згідно з табл. 4.6, $n = 3,2$ і $m = 4,5$. Визначаємо розрахункову площу живого перерізу повітророзподільника за формулою:

$$F_{о.р} = \left[\frac{(t_{в} - t_{м.п}) \cdot l}{(t_{в} - t_{о}) \cdot n} \right]^2 = \left[\frac{(26,1 - 18) \cdot 2}{(26,1 - 19,5) \cdot 3,2} \right]^2 = 0,59 \text{ м}^2.$$

Фактична площа живого перерізу прийнятого повітророзподільника $F_{о.ф} = 0,23 \text{ м}^2$.

Знаходимо початкову фактичну швидкість притікального струменя за формулою

$$v_{о.ф} = \frac{v_{м.п} \cdot l}{m \cdot \sqrt{F_{о.ф}}} = \frac{2 \cdot 2}{4,5 \cdot \sqrt{0,23}} = 1,8 \text{ м/с}.$$

Визначаємо витрату повітряного потоку душувальним повітророзподільником

$$L_o = 3600 \cdot F_{о.ф} \cdot v_{о.ф} = 3600 \cdot 0,23 \cdot 1,8 = 1490 \text{ м}^3/\text{год}.$$

У ХПР і ППР продуктивність душувального повітророзподільника L_o і початкова швидкість струменя $v_{о.ф}$ залишають такими самими, як і в ТПР, тобто

$L_0 = 1490 \text{ м}^3/\text{год}$ і $v_{0,\phi} = 1,8 \text{ м/с}$. Визначаємо початкову температуру приті-
кального струменя t_0 при $t_B = 16 \text{ }^\circ\text{C}$, використавши формулу:

$$F_{0,\phi} = \left[\frac{(t_B - t_{\text{м.п}}) \cdot l}{(t_B - t_0) \cdot n} \right]^2; \quad 0,23 = \left[\frac{(16 - 18) \cdot 2}{(16 - t_0) \cdot 3,2} \right]^2, \quad \text{звідки } t_0 = 19,2 \text{ }^\circ\text{C}.$$

4.12. СИСТЕМИ ЗНЕДИМЛЮВАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Система вентиляції, яка зменшує наслідки виникнення пожежі через відведення токсичних продуктів термічного розкладу спалимих матеріалів, зниження температури в об'єкті і підтримання шляхів евакуації в незадимленому стані, називають знедимлювальною.

Видалення диму передбачають: з поверхневих коридорів чи холів житлово-адміністративних будинків через клапани в стінах шахт димовидалення (кількість отворів під клапани потрібно приймати з розрахунку один отвір на відсік коридору завдовжки до 30 м); із коридорів завдовжки понад 15 м без світлових прорізів в зовнішніх огорожах, у виробничих будівлях категорій А, Б та В з кількістю поверхів 2 і більше; з кожного приміщення, яке не має природного освітлення, якщо воно призначене для масового перебування людей; з гардеробів площею $\geq 200 \text{ м}^2$.

Димовидалення з коридорів (холів) не передбачають, якщо у всіх приміщеннях, що мають виходи (двері) у цей коридор, запроєктовано безпосереднє вилучення диму (задимленого повітря). Видалення диму з цих приміщень треба проєктувати окремими механічними СВ.

Отвори димовидалення передбачають в стіні димової шахти на відстані не більше 0,15 м від стелі коридору (холу) і оснащують клапаном димовидалення. Можна приєднувати димовсмоктувальні пристрої на відгалуженнях до димових шахт. Розміри горизонтального клапана димовидалення повинні перевищувати розміри вертикального клапана, а площу прохідного перерізу клапанів необхідно вибирати з ряду 0,3, 0,5, 0,7 м^2 , а також за умови швидкості руху задимленого повітряного потоку $\leq 20 \text{ м/с}$.

Шахта димовидалення повинна поєднувати поверхові отвори димовидалення коридорів будинку, які розташовані безпосередньо один над одним, і обслуговувати тільки ці коридори. Стіни шахти димовидалення повинні мати межу вогнетривкості не меншу за 1 год. Розміри внутрішнього поперечного перерізу шахти необхідно вибирати за умови швидкості руху задимленого потоку до 10 м/с .

Витрату задимленого потоку з коридора (холу) житлових будинків визначають за формулою

$$G_d = 3420 \cdot B \cdot n \cdot H^{3/2}, \quad (4.11)$$

а для громадських, адміністративно-побутових та виробничих будівель – за формулою

$$G_d = 4300 \cdot B \cdot n \cdot H^{3/2} \cdot k_d, \quad (4.12)$$

де G_d – витрата повітряно-димової суміші (диму), кг/год , B – ширина більшої із двох стулук дверей, які відкриваються при виході з коридору (холу) до сходового примі-

щення або назовні, м; H – висота дверей, м (при $H > 2,5$ м приймають $H = 2,5$ м); k_d – коефіцієнт відносної тривалості відкриття дверей із коридору до сходового приміщення чи назовні під час евакуації людей (приймають: $k_d = 1$ у разі евакуації через одні двері 25 осіб і більше; $k_d = 0,8$ – у разі евакуації через одні двері менше ніж 25 осіб); n – коефіцієнт, що залежить від загальної ширини великих ступок, які відкриваються під час пожежі із коридору до сходового приміщення або назовні (табл. 4.7).

Таблиця 4.7

Значення коефіцієнта n при розрахунках димовидалення [2]

Будівлі	Коефіцієнт n при ширині ступок дверей B , м				
	0,6	0,9	1,2	1,8	2,4
Житлові	1,00	0,82	0,7	0,51	0,41
Громадські, адміністративно-побутові, виробничі	1,05	0,91	0,80	0,62	0,5

Витрата диму, який вилучається із приміщення, з урахуванням периметра вогнища (осередку) пожежі, для приміщення площею до 1600 м^2 визначають за формулою

$$G_d = 676,8 \cdot P_f \cdot z^{3/2} \cdot k_s, \quad (4.13)$$

де P_f – периметр вогнища пожежі в початковій її стадії, м; для приміщень, які оснащені спрінклерними системами пожежегасіння, $P_f = 12$ м. Для інших приміщень P_f визначають за формулою

$$P_f = 0,38 \cdot S^{1/2}, \quad (4.14)$$

де S – площа приміщення, м^2 ; z – відстань від нижньої межі задимленої зони приміщення до підлоги, м (приймають $z = 2,5$ м); k_s – поправковий коефіцієнт на спонукання руху задимленого потоку в системі димовидалення ($k_s = 1,2$ – для природного спонукання руху із одночасним застосуванням спрінклерних систем пожежегасіння; $k_s = 1$ для всіх інших випадків).

Видалення диму безпосередньо із приміщень одноповерхових будівель, як правило, передбачають природними СВ через димові шахти з умонтованими в них димовими клапанами або через аераційні ліхтарі, що не задуваються.

Для видалення диму при пожежі та газів після пожежі допускається використання систем аварійної та основної вентиляції із забезпеченням потрібних вимог згідно з рекомендаціями [2].

Витрату зовнішнього повітря для захисту ліфтової шахти, сходового приміщення, тамбура шлюзу від задимлення розраховують за умови забезпечення надлишкового тиску (підпору) в цих приміщеннях не меншого за 20 Па.

Подавання зовнішнього повітря системами знедимлювальної вентиляції для створення підпору повинно передбачатись зосереджено згори в сходові приміщення і

шахти ліфтів (рис. 4.28). Отвори повітрязабору системи підпору повітря необхідно розташувати так, щоб запобігти потраплянню в них продуктів горіння [23]. Конструкція венткамери повинна забезпечувати зручність і технологічність монтажу, обслуговування і ремонту вентиляційного устаткування. Огорожі вентиляційних камер повинні мати межу вогнетривкості не менше ніж 0,5 год.

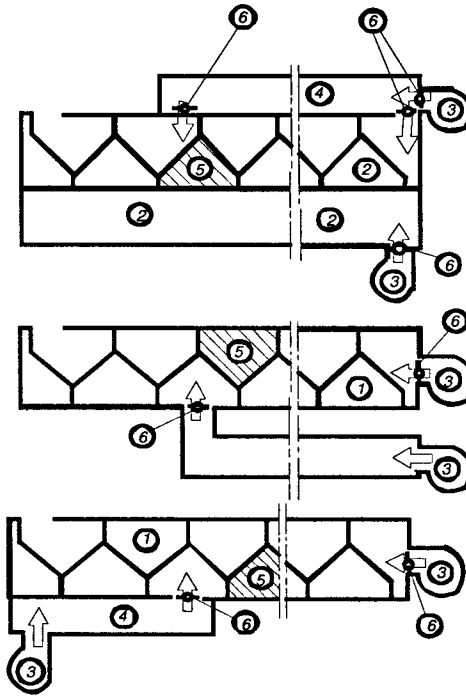


Рис. 4.28. Схеми організації притікання зовнішнього повітря в сходове приміщення і шахту ліфта: 1 – сходове приміщення; 2 – ліфтова шахта; 3 – вентилятор системи притікальної вентиляції; 4 – повітряний клапан

У системах димовидалення передбачають тільки радіальні вентилятори. Один вентилятор повинен обслуговувати тільки одну шахту димовидалення. На тракті димовидалення заборонено встановлювати запірно-регульовальні пристрої. Вентилятори системи димовидалення необхідно розташовувати в окремих камерах на горищі або покрівлі будинку. Викид диму повинен бути факельним (через конфузор) зі швидкістю не меншою ніж 20 м/с. Викидна труба системи димовидалення повинна бути вертикальною, а її верхівка – вищою за 3 м від отвору засмокування зовнішнього повітря системою притікальної вентиляції, а відстань між цими отворами в плані повинна перевищувати 5 м (рис. 4.29).

У каналах димовидалення і підпору повітря не допускається прокладання будь-яких комунікацій. Не допускається розташування вентагрегатів систем димовидалення і підпору повітря в загальній вентиляційній камері.

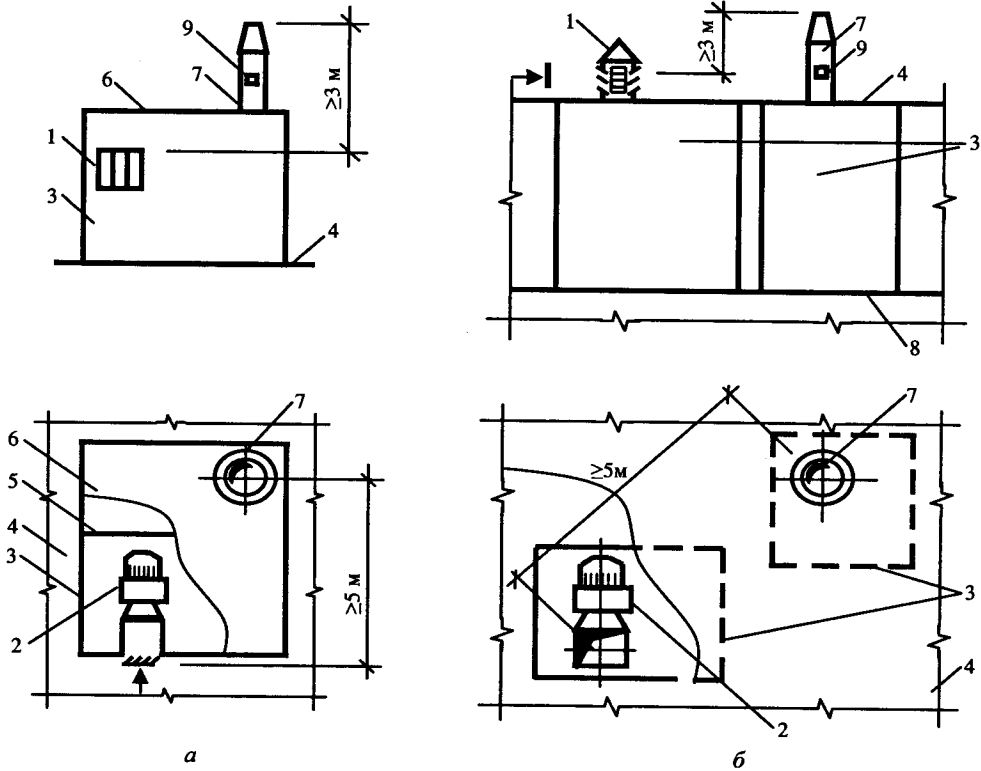


Рис. 4.29. Схеми взаємного розташування повітровсмоктувального отвору системи притікальної вентиляції і викидної димової труби системи димовидалення з радіальними вентиляторами, які розміщені: а – в камері, що передбачена на покрівлі будинку і розділена неспалимою газонепроникною перегородкою на два ізолювані об'єми; б – в окремих камерах на технічному поверсі (горіщі) будинку:

- 1 – повітровсмоктувальний отвір системи притікальної вентиляції;
- 2 – вентагрегат системи притікальної вентиляції;
- 3 – зовнішня огорожа камери;
- 4 – покрівля будинку;
- 5 – неспалима газонепроникна перегородка;
- 6 – дах камери;
- 7 – викидна труба системи димовидалення;
- 8 – горіщне перекриття;
- 9 – лючки для замірів

4.13. СИСТЕМИ АВАРІЙНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Системи аварійної вентиляції передбачають у виробничих приміщеннях, де існує можливість несподіваного виділення значної кількості отруйних або небезпечних щодо вибуху речовин. Повітропродуктивність аварійної вентиляції визначається розрахунком в технологічній частині проєкту або вказується в нормативних документах.

Аварійний повітрообмін забезпечується спільним задіянням систем основної витікальної (загальної або/і місцевої) і аварійної витікальної вентиляції. В аварійному режимі повинен забезпечуватись повітрообмін $\geq 8 \text{ год}^{-1}$, а в приміщеннях категорії А, Б і Е – 8-кратний повітрообмін додатково до повітрообміну основної вентиляції.

Виробництва категорій А та Б належать до вибухопожежонебезпечних, категорій В, Г, Д – до пожежонебезпечних, а категорії Е – до вибухонебезпечних.

У приміщеннях категорій А та Б передбачають переважно механічні системи аварійної витікальної вентиляції, категорій В, Г та Д – також механічні системи (допускається застосування природних СВ, за умови забезпечення необхідної витрати витікального повітря при розрахункових параметрах зовнішнього повітря категорії Б в ТПР, що є проблематичним з причини малого перепаду температур внутрішнього і зовнішнього повітря).

Розрахунок аварійної вентиляції полягає у визначенні аварійного повітрообміну і часу, протягом якого концентрація забрудника (шкідливої речовини) повинна бути знижена до ГДК (після того, як прийнятими заходами ліквідовано недоліки функціонування технологічного процесу).

Із диференціального рівняння повітрообміну або балансу надходжень і вилучень забрудника (шкідливої речовини) отримуємо формулу

$$\tau = lg \frac{m-1}{n-1} / (0,434 \dot{K}_a), \quad (4.15)$$

де τ – час, за який концентрація забрудника знижується до ГДК після того, як аварійне його виділення ліквідоване і воно знову стало нормальним; m – відношення виділень забрудника при аварії G_a до його виділень за нормального функціонування технологічного процесу G_n ,

$$m = \frac{G_a}{G_n}; \quad (4.16)$$

n – відношення кратності повітрообміну витікальної аварійної вентиляції \dot{K}_a до кратності повітрообміну основної витікальної вентиляції, за нормального функціонування, \dot{K}_n

$$n = \dot{K}_a / \dot{K}_n. \quad (4.17)$$

Приклад 4.5. У виробничому приміщенні в результаті функціонування технологічного процесу у внутрішнє повітря виділяється хлор (Cl). За нормального протікання процесу кратність повітрообміну, яка забезпечується основними системами витікальної вентиляції $\dot{K}_n = 14 \text{ год}^{-1}$. У випадку аварії технологічного устаткування виділення хлору зростає в 10 разів, тобто $G_a / G_n = 10$.

Визначити, впродовж якого часу по ліквідації технологічної несправності концентрація хлору знизиться до ГДК, якщо кратність повітрообміну додаткової аварійної (витікальної) вентиляції $\dot{K}_{a,d} = 6 \text{ год}^{-1}$.

Розв'язування

Визначаємо загальну кратність повітрообміну приміщення під час аварії

$$\dot{K}_a = 14 + 6 = 20 \text{ год}^{-1}.$$

Визначаємо відношення

$$n = \dot{K}_a / \dot{K}_H = 20 / 14 = 1,43 .$$

За формулою (4.20) визначаємо час τ , протягом якого концентрація хлору у внутрішньому повітрі знизиться до ГДК

$$\tau = \lg \frac{10-1}{1,43-1} / (0,434 \cdot 20) = 0,152 \text{ год} = 9,1 \text{ хв} .$$

Отже, за 9,1 хв по ліквідації технологічної несправності, за спільної дії систем основної витікальної і аварійної вентиляції, концентрація хлору у внутрішньому повітрі знизиться до ГДК.

Для аварійного вентилявання приміщень необхідно використовувати такі системи витікальної вентиляції:

- основні загальні і місцеві;
- додаткову до основних аварійну;
- тільки аварійну, якщо використання основних неможливе чи недоцільне.

Якщо властивості забрудників (шкідливих виділень) такі, що їх переміщення в СВ за допомогою вентиляторів неможливе, то передбачають ежекційні СВ.

У випадках, коли продуктивність однієї основної системи витікальної вентиляції достатня для забезпечення аварійного повітрообміну, то в них треба передбачати резервний вентилятор. Він повинен задіюватись автоматично, за зупинки основного.

Для компенсації витікального повітря, витрата якого зумовлена дією аварійної вентиляції, додаткових систем притікальної вентиляції не передбачають.

Аварійна вентиляція, як правило, забезпечується системами витікальної вентиляції. Системи аварійної притікальної вентиляції допускаються в одноповерхових приміщеннях з даховими провітрювачами у вигляді аераційних ліхтарів, за умови, що в результаті технологічної аварії у внутрішнє повітря виділяється пара чи газ, легші за повітря.

Компенсацію внутрішнього витікального повітря передбачають переважно завдяки частково організованому або неорганізованому притіканню зовнішнього повітря, з причини розрідження в приміщенні. Спеціальних систем притікальної вентиляції, як правило, не передбачають.

Отвори для всмоктування внутрішнього повітря повинні передбачатись на відповідній висоті в місцях можливого найбільшого накопичення шкідливих чи вибухонебезпечних речовин.

У випадку виділення газів та пари, важчих за повітря, ці отвори повинні передбачатись на висоті 0,3...1 м від рівня підлоги, а при виділенні газів та пари, легших за повітря – у верхній зоні, причому для горючих газів та пари – безпосередньо під перекриттям (покриттям) приміщення.

Трубопроводи та інші пристрої для переміщення в них витікального повітря повинні облаштовуватись клапанами, які автоматично відкриваються при задіянні СВ.

Задіяння систем аварійної вентиляції треба передбачати: дистанційним з доступних місць як в середині, так і назовні приміщень; самочинним (автоматичним), за допомогою сигналу газоаналізатора.

Розвіяння викидного повітря повинно бути якомога інтенсивнішим. Не допускається передбачати кінцеві отвори систем витікальної вентиляції в слабопровітряних циркуляційних зонах навколо будівлі.

4.14. СПЕЦІАЛЬНІ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ

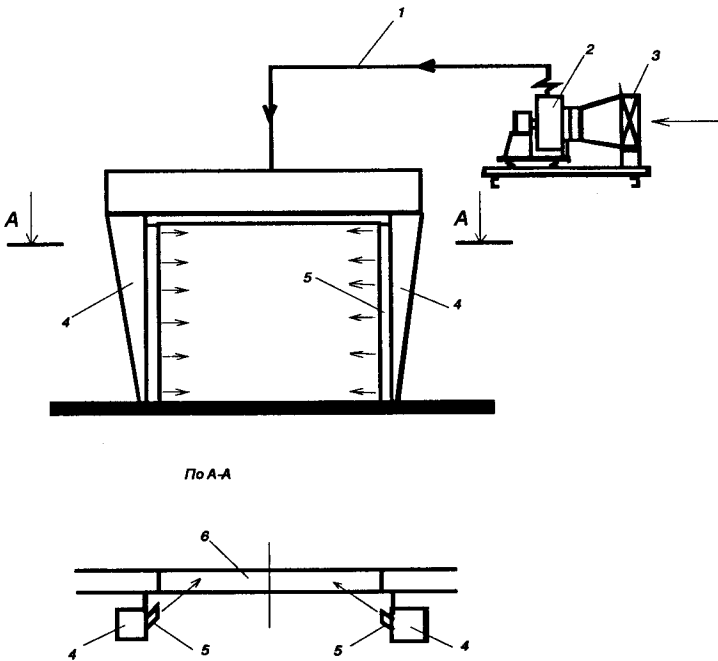
4.14.1. Повітряні заслони (повітряні двері)

Повітряна заслона – це система притікальної місцевої вентиляції, яка створює повітряний струмінь, або повітряні струмені, що розділяють два простори з різними рівнями температури. Вони найчастіше передбачаються біля прорізів воріт і дверей.

- **Повітряні заслони засувкового (шиберного) типу**

Повітряні заслони такого типу влаштовують біля прорізів (без тамбурів) як зовнішніх, так і внутрішніх огорож переважно виробничих приміщень. В останньому випадку повітряна заслона запобігає перетіканню повітряних потоків із забрудненого приміщення в чисте. Влаштовують повітряні заслони також біля кінцевих прорізів і отворів технологічного устаткування (для запобігання поширенню забрудників (шкідливих виділень) у внутрішнє повітря).

Схему повітряної заслони засувкового типу і основні її конструкційні елементи показано на рис. 4.30.



*Рис. 4.30. Схеми шиберної двосторонньої повітряної заслони біля прорізу воріт виробничого приміщення:
1 – повітропроводи; 2 – радіальний вентилятор;
3 – повітронагрівник; 4 – повітророзподільник;
5 – повітровитікальний щілинний отвір;
6 – проріз (ворота) в зовнішній огорожі приміщення*

За режимом роботи розрізняють повітряні заслони двох видів:

- 1) **періодичної дії** (повітряні заслони біля прорізів, що відкриваються періодично);
- 2) **сталого дії** (заслони біля постійно відкритих прорізів).

Режим дії повітряних заслонів визначається технологічними вимогами виробництва.

За сталої дії стає можливим використовувати заслону не тільки за її прямим призначенням, але і в режимі системи притікальної або обігрівальної вентиляції.

За **скеруванням** притікальних повітряних струменів заслони засувкового типу можна розділити на три види:

- 1) з витіканням плоского струменя (ряду сопельцевих струмінців) знизу догори (рис. 4.31, а);
- 2) з горизонтальним витіканням струменів із бокових вертикальних, переважно щілинних отворів, розмішених з двох боків (рис. 4.31. в) або з одного (рис. 4.31, б) боку прорізу огорожі;
- 3) з витіканням плоского струменя згори донизу (рис. 4.31, г).

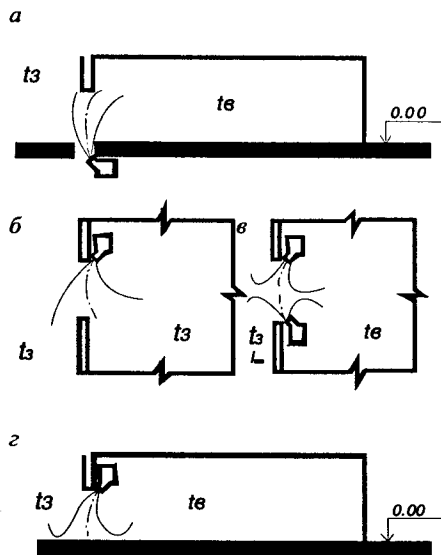


Рис. 4.31. Схеми засувкових (шиберних) повітряних заслонів з різним скеруванням плоских притікальних повітряних струменів: а – струмінь рухається знизу догори;

б – струмінь рухається горизонтально,

бокова одностороння заслона (план);

в – бокова двостороння заслона (план);

г – струмінь рухається згори донизу

Для прорізів зовнішніх огорож найбільш доцільними є заслони з плоским засувковим повітряним струменем, який рухається знизу догори, оскільки в цьому випадку найбільш надійно запобігають перетіканню зовнішнього холодного повітря в прилеглу зону приміщення.

У випадках можливої зупинки транспортних засобів у відкритому прорізі огорожі або небезпеки засмічення горизонтального щілинного отвору повітророзподіль-

ника заслони, наприклад, сипкими матеріалами, а також при встановленні в прорізах огорож транспортерів або іншого устаткування доцільно передбачити заслони з вертикальними повітророзподільниками, що формують плоскі струмені. Заслони цього типу є найпоширенішими у виробничих приміщеннях.

Повітряні заслони з плоскими притікальними струменями, що рухаються згори донизу, можна рекомендувати, найперше, для прорізів внутрішніх огорож приміщень, або для кінцевих прорізів і отворів в огороженнях технологічного устаткування, тобто для випадків, коли перепад тисків з двох сторін прорізів (отворів) майже сталий по висоті. Для прорізів в зовнішніх огорожах такі заслони придатні найменше, оскільки це зв'язано з небезпекою перетікання зовнішнього повітря в прилеглу до них робочу зону приміщення і спричиненням дискомфорту в розмішених там місцях праці.

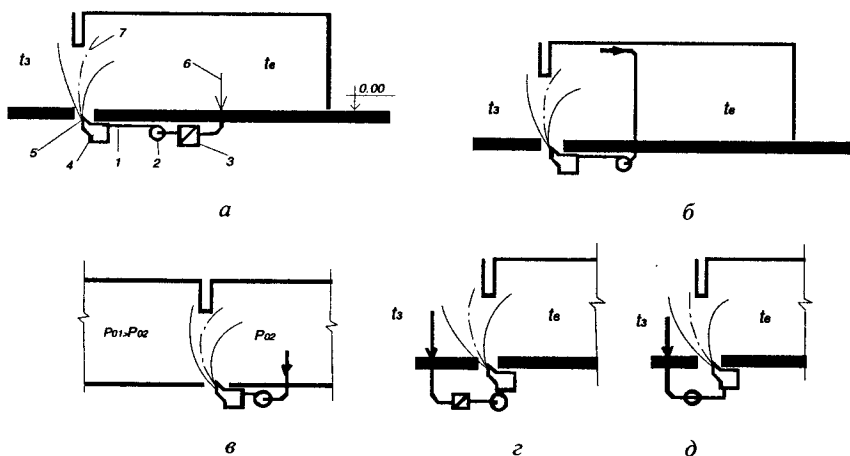


Рис. 4.32. Схеми повітряних заслонів засувкового (шиберного) типу: а – рециркуляційна з нагріванням (типу UM – Н); б – рециркуляційна (типу UM); в – рециркуляційна (типу UM); г – із забором зовнішнього повітря і його підігріванням (типу AU-H); д – із забором зовнішнього повітря без його підігрівання (типу AU): 1 – повітропровід; 2 – вентилятор; 3 – повітронагрівник (калорифер); 4 – повітророзподільник; 5 – циліндричний отвір

Повітряні заслони типу UM-H (рис. 4.32, а) влаштовують біля прорізів зовнішніх огорож виробничих приміщень з постійними місцями праці поблизу цих прорізів, або у випадку підвищених вимог до внутрішнього повітря прилеглої робочої зони.

Повітряні заслони типу UM (рис. 4.32, б,в) передбачають біля прорізів зовнішніх огорож приміщення, якщо в прилеглої до них робочій зоні приміщення допускається нормоване періодичне зниження температури, а також біля прорізів внутрішніх огорож.

Заслони типу AU-H (рис. 4.32, г) використовуються як системи притікальної вентиляції. Заслони типу AU (рис. 4.32, д) передбачають у випадку вентиляції підвищувального тиску в приміщенні (за наявності підпору в приміщенні).

Перспективним є застосування дво- і багатOVERSTVOVIХ (багатошарових) повітряних заслонів, в яких окремі струмені нагріваються до різної температури.

Повітропродуктивність повітряної заслони засувкового типу залежить від мінімальної зовнішньої температури і максимальної швидкості вітру [24]; для європейських країн ця витрата змінюється в межах від 0,55 до 1 м³/с на 1 м² прорізу огорожі. Розрахункові показники деяких типів повітряних заслонів подано в табл. 4.8.

Таблиця 4.8

Розрахункові показники повітряних заслонів засувкового типу

Скерування струменів повітряної заслони	Витрата повітря, м ³ /с на 1 м ² прорізу огорожі	Початкова температура притікального повітря, °С	Початкова швидкість притікального повітря, м/с	Приблизні витрати теплоти, кВт на 1 м ² прорізу огорожі
Горизонтальні струмені безперервної дії із рядних сопел або вузьких щілинних отворів	0,36...0,55	55...75	15...22	-
Горизонтальні струмені безперервної дії із декількох щілинних отворів зі скерувальними лопатками, які повертаються на 25–40 град для кращого захисту від вітру	0,55...1	40...50	7...12	23,5...35,5
Вертикальні струмені безперервної дії при незначному перетіканні 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

Найбільшої економії теплоенергетичних ресурсів досягають в заслонах із забиранням зовнішнього повітря без його підігрівання. Однак при переході через проріз значної кількості осіб такий варіант реалізації заслони не допускається.

Повітропродуктивність заслонів засувкового типу

Докладно обрахувати повітропродуктивність складно, оскільки вона залежить від багатьох чинників. Найефективнішими є великі витрати повітря, але вони спричиняють значні витрати теплової і електричної енергії. За незначного посилення вітру витрата повітря регулюється зміною обертів вентилятора за допомогою термостата, розміщеного в притікальному повітряному струмені. Приблизні витрати притікального повітря 2000 ... 5000 м³/(м²·год), а за несприятливої ситуації навіть до 10000 м³/(м²·год) [30].

• **Повітряні заслони притікально-витікального типу [28, 31]**

Повітряні заслони такого типу застосовуються в будинках торгівлі, переважно у відкритих з рекламних поглядів входах з тамбуром (тамбуром–шлюзою). Висота входних дверей переважно біля 2...2,2 м. Окрім цього, такі повітряні заслони застосовують біля прорізів зовнішніх огорож виробничих приміщень, щоби захиститися від протягів у разі постійно або періодично відкритих прорізів. Часто устаткування повітряних заслонів задіюється самочинно (автоматично) одночасно з відкриванням дверей. У випадку шлюзових воріт виробничих приміщень ощадність теплової енергії досягає до 80 % [32] порівняно із заслонами засувкового типу (за відсутності шлюзи).

Особливості перетікання повітряних струменів в заслонах притікально-витікального типу

Перетікання повітря можна організувати різними способами (рис. 4.33):

- a) притікання повітря згори, а витікання знизу (найчастіше застосовується в закладах торгівлі);
- b) притікання повітря згори, а витікання бокове над підлогою; схема менш корисна, оскільки не усувається перетікання холодного повітря в приміщення;
- c) притікання повітря знизу, а витікання згори; схема ефективна з погляду теплообміну, однак притікальний струмінь може неприємно впливати на людей, які переходять через заслону, і спричиняти підіймання пилу;
- d) притікання повітря з одного боку, а витікання з протилежного;
- e) притікання повітря з обох боків, а витікання повітря знизу або згори. Перевагою є те, що людина, яка перебуває в прорізі дверей, не порушує режиму перетікання повітря;
- f) притікання повітря бокове верхнє, а витікання повітря бокове нижнє (або навпаки);
- q) інші способи перетікання повітря, насамперед протитечія (притікання і витікання повітря бокове одностороннє).

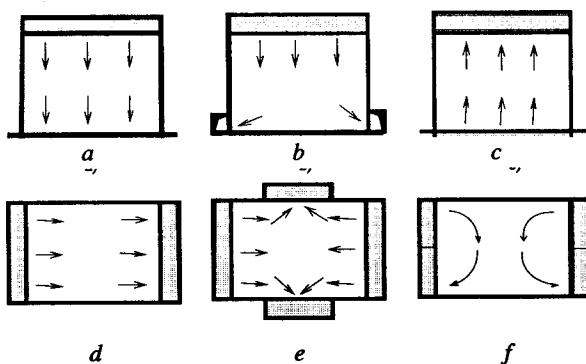


Рис. 4.33. Різні варіанти перетікання повітря в заслонах притікально-витікального типу

Температура притікального повітря

Рекомендуються такі значення початкової температури притікальних струменів:

- для малих заслонів 25...30 °С;
- для великих заслонів 20...25 °С.

Температура притікального повітря залежить від його первинної витрати і є тим нижчою, чим менша витрата.

Інколи регулюють температуру притікального повітря залежно від зовнішньої температури. Найчастіше початкову температуру притікальних повітряних струменів приймають 5...15 °С.

У шлюзових воротах виробничих приміщень найчастіше передбачаються заслони з холодного зовнішнього повітря з його поперечним перетіканням через шлюзу (з метою зменшення тепловтрат, а також охорони розміщених поблизу місць праці від впливу вітру і зовнішнього повітря). Не рекомендуються такі заслони для воріт з інтенсивним рухом людей.

Швидкість притікальних повітряних струменів

Початкова швидкість притікальних струменів залежить від висоти і ширини шлюзи (тамбура) і рекомендується такою:

- при перетіканні згори донизу 10...15 м/с ;
- при перетіканні знизу догори 2...4 м/с ;
- при боковому перетіканні 10...15 м/с.

Конструкційні особливості заслонів притікально-витікального типу

Приклад повітряної заслони (повітряних дверей) будинку для торгівлі зображено на рис. 4.34. Вентилятор і нагрівник повітря розміщено у вентиляційній камері (в підвалі). Під ґраткою для витікального повітря розміщено камеру для осідання пилу, паперу і інших забруднень. Нехай ширина прорізу дверей 4 м, а його висота 2,2 м. Прийнята витрата притікального повітря $L_{\text{пр}} = 4,0 \cdot 2,2 \cdot 5000 = 44000 \text{ м}^3/\text{год}$, а початкова швидкість притікального повітря 5 м/с. Глибина розміщення заслони щодо площини прорізу 0,6 м, а скерування притікального струменя скісне назовні.

Живий переріз ґратки для витікання (засмоктування) повітря, при швидкості в ньому $v_0 = 2 \text{ м/с}$, приблизно $6,1 \text{ м}^2$. Початкова температура повітря 10 °С, а кінцева 25 °С. Теплопродуктивність нагрівника повітря

$$Q_3 = L_{\text{пр}} \cdot \rho \cdot c_p \cdot \Delta t = \frac{44000}{3600} \cdot 1,2 \cdot 1,005 \cdot (25 - 10) = 221 \text{ кВт.}$$

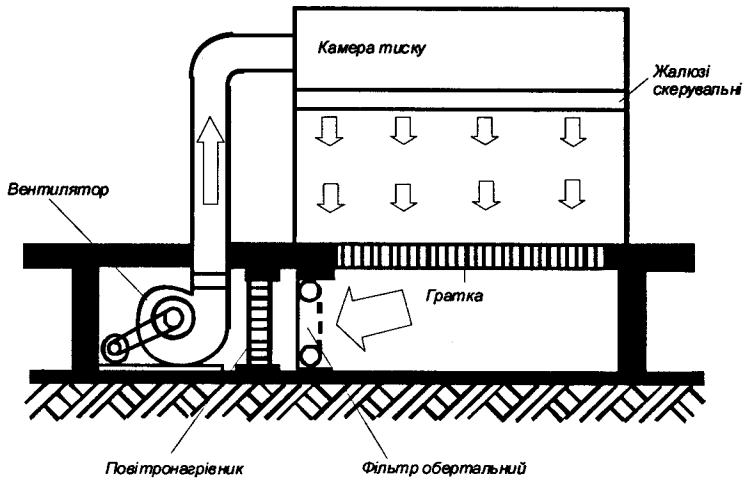


Рис. 4.33. Повітряна заслона притікально-витікального типу біля вхідного прорізу будинку для торгівлі

• Повітряні заслони змішувального типу

У вітчизняній практиці заслони такого типу передбачають переважно біля вхідних прорізів громадських будівель. Вони характеризуються організованим притіканням повітря і його частковим змішуванням із зовнішнім повітрям, а також відсутністю організованого витікання повітря.

Повітропродуктивність заслони змішувального типу визначають за формулою [5]

$$G_{\text{зас}} = \frac{3600 K \cdot \mu_{\text{вх}} \cdot F_{\text{вх}} \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{зБ}}) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_{\text{зБ}}}} \cdot \rho_{\text{зас}}}{t_{\text{зас}} - t_{\text{в}}}, \text{ кг/год} \quad (4.18)$$

де K – поправковий коефіцієнт для врахування: кількості людей, що проходять через дверний проріз, оснащений заслоною; місця забору повітря на заслону; типу вестибюля (табл. 4.9); $\mu_{\text{вх}}$ – коефіцієнт витрати входу у вестибюль, що залежить від його конструкційного виконання (табл. 4.10); $F_{\text{вх}}$ – площа однієї відкритої стулки (одного відкритого полотна) зовнішніх вхідних дверей, м^2 .

При суміщенні повітряно-теплової заслони з притікальною вентиляцією вестибюля (тобто при забиранні на заслону зовнішнього повітря) величину $G_{\text{зас}}$ приймають рівною витраті притікального повітря у вестибюль, але не меншою від величини, визначеної за формулою (4.23).

Поправковий коефіцієнт K для заслонів змішувального типу [5]

Місце забору повітря і тип вестибюлю	Двері	Значення K при числі людей n , що проходять через вхід в будинок за 1 год														
		100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
Забір повітря із вестибюлю відкритого	Одинарні	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25	0,28	0,31	0,35	0,39	0,43	0,47	0,51	0,55	0,58	0,61
	Подвійні або обергальні	0,04	0,08	0,11	0,15	0,19	0,21	0,26	0,3	0,34	0,38	0,41	0,44	0,48	0,51	0,54
	Потрійні	0,03	0,06	0,08	0,11	0,14	0,16	0,2	0,25	0,28	0,32	0,35	0,38	0,41	0,44	0,46
Те ж, закритого	Одинарні	0,05	0,09	0,14	0,18	0,22	0,23	0,27	0,32	0,35	0,39	0,43	0,46	0,49	0,52	0,55
	Подвійні або обергальні	0,03	0,07	0,1	0,14	0,17	0,19	0,23	0,27	0,31	0,34	0,37	0,4	0,43	0,46	0,49
	Потрійні	0,02	0,05	0,07	0,1	0,12	0,15	0,18	0,23	0,25	0,29	0,32	0,34	0,37	0,4	0,42
Забір атмосферного повітря при вестибюлі відкритому	Одинарні	0,04	0,08	0,12	0,16	0,2	0,21	0,24	0,28	0,31	0,34	0,38	0,41	0,44	0,47	0,49
	Подвійні або обергальні	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,17	0,21	0,24	0,27	0,30	0,33	0,35	0,38	0,41	0,43
	Потрійні	0,02	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,16	0,2	0,23	0,26	0,28	0,3	0,33	0,35	0,37
Те ж, закритому	Одинарні	0,04	0,07	0,11	0,14	0,17	0,18	0,22	0,25	0,28	0,31	0,34	0,35	0,38	0,4	0,42
	Подвійні або обергальні	0,03	0,05	0,08	0,11	0,13	0,15	0,18	0,21	0,24	0,26	0,29	0,31	0,33	0,36	0,38
	Потрійні	0,02	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12	0,15	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26	0,29	0,31	0,33

Зауваги: 1. Відкритим вважається вестибюль, що не відділений дверима від сходового приміщення і ліфтового холу, а закритим – вестибюль з дверима перед сходовим приміщенням.

2. Максимальна пропускна здатність однієї ступки дверей 1500 люд/год, а тому за наявності декількох паралельних вхідних дверей і проходу крізь них до 1500 люд/год розрахунок виконують за площею однієї відкритої ступки. У разі проходу крізь них понад 1500 люд/год величину $F_{вх}$ у формулі (4.23) збільшують пропорційно $(n/1500)$ із заокругленням до найближчого цілого числа. У цьому випадку коефіцієнт K приймають залежно від n , розділеного на це ціле число.

Значення $\Delta\rho$ визначають за формулою $\Delta\rho = 9,81 \cdot h \cdot (\rho_{зБ} - \rho_{в})$, Па. Величину h обраховують залежно від поверховості будинку за формулами:
для будинків з кількістю поверхів три і менше -

$$h = h_{сх.пр} - 0,5 h_{дв}, \text{ м}; \quad (4.19)$$

для будинків з кількістю поверхів більше трьох -

$$h = 0,5 (h_{сх.пр} + 2h_{пов} - h_{дв}), \quad (4.20)$$

де $h_{сх.пр}$ – висота сходового приміщення від планувальної позначки землі, м; $h_{дв}$ – висота ступки вхідних дверей, м; $h_{пов}$ – повна висота одного поверху, м.

Теплову потужність повітропідігрівників заслони визначають за формулою

$$Q_{зас} = 0,278 G_{зас} \cdot c_p \cdot (t_{зас} - t_{поч}), \text{ Вт} \quad (4.21)$$

де $t_{зас}$ – температура притікального повітря, °С; $t_{поч}$ – початкова температура засмокуваного повітря, °С.

Таблиця 4.10

Коефіцієнт витрати входу $\mu_{вх}$ для заслонів змішувального типу

Конструкція входу	$\mu_{вх}$
Одинарні двері	0,7
Подвійні двері з тамбуром, прямий прохід	0,65
Подвійні двері з тамбуром, прямий прохід	0,6
Подвійні двері з тамбуром, зигзагоподібний прохід	0,55
Подвійні двері з тамбуром, зигзагоподібний прохід	0,4
Обертальні двері	0,1

Зауваги: 1. Якщо послідовно розташованих дверей понад три, розрахунок можна проводити як для потрійних дверей.

Приклад 4.6. Розрахувати повітряно-теплову заслону для головного входу в адміністративний будинок при заборі повітря із відкритого вестибюлю. Вхідні двері обертальні $\mu_{вх} = 0,1$ (за табл. 4.10).

Початкові дані: $t_{зБ} = -21$ °С; $\rho_3 = 1,4$ кг/м³; $t_{в} = 16$ °С; $\rho_{в} = 1,22$ кг/м³;
 $h_{сх.пр} = 60$ м; $h_{дв} = 2,5$ м; $h_{пов} = 3,3$ м; площа однієї дверної ступки –
 $F_{вх} = 0,8 \times 2,5 = 2$ м²; $n = 2500$ люд/год.

Розв'язування

Знаходимо величину h за формулою

$$h = 0,5 \cdot (h_{сх.пр} + 2h_{пов} - h_{дв}) = 0,5 \cdot (60 + 2 \cdot 3,3 - 2,5) = 32,1 \text{ м.}$$

Визначаємо перепад тисків $\Delta\rho$ за формулою:

$$\Delta\rho = 9,81 \cdot h \cdot (\rho_3 - \rho_{в}) = 9,81 \cdot 32,1 \cdot (1,4 - 1,22) = 56,7 \text{ Па}$$

Знаходимо коефіцієнт K за табл. 4.9. Оскільки кількість людей, що проходять в будинок, перевищує 1500 осіб/год, то розрахункова кількість людей для однієї двер-

ної ступки (двері двостулчасті) становить $n = 2500/2 = 1250$ осіб. У разі забору повітря із відкритого вестибюлю, за наявності обертальних дверей та кількості проходів крізь половину відкритих дверей (одну ступку) 1250 осіб/год, отримуємо $K = 0,46$.

Визначасмо повітропродуктивність заслони із врахуванням того, що люди проходять одночасно через весь дверний проріз (обидві ступки відкриті) і початкова температура заслони $t_{зас} = 50$ °С:

$$G_{зас} = \frac{3600 \cdot K \cdot \mu_{вх} \cdot F_{вх} \cdot (t_{в} - t_{зБ}) \cdot \sqrt{2\Delta p \cdot \frac{\rho_{зас}}{\rho_{зБ}}}}{t_{зас} - t_{в}} =$$

$$= \frac{3600 \cdot 0,46 \cdot 0,1 \cdot (2 \cdot 2) \cdot (16 + 21) \cdot \sqrt{2 \cdot 56,7 \cdot \frac{1,093}{1,4}}}{50 - 16} = 7091 \text{ кг / год.}$$

Обраховуємо теплову потужність повітропідігрівників заслони

$$Q_{зас} = 0,278 G_{зас} \cdot c_p \cdot (t_{зас} - t_{поч}) = 0,278 \cdot 7091 \cdot 1,005 \cdot (50 - 16) = 67359 \text{ Вт.}$$

4.14.2. Системи вентиляції “чистих” приміщень

Дослідження космічного простору стимулювали розвиток технології так званих “чистих” приміщень, яких потребує фармацевтична, електронна і мікробіологічна промисловості, а також різноманітні науково-дослідницькі лабораторії.

Перші “чисті” приміщення з’явилися в 50-х роках ХХ століття. Вентилювання таких приміщень відбувалося так: повітря перетікало через фільтри грубого очищення або камери зрошення і з високою швидкістю притікало в приміщення із ґраток в стелі; внутрішнє повітря витікало із приміщення через ґратчасту підлогу. Після 1960 р. з’явилися “чисті” приміщення із розподіленням притікального повітря через вихрові стельові повітророзподільники (рис. 4.34). Недоліком такого повітророзподілення є те, що пилові частинки внутрішнього повітря ежектуються притікальними струменями і потім осідають на поверхнях огорож і технологічного та іншого оснащення. Тоді почали використовувати робочий одяг із штучного волокна, входи з тамбурами, пристрої для чищення взуття й інші заходи для захисту внутрішнього повітря від пилового забруднення.

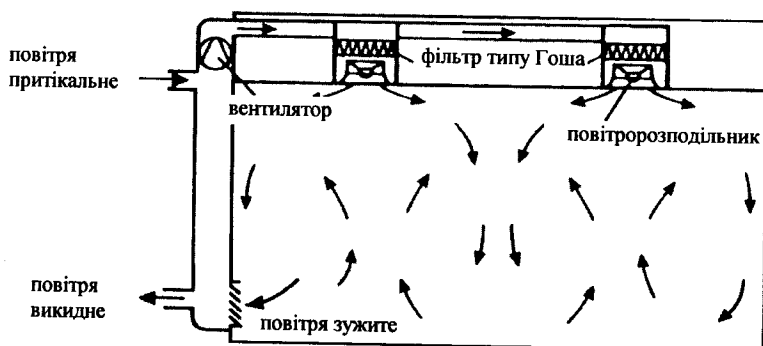


Рис. 4.34. “Чисте” приміщення з турбулентним перетіканням повітря в класі 1000 (США)

Найбільший прогрес в забезпеченні мікроклімату “чистих” приміщень пов’язаний з появою вискоєфективних повітряних фільтрів, здатних уловлювати 99,97 % пилових частинок діаметром (серединником) 0,3 мкм і більше, а також застосуванням стельових перфорованих панельних повітророзподільників; при цьому витікання повітря із кімнати передбачалось крізь перфоровану підлогу. Так замість “чистих” кімнат з турбулентним повітророзподіленням з’явилися “чисті” кімнати з ламінарним повітророзподіленням. З’явилися також “чисті” приміщення з горизонтальним випіральною перетіканням повітря, в яких потік притікального повітря із початковою швидкістю 0,25 ... 0,5 м/с формувався фільтраційною стінкою, виготовленою із вискоєфективних фільтрів, рухався в напрямку протилежної стіни і крізь її дірчасту поверхню витікав за межі приміщення.

Встановлено, що більш рівномірною очищення внутрішнього повітря досягають у разі вертикального ламінарного перетікання повітря крізь приміщення за схемою згори донизу (рис. 4.35), хоча в цьому випадку площа вбудованих стельових фільтрів більша, ніж у разі горизонтального ламінарного перетікання повітря крізь приміщення.

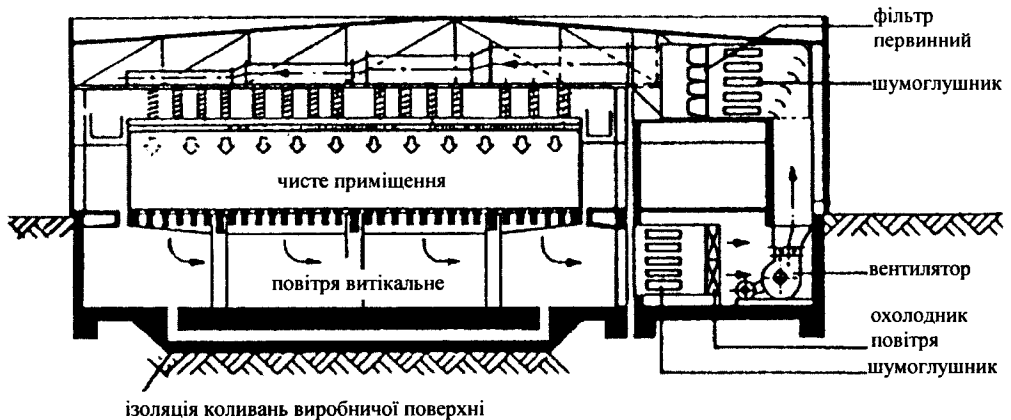


Рис. 4.35. Велике “чисте” приміщення, поєднане з будинком

Для зменшення експлуатаційних витрат і зниження навантаження на вискоєфективні фільтри рекомендується перед ними передбачати фільтри попереднього очищення повітря. Треба пам’ятати, що в самих фільтрах і між комірками (гніздами) для їх встановлення не повинно бути нещільностей для перетікання в приміщення неочищеного повітря.

Вимоги щодо чистоти внутрішнього повітря цих приміщень спричинили запровадження їх класифікації. Найчастіше для класифікації застосовують норми США (Federal Standard nr. 209 D/06.88/), якими передбачено 6 класів чистоти приміщень. Поява приміщень з класом чистоти 1 і 10, згідно з класифікацією США, пов’язана із розвитком мікропроцесорів. Поділ приміщень на класи наведено в табл. 4.11.

Класифікація “чистих” приміщень

Клас чистоти США	Кількість пилових частинок при ступені чистоти, віднесена до цієї величини, мкм					Приблизно відповідна класифікація VDI
	0,1	0,2	0,3	0,5	5	
1	35	7,5	3	1	н.з	1*
10	350	75	30	10	н.з	2*
100	н.з	750	300	10 ²	н.з	3
1000	н.з	н.з	н.з	10 ³	7	4
10000	н.з	н.з	н.з	10 ⁴	70	5
100000	н.з	н.з	н.з	10 ⁵	700	6

Зауваги: 100 частинок /ступінь чистоти = 3500 частинок/м³; *) – згідно з новою редакцією VDI 2083, аркуш 2 і V; н.з – не застосовується.

В приміщеннях зі зменшеними вимогами щодо чистоти внутрішнього повітря (для класу 10 000/USA/) фільтраційні повітророзподільвальні поверхні вмонтовано в стелю у вигляді шахової доски, з метою зменшення витрати повітря, а отже, і енергії (перетікання турбулентне) [25, 26].

Вентиляційні характеристики “чистих” приміщень вказані в табл. 4.12.

Таблиця 4.12

Вентиляційні характеристики “чистих” приміщень

Клас чистоти США	Кратність повітрообміну, год ⁻¹	Швидкість внутрішнього повітря, м/с	Споживання електроенергії, кВт/м ²
10	500-600	0,2-0,5	1,2
100	400-600	0,2-0,5	1,0
1000	200-300	0,1-0,2	0,7
10 000	60-120	Перетікання турбулентне	0,4
100 000	15-25	Перетікання турбулентне	0,2

З метою економії коштів “чисте” приміщення можна розділити на зони різних класів чистоти з різною швидкістю перетікання повітря в скеруванні згори донизу. Взаємовплив окремих зон перетікання повітря крізь них можна стабілізувати за допомогою заслонів (ширм) і стінок.

ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ 4

1. DIN 1946. Teil 1 – 10.88.Raumlufttechnik Terminologie und graphische Symbole (VDI Lüftungsregeln).
2. СНиП 2.04.05-86. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. – 64 с.
3. СНиП 2.04.05 – 91*У. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Издание неофициальное. – К.: КиевЗНИИЭП, 1996. – 66 с.
4. Отопление и вентиляция. Ч.2. Вентиляция / Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.
5. Внутренние санитарно-технические устройства. Изд. 3-е. Ч.2. Вентиляция и кондиционирование воздуха: Справочник проектировщика / Под ред. М.Г. Старовойтова. – М.: Стройиздат, 1978. – 509 с.
6. Жуковский С.С., Лабай В.Й. Системи енергопостачання і забезпечення мікроклімату будинків та споруд: Навчальний посібник для ВЗО. – Львів: Астрономо-геодезичне товариство, 2000. – 259с.
7. Forschungsbericht.T. 226 der Fraunhofer Gesundheits,1977.
8. Esdom H.: Gesundheits – Ingenieur (GI) nr 6/7 – 78.
9. Hausladen G.:Heizung – Lüftung – Haustechnik (HLH) nr 1/78, s.21-28.
10. Gertis K.,G. Haser: HLH 2/82, s71 – 80.
11. Rakoczy T.: Klima – Kälte – Heizung (KKH) nr 2/82, s.71-80.
12. Wegner I.: G I nr 1/83, s.1-5.
13. Faustel E.: HLH nr 8/89, s.391 – 402.
14. Brockmeyer H.: KKH nr 5/83, s.223 – 227.
15. Loewer H.: KKH nr 5/83, s.223 - 227.
16. Arbeitsstätten – Richtlinie ASR, Lüftung (08.79).
17. Hansen M.: Verein Deutscher Ingenieure (VDI) – Bericht nr147/70, s. 83-90.
18. Dietz L.: HLH nr2/85, s. 73 – 75.
19. DIN 18232, (9.81 zum 9.84). Baulicher Brandschutz im Industriebau, Rauch – und Wärme abzugsanlagen, Bl.3.
20. Волков О.Д. Проектирование вентиляции промышленного здания. – Харків: Вища школа, 1989. – 240 с.
21. Проектирование промышленной вентиляции: Справочник / Б.М. Торговников, В.Е. Табачник, Е.М. Ефанов – К.: Будівельник, 1983. – 256 с.
22. Дроздов В.Ф. Отопление и вентиляция. Ч. 2. Вентиляция. – М.: Высшая школа, 1984. – 263 с.
23. Рекомендации по расчету вентиляционных систем противодымной защиты жилых зданий повышенной этажности. – М.: Стройиздат, 1985. – 32 с.
24. Крум Д., Робертс Б. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий. – М.: Стройиздат, 1980. – 399 с.
25. Palm U.: VDI – Bericht nr 542 (1984), s. 89-97.
26. Sodec F., Schierp: KKH nr 2/89, s. 56-62.
27. Tauschenbuch für Heizung und Klimatechnik 92/93. R. Oldenbourg Verlag GmbH. – München.

28. Danielsson P.P.: KKH nr 5/1973, s. 41-45.
29. Lajos T., L.Prezler: HLH nr 5/75, s. 171-176 und nr 6/75, s. 226-235.
30. Mürmann H.: Klima-Kälte – Techn.nr 11/75, s. 238-244.
31. Detzer R., D.Gersch: KKH nr 6/84, s. 255-259.
32. Mürmann H.: Kälte - , Klimatechn. nr 9/79, s. 414 und Technik am Bau nr 10/88, s. 753-756.
33. Жуковський С.С. Пропозиції щодо класифікації вентиляції // Ринок інсталяцій. – 3/2003. – С.14–15.
34. ISO-3258-1976. Air distribution and air diffusion-Vocabulary.
35. PN-B-01411. Wentylacja i Klimatyzacja. Terminologia. Polski Komitet Normalizacyjny, 1999.
36. Жуковський С.С., Люльчак З.С. Вентиляція і кондиціонування. Термінологія. Загальні поняття // Ринок інсталяцій, 2003. – №10, с. 52, 11/2003, с. 62.

Розділ п'ятий

ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ЗАБРУДНИКІВ У ПРИМІЩЕННЯХ

До забрудників (шкідливих виділень) приміщень належать надлишкова теплота, волога (водяна пара), різні гази і пара шкідливих речовин, а також пил і запахи.

У виробничих (фабричних) приміщеннях вказані забрудники можуть бути в достатньо різних поєднаннях. В приміщеннях громадських будинків забрудниками зазвичай є надлишки теплоти, вологи і вуглекислого газу.

Для визначення кількості забрудників користуються теоретичними і експериментальними залежностями. Аналітичні залежності зазвичай уточнюють поправковими коефіцієнтами, які визначають експериментально. Переважають теоретичні методи розрахунку кількості забрудників.

В особливо відповідальних випадках дослідження проводять на моделях виробничих приміщень, що потрібно для уточнення закономірностей виділення забрудників від різних джерел та їх поширення (циркуляції) у внутрішньому повітрі.

Теплонадходження і тепловтрати без врахування теплоакумулювальної здатності огорож та меблів

Джерелами теплонадходжень є люди, які перебувають в приміщенні, сонячне випромінювання, технологічне устаткування, притікальне повітря тощо. Теплота від різних джерел виділяється в приміщення конвекцією (конвекційні струмені над нагрітими поверхнями і тілами) та випромінюванням. Ці тепловиділення називають **явними** (відчутними), оскільки вони спричиняють підвищення температури приміщення. Виділення теплоти у вигляді водяної пари називають **прихованими**, оскільки, збільшуючи ентальпію повітря, вони не змінюють його температури (процес відбувається при $t = \text{const}$). Сумарні теплонадходження $Q_{\text{надх}}$ – це сума всіх надходжень теплоти в приміщення (включно з кількістю теплоти, що міститься в притікальному повітрі).

Сумарні тепловтрати вентильованого приміщення розраховуються в період його функціонування у робочому режимі і враховують витрату теплоти на нагрівання транспортних засобів, завезеного з вулиці матеріалу, проривання через відкриті прорізи огорож приміщення зовнішнього повітря, кількість теплоти у витікальному повітрі тощо. При розрахунках тепловтрат через огорожі враховують нерівномірність розподілення температури внутрішнього повітря за висотою.

Надлишковою теплотою, або теплонадлишками ΔQ називають різницю сумарних надходжень і сумарних тепловтрат приміщення. Теплонадлишки *визначають в заданий момент часу (який зазвичай відповідає їх максимуму)* і вимірюють у Вт або в кДж/год. Відповідно до виду теплонадходжень розрізняють надлишки явної $\Delta Q_{\text{я}}$ або повної $\Delta Q_{\text{п}}$ (явної і прихованої) теплоти.

Теплонадлишки для більшості приміщень є величиною, яка визначає не тільки повітрообмін і параметри притікального повітря, але і термічні параметри мікроклімату. Питомі надлишки явної теплоти називають теплонапругою об'єму приміщення.

Якщо в приміщенні $\Delta Q < 0$, то роблять висновок про теплонедостачу. В цьому випадку системи притікальної вентиляції приміщення виконують також обігрівальну функцію (працюють в режимі обігрівальних СВ), а повітрообмін розраховують за іншими видами забрудників (наприклад, за CO_2).

Інколи високі приміщення умовно розділяють на дві зони і складають окремі баланси теплоти та інших забрудників для цих зон: нижньої (ЗО чи РЗ) і верхньої зон. Аналогічний прийом застосовують для великорозмірних в плані приміщень з нерівномірним розміщенням джерел виділень теплоти чи інших забрудників.

Визначальну роль у формуванні розподілення температур (та інших забрудників) як за висотою, так і в плані приміщення, відіграє схема перетікання повітря через приміщення. Наприклад, при повному перемішувальному перетіканні температура внутрішнього повітря (концентрація забрудника) вирівнюється, але для забезпечення такого ефекту потрібні підвищені повітрообміни, особливо у високих приміщеннях, а отже, і більші витрати теплоенергетичних ресурсів.

Вологонадходження та вологовтрати приміщень

Вологонадходження $M_{\text{вл}}$ – це водяна пара, що виділяється у внутрішнє повітря. Основні джерела вологонадходжень в приміщення житлово-громадських будинків – це люди, в закладах громадського харчування – гаряча їжа і люди, а у виробничих приміщеннях – відкриті водні поверхні, змочені устаткування і підлога, пара, що перетікає через нещільності устаткування і трубопроводів, кількість вологи у притікальному повітрі тощо.

Водяна пара видаляється з приміщення переважно витікальними повітряними потоками.

За вологісним режимом розрізняють чотири категорії приміщень: мокрі (бані, пральні, фарбувальні відділення текстильних фабрик тощо); вологі (виробничі приміщення текстильних і трикотажних фабрик; нормальні (глядацькі зали, житлові приміщення тощо) і сухі (металообробні і ливарні виробничі приміщення тощо).

Тепло- і вологонадлишки (водяну пару) називають забрудниками умовно, а тому витікальне з приміщень повітря з надлишками теплоти і вологи, за відсутності в ньому інших забрудників, можна використати для рециркуляції (повторного вживання).

Надходження шкідливих і пилових речовин в приміщення

Надходження цих забрудників від різних джерел дуже різноманітні як за складом, так і за кількістю. Зазвичай їхню кількість характеризують масовою витратою в кг/год або в г/год (мг/год).

Відповідна кількість забрудників вноситься в приміщення притікальними і виноситься з нього витікальними повітряними потоками.

5.1. КІЛЬКІСТЬ ТЕПЛОТИ, ВОЛОГИ І ГАЗОВИХ (ПИЛОВИХ) ЗАБРУДНИКІВ, ЯКІ ПЕРЕМІЩУЮТЬСЯ ПРИТІКАЛЬНО-ВИТІКАЛЬНИМИ ПОВІТРЯНИМИ ПОТОКАМИ

Кількість повної теплоти, що вноситься у приміщення притікальними повітряними потоками, можна визначити за формулою

$$Q_{\text{пр.}i} = 0,278 \sum_{i=1}^n G_{\text{пр.}i} \cdot I_{\text{пр.}i}, \text{ Вт} \quad (5.1)$$

а кількість повної теплоти, що виноситься з приміщення витікальними повітряними потоками:

$$Q_{\text{вит.}j} = 0,278 \sum_{j=1}^m G_{\text{вит.}j} \cdot I_{\text{вит.}j}, \text{ Вт} \quad (5.2)$$

де $G_{\text{пр.}i}$, $G_{\text{вит.}j}$ – витрати, відповідно, повітряних потоків, що притікають в приміщення з i -го вентиляційного отвору і витікають з нього через j -й вентиляційний отвір, кг/год; $I_{\text{пр.}i}$, $I_{\text{вит.}j}$ – ентальпія відповідно притікальних і витікальних повітряних потоків, кДж/кг.

Кількість явної теплоти, що міститься в притікальних і витікальних повітряних потоках, можна обчислювати за формулами:

$$Q_{\text{пр.}i} = 0,278 c_p \cdot \sum_{i=1}^n (L \cdot \rho \cdot t)_{\text{пр.}i};$$

$$Q_{\text{вит.}j} = 0,278 c_p \cdot \sum_{j=1}^m (L \cdot \rho \cdot t)_{\text{вит.}j},$$

де $L_{\text{пр.}i}$, $t_{\text{пр.}i}$, $\rho_{\text{пр.}i}$ – відповідно, витрата, температура і густина i -го притікального потоку; $L_{\text{вит.}j}$, $t_{\text{вит.}j}$, $\rho_{\text{вит.}j}$ – відповідно, витрата, температура і густина j -го витікального потоку; c_p – теплоємність повітря за сталого тиску, кДж/(кг К);

Кількість вологи, кг/год, що вноситься в приміщення з притікальними повітряними потоками, можна визначити за формулою

$$M_{\text{пр.}i} = \sum_{i=1}^n G_{\text{пр.}i} \cdot \frac{d_{\text{пр.}i}}{1000}, \quad (5.3)$$

а кількість вологи, що виноситься із приміщення витікальними повітряними потоками:

$$M_{\text{вит.}j} = \sum_{j=1}^m G_{\text{вит.}j} \cdot \frac{d_{\text{вит.}j}}{1000}, \quad (5.4)$$

де $d_{\text{пр.}i}$ – вологовміст повітряного потоку в г/кг.с.пов., що притікає в приміщення з i -го вентиляційного отвору; $d_{\text{вит.}j}$ – вологовміст повітряного потоку, що витікає з приміщення через j -й вентиляційний отвір.

Кількість забрудника, що вноситься в приміщення притікальними повітряними потоками, можна обрахувати за формулою

$$M_{\text{шк.}i} = \sum_{i=1}^n \frac{G_{\text{пр.}i} \cdot C_{\text{пр.}i}}{\rho_{\text{пр.}i}}, \quad (5.5)$$

а кількість забрудника, що виноситься із приміщення витікальними повітряними потоками:

$$M_{\text{вит.}j} = \sum_{j=1}^m \frac{G_{\text{вит.}j} \cdot C_{\text{вит.}j}}{\rho_{\text{вит.}j}}, \quad (5.6)$$

де $C_{\text{пр.}i}$ – концентрація забрудника, мг/м³ (ппм), в повітряному потоці, який притікає в приміщення з i -го вентиляційного отвору; $C_{\text{вит.}j}$ – концентрація забрудника в повітряному потоці, який витікає з приміщення через j -й вентиляційний отвір; $\rho_{\text{пр.}i}$ і $\rho_{\text{вит.}j}$ – густина, відповідно, притікальних і витікальних повітряних потоків, кг/м³.

У загальному випадку за наявності в приміщенні n отворів притікального і m отворів витікального повітря, рівняння балансу повітрообміну приміщення запишеться у вигляді

$$\sum_{i=1}^n G_{\text{пр.}i} - \sum_{j=1}^m G_{\text{вит.}j} = 0. \quad (5.7)$$

При цьому враховуються витрати повітряних потоків, кг/год, через отвори вентиляційних систем з механічним і природним спонуканням руху, а також через щари (нещільності) огорож приміщення.

5.2. ТЕПЛОАДЛИШКИ І ТЕПЛОНЕДОСТАЧІ ПРИМІЩЕННЯ

У багатьох приміщеннях одним із визначальних забрудників є теплота. Для розрахунків повітрообміну і термодинамічних процесів вентилявання таких приміщень потрібно визначити їх теплонадлишок (чи теплонедостачу) із врахуванням всіх джерел тепловиділень і тепловтрат.

До джерел *тепловиділень* належать теплота, яку виділяють люди, теплота сонячного випромінювання, штучного освітлення, нагрітого устаткування і виробів тощо. Крім цього, теплота може виділятися завдяки конденсації водяної пари, остигання нагрітого (розтопленого) металу тощо.

Втрати теплоти можуть бути: через огорожі приміщення; з виробами, які в нагрітому стані забирають із приміщення; на нагрівання зовнішнього повітря, що проникає в приміщення через нещільності огорож (інфільтрація); на нагрівання холодних матеріалів, виробів і транспортних засобів, які потрапляють ззовні в приміщення. Теплота приміщення витрачається також на випаровування води й інших рідин з ванн,

резервуарів, поверхні мокрої підлоги (якщо теплота фазових перетворень не компенсується спеціальним підведенням енергії до води).

Під час розрахунків теплонадходжень в приміщення приймемо, що всі огорожі приміщення та інше його оснащення перебувають в стані *теплової рівноваги*. Це означає, що їхня температура залишається незмінною в часі і кількість підведеної до них в одиницю часу теплоти дорівнює кількості відведеної від них теплоти. Різниця надходжень $Q_{\text{надх}}$ і втрат $Q_{\text{втр}}$ теплоти визначає теплонадлишки $+\Delta Q$ або брак теплоти $-\Delta Q$ в приміщенні, які повинні бути асимільовані (або компенсовані) притікальним повітрям

$$\pm \Delta Q = \sum_{i=1}^n Q_{\text{надх},i} - \sum_{j=1}^m Q_{\text{втр},j} \quad (5.8)$$

У деяких випадках розрахунок надходжень явної теплоти є недостатнім. У приміщеннях з активними вологообмінними процесами потрібно розраховувати надходження повної теплоти, тобто із врахуванням прихованої теплоти, що міститься у водяній парі, яка виділяється у внутрішнє повітря.

До приміщення надходить промениста і конвекційна теплота. Зазвичай їх не розділяють і складають загальний тепловий баланс приміщення. Однак ці складові теплонадходжень балансу є *істотно відмінними*. **Променистий** теплообмін відбувається між поверхнями з різною температурою і практично не вбирається повітрям приміщення (за винятком наявності туману або сильного запилення). Промениста теплота передається внутрішньому повітрю у вигляді вторинних потоків конвекційної теплоти, які утворюються біля нагрітих випромінюванням поверхонь огорож і меблів (устаткування).

Конвекційна теплота надходить в приміщення з повітряними потоками, які утворюються біля нагрітих поверхонь. Нагріті конвекційні повітряні струмені рухаються знизу догори і розтікаються під стелею приміщення. Вони можуть створювати вертикальну циркуляцію повітря у всьому об'ємі приміщення або спричинити відносно стійке двоверстове (двошарове) теплове розділення внутрішнього повітря за висотою: нижня верства – прохолодне і відносно чисте повітря; верхня верства – нагріте і забруднене повітря. В цьому випадку складають теплові баланси окремо для нижньої (ЗО, РЗ) і верхньої (ВЗ) зон приміщення. Інколи складають теплові баланси окремих зон по площі приміщення, в місці праці тощо. У цих випадках теплонадлишки (теплонедостача) окремих зон приміщення також характеризується рівністю (5.8) з тією лише відмінністю, що *враховуються локальні джерела теплонадходжень і втрат теплоти* для цієї зони або місця праці.

За *неусталеного теплового стану* приміщення враховують, що його огорожі і устаткування (оснащення) акумулюють теплоту при нагріванні або віддають її при охолодженні. У відповідні періоди часу вони стають ніби додатковими джерелами виділень теплоти або її поглинання (вбирання). Кількість надлишкової теплоти ΔQ стає змінною в часі. Процес вентиляції приміщення за цих умов є **нестационарним** і вимагає спеціальних розрахунків. Особливості нестационарних процесів вентиляції приміщення проаналізовані В.Н. Богословським [2].

Інколи досліджують тепловий баланс реального вентиляваного приміщення. Під час досліджень вимірюють витрати притікальних повітряних потоків $L_{\text{пр},i}$, м³/год і

їх температури $t_{пр,i}$, а також витрати витікальних повітряних потоків $L_{вит,j}$ і їх температури $t_{вит,j}$. Рівняння теплового балансу приміщення за явною теплоотою записують у вигляді:

$$\pm \Delta Q_{я} = 0,278 \cdot c_p \cdot \sum_{i=1}^n (L \cdot \rho \cdot t)_{пр,i} - 0,278 \cdot \sum_{j=1}^m (L \cdot \rho \cdot t)_{вит,j}, \text{ Вт.} \quad (5.9)$$

Подібні дослідження виконують для всіх характерних періодів тепловиділень і тепловтрат за реальних схем перетікання повітря через приміщення та отримують режимні характеристики зміни ΔQ в часі. Потрібно пам'ятати, що *випробування* на об'єктах проводять за деякої зовнішньої температури, яка, як правило, *відрізняється від розрахункової* (проектної). Тому дані випробувань повинні бути поправлені і приведені до розрахункових умов.

Подібні дослідження працемістки і дороги, в зв'язку з чим основним і найбільш доцільним способом визначення теплонадходжень і тепловтрат приміщення є тепло-технічні розрахунки.

5.2.1. Тепловиділення від людей

Основні складові тепловиділень людського тіла: конвекція, випромінення, випаровування. Перші дві складові називають ще **явними**, а останню – **прихованими** тепловиділеннями.

Конвекційні тепловиділення становлять близько 32...35 % всіх тепловиділень. Якщо температура навколишнього повітря вища за температуру поверхні тіла, організм людини може сприймати теплоту цього повітря.

Кількість теплоти, що виділяється випроміненням, складає 42...44 % від тепловиділень тіла людини. Подібно до конвекційної тепловіддачі тепловіддача випроміненням може бути як додатною (температура тіла перевищує температуру навколишніх поверхонь), так і від'ємною.

Тепловіддачу випаровуванням можна розділити на *дві складові*: невидиме випаровування і потовиділення. Організм випаровує майже 1000 мл вологи за добу в умовах основного обміну речовин. Оскільки на випаровування 1 г вологи витрачається 2400 Дж теплоти, то тепловиділення від людини випаровуванням складають 21,8...25,0·10⁵ Дж за добу. Потовиділення починається за температури навколишнього середовища вищий за 34 °С; при цьому тепловіддача з причини випаровування і потовиділення – єдиний спосіб тепловіддачі організму.

Повні тепловиділення людини залежать від інтенсивності праці і меншою мірою від температури приміщення $t_{п}$ і теплозахисних властивостей одягу.

Явні тепловиділення людини залежать від тяжкості праці, температури приміщення $t_{п}$ і рухливості повітря в робочій зоні (місці праці), а також від теплозахисних властивостей одягу.

Явні тепловиділення одягнутого дорослого чоловіка можна визначити за формулою [1]:

$$q_{м,я} = \beta_1 \cdot \beta_{од} \cdot (2,5 + 10,3 \sqrt{v_B}) \cdot (35 - t_{п}), \text{ Вт} \quad (5.10)$$

де β_i – коефіцієнт інтенсивності праці: для легкої праці $\beta_i = 1$; для праці середньої тяжкості $\beta_i = 1,07$; для важкої праці $\beta_i = 1,15$; $\beta_{од}$ – коефіцієнт, який враховує теплозахисні властивості одягу: для легкого одягу $\beta_{од} = 1$; для звичайного одягу $\beta_{од} = 0,65$; для утепленого одягу $\beta_{од} = 0,4$; v_v – рухливість повітря в робочій зоні приміщення (в місці праці), м/с; t_n – температура приміщення, $^{\circ}\text{C}$.

Кількості теплоти і вологи, які виділяються особами, подані в додатку 5 або в додатку 32 [3].

Сумарні явні тепловиділення в приміщення від дорослих мужчин, Вт, визначають за формулою:

$$Q_{л.я} = \sum_{i=1}^n q_{м.я} \cdot n_i , \quad (5.11)$$

а повні

$$Q_{л.п} = \sum_{i=1}^n q_{м.п} \cdot n_i , \quad (5.12)$$

де $q_{м.я}$ і $q_{м.п}$ – відповідно виділення явної і повної теплоти однією дорослою особою чоловічої статі, Вт/особу (додаток 6); n_i – кількість осіб в приміщенні.

Необхідно враховувати, що жінки виділяють на 15 % теплоти і вологи менше ніж чоловіки; діти в середньому на 25 % менше [11].

5.2.2. Теплонадходження від електричного освітлення

Якщо лампи електричного освітлення розміщено безпосередньо в приміщенні, то кількість теплоти, що виділяється від них в приміщення, може бути наближено обчислена за формулою [1]

$$Q_{осв} = E \cdot F \cdot q_{осв} \cdot \eta_{осв} , \quad \text{Вт} \quad (5.13)$$

де E – напруга освітленості робочих поверхонь, Лк [СНиП П-4-79. Естественное и искусственное освещение. – М.: Госстрой СССР, 1980. – 48с.]; $q_{осв}$ – питомі виділення теплоти, Вт/($\text{м}^2 \cdot \text{Лк}$) (табл.5.1); $\eta_{осв}$ – частка теплової енергії, що виділяється в приміщення.

У тих випадках, коли оправи і лампи розміщені поза приміщенням (за зашкленою поверхнею, на горищі або в підшивній стелі, в потоці витікального повітря), в приміщення потрапляє тільки випромінена теплота, частка якої $\eta_{осв}$ для люмінесцентних світильників близько 0,55 спожитої електроенергії, а для жарівок – приблизно 0,85 [1].

Потрібна освітленість E регламентується відповідним ДБН (БНіП). Наприклад, найменша освітленість при використанні люмінесцентних світильників приймається: для аудиторій 300 Лк; для конструкторських бюро – 500 Лк; для залів – 200 Лк; фойе – 150 Лк; спальних кімнат – 75 Лк. З використанням жарівок ці цифри необхідно зменшити приблизно вдвоє.

Згідно з [СНиП П-4-79] $E = 150$ Лк для кувальних, термічних, пресових, холодноштампувальних, малярних, складальних цехів і цехів металопокривів; $E = 200$ – для механічних, складально-зварювальних, деревообробних і модельних цехів; $E = 75$ –

відділень ливарних цехів (формувального, обрубного, очищувального); $E = 150$ – для топильно-заливальних і вибивальних відділень; $E = 200$ – для приміщень механічного обслуговування і ремонту; $E = 150$ – для мийки автомобілів; $E = 20$ Лк – для приміщень зберігання автомобілів.

Таблиця 5.1

Питомі тепловиділення від люмінесцентних ламп [4]

Світильник	Розподілення світлового потоку		$q_{осв}$, Вт/(м ² ·лк) для приміщень площею, м ²						
			< 50		50...200		> 200		
			Висота приміщення, м						
		вгору	вниз	3,6	3,6	3,6	3,6	4,2	4,2
Прямого світла	0...10	100...90	0,1	0,077	0,073	0,058	0,067	0,058	
Переважно прямого світла	10...40	90...60	0,12	0,091	0,076	0,073	0,083	0,071	
Дифузійно розсіяного світла	40...60	60...40	0,166	0,116	0,087	0,079	0,094	0,077	
Переважно відбитого світла	60...90	40...10	0,233	0,166	0,152	0,114	0,141	0,108	
Відбитого світла	90...100	10...0	0,264	0,181	0,155	0,116	0,145	0,108	

Заувага. З використанням жарівок цифрові дані таблиці необхідно множити на поправковий коефіцієнт 2,75.

У разі електричного освітлення спожита електрична енергія повністю перетворюється на теплоту, збільшуючи так холодильну потужність СВ. Точніше питомі тепловиділення від електричних світильників, що віднесені до поверхні підлоги приміщення А, можна визначити за формулою [5, 8]

$$q_v = \frac{P}{A} \cdot l_1 \cdot \mu_v \cdot S_v, \quad \text{Вт/м}^2 \quad (5.14)$$

де P – повна електрична потужність, спожита на освітлення приміщення, Вт; l_1 – коефіцієнт одночасності вмикання світильників; μ_v – коефіцієнт теплового навантаження приміщення (або l_2 – коефіцієнт, який враховує кількість теплоти, що надходить до приміщення від світильника); S_v – коефіцієнт акумулювання теплоти оправами світильників (додаток 6).

Частка окремих складових теплонадходжень від освітлювальних приладів в умовно нерухоме внутрішнє повітря є такою:

Вид складових теплонадходжень	Стандартні світильники без стабілізаторів	Лампи розжарювання (жарівки) 100 Вт
Видиме випромінювання	20 %	10 %
Інфрачервоне випромінювання	40 %	80 %
Теплопровідність і конвекція	40 %	10 %

У стандартних світильниках тільки 1/5 спожитої електричної потужності перетворюється на світло. Сучасні трисмужкові світильники з діаметром (серединником) 26 мм перетворюють близько 1/3 спожитої електричної потужності на світло. Частина видимого і невидимого інфрачервоного випромінювання вбирається (адсорбується) освітлювальною оправою і підвищує температуру її конструкційних елементів, які, своєю чергою, також спричиняють інфрачервоне випромінювання. **В першому наближенні можна прийняти, що світильник перетворює на теплове випромінювання близько 50 % спожитої електричної енергії.**

Одиницею вимірювання світлового струменя є люмен (Лм), одиницею напруження освітленості E є люкс (Лк), причому $1 \text{ Лк} = 1 \text{ Лм}/\text{м}^2$.

Підставою для вимірювання напруження освітленості E є нормативні приписи, наприклад, у ФРН це норми DIN 5035, T2. Якщо не вдається докладно встановити потужність освітленості, то для визначення теплоти, яка виділяється при освітленні приміщень нормальної висоти, можна скористатися рекомендаціями табл. 2.2 – 2.4. Якщо напруження освітленості вказане в люксах, то на кожен кілолюкс і 1 м^2 поверхні підлоги належить передбачити потужність жарівок близько $200 \dots 240 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{кЛк})$. Якщо потрібне напруження освітленості 1000 Лк, то вибираючи світильники, треба орієнтуватись на потужність $20 \dots 40 \text{ Вт}$ на 1 м^2 поверхні підлоги. У найновішому розв'язанні при освітленні з електронним регулюванням потужність жарівок становить приблизно $15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{кЛк})$.

Сонце спричиняє напруження освітленості $80000 \dots 100000 \text{ Лк}$, денне світло при захмареному небі 5000 Лк , повний місяць вночі $0,25 \text{ Лк}$.

Освітлювальна здатність оправи (обрамлення) світильника не є сталою величиною, вона залежить від бажаного кольору світла, від температури оправи, частоти і часу її вживання і рівня забруднення.

Освітлювальна здатність η різних джерел світла, Лм/Вт:

- жарівки 220 V $\eta = 14$;
- стандартні світильники діаметром 38 мм $\eta = 52$;
- 3-смужкові світильники діаметром 26 мм $\eta = 76$;
- те саме, з електронним регулюванням $\eta = 95$;
- кварцові лампи високого тиску $\eta = 50 \dots 60$;
- содові лампи $\eta = 60 \dots 70$.

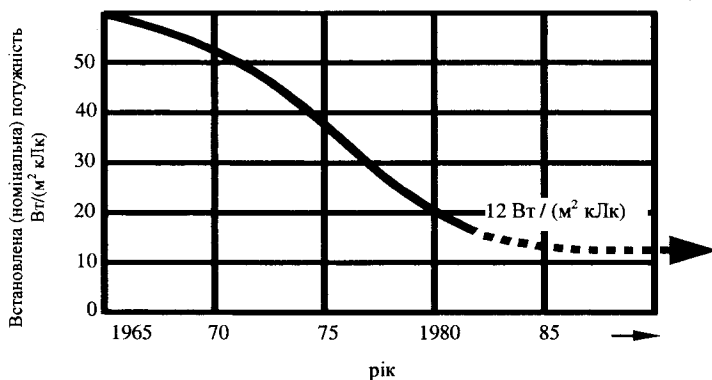


Рис. 5.1. Зміни встановленої (номінальної) потужності освітленості великих приміщень [9]

**Номинальне напруження освітленості згідно DIN 5035
і встановлена потужність освітленості приміщень
різного призначення* [5, 9]**

Призначення приміщення або вид робіт, що виконуються в ньому	Номинальне напруження освітленості E_n , Лк	Одинична встановлена (номинальна) потужність освітленості P/A, Вт/м ²	
		Жарівки загального призначення	Світильники
Приміщення магазинів, житлових кімнат, помешкань, сходові приміщення, зали театрів	100	20 – 25	4 – 8
Службові (офісні) приміщення, зали (наприклад, поштові) з віконцями і касами, місця праці з роботами середньої прецизійності	300	60 – 75	10 – 20
Приміщення офісні, бюро (зали зі службовими боксами), електронне оброблення даних, зали з вікнами, дослідні лабораторії, зали магазинів, виставкові і торгові зали, прецизійні монтажні роботи, аудиторії з вікнами	500	100 – 120	12 – 24
Великі службові приміщення (офіси), креслярські зали, супермаркети, дослідження фарб, фарбування, прецизійний монтаж, гравірування, аудиторії без вікон	750	–	15 – 30
Службові приміщення з комп'ютерами. Монтаж прецизійного устаткування в електричній промисловості, роботи з прецизійними механізмами, прецизійні гравірувальні роботи	1000	–	20 – 40
Монтаж дуже прецизійного устаткування, контроль кольорів за високих вимог до якості	1500	–	30 – 60
Субмініатюрні електронні елементи, годинникарство	2000	–	40 – 80

Зауваги: *) Наближені величини при попередньому проєктуванні. За значної потужності освітленості ці величини використовують для розрахунків холодильної навантаги СВ.

**) Меншій величині відповідають сучасні 3-смужкові світильники (65/58 Вт).

**Номинальне напруження освітленості E згідно з DIN 5035, T (10.79) [25]
і показники освітленості місць праці**

$E_n = 100 \dots 200$ Лк	300 ... 500 Лк	500 ... 1 000 Лк
Зали магазинів, сходові приміщення, коридори, їдальні, кузні, монтаж з достатньо великих деталей, вальцювальні (прокатні) цехи	Робочі місця службових приміщень при вікнах, лабораторії, монтаж від середньопрецизійного до прецизійного, побудова моделей, кравецькі майстерні, кухні	Службові приміщення без денного світла, санітарні приміщення, великі бюро, креслярські зали, контроль барв, ретушування

Оправа світильника з витіканням повітря в підшивну стелю або на горище (стрих)

Оправа світильника з витіканням повітря в повітропровід (з тепловою ізоляцією або без неї)

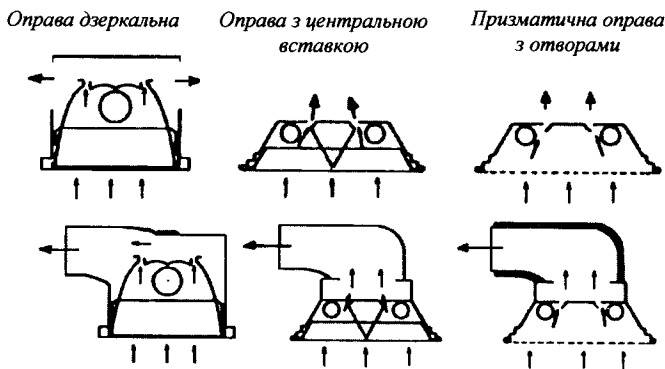


Рис. 5.2. Оправи світильників з перетіканням крізь них витікального повітря вгору: з витіканням повітря в простір підшивної стелі або на горище (вгорі) і з витіканням повітря в повітропровід (внизу)

Ефективність освітленості η_v є відношенням світлового потоку, використаного корисно для освітлення, до повного світлового потоку, генерованого світильником. Величина η_v залежить від геометрії приміщення, розміщення оправ світильників, відбиття світла від поверхні, освітленості безпосередньої чи опосередкованої. Величина η_v може змінюватись від 0,3 (дуже некорисна) до 0,9 (дуже добра).

Віднесена до поверхні підлоги A встановлена (номінальна) електрична потужність P виносить

$$\frac{P}{A} = E_n \cdot P \cdot \frac{1,25}{\eta \cdot \eta_v}, \text{ Вт/м}^2 \quad (5.15)$$

де E_n – номінальне напруження освітленості в кЛк; P – встановлена (номінальна) електрична потужність в Вт/(м²·кЛк); η_v – ефективність освітленості; η – світлова ефективність лампи.

Номінальне напруження освітленості належить приймати згідно з табл. 5.2; там теж вказані величини P/A .

Коефіцієнт 1,25 враховує старіння світильника і ступінь його забруднення.

Коефіцієнт одночасності увімкнення світильників l_1 (5.14) Від випадку до випадку належить розглядати його додатково. Можна приймати для великого приміщення в привіконних зонах в часі сонячних днів $l_1 \approx 0$, а у віддалених від вікон зонах приміщення $l_1 \approx 1$.

Вентильовані оправи світильників

З метою зменшення холодильної потужності СВ (СК), спричиненої тепловиділеннями від оправ світильників, застосовуються вентилязовані світильники, тобто через ті світильники витікає внутрішнє повітря з верхньої зони приміщення. Завдяки цьому конвекційна теплота, а також і частина променистої теплоти, переміщується з витікальним повітрям. Як видно з рис. 5.3, розрізняють три види освітлювальних оправ: з дзеркальним растром; без растра; з перфорованим призматичним корпусом; з двома способами виті-

кання повітря (через простір підшивної стелі або горища (стриха); через ізольовані або неізольовані повітропроводи системи витікальної вентиляції).

Таблиця 5.4

Коефіцієнт теплового навантаження (навантаги) приміщення μ_v при вентилятованих оправах світильників [9]

Кількість витікального повітря, м ³ /год, на 100 Вт електричної потужності світильника	Кількість витікального повітря, м ³ /год			
	20	30	50	100
Витікання повітря з приміщення через простір підшивної стелі або горища ^{*)} (стриха)	0,80	0,70	0,55	0,45
Витікання повітря через неізольовані повітропроводи	0,45	0,40	0,35	0,30
Витікання повітря через ізольовані повітропроводи	0,40	0,35	0,30	0,25

Зауваги: *) Якщо оправи світильників не є вентилятованими, то $\mu_v = 1$. Якщо витікання повітря відбувається в простір підшивної стелі, то величини наведені в табл., потрібно дещо збільшити.

**) Якщо на прилеглому до приміщення, яке розглядається, поверсі немає приміщення того самого функціонального призначення, то належить величини, які подані в табл., помножити на 0,9.

У табл. 5.4. для кожного виду освітлюваних оправ вказано величини коефіцієнта μ_v (його ще називають коефіцієнтом тепловиділень в приміщення і позначають l_2), які належить приймати при обрахуваннях холодильної навантаги СВ. За ефективної конструкції освітлювальних оправ і правильного розв'язання перетікання повітря можна відвести з витікальним повітрям до 75 % теплової потужності світильника.

У деяких випадках це повітря можна взяти як рециркуляційне або використати його тепло в рекуператорах чи теплонасосних уставах (ТНУ).

На рис. 5.3. показано вплив потоку витікального повітря на тепловий потік світильника, який потрапляє до приміщення. Можна зауважити, що навіть невеликий повітряний потік відводить значну частину тепловиділень світильника; при цьому одночасно зростає освітлювальна здатність світильника, яка залежить від температури.

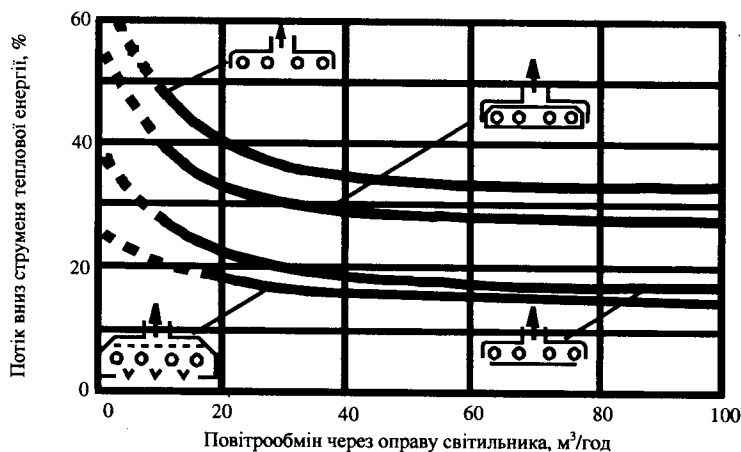


Рис. 5.3. Надходження в приміщення теплового потоку від вентилятованих освітлювальних оправ світильників потужністю 200 Вт залежно від витрати витікального повітряного потоку

За значної освітленості приміщення завжди варто відводити теплоту від світильників (наприклад, застосовуючи вентиляровані оправи), з метою зменшення холодинної потужності СВ.

Існують освітлювальні оправи, які при обігріванні приміщення допроваджують власні тепловиділення до приміщення, завдяки зміні напрямку руху перетікального через них повітряного потоку. Для регулювання слугують термостати, а також перепускні отвори з клапанами в оправі. Такі оправи сьогодні ще не знайшли широкого застосування.

5.2.3. Тепловиділення від електричних машин, механізмів і устаткування

Тепловиділення від електроспоукачів та машин і механізмів, які задіюються, можна обрахувати за формулою [1]

$$Q_{e.д} = 10^3 \cdot N_y \cdot k_b \cdot k_z \cdot k_o \cdot (1 - \eta + k_T \cdot \eta), \text{ Вт} \quad (5.16)$$

де N_y – номінальна (встановлена) потужність електроспоукачів, кВт; k_b – коефіцієнт використання номінальної потужності ($k_b = 0,7 \dots 0,9$); k_z – коефіцієнт завантаження споукачів ($k_z = 0,5 \dots 0,8$); k_o – коефіцієнт одночасності дії споукачів ($k_o = 0,5 \dots 1,0$); η – ККД електроспоукачів ($\eta = 0,63 \dots 0,92$, див. табл. 5.5); k_T – коефіцієнт переходу механічної енергії в теплову ($k_T = 0,1 \dots 1,0$): менше значення k_T приймається тоді, коли деяка частка теплоти, що виділяється споукачем, відводиться за межі приміщення охолоджувальною рідиною під час роботи насоса, або газом (повітрям) при роботі вентилятора (компресора) тощо.

Таблиця 5.5

ККД трифазних індукційних електроспоукачів за повного їх завантаження [9]

Потужність номінальна, кВт	0,2	0,5	0,8	1,1	1,5	2,2	3,0	5,5	7,5	15,0	22,0	40,0
Споукач кліткового типу, %	63	70	73	77	79	80	81	85	86	89	91	92
Споукач перстеневий, %	-	-	-	-	77	80	82	85	87	89	90	91

Приклад 5.1. *Обрахувати тепловиділення в приміщення від 10 машин з електричною потужністю 5,0 кВт кожна, які приводяться в дію електроспоукачами кліткового типу, якщо коефіцієнт їх завантаження $k_z=0,8$, а коефіцієнт одночасності задіяння $k_o=0,7$.*

Розв'язування

За формулою (5.16):

$$Q_{e.д} = 10^3 \cdot N_y \cdot k_b \cdot k_z \cdot k_o \cdot (1 - \eta + k_T \cdot \eta) = 10^3 \cdot (10 \cdot 5) \cdot 0,8 \cdot 0,7 \cdot (1 - 0,85 + 0,9 \cdot 0,85) = 25620 \text{ Вт}$$

де $k_b = 0,8$; $k_T = 0,9$; $\eta = 0,85$ (табл. 5.5).

Теплонадходження від електричного устаткування для розігрівання і готування їжі, а також іншого побутового устаткування належить обрахувати окремо для кожного типу устаткування. Середні величини теплонадходжень від електропобутового устаткування подано в табл. 5.6.

Кількість теплоти, що виділяється верстатним устаткуванням підприємств *деревобробного виробництва*, рекомендовано приймати 210 Вт на 1 кВт номінальної (встановленої) потужності [4].

Тепловиділення від електроспоукачів дробильно-млинового устаткування підприємств з перероблення і транспортування сипких матеріалів визначають за формулою

$$Q = 0,1 \cdot N_y, \text{ кВт} \quad (5.17)$$

де N_y – встановлена (номінальна) потужність споукачів, що працюють одночасно, кВт.

Таблиця 5.6

Теплонадходження від різного електропобутового устаткування [9]

Тип устаткування	Потужність номінальна (встановлена), Вт	Час задіяння (експлуатації), хв/год	Волого-виділення, г/год	Теплонадходження, Вт	
				явні	повні
1	2	3	4	5	6
Електрична друкарська машинка	50	60	–	50	50
Персональний комп'ютер	100–150	60	–	100–150	100–150
Термінал	60–90	60	–	60–90	60–90
Друкарка (принтер)	20–30	15	–	5–7	5–7
Плоттер	20–60	15	–	5–15	5–15
Піч електрична	3000	60	2100	1450	3000
	5000	60	3600	2500	5000
Автоматична пралка	3000	60	2100	1450	3000
	6000	60	4200	2900	6000
Шнурок для білизни	100	10	–	15	15
Холодильник компресорний 100 л	100	60	–	300	300
	200 л	60	–	500	500
Праска	500	60	400	230	500
Радіо	40	60	–	40	40
“Сонечко” для обігрівання	1000	60	–	1000	1000
Телевізор	175	60	–	175	175
	–	–	–	–	–
Експрес для заварювання кави	500	30	100	180	250
	3000	30	500	1200	1500
Обпікальник хліба (гостер)	500	30	70	200	250
	2000	30	300	800	1000
Сушило для волосся	500	30	120	175	250
	1000	30	240	350	500
Електроплита	500	30	200	120	250
	1000	30	400	250	500
Руштя для смаження (гриль)	3000	30	500	1200	1500
Апарат для тривалого оброблення волосся (для завивки)	1500	15	120	300	375
Стерилізатор	1000	30	500	175	500

Заувага. За більшої від одиниці кількості електричного устаткування чи машин сумарні тепловиділення від них визначають із врахуванням коефіцієнта одночасності їх задіяння k_0 .

5.2.4. Теплонадходження від нагрітого устаткування [1]

Відносно простим є розрахунок *теплонадходжень від нагрітої поверхні* металевих баків, стінок, ванн з нагрітою водою, розчинами або рідкими матеріалами, температура яких близька до температури речовини, яка в них знаходиться. Температура речовини (розчину) задається технологічним проектом.

Кількість теплоти, яка виділяється від 1 м² нагрітої поверхні з температурою $t_{\text{пов}}$, в приміщенні з температурою $t_{\text{п}}$ ($t_{\text{п}}$ – середня температура внутрішнього повітря і внутрішніх поверхонь його огорожень; приймають $t_{\text{п}} \approx t_{\text{в}}$), можна визначити за формулою [1, 2]

$$q = [\epsilon_{\text{зв}} \cdot C_0 \cdot b + A \cdot \sqrt[3]{t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}}] \cdot (t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}) = (\alpha_{\text{пр}} + \alpha_{\text{к}}) \cdot (t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}) = \alpha_{\text{пов}} \cdot (t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}), \text{ Вт/м}^2. \quad (5.18)$$

Температурний коефіцієнт b , який є складовою променистого теплообміну, і коефіцієнт A , пов'язаний з конвекційним теплообміном, залежать від різниці температур ($t_{\text{пов}} - t_{\text{в}}$). Якщо прийняти температуру внутрішнього повітря $t_{\text{в}}$ сталою і рівною $t_{\text{в}} \approx 20$ °С, то в цьому випадку значення b і A залежать тільки від $t_{\text{пов}}$. Значення коефіцієнта A (для вертикальної поверхні) і температурного коефіцієнта b , залежно від $t_{\text{пов}}$, подано в табл. 5.7.

Таблиця 5.7

Значення коефіцієнтів b і A

$t_{\text{пов}}, \text{ }^\circ\text{C}$	b	A	$t_{\text{пов}}, \text{ }^\circ\text{C}$	b	A
20	1,01	1,67	380	4,87	1,41
80	1,36	1,6	480	6,92	1,36
180	2,3	1,53	580	9,43	1,33
280	3,3	1,47	980	25,5	1,19

Заувага. Для нагрітих горизонтальних поверхонь, теплові потоки від яких скеровані вгору, табличні величини потрібно збільшувати в 1,3 раза; при скеруванні теплових потоків вниз – зменшувати на 30 %

Коефіцієнт зведеного випромінення $\epsilon_{\text{зв}} \cdot C_0$ для невеликої поверхні, яка обмінюється теплотою з приміщенням, можна вважати таким, що дорівнює коефіцієнту випромінення нагрітої поверхні, тобто $\epsilon_{\text{зв}} \cdot C_0 = \epsilon_{\text{пов}} \cdot C_0$.

Для іржавих або окиснених сталевих поверхонь коефіцієнт випромінення дорівнює приблизно 4,7 [1].

У результаті цього аналізу можемо зробити висновок, що коефіцієнти променистого $\alpha_{\text{пр}}$ і конвекційного $\alpha_{\text{к}}$ теплообміну, а також загальний коефіцієнт променисто-конвекційного теплообміну $\alpha_{\text{пов}}$ залежать тільки від $t_{\text{пов}}$. Залежності $\alpha_{\text{пр}}$, $\alpha_{\text{к}}$ і $\alpha_{\text{пов}}$ від $t_{\text{пов}}$ подано на рис. 5.4.

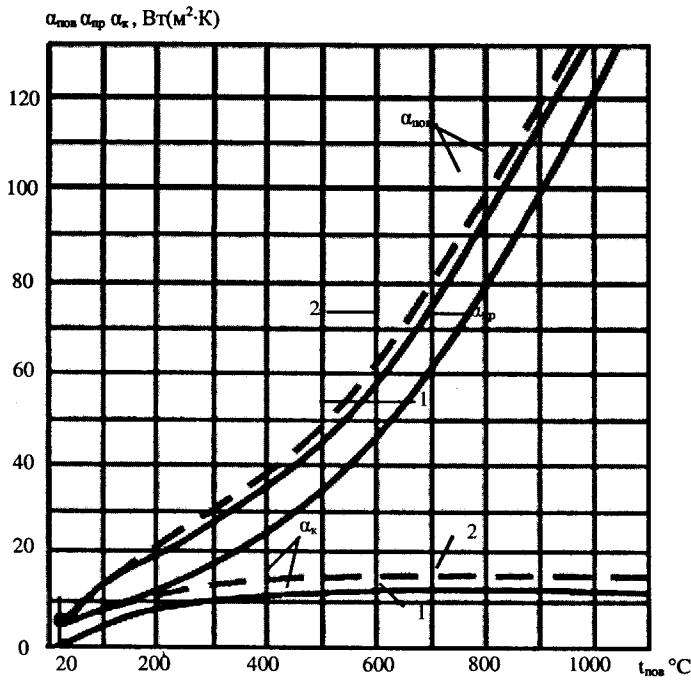


Рис. 5.4. Залежності коефіцієнтів променистого $\alpha_{пр}$, конвекційного α_k і повного $\alpha_{пов}$ теплообміну від температури поверхні: 1 – вертикальної; 2 – горизонтальної, зі скеруванням теплових потоків вгору

Обрахувати теплонадходження в приміщення від нагрітої поверхні площею $F_{пов}$, за визначеним з рис. 5.4. коефіцієнтом $\alpha_{пов}$, можна за формулою

$$Q_{пов} = \alpha_{пов} \cdot F_{пов} \cdot (t_{пов} - t_{в}), \text{ Вт.} \quad (5.19)$$

5.2.5. Тепловиділення від обігрівачів системи фонового (чергового) обігрівання

Фонове (чергове) обігрівання призначене для підтримання в неробочий і робочий час пониженої щодо розрахункової температури внутрішнього повітря.

Теплопродуктивність системи фонового (чергового) обігрівання, за відомих розрахункових тепловтрат, визначають за формулою

$$Q_{ч.о} = Q_{тв} \cdot \frac{t_{в.ф} - t_{х.5}}{t_{в} - t_{х.5}}, \text{ Вт} \quad (5.20)$$

де $Q_{тв}$ – розрахункові тепловтрати приміщення при нормативній внутрішній розрахунковій температурі $t_{в}$ і перепаді температур $t_{в} - t_{х.5}$; $t_{х.5}$ – температура найбільш холодної п'ятиденки, °C ($t_{х.5} = t_{зБ}$); $t_{в.ф}$ – внутрішня температура, яка забезпечується

системою фонового (чергового) обігрівання (у виробничих приміщеннях переважно приймають $t_{в,ф} = +5$ °С, а в приміщеннях громадських будинків $t_{в,ф} = 10...14$ °С [9]).

5.2.6. Теплонадходження від сонячного випромінення

Теплонадходження в приміщення від сонячного випромінювання в ТПР можна подати у вигляді балансової рівності

$$Q_c = Q_{с.вік} + Q_{с.пок} + Q_{с.ст} , \text{ Вт} \quad (5.21)$$

де $Q_{с.вік}$, $Q_{с.пок}$, $Q_{с.ст}$ – теплонадходження, відповідно, через вікна, покрівлю (горище перекриття) і зовнішні стіни приміщення.

Для приміщень, в яких передбачають системи природної і механічної вентиляції, теплонадходження через світлові прорізи відповідного скерування (орієнтації), завдяки сонячному випроміненню і різниці температур зовнішнього і внутрішнього повітря, наближено визначають за формулою

$$Q_{с.вік} = (q_o \cdot A_o \cdot g^* + q_T \cdot A_T \cdot g^*) \cdot b + \frac{t_3 - t_B}{R_{вік}} \cdot A_{вік} \quad (5.22)$$

де q_o , q_T – тепловий потік, який надходить в приміщення через 1 м² звичайного одинарного скла товщиною 2,4 ... 3,2 мм, відповідно освітленого сонцем і затіненого в проміжку 14 – 15 години доби, Вт/м² (додаток 7); A_o , A_T – габаритні площі світлових прорізів, відповідно освітлених сонцем і затіненних, м² (при затіненні світлових прорізів будівельними конструкціями – ребрами або дашками, площі A_o і A_T – визначають графічною побудовою [10, 11]; $A_{вік}$ – загальна площа світлових прорізів ($A_{вік} = A_o + A_T$), м²; t_3 і t_B – відповідно розрахункові температури зовнішнього і внутрішнього повітря, °С ($t_3 = t_{3A}$); $R_{вік}$ – фактичний термічний опір віконного блока, м²·К/Вт; g^* – частка поверхні шибок (скла) в загальній площі віконного блоку (табл. 5.10); b – коефіцієнт пропускарності сонячного проміння, який залежить від типу скла (шибки) чи виду протисонячної заслони вікна (табл. 5.10).

Дуже наближено теплонадходження від сонячного випромінення в приміщення верхніх поверхів будівель через плоскі безгорищні покрівлі і горищні перекриття (за наявності горища) можна обрахувати за формулою

$$Q_{с.пок} = K_{п} \cdot F_{п} \cdot q_{п} , \text{ Вт}, \quad (5.23)$$

де $K_{п}$ – коефіцієнт теплопередачі суміщеної покрівлі (горищного перекриття), Вт/(м²·К); $F_{п}$ – площа покрівлі (горищного перекриття), м²; $q_{п}$ – питомий тепловий потік сонячного випромінення, Вт/м², який надходить в приміщення через суміщену покрівлю (горище перекриття) з коефіцієнтом теплопередачі 1 Вт/(м²·К), див. дод. 7 (табл. 7.3).

При наближених розрахунках холодильного навантаження (навантаги) СВ приміщень теплонадходження $Q_{с.ст}$, через ефективно утеплені зовнішні стіни, можна не враховувати.

Більш точні розрахунки теплонадходжень в приміщення через їх світлонепрозорі огорожі, із врахуванням рівноважної еквівалентної різниці температур $\Delta t_{\text{скв}}$, розглядаються нижче.

Теплота сонячного випромінювання, яка проникає в приміщення через світлопрозорі огорожі [12–14]

Коли сонячне випромінювання величиною I падає на віконну шибку, то деяка його частка $I_{\epsilon} = \epsilon \cdot I$ проникає в приміщення (ϵ – коефіцієнт проникнення), частина відбивається від шибки $I_r = r \cdot I$ (r – коефіцієнт відбиття), а частина вбирається (адсорбується) шибкою, а потім, з причини конвекційного теплообміну, частково передається до внутрішнього, а частково до зовнішнього повітря як вторинна теплота: $I_a = a \cdot I = a_1 \cdot I + a_2 \cdot I$, де a – коефіцієнт вбирання (адсорбування) шибки (див. рис. 5.5).

Загалом

$$I_a = \epsilon \cdot I + r \cdot I + a \cdot I \quad (5.24)$$

а в приміщення надходить

$$\epsilon \cdot I + a_2 \cdot I = g_{\text{пр}} \cdot I \quad ,$$

де $g_{\text{пр}} = \epsilon + a_2$ – називають коефіцієнтом пропускання шибкою (шибками) сонячного випромінювання (див.табл. 5.8).

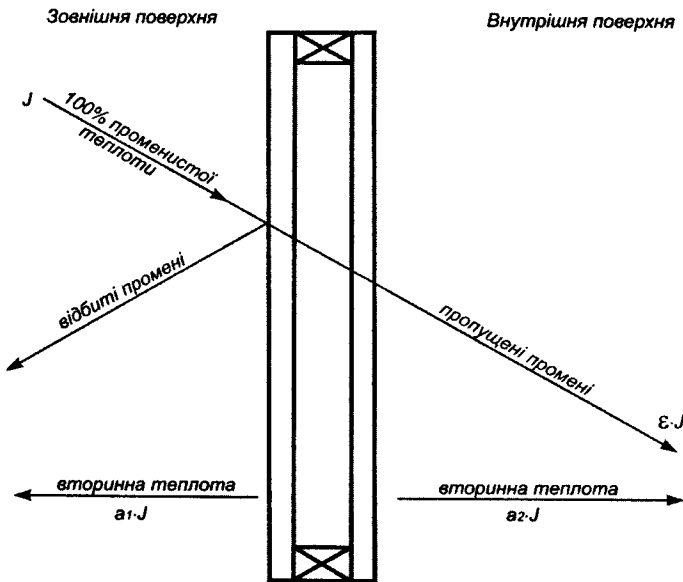


Рис. 5.5. Схема проникнення теплоти сонячного випромінювання через віконний блок з подвійними шибками

Величина перепущеної через вікно теплоти сонячного випромінювання залежить від довжини хвилі, кута падіння (дії) променів, а також хімічного складу скла. При

одинарних шибках зі звичайного віконного скла з $g_{пр} = 0,87$ для довжини хвиль від 0,29 мкм до 3,0 мкм найбільша кількість променистої теплоти проникає в приміщення, де частково відбивається стінами і меблями, а частково акумулюється ними. Це випромінення в приміщенні перетворюється на довгохвильове, яке не може бути променистим шляхом відведене з приміщення назовні і залишається в приміщенні, обігріваючи його (ефект парника).

За довжини хвилі понад 3 мкм ці залежності змінюються на обернені, а приблизно 90–95 % сонячного випромінення вбирається склом. Результати досліджень, проведених для різних сортів скла, наведено в табл. 5.8. Адсорбоване склом проміння перетворюється в теплоту, яка відводиться від нього конвекцією і довгохвильовим випроміненням, частково назовні, а частково в приміщення (рис. 5.5).

Таблиця 5.8

Коефіцієнт пропускання сонячного випромінення $g_{пр}$ різними видами шибок за нормального падіння променів [9,11]

Тип скла або оскління віконних блоків	Товщина скла, мм	Коефіцієнт пропускання сонячного випромінення $g_{пр}$, %	Середній приріст температури шибки щодо температури навколишнього повітря, °C
Скло прозоре, шибка одинарна	2,8	87	11
Скло поглинальне (вбирне), шибка одинарна	5,6	52	36
Скло відбивальне, шибка одинарна	5,6	46	14
Шибки подвійні, вікно ущільнене	11,4	79	19
Шибки потрійні, вікно ущільнене	17,9	70	21

Величина коефіцієнта пропускання шибкою розсіяного сонячного проміння є незалежною від кута падіння. Розсіяне випромінення діє на затінені поверхні будівлі і на стіни північного скерування (орієнтації).

Поділ енергії сонячного випромінення можна подати наближено так:

- при $\lambda < 0,4$ мкм (область ультрафіолету) – 6 % ;
- при $\lambda = 0,40 \dots 0,75$ мкм (видима світлова область) – 50 % ;
- при $\lambda > 0,75$ мкм (інфрачервона область) – 44 %.

Максимум енергії сонячного випромінення існує при $\lambda = 0,5$ мкм.

Загалом, кількість енергії сонячного випромінення, що проникає в приміщення через віконні блоки, характеризується рівнянням

$$Q_s = A_1 \cdot I + (A - A_1) \cdot I_{diff}, \quad (5.25)$$

де A_1 – площа поверхні віконного блока, освітлена сонцем, м²; A – загальна поверхня віконного блока, м²; I – потужність повного сонячного випромінювання у Вт/м² (табл. 5.9); I_{diff} – потужність розсіяного сонячного випромінювання (табл. 5.9).

Таблиця 5.9

Потужність повного сонячного променистого потоку, який проникає через одинарно зашклену поверхню, Вт/м²
(величини з VDI 2078 (08.77)); T – показник (коефіцієнт) захмарення

Пора року	Стіна	Час сонячний, година												
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
20 лютого $T = 3,0$	північно-східна		33	85	52	65	72	77	72	65	51	29	2	
	східна		76	341	414	348	185	77	72	65	51	29	2	
	південно-східна		72	377	572	654	607	494	352	134	51	29	2	
	південна		21	198	398	561	662	694	662	561	398	198	21	
	південно-західна		2	29	51	134	352	494	607	654	572	377	72	
	західна		2	29	51	65	72	77	185	348	414	341	76	
	північно-західна		2	29	51	65	72	77	72	65	52	85	33	
	північна		2	29	51	65	72	77	72	65	51	29	2	
	горизонтальна		3	63	172	279	350	378	350	279	172	62	3	
22 березня $T = 3,3$	північно-східна		209	193	102	87	95	98	95	87	73	56	33	
	східна		363	516	520	409	221	98	95	87	73	56	33	
	південно-східна		311	523	641	669	612	483	278	117	73	56	33	
	південна		65	223	399	545	636	666	636	545	399	223	65	
	південно-західна		33	56	73	117	278	483	612	669	641	523	311	
	західна		33	56	73	87	95	98	221	409	520	516	363	
	північно-західна		33	56	75	87	95	98	95	87	102	193	209	
	північна		33	56	75	87	95	98	95	87	73	56	33	
	горизонтальна		74	194	334	459	543	556	543	459	334	194	74	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
20 квітня T = 3,6	північно-східна	243	335	297	172	104	110	114	110	104	92	76	53	30
	східна	298	497	591	558	427	235	114	110	104	92	76	53	30
	південно-східна	188	381	538	618	619	551	408	226	105	92	76	53	30
	південна	30	60	166	324	463	545	580	545	463	324	166	60	30
	південно-західна	30	53	76	92	105	226	408	551	619	618	538	381	188
	західна	30	53	76	92	105	110	114	235	427	558	591	497	298
	північно-західна	30	53	76	92	105	110	114	110	104	172	297	335	243
	північна	42	53	76	92	105	110	114	110	104	92	76	53	42
	горизонтальна	63	171	335	487	593	664	695	664	593	487	335	171	63
21 травня і 23 липня T = 4,0	північно-східна	336	420	351	220	122	127	128	127	119	107	90	70	47
	східна	379	564	590	541	413	252	128	127	119	107	90	70	47
	південно-східна	209	392	497	555	451	469	337	178	119	107	90	70	47
	південна	47	70	125	245	362	435	471	435	362	245	126	70	47
	південно-західна	47	70	90	107	119	178	337	469	541	555	497	392	209
	західна	47	70	90	107	119	127	128	252	413	541	590	564	379
	північно-західна	47	70	90	107	119	127	128	127	122	220	351	420	336
	північна	92	72	90	107	119	127	128	127	119	107	90	72	92
	горизонтальна	123	279	421	570	682	745	766	745	682	570	421	279	123
21 червня T = 4,0	північно-східна	380	436	374	247	134	127	129	127	121	108	93	74	55
	східна	415	556	594	544	415	235	129	127	121	108	93	74	55
	південно-східна	215	368	480	528	514	437	307	171	121	108	93	74	55
	південна	55	74	112	209	322	398	429	398	322	209	112	74	55

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
21 червня T = 4,0	південно-західна	55	74	93	108	121	171	307	437	514	528	480	368	215
	західна	55	74	93	108	121	127	129	235	415	544	594	556	415
	північно-західна	55	74	93	108	121	127	129	127	134	247	374	436	380
	північна	122	86	93	108	121	127	129	127	121	108	93	86	122
	горизонтальна	160	302	463	592	709	769	787	769	709	592	463	302	160
24 серпня T = 3,9	північно-східна	216	313	284	169	105	112	115	112	105	93	76	55	30
	східна	265	534	559	534	412	230	115	112	105	93	76	55	30
	південно-східна	169	355	509	602	594	531	397	221	115	93	76	55	30
	південна	30	60	162	313	447	530	561	530	447	313	162	60	30
	південно-західна	30	55	76	93	115	221	397	531	594	602	509	355	169
	західна	30	55	76	93	105	112	115	230	412	534	559	459	265
	північно-західна	30	55	76	93	105	112	115	112	105	169	284	313	216
	північна	41	55	76	93	105	112	115	112	105	93	76	55	41
горизонтальна	60	165	323	471	226	644	675	644	575	471	323	165	60	
22 вересня T = 3,7	північно-східна		184	174	101	88	97	99	97	88	74	57	33	
	східна		313	485	484	387	214	99	97	88	74	57	33	
	південно-східна		269	455	594	628	578	457	266	116	74	57	33	
	південна		60	200	372	513	600	630	600	513	372	200	60	
	південно-західна		33	57	74	116	266	457	578	628	594	455	269	
	західна		33	57	74	88	97	99	214	387	484	485	313	
	північно-західна		33	57	74	88	97	99	97	88	101	174	184	
	північна		33	57	74	88	97	99	97	88	74	57	33	
	горизонтальна		72	183	317	438	519	531	519	438	317	183	72	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
23 листопада T = 3,4	північно-східна		22	32	53	66	76	78	76	66	52	30	2	
	східна		52	294	376	324	179	78	76	66	52	30	2	
	південно-східна		50	326	518	592	569	464	334	128	52	30	2	
	південна		15	173	362	518	619	648	619	518	362	173	15	
	південно-західна		2	30	52	128	334	464	569	592	518	326	50	
	західна		2	30	52	66	76	78	179	324	376	294	52	
	північно-західна		2	30	52	66	76	78	76	66	53	78	22	
	північна		2	30	52	66	76	78	76	66	52	30	2	
	горизонтальна		3	60	165	266	335	362	335	266	165	60	3	

Поправковий коефіцієнт a для різного типу забруднень атмосфери

Тип атмосфери:	Північна стіна затінена, $a = 1$	Всі інші орієнтації стіни
Чиста		$a = 1,15$
Великого міста		1,00
Промислового майданчика		0,87

Зауваги: 1. Курсивом подані максимальні місячні величини;

2. Жирним друком максимальні річні величини для стіни цього скерування (орієнтації).

Для практичних швидких розрахунків можна використати табл. 5.9. Наведені в ній дані стосуються віконних блоків з одинарною шибкою без протисонячних заслонів. Якщо під час проектування ще не є відомою поверхня скла віконних блоків, то її можна наближено визначити за допомогою табл. 5.10 (залежно від конструкції вікон).

Таблиця 5.10

Частка поверхні скла g^* в різних конструкціях віконних блоків [9]

Тип конструкції віконного блока	Загальна поверхня віконного блока, м ²									
	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3	4	5	6	8
Вікно з дерев'яними рамами і одинарною шибкою або вікно зі спареними (зблокованими) рамами і подвійними шибками	0,47	0,58	0,63	0,67	0,69	0,71	0,72	0,73	0,74	0,75
Вікно з дерев'яною рамою і подвійними шибками	0,36	0,48	0,55	0,60	0,62	0,65	0,68	0,69	0,70	0,71
Вікно у сталевій рамі, з одинарною шибкою	0,56	0,77	0,83	0,86	0,87	0,88	0,90	0,90	0,90	0,90
Вікно вітринне	0,90									
Двері балконні засклені	0,50									

Зауваги: Подані в таблиці величини g^* поєднані з наведеними нижче коефіцієнтами для: а) арок вікон – 0,05; б) вікон з перетинкою посередині (двочастинною) – 0,05; в) вікон з горизонтальними щабельками – 0,03.

Згідно з рекомендаціями щодо теплової ізоляції будівель належить в будинках з нормальним обігріванням передбачати віконні блоки з подвійними шибками. Тому величини з табл. 5.9 потрібно, відповідно до даних табл. 5.10, зменшувати, застосовуючи коефіцієнт 0,9 [9]. У табл. 5.9 не враховано теплоту, яка проникає в приміщення з причини різниці температур зовнішнього і внутрішнього повітря. Цей тепловий потік можна розрахувати на підставі загального рівняння теплопередачі

$$Q = K_{\text{вік}} \cdot A_{\text{вік}} \cdot (t_3 - t_в), \text{ Вт.} \quad (5.26)$$

Існують “термоізоляційні шибки”, які застосовуються для теплової ізоляції в зимовий період. За дуже високого рівня безбарвності подвійних шибко і відстані між ними 12...16 мм коефіцієнт теплопередачі вікна має величину $K_{\text{вік}} = 1,3...2,0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Простір між шибками заповнений аргоном, а на зовнішніх поверхнях цих шибко є напилений дуже тонкий шар (плівка) металу (золота і переважно срібла). Металева плівка забезпечує високу частку відбиття інфрачервоного випромінення і завдяки цьому зменшення проникання теплоти. Пропускальність видимих світлових променів при $\tau = 0,70...0,75$ (див. рис. 5.8) є відносно значною.

Приклад 5.2. Визначити, скільки теплоти сонячного випромінення проникає в приміщення через вікно в стіні південного скерування (орієнтації). Вікно не затінене з одинарною шибкою зі звичайного скла та дерев'яною прямокутною рамою без середньої перегородки: в липні о 14.00 год доби, в місцевості, яка лежить на 50° північної широти; поверхня віконного прорізу в стіні $A_{\text{вік}} = 4 \text{ м}^2$. Температура назовні будинку $t_3 = 32^\circ\text{C}$, а температура внутрішнього повітря $t_b = 26^\circ\text{C}$.

Розв'язування

Згідно з табл. 5.10 частка поверхні скла у віконному блоці становить $g^* = 0,72$.
Безпосереднє проникання теплоти сонячного випромінення з табл. 5.8:

$$I \cdot A_{\text{вік}} \cdot g^* = 362 \cdot 4 \cdot 0,72 = 1043 \text{ Вт.}$$

Проникання теплоти за рахунок різниці температур

$$K_{\text{вік}} \cdot A_{\text{вік}} \cdot (t_3 - t_b) = 5,2 \cdot 4 \cdot (32 - 26) = 125 \text{ Вт.}$$

Сумарні теплонадходження в приміщення

$$1043 + 125 = 1168 \text{ Вт.}$$

У наближених розрахунках можна приймати такі максимальні величини теплоти сонячного випромінення, що проникає в приміщення у липні/серпні через вікно, не оснащене сонцезахистом і не затінене, або тільки незначно затінене [9]: вікно з одинарною шибкою в стіні східного або західного скерування – 500 Вт/м^2 ; вікно з одинарною шибкою в південній стіні – 400 Вт/м^2 ; вікно з двома шибками (подвійне) в стіні східного або західного скерування – 450 Вт/м^2 ; вікно з двома шибками (подвійне) в південній стіні – 350 Вт/м^2 .

Належить звертати увагу на те, що сонячні промені, які проникають через вікна в приміщення, не перетворюються відразу в теплоту повітря. Настає це завдяки нагріванню підлоги, стін, меблів тощо, а саме повітря нагрівається завжди з певним запізненням. З цієї причини, а також з погляду на вищу температуру назовні будинку, приміщення при східній стіні будинку є завжди холодніші від приміщень при західній стіні будинку, хоча кількість теплоти сонячного випромінення, що проникає в них через вікна однакового розміру, за величиною однакова.

• Протисонячні заслони

Завдяки протисонячним заслонам, за значних поверхонь вікон можна зменшити величину холодильної навантаги СВ. Коефіцієнт проникання сонячного випромінення характеризує залежність сонячної енергії Q_s , яка падає на віконний блок (з протисонячним захистом або без нього), від енергії Q_1 , що проникає через одинарно заклену шибку (див. табл. 5.9). Тобто

$$Q_s = b \cdot Q_1 \tag{5.27}$$

Величини коефіцієнта b подано в табл. 5.11.

Коефіцієнт пропускарності сонячного проміння b для різних типів скла і різних протисонячних заслонів [9]

Тип скла	b
<i>Скло віконне звичайне:</i>	
– заскління одинарне (одна шибка)	1,0
– заскління подвійне (дві шибки)	0,9
<i>Скло поглинальне (вбирне):</i>	
– заскління одинарне	0,7
– заскління подвійне (назовні – скло поглинальне, зсередини – скло звичайне)	0,6
<i>Скло поглинальне (вбирне) розміщене назовні з утворенням повітряного проміжку щонайменше 5 см</i>	0,5
<i>Скло відбивальне:</i>	
– заскління одинарне з тепловідбивальною металевою плівкою назовні	0,6
– заскління подвійне (найчастіше – внутрішня шибка зі звичайного скла, зовнішня шибка – тепловідбивальна, з плівкою на внутрішньому боці):	
а) відбивальна плівка зі звичайного металу;	0,5
б) відбивальна плівка з благородного металу (золота)	0,4
<i>Пустотні скляні блоки (100 мм) безбарвні:</i>	
– з гладкою зовнішньою поверхнею без наповнення скловолокном;	0,6
– те саме, з наповненням скловолокном;	0,4
– з негладкою зовнішньою поверхнею (зебра, різні узори) без наповнення скловолокном;	0,4
– те саме, з наповненням скловолокном	0,3
Додаткові протисонячні заслони	
<i>Назовні:</i>	
– жалюзі з кутом відкриття 45°	0,15
– маркіза з тканини, яка вентилюється зверху і з боків	0,3
– маркіза з тканини, яка прилягає зверху і з боків	0,4
<i>Поміж шибками:</i>	
– жалюзі з кутом відкриття 45° з непротірюваним міжшибковим простором	0,15
<i>Всередині (зі сторони приміщення):</i>	
– жалюзі з кутом відкриття 45°	0,7
– світла штора з бавовни, штучних матеріалів	0,5
– плівка (фольга) зі штучних матеріалів (розміщена всередині)	0,7

Зауваги: а) повне заслонення шибок маркізою; б) якщо скло темне – збільшити на 0,2; в) плівка (фольга) зовнішня $b = 0,1$.

Приклад 5.3. Оскління віконного блоку подвійне, зовнішня шибка тепловідбивна з металевою плівкою: $b_1 = 0,5$. Протисонячна заслона – штори з ясного матеріалу $b_2 = 0,5$ (табл. 5.7).

Розв'язування

Величина коефіцієнта пропускання сонячного проміння заштореним віконним блоком становитиме

$$b = b_1 \cdot b_2 = 0,5 \cdot 0,5 = 0,25.$$

У будівництві, а також згідно з нормою DIN 4108, ч.2 (08.81) [15] розглядається безпосереднє сонячне випромінювання Q_o , яке діє на огорожі різної орієнтації для 50° Пн.ш в липні. Тоді кількість теплоти сонячного випромінювання, яка проникає в приміщення через віконний блок, можна розрахувати за формулою

$$Q_s = g_{пр} \cdot z \cdot Q_o = g_F \cdot Q_o, \text{ Вт} \quad (5.28)$$

де $g_{пр}$ – коефіцієнт пропускання повного сонячного випромінювання віконною шибкою;
 $g_F = g_{пр} \cdot z$ – коефіцієнт пропускання повного сонячного випромінювання віконним блоком;
 z – зменшувальний коефіцієнт, який враховує протисонячний захист (табл. 5.12).

Величини $g_{пр}$ і z , згідно з DIN 4108 [15], подані в табл. 5.12.

Таблиця 5.12

Коефіцієнти пропускарності повного сонячного випромінювання $g_{пр}$ віконними шибками з різними видами скла, а також коефіцієнти зменшення z для протисонячного захисту, згідно з DIN 4108, частина 2 (08.81) [15]

Вид оскління	$g_{пр}$	Протисонячний захист	z
Подвійні шибки зі звичайним прозорим склом	0,8	Внутрішній, або між шибками: – з тканини або фольги*; – жалюзі	0,4...0,7 0,5
Потрійні шибки зі звичайним прозорим склом	0,7		
Скляні пустотні блоки	0,6		
Поглиналине (вбирне) скло, а також скло відбивне	0,2...0,8	Зовнішній: – жалюзі вентилязовані ззовні; – ролокасети (опускні жалюзі); віконниці; – маркізи	0,25 0,3 0,4 ... 0,5

* – Належить уточнити згідно з DIN 67507 (06.80) [16], а в іншому випадку належить приймати менші величини.

Наближено величину $g_{пр}$ можна знайти за залежністю (згідно з DIN 4108 [15]):

$$g_{пр} \approx 0,87 \cdot b$$

У зв'язку з загальним (річним) споживанням енергії, яка проникає у цей будинок від сонячного випромінювання, належить при виборі величини вікон і типу протисонячного захисту, звертати увагу не тільки на зменшення теплонадходжень у літній період (зменшення холодильної навантаги СВ), але і на освітленість приміщень і збільшення теплонадходжень в зимовий і перехідні періоди року. Тому з погляду енергетичної доцільності найкорисніше застосовувати рухомий протисонячний захист, наприклад, з обертальними ламелями, який влітку характеризується високими коефіцієнтами b чи z , але пропускає достатньо багато видимого сонячного проміння, так що протягом всього світлового дня не потрібно вживати електричного освітлення.

Пропускальність сонячного випромінювання різними видами скла графічно зображена на рис. 5.6:

$g_{пр}$ – коефіцієнт пропускання повного сонячного випромінювання, $g_{пр} = \tau_e + q_i$ для $\lambda = 0 \dots \infty$; τ_e – коефіцієнт пропускання повного сонячного випромінювання (для $\lambda = 0 \dots \infty$); q_i – теплота, яка надходить в приміщення.

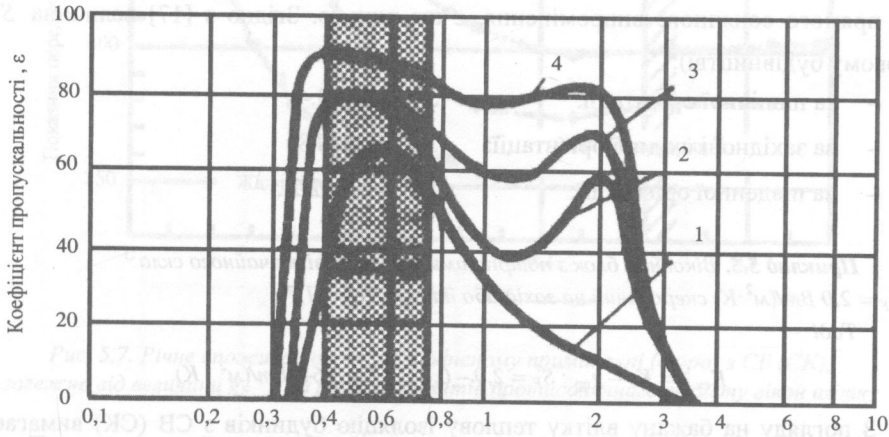


Рис. 5.6. Пропускальність різних видів скла за дії сонячного випромінювання

Як виглядає енергетично оптимальне оскління:

- має рухомий протисонячний захист (жалюзі);
- потрійно заскле (тобто з трьома шибками) з доброю теплоізоляцією і добре освітлене (зовнішня шибка може бути теплоадсорбувальною (телопоглинальною));
- має на внутрішній шибці протитепловий захист, який забезпечує зменшення тепловтрат взимку (особливо вночі), а також достатню пропускальність видимого світла, так що не треба передчасно вживати електричного освітлення;
- коефіцієнт оскління фасадів південної орієнтації є значним (40 – 60 %), тобто таким, щоб взимку вікна виконували функції сонячних колекторів (ефект парника) і одночасно забезпечували освітлення приміщення денним світлом.

Згідно з рекомендаціями [17] можна, обраховуючи річне споживання теплоти на обігрівання, наближено приймати вікна з подвійними шибками зі звичайного скла. У цьому випадку *рівноважний коефіцієнт теплопередачі віконного блока* приблизно дорівнює

$$K_{ек.Ф} \approx K_F - g_{пр} \cdot S_F, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (5.29)$$

Величину S_F ще називають **коефіцієнтом використання енергії сонячного випромінювання**. Цей коефіцієнт для розсіяного випромінювання, незалежно від скерування (орієнтації) в просторі, є найменшим, тобто $S_F = 1$.

Приклад 5.4. Віконний блок з подвійними шибками зі звичайного скла,
 $K_F = 2,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$. Згідно з табл. 5.12 $g_{\text{пр}} = 0,8$.

Тоді

$$K_{\text{ек,}F} = K_F - g_{\text{пр}} \cdot S_F = 2,0 - 0,8 \cdot 1 = 1,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Очевидно, що ощадність теплоти для обігрівання, за безпосереднього проникання прямого сонячного випромінювання, є ще вищою. Згідно з [17] величина S_F (в житловому будівництві):

- за північної орієнтації: $S_F = 1,2 \dots 1,4$;
- за західної і східної орієнтації: $S_F = 1,6 \dots 1,8$;
- за південної орієнтації: $S_F = 2,0 \dots 2,2$.

Приклад 5.5. Віконний блок з потрійними шибками зі звичайного скла
 $K_F = 2,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ скерований на захід або на схід ($S_F = 1,7$).

Тоді

$$K_{\text{ек,}F} = K_F - g_{\text{пр}} \cdot S_F = 2,0 - 0,8 \cdot 1,7 = 0,64 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

З погляду на бажану влітку теплову ізоляцію будинків з СВ (СК) вимагається, згідно з рекомендаціями про теплову ізоляцію, щоби залежно від поверхні вікон виконувалася така залежність:

$$g_{\text{пр}} \cdot z \cdot f = g_F \cdot f \leq 0,25,$$

де f – частка поверхні вікон в загальній поверхні фасаду, через яку передається теплота (коефіцієнт оскління фасаду); z – зменшувальний коефіцієнт, який враховує протисонячний захист.

Для будинків без вентиляційного устаткування в DIN 4108 T2 (08.81) [15] рекомендована ще менша величина $g_F \cdot F$, тобто:

$$g_F \cdot F = 0,12 \dots 0,14.$$

Менша з цих величин стосується легких, а більша – масивніших зовнішніх огорож. У житлових будинках, в яких існує можливість інтенсивного нічного провітрювання, можна прийняти більші величини $g_F \cdot F$ (до 0,25 за масивних зовнішніх огорож).

Величина $g_F \cdot F$ в будинках з СВ (СК) має односторонній зв'язок з енергією, що споживається на охолодження. В сучасних системах СВ (СК) (системи зі змінною об'ємною витратою повітря) споживання повної енергії (на охолодження, обігрівання і освітлення) значно зростає за менших значень $g_F \cdot F$, тоді як такого зростання не спостерігається при величинах $g_F \cdot f \geq 0,25$ [18] (рис. 5.7).

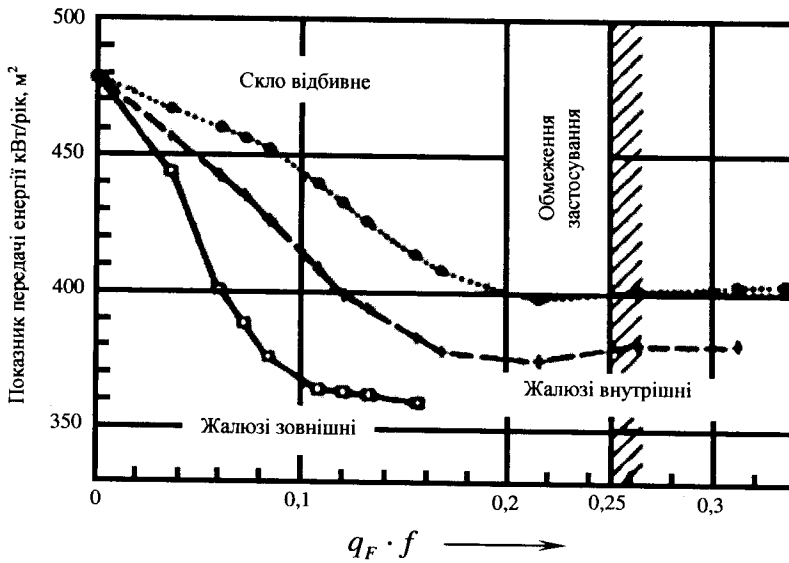


Рис. 5.7. Річне споживання енергії в офісному приміщенні (біуро) з СВ (СК), залежно від величини $q_F \cdot f$, за різних варіантів протисонячного захисту вікон влітку

• Протисонячні шибки [19]

Протисонячні шибки зменшують кількість теплоти сонячного випромінювання, що передається через них в приміщення, за рахунок вбирання (поглинання) або відбиття променів.

Поглинальні шибки вміщують певну кількість металевих домішок, які спричиняють вбирання (поглинання) сонячного довгохвильового проміння в діапазоні довжин $> 0,7$ мкм (див. рис. 5.6). Їх коефіцієнт пропусальності b , згідно з табл. 5.11, змінюється значно для різних шибок і дорівнює в середньому $0,6 \dots 0,7$. Температура цього скла зростає до $40 - 50$ °С, через що шибки з цього скла (порівняно з іншими видами скла) віддають значно більше теплоти конвекцією і випромінюванням. Тому такі шибки повинні охолоджуватись через провітрювання (контактувати з зовнішнім повітрям). Вбиране (поглинальне) скло є завжди легко забарвленим, найчастіше зеленкуватим або червуватим.

Відбивне скло характеризується тим, що відбиває частково сонячне проміння за допомогою плівки (фольги), яка пропускає світлові промені.

Ці плівки утворюють:

- *напилені метали*, переважно золото, з товщиною шару $\approx 0,015$ мкм (рис. 5.8); ця плівка не є відпорною до стирання, тому її належить розміщувати на внутрішній поверхні спарених шибок; характеризується легким забарвленням, є дорогою, спричиняє дзеркальне відбиття на зовнішній стороні;

- *плівки з поліестеру*, або з металевого напилення; належить їх розміщувати на внутрішній поверхні віконних шибок, не є відпирні до стирання;

- *плівки діелектричні* – завдяки оптичній інтерференції вони спричиняють збільшене відбиття променів; йдеться тут про тонкі металеві плівки, з яких твориться на шибках свого роду фільтр; ці плівки не є відпирні до стирання.

Відбивні скла мають різний коефіцієнт пропусальності b ; його величина 0,30 ... 0,65 (табл. 5.11) і належить до проміння, яке проникло крізь шибку і до відданої нею конвективної теплоти.

Належить пам'ятати, що не можна спричиняти значного зменшення пропусальності видимого світла. Інакше за наявності шибок з таким склом буде значно темніше, ніж за шибок зі звичайного скла. Найкориснішими є такі шибки, для яких коефіцієнт пропусальності видимого світла є якомога найбільшим, а натомість коефіцієнт пропусальності теплового проміння якомога найменшим (див.рис. 5.8). Беручи до уваги річне споживання енергії, включно з енергією, спожитою на освітлення, шибки з протисонячним склом є некорисними (рис. 5.9).

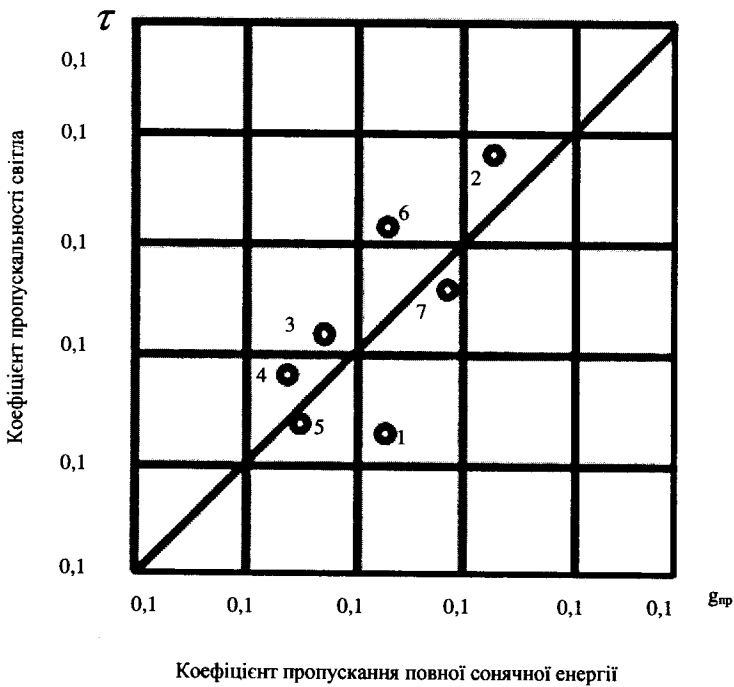


Рис. 5.8. Коефіцієнти пропусальності світлового проміння і повної сонячної енергії для 7 різних відбивних рефлексивних шибок з різного скла (найкорисніші шибки зі скла № 6 і № 2)

Шибки з протисонячного скла застосовують щораз рідше. Це спричинено:

- більшим часом використання штучного освітлення порівняно зі звичайним склом;
- гіршим протисонячним захистом порівняно з рухомими жалозі;
- зменшеними теплонадходженнями від сонячного випромінювання взимку.

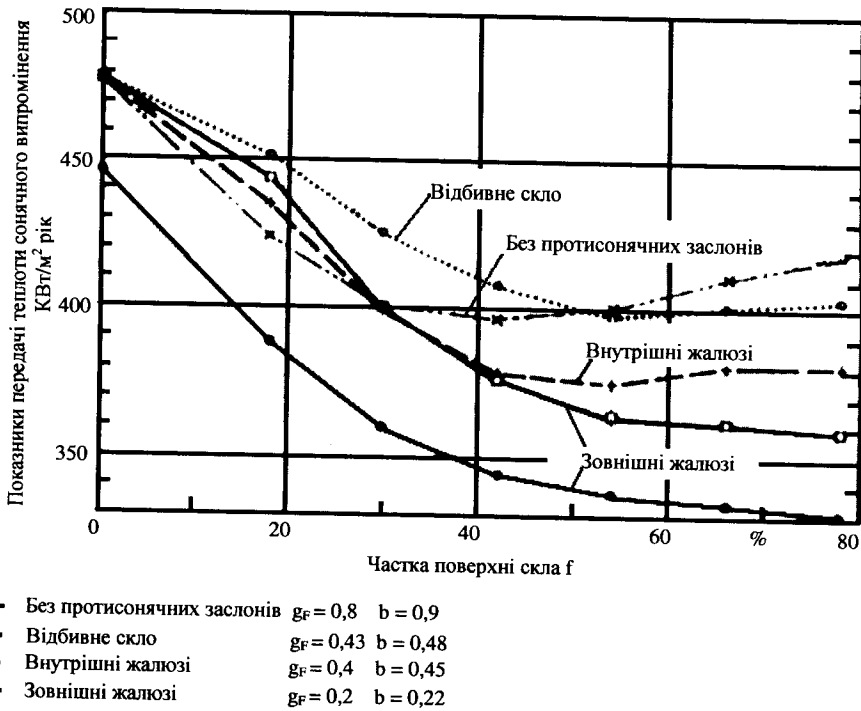


Рис. 5.9. Характеристичні витрати енергії для офісного (службового) приміщення з СВ (СК) залежно від частки поверхні скла у віконних шибках за різних видів протисонячного захисту (включно з освітленням):

$g_{пр}$ – коефіцієнт пропусканості повного сонячного випромінювання (табл. 5.12);
 b – коефіцієнт пропусканості сонячного світлового проміння (табл. 5.11)

Ізоляційне оскління складається з 2-х, винятково з 3-х поєднаних шибек з проміжком між ними 6 мм або 12 мм, які утворюють ущільнену конструкцію. Воно не забезпечує протисонячного захисту. В цьому випадку застосовують додатково рухомий протисонячний захист. Таке розв'язання є оптимальним з енергетичного погляду (див. рис. 5.8).

• Протисонячне оснащення (пристрої)

Заощаджувати енергію, яка споживається для охолодження приміщення, можна через застосування протисонячного оснащення (устаткування) [20], яке створює затінення і, відповідно, перешкоджає безпосередньому проникненню прямого сонячного проміння в приміщення. Найкориснішими є зовнішньовіконні жалюзі, однак вони шумлять від вітру, вимагають частих ремонтів. Цих недоліків можна уникнути, застосувавши жалюзі між віконними шибками з вентиляванням цього простору. Інколи застосовують потрійні віконні шибки. Це дороге розв'язання, але оптимальне як влітку, так і взимку, якщо брати до уваги споживання енергії і тепловий комфорт, який забезпечується СВ (СК).

Якщо в приміщенні передбачаються тільки СВ, то корисними є вікна, які відкриваються.

Вертикальні жалюзі є ефективнішими за горизонтальні.

У випадку вікон з заслонами або жалюзі з боку приміщення їх ефективність є тим кращою, чим більшим є коефіцієнт відбиття сонячного проміння матеріалом заслонів. Визначені наступні величини коефіцієнта відбиття r для металевих жалюзі:

- з алюмінію, колір білий, $r = 77 \%$;
- тканинні, покриті плівкою білого кольору, $r = 75 \%$;
- з алюмінію, колір слонової кістки, $r = 69 \%$;
- з алюмінію, колір чорний, $r = 44 \%$.

У випадку вбирного (адсорбувального) скла не доцільно застосовувати внутрішні жалюзі; інакше в разі їх застосування шибки були б дуже гарячі.

Скляні пустотні блоки мають, подібно як і стіни, властивість значного акумулювання теплоти.

Середні величини коефіцієнта пропускарності сонячного проміння b для різних видів скла і протисонячного захисту наведено в табл. 5.11.

Таблиця 5.13

Висота сонця h і азимут сонця α_o

Час сонячний, год.	22.02 і 23.10		23.03 і 24.09		20.04 і 24.08		21.05 і 23.07		21.06		Час сонячний, год.
	h	α_o	h	α_o	h	α_o	h	α_o	h	α_o	
6	-	-	-	-	9	97	15	103	18	106	18
7	1	71	10	78	18	86	25	92	27	85	17
8	9	59	19	66	28	74	34	80	37	83	16
9	17	46	27	53	37	60	44	66	46	70	15
10	23	32	34	37	44	43	52	49	55	52	14
11	27	17	38	19	50	23	58	27	61	29	13
12	29	0	40	0	51	0	60	0	63	0	12

Докладне встановлення рівня теплової ізоляційності вікон є дуже затрудненим, тому що між шибкою і протисонячним захистом існує взаємовплив, який залежить від багатьох крайових умов, наприклад, температури назовні будинку, температури в приміщенні, кута падіння сонячного проміння тощо. Для цього найчастіше користуються певними рекомендаціями (див. табл. 5.13). Приклад теплового балансу вікна з одинарною шибкою з металевими жалюзі, розміщеними з боку приміщення, зображений на рис. 5.10.

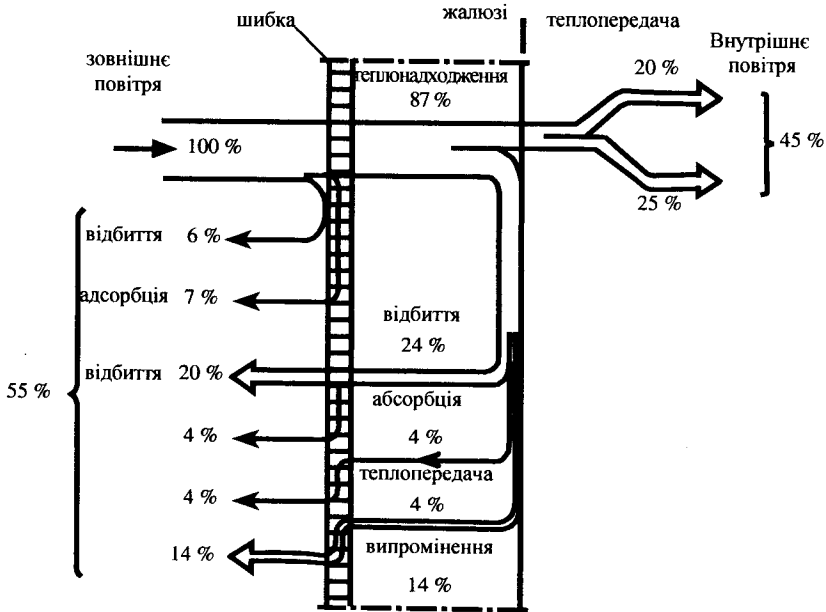


Рис. 5.10. Тепловий баланс освітленого сонцем вікна з одинарною шибкою, перекритого повністю металевим жалюзі з боку приміщення

• Затінення вікон

Певного зменшення проникання сонячного випромінювання в приміщення можна досягнути завдяки застосуванню віддалених (відсунутих) від фасаду шибок, або протисонячних дашків над вікнами чи збоку від них. Для обрахування затінення, які ці дашки створюють, потрібно знати певні величини (рис. 5.12):

- орієнтацію, нормальну до стіни південного скерування, тобто так званий азимут стіни α_w (рис. 5.11);
- висоту сонця h – з табл. 5.13;
- азимут сонця α_o – з табл. 5.13;
- азимутальний кут $\beta = \alpha_o \pm \alpha_w$.

Приклад 5.6. Яка величина затінення вікна, зорієнтованого на південь 21 червня о 14.00 год., втпленого у фасад будинку на $d = 0,2$ м, $\alpha_o = 52^\circ$, $h = 55^\circ$ (табл. 5.13) і $\alpha_w = 0^\circ$ (рис. 5.11), $\beta = \alpha_o \pm \alpha_w = 52 \pm 0 = 52^\circ$.

Розв'язування

З рис. 5.12: $S_1 = 1,3$ і $S_2 = 2,4$.

Відповідно до цього довжина затінення:

бічного $S_1 \cdot d = 1,3 \cdot 0,2 = 0,26$ м;

верхнього $S_2 \cdot d = 2,4 \cdot 0,2 = 0,48$ м.

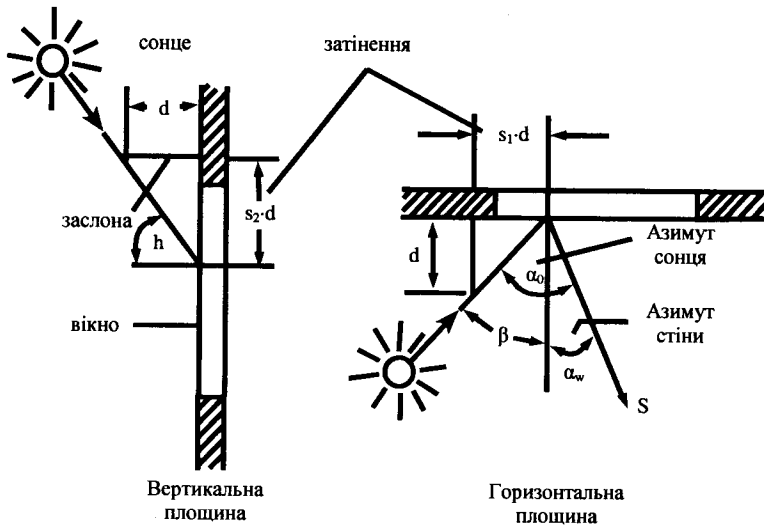


Рис. 5.11. Затінення вікон дашками або виступами фасадів будинку чи іншими будинками

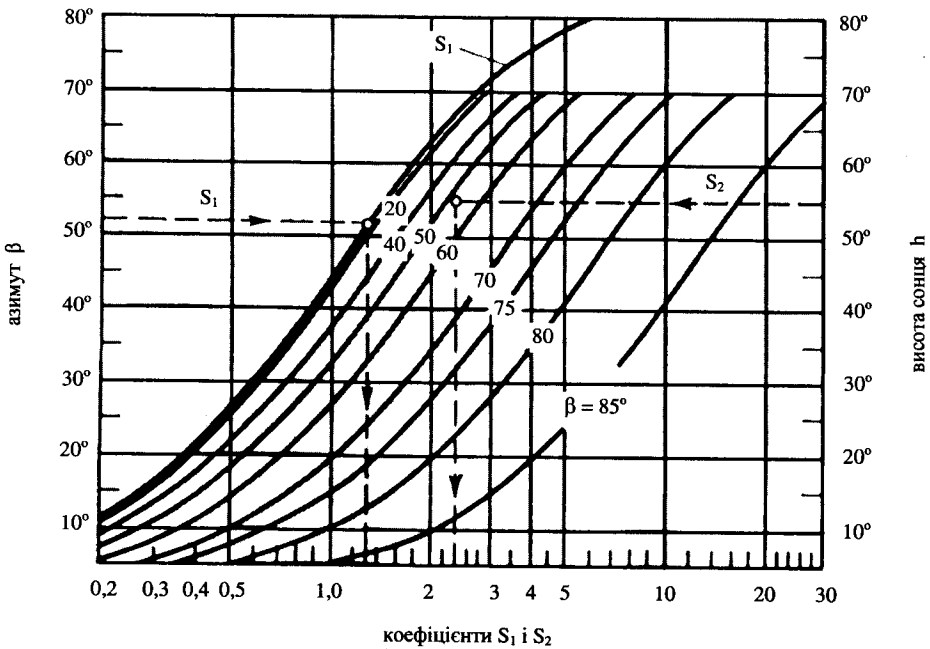


Рис. 5.12. Графічні залежності для визначення коефіцієнтів затінення S_1 бічних виступів фасадів і S_2 дашків над вікном (викреслення затінення) [9]

Використавши рекомендації, подані на рис. 5.11 і рис. 5.12, можна знайти величину затіненої поверхні вікон.

Приклад 5.6. Яка величина затінення вікна, зорієнтованого на південь 21 червня о 14.00 год., втопленого у фасад будинку на $d = 0,2$ м, $\alpha_o = 52^\circ$, $h = 55^\circ$ (табл. 5.13) і $\alpha_w = 0^\circ$ (рис. 5.11), $\beta = \alpha_o \pm \alpha_w = 52 \pm 0 = 52^\circ$.

Розв'язування

З рис. 5.12: $S_1 = 1,3$ і $S_2 = 2,4$.

Відповідно до цього довжина затінення:

бічного $S_1 \cdot d = 1,3 \cdot 0,2 = 0,26$ м;

верхнього $S_2 \cdot d = 2,4 \cdot 0,2 = 0,48$ м.

Теплота сонячного випромінення, яка проникає в приміщення через його світлонепрозорі огорожі Q_w

Тут йдеться про тепловий потік, який проникає в приміщення ззовні через стіни і покрівлі (дахи) або горищні перекриття.

Величину Q_w можна визначити за формулою

$$Q_w = K \cdot A \cdot (t_a - t_i), \text{ Вт}, \quad (5.30)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі через зовнішню огорожу, Вт/(м²·°К); A – площа поверхні зовнішньої огорожі, через яку в приміщення проникає тепловий потік, м²; t_a – температура зовнішнього повітря, °С; t_i – середня температура внутрішнього повітря, °С.

На підставі цього рівняння можна розрахувати проникання теплоти через внутрішні стіни приміщення, якщо температуру в сусідніх приміщеннях і в ґрунті прийняти, наприклад, за даними табл. 5.14.

Таблиця 5.14

Температура повітря в прилеглих приміщеннях (за відсутності в них СК), і ґрунту влітку, згідно з VDI 2078 (08.77) [21]

	°С
Необбудовані горища (стрихи), залежно від конструкції та інтенсивності їх провітрювання	40 ... 50
Оббудовані горища (стрихи)	35
Інші сусідні приміщення	30, або $(t_{3A} + 4)$
Ґрунт	20
Простір між винесеним назовні додатковим засклінням і стіною чи вікном (схема Тромба–Мішеля)	35 ... 45

Заувага. t_{3A} – розрахункова температура зовнішнього повітря за параметрами категорії “А”.

• Сонячна температура зовнішнього повітря

Для точнішого врахування дії сонячного випромінення на зовнішню огорожу приміщення приймається нова температура в безпосередній близькості від огорожі, так звана **сонячна температура повітря** t_s . Під нею розуміють таку гіпотетичну темпе-

ратуру повітря назовні огорожі, за якої проникання теплоти через затінену огорожу було б таким самим, як і через освітлену огорожу за однакової температури зовнішнього повітря. Якщо *тепловий потік* на огорожу від сонячного випромінення був *сталим*, то проникання теплоти через неї визначається за формулою

$$q_{st} = a \cdot I + \alpha_a \cdot (t_a - t_o), \text{ Вт/м}^2, \quad (5.31)$$

де a – показник теплосприйняття огорожі, $a \approx 0,7$; I – повний тепловий потік сонячного випромінення, який діє на огорожу відповідної орієнтації, Вт/м^2 ; t_a – середня температура атмосферного (зовнішнього) повітря, $^{\circ}\text{C}$; t_o – температура на поверхні зовнішньої огорожі (стіни, покрівлі), $^{\circ}\text{C}$; α_a – коефіцієнт теплообміну зовнішньої поверхні огорожі (стіни, покрівлі), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$.

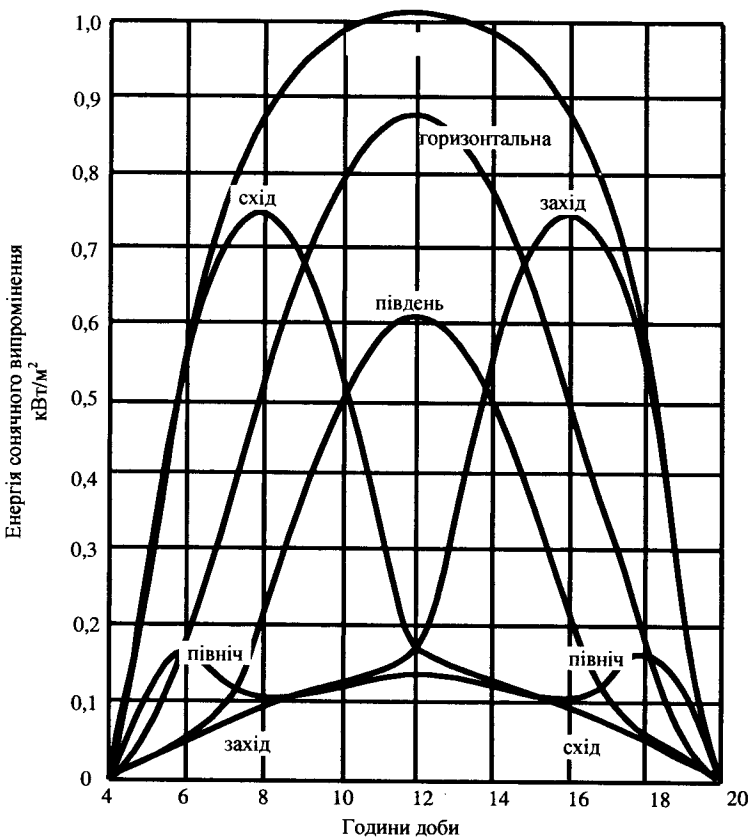


Рис. 5.13. Повний тепловий потік сонячного випромінення, який діє на поверхні огорож різної орієнтації в липні на 50° північної географічної широти при показнику захмарення $T = 4$ (атмосфера великого міста), згідно з DIN 4710 (11.82)

Якщо сонячну температуру повітря t_s записати у вигляді

$$t_s = t_a + \frac{a \cdot I}{\alpha_a}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.32)$$

то формула (5.31) матиме вигляд

$$q_{st} = \alpha_a \cdot (t_s - t_o), \text{ Вт/м}^2. \quad (5.33)$$

При $a = 0,7$, $\alpha_a = 17,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ і потоці загального сонячного випромінення згідно з рис. 5.13 отримуємо сонячні температури повітря для різних годин дня і різної географічної орієнтації, які наведені в табл. 5.15.

Таблиця 5.15

**Температури навколишнього (зовнішнього) повітря
і сонячні температури повітря
для найспекотніших літніх днів за максимальної температури
навколишнього повітря $t_{max} = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$ в Берліні [9]**

Час доби, год	Температура зовнішнього повітря t_a , $^\circ\text{C}$	Сонячні температури повітря t_s , $^\circ\text{C}$				
		Дах горизонтальний	Стіна північна	Стіна південна	Стіна східна	Стіна західна
0	21	21	21	21	21	21
2	16	21	16	16	16	16
4	15	21	15	15	15	15
6	16	23	23	19	38	16
8	21	40	21	24	47	21
10	27	58	27	41	44	27
12	31	67	31	49	31	31
14	32	63	32	46	32	49
16	31	50	31	34	31	57
18	29	36	36	29	29	51
20	26	26	26	26	26	26
22	23	23	23	23	23	23
Середня величина	24	38	25	29	30	30

За змінного впливу сонячного випромінення температура на зовнішній поверхні світлонепроникної огорожі змінюється з певною амплітудою ϑ . Ці зміни передаються крізь товщу огорожі до внутрішньої її поверхні. Однак відбувається це з *фазовим зміщенням* в часі φ (з запізненням), тобто максимум температури настає завжди на певний час φ пізніше, а амплітуда коливань температури зменшиться до величини $f \cdot \vartheta$ (рис. 5.14). Величина фазового зміщення φ і коефіцієнта температурного загасання f залежить від коефіцієнта теплопередачі K огорожі (стіни, покрівлі), а також і від показника теплозасвоєння будівельних матеріалів огорожі $b^* = \sqrt{\lambda \cdot c \cdot \rho}$, $\text{кДж/(м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{год}^{0,5})$. Наближені величини для одношарових стін подаються на рис. 5.15 і рис. 5.16.

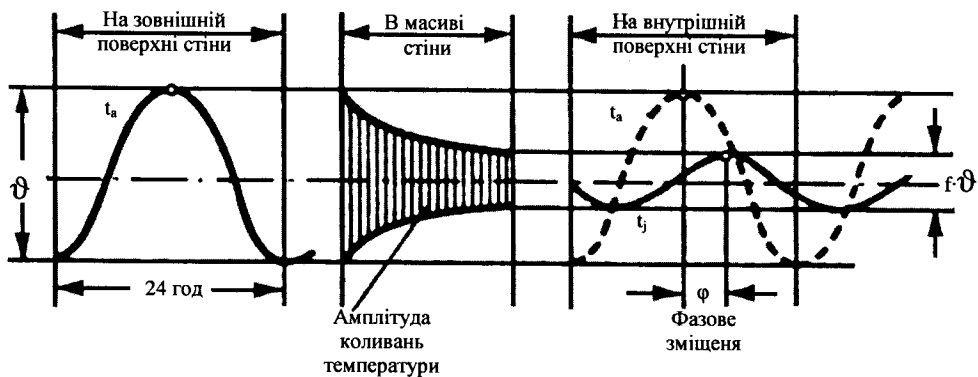


Рис. 5.14. Перебіг змін температури стіни за змінної температури її зовнішньої поверхні (з причини впливу сонячного випромінення) [9]

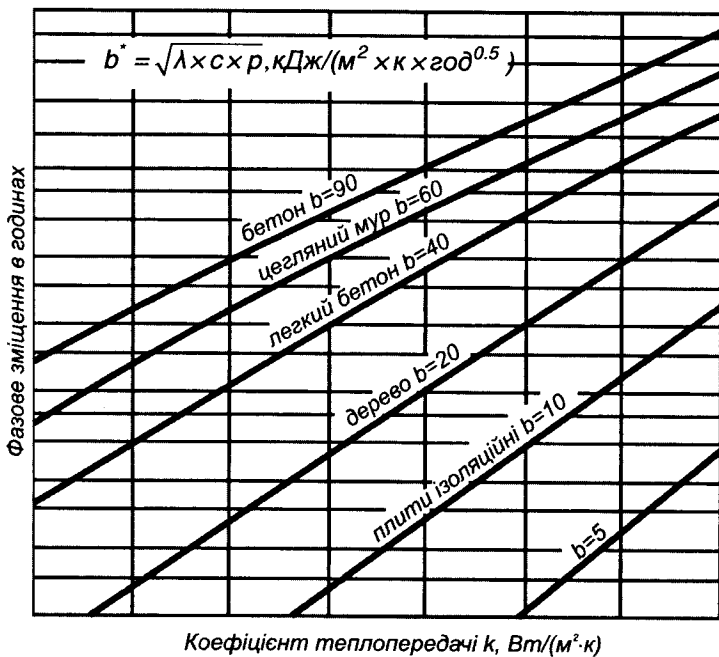


Рис. 5.15. Фазове зміщення максимуму температури поверхні одношарових стін залежно від їх коефіцієнта теплопередачі [9]:
 b^* – показник теплосвоєння будівельних матеріалів огорожі,
 $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{К} \cdot \text{год}^{0.5})$

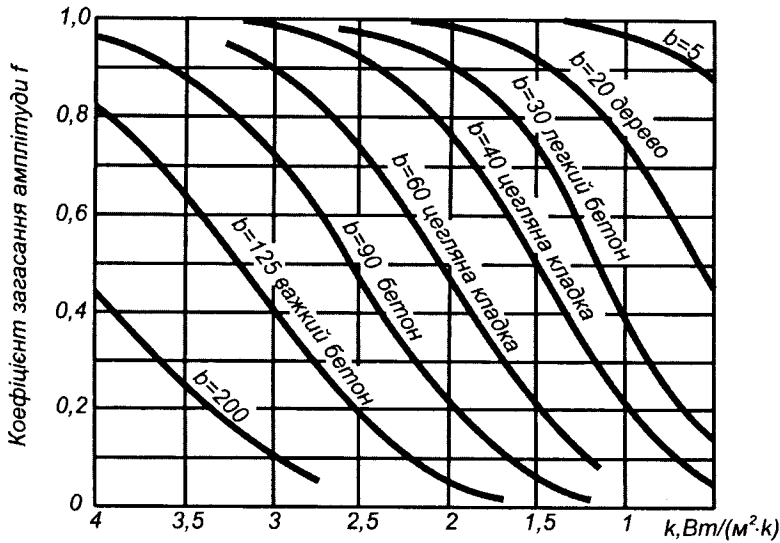


Рис. 5.16. Коефіцієнт загасання амплітуди температури f для одношарових стін за дії на них сонячного випромінювання [9]

У випадку багат шарових стін визначення коефіцієнтів f стає значно труднішим. Воно залежить не тільки від маси стін, але і від товщини конструкційних шарів та їхнього розміщення в стіні. Приклад розрахунку теплонадходжень від сонячного випромінювання через багат шарові світлопрозорі огорожі приміщення розглянутий в літературі [4].

З практичною метою впроваджується поняття “рівноважної різниці температур”.

Миттєвий потік проникнення теплоти в довільному часі можна записати у вигляді залежності

$$q_w = K \cdot (t_{sm} - t_i) + f \cdot K \cdot (t_s - t_{sm}) = K \cdot \Delta t_{екв}, \quad \text{Вт/м}^2, \quad (5.34)$$

де t_s – сонячна температура зовнішнього повітря в $^{\circ}\text{C}$ для часу ранішого, ніж величина фазового зміщення; t_{sm} – середня сонячна температура повітря в $^{\circ}\text{C}$; f – коефіцієнт (показник) загасання амплітуди температури; $\Delta t_{екв}$ – рівноважна еквівалентна різниця температур, $^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta t_{екв} = (t_{sm} - t_i) + f \cdot (t_s - t_{sm}). \quad (5.35)$$

Рівноважна еквівалентна різниця температур $\Delta t_{екв}$ характеризує напругу сонячного випромінювання (радіаційного) потоку в різний час доби, а також температурне фазове зміщення за різних конструкцій огорож (стін, покрівлі).

Крім цього приймається, що:

- максимальна температура назовні будинку 32 °С;
- мінімальна температура назовні будинку (вночі) 18 °С;
- денне коливання температури 14 °С;
- географічна широта північна 50 ° Пн.ш
- середня температура назовні будинку $t_a = 24,5$ °С;
- час аналізу (місяць) липень;
- захмарення атмосфери великого міста;
- коефіцієнти:
 - адсорбції (поглинання) будівельних матеріалів $A^* = 0,7...0,9$;
 - теплообміну на зовнішній поверхні стіни $\alpha_3 = 17,5$ Вт/(м²·К);
 - теплообміну на внутрішній поверхні стіни $\alpha_b = 6...8$ Вт/(м²·К).

Не можна встановити якоїсь простої залежності між рівноважною різницею температур і масою тієї або іншої стіни чи величиною її коефіцієнта теплопередачі K . Для цього треба вирахувати величину $\Delta t_{\text{скв}}$ окремо для кожної конструкції стіни.

Оскільки проникання теплоти через зовнішні стіни є за величиною невеликим, то для практичних розрахунків достатньо скористатись величинами, які вказані в табл. 5.16 – 5.17 і на рис. 5.15 і належать до одиначної поверхні стін та покрівель (дахів).

Обчислення проникання теплоти сонячного випромінення через стіни і дахи із використанням табл. 5.16 – 5.17 стають значно спрощеними.

Для інших випадків, що не розглянуті попередньо, належить враховувати такі *поправки*:

– за інших ніж 26 °С величин температури приміщення (температури внутрішнього повітря) або інших ніж $t_a = 24,5$ °С величин середньої температури зовнішнього повітря належить застосовувати поправлену (*скореговану*) *рівноважну різницю температур*

$$\Delta t_{\text{скв}}^* = \Delta t_{\text{скв}} + (t_a - 24,5) + (26 - t_r) + \alpha_T, \quad (5.36)$$

де t_r – потрібна (розрахункова) температура приміщення (розрахункова температура внутрішнього повітря), °С; α_T – поправка на захмарення ($\alpha_T = +1,5$ °С – для чистої атмосфери; $\alpha_T = -1,5$ °С – для атмосфери промислового міста);

– при стінах і покрівлях дахів світлого кольору рівноважна різниця температур може бути значно меншою (на 20...40 %); при темних кольорах – відповідно, на 20...40 % вищою;

– однакові розрахункові величини стосуються більше і менше утеплених стін та дахів;

– зовнішня ізоляція спричиняє менші теплонадходження, ніж внутрішня.

Рівноважна еквівалентна різниця температур $\Delta t_{\text{екв}}$ в °С для освітлених сонцем і затінених стін [9]

Орієнтація за сторонами світу	Маса стіни, кг/м ²	Година доби														
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Стіна північно-східна	100	-7,3	-5,4	-1,5	1,7	3,4	4,6	5,2	5,6	5,9	6,0	5,9	5,7	5,5	5,1	4
	300	-3,7	-3,1	-2,5	-1,7	-0,9	0	0,9	1,9	2,8	3,6	4,1	4,4	4,3	4,0	3
	500	-0,5	-0,9	-1,1	-1,2	-1,2	-1,1	-1,0	-0,7	-0,5	-0,1	0,3	0,7	1,3	1,9	2
Стіна східна	100	-7,8	-6,0	-0,9	6,0	9,6	11,8	12,4	11,7	10,6	9,5	8,8	8,0	7,3	6,7	6
	300	-2,0	-1,7	-0,9	0,8	2,9	6,0	7,2	7,6	7,7	7,5	7,2	6,8	6,5	6,2	6
	500	1,3	0,7	0,3	0,2	0,4	0,8	1,5	2,2	2,9	3,5	4,0	4,5	4,8	5,0	5
Стіна південно-східна	100	-7,8	-7,9	-6,0	1,1	5,8	9,8	13,3	14,8	15,1	14,6	13,3	11,7	10,0	8,8	7
	300	-2,7	-2,3	-1,7	-0,7	0,9	3,8	7,7	9,4	10,0	10,0	9,7	8,9	8,0	7,5	7
	500	1,4	0,7	0,3	0,1	0,1	0,4	0,8	1,5	2,2	3,2	4,4	5,2	5,7	5,9	6
Стіна південна	100	-7,5	-8,3	-8,5	-8,1	-5,4	1,8	6,7	11,4	14,8	16,7	16,8	16,0	14,4	12,5	10
	300	-2,6	-3,5	-4,0	-4,0	-3,4	-2,0	0	3,0	7,8	10,2	11,1	11,1	10,5	9,2	8
	500	1,4	0,9	0,4	-0,3	-1,0	-1,3	-1,2	-0,8	-0,2	0,7	1,8	3,3	4,5	5,4	5
Стіна південно-західна	100	-7,0	-8,0	-8,4	-8,2	-7,3	-5,1	-1,5	3,5	8,6	16,4	19,7	20,9	20,8	20,0	18
	300	-0,9	-2,1	-2,9	-3,3	-3,2	-2,8	-2,0	-0,5	2,7	7,9	11,5	13,5	14,2	13,9	12
	500	2,7	-1,9	1,3	0,7	0,3	0	-0,2	-0,2	0,1	0,5	1,1	2,0	3,3	4,9	6
Стіна західна	100	-6,1	-7,5	-7,9	-7,8	-7,1	-5,5	-2,6	0,9	4,0	8,2	11,5	14,8	17,4	19,8	21
	300	-0,3	-2,1	-2,8	-3,1	-3,1	-2,8	-2,2	-1,2	0,4	3,0	7,1	9,6	11,7	13,2	14
	500	2,9	2,0	1,4	0,7	0,2	-0,2	-0,5	-0,5	-0,4	0	0,4	1,2	2,3	3,6	5
Стіна північно-західна	100	-6,8	-7,6	-7,9	-7,7	-6,8	-5,0	-2,9	-0,5	1,7	4,4	7,1	10,7	14,0	14,8	13,0
	300	-2,0	-3,0	-3,7	-4,1	-4,3	-4,0	-3,2	-2,0	-0,7	0,9	2,9	6,0	8,3	9,4	9,7
	500	0,7	0,2	-0,3	-0,8	-1,2	-1,5	-1,8	-1,9	-1,8	-1,5	-1,0	-0,3	0,3	1,1	1,9
Стіна північна (затінена)	100	-7,6	-7,8	-7,6	-7,0	-5,9	-4,2	-2,4	0,4	2,5	3,9	4,7	5,1	5,3	5,3	5
	300	-4,0	-4,5	-4,7	-4,7	-4,6	-4,3	-3,5	-2,2	-0,4	1,0	1,9	2,6	3,0	3,2	3
	500	-1,7	-2,2	-2,7	-3,0											

Рівноважна еквівалентна різниця температур $\Delta t_{\text{екв}}$ в $^{\circ}\text{C}$ для дахів, освітлених сонцем і затінених [9]

Тип даху	Маса даху, кг/м ²	Година доби														
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Кров'яний дах, освітлений сонцем	50	-8,8	-3,0	4,4	13,7	23,7	32,0	40,8	42,8	42,7	41,2	37,2	33,3	28,0	21,2	14,
	100	-1,4	-3,0	-3,3	-2,2	2,0	9,2	16,0	23,0	30,0	33,0	33,6	32,7	30,2	26,7	23,0
	200	-1,9	-2,0	-1,6	-0,4	1,8	5,2	11,0	15,8	20,0	23,2	24,7	25,1	24,3	22,3	19,2
	300	3,6	1,9	1,4	1,6	2,5	4,5	7,2	10,8	13,7	16,3	18,0	19,0	19,2	18,9	17,6
	500	8,7	7,7	6,9	6,2	5,7	5,5	5,7	6,5	7,8	9,3	10,6	11,7	12,7	13,3	13,6
Кров'яний дах затінений	50	-11,0	-9,6	-8,1	-5,8	-3,2	0	2,9	4,5	5,4	5,7	5,5	4,9	4,0	2,9	1,7
	100	-6,9	-7,6	-8,0	-8,1	-7,7	-6,4	-4,2	-1,7	0,2	1,7	2,7	3,3	3,4	3,0	2,3
	200	-7,3	-7,6	-7,7	-7,5	-7,1	-6,6	-5,5	-4,0	-2,6	-1,4	-0,4	0,4	0,8	1,0	0,7
	300	-5,3	-5,8	-6,2	-6,5	-6,5	-6,2	-5,7	-4,9	-4,0	-3,1	-2,3	-1,7	-1,2	-0,8	-0,
	500	-3,6	-4,1	-4,5	-4,8	-5,0	-5,2	-5,2	-5,1	-5,0	-4,7	-4,5	-4,1	-3,6	-3,1	-2,5
Дах неутеплений, освітлений сонцем	50	-6,3	-5,8	-4,9	-2,6	1,0	7,0	13,0	17,8	22,0	25,3	27,1	27,3	26,0	23,6	19,8
	100	0,4	-0,5	-0,6	-0,2	0,9	3,4	7,6	12,6	18,0	22,4	26,4	28,8	29,2	28,2	25,
	200	7,3	5,2	4,0	3,4	4,0	5,9	7,8	10,0	11,8	13,5	15,0	16,3	17,5	18,6	19,5
	300	5,8	5,4	5,1	5,2	5,6	6,4	7,4	8,7	10,2	11,9	13,6	15,1	16,2	16,9	17,2
	500	8,6	7,9	7,5	7,3	7,2	7,3	7,5	7,9	8,4	9,1	10,0	11,0	12,3	13,7	14,2
Дах неутеплений затінений	50	-9,1	-9,4	-9,2	-8,7	-7,8	-6,5	-5,1	-3,4	-2,0	-0,7	0,4	1,1	1,6	1,7	1,4
	100	-6,2	-6,9	-7,2	-7,2	-7,0	-6,5	-5,8	-4,6	-3,2	-1,7	-0,5	0,6	1,5	2,1	2,4
	200	-3,6	-4,4	-4,9	-5,4	-5,7	-5,7	-5,3	-4,6	-4,0	-3,4	-2,9	-2,4	-2,1	-1,7	-1,0
	300	-4,8	-5,0	-5,2	-5,3	-5,3	-5,2	-5,0	-4,7	-4,3	-3,8	-3,4	-2,9	-2,5	-2,1	-1,0
	500	-3,7	-4,0	-4,1	-4,3	-4,5	-4,5	-4,5	-4,5	-4,5	-4,4	-4,2	-4,0	-3,7	-3,2	-2,0

Належить пам'ятати, що через стіни північної орієнтації, а також інші затінені стіни і дахи, завдяки розсіяному сонячному випромінненню (випроміннення атмосфери, відбите сонячне проміння від будинків, дерев тощо), в приміщення проникає теплота, яку належить враховувати.

Приклад 5.7. Яку величину має влітку о 13 год доби проникання теплоти сонячного випроміннення через орієнтовану на південь стіну товщиною 240 мм з повнотілої цегли масою 450 кг/м^2 . Температура приміщення (внутрішнього повітря) 26°C . Коефіцієнт теплопередачі через стіну $K \approx 2 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Розв'язування

Рівноважна еквівалентна різниця температур з табл. 5.16: $\Delta t_{\text{екв}} \approx 6,0^\circ\text{C}$.

Проникання теплоти $q = K \cdot \Delta t_{\text{екв}} = 2 \cdot 6,0 = 12,0 \text{ Вт/м}^2$.

Приклад 5.8. Яка величина максимального проникання теплоти сонячного випроміннення через орієнтовану на схід стіну товщиною 15 см з газобетону (100 кг/м^2 , $\lambda = 0,26 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$), а також о якій годині доби вона спостерігається? Температура приміщення 22°C . Коефіцієнт теплопередачі через стіну $K \approx 1,32 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Розв'язування

Максимальна рівноважна еквівалентна різниця температур за даними табл. 5.16 - $\Delta t_{\text{екв}} = 12,4^\circ\text{C}$, а час настання цієї різниці температур - 12.00 год.

Проникання теплоти сонячного випроміннення через стіну

$$q = K \cdot \Delta t_{\text{екв}}^* = 1,32 \cdot (12,4 + 4) = 21,6 \text{ Вт/м}^2,$$

де

$$\Delta t_{\text{екв}}^* = \Delta t_{\text{екв}} + (26 - t_r) = 12,4 + (26 - 22) = 12,4 + 4 = 16,4^\circ\text{C}.$$

Приклад 5.9. Яка величина проникання теплоти сонячного випроміннення влітку о 16.00 год доби через залізобетонний утеплений кров'яний дах? Температура приміщення 24°C , маса даху 300 кг/м^2 . Коефіцієнт теплопередачі через дах $K = 0,93 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$.

Розв'язування

З табл. 5.17 - $\Delta t_{\text{екв}} = 18^\circ\text{C}$.

$$\Delta t_{\text{екв}}^* = \Delta t_{\text{екв}} + (26 - t_r) = 18 + (26 - 24) = 20 \text{ К}.$$

Проникання теплоти через дах

$$q = K \cdot \Delta t_{\text{екв}}^* = 0,93 \cdot 20 = 18,6 \text{ Вт/м}^2.$$

Методику розрахунку теплонадходжень від сонячного випроміннення згідно з рекомендаціями [23] детально розглянуто в літературі [4].

5.2.7. Тепловиділення від страв в приміщеннях підприємств громадського харчування

Теплоту, яка виділяється під час охолодження страв, визначають за формулою

$$Q_{г.с} = 0,278 \cdot \frac{m \cdot c_{ср} \cdot (t_{п} - t_{к}) \cdot n}{\tau}, \text{ Вт}, \quad (5.37)$$

де m – середня маса гарячих страв, які споживаються одним відвідувачем, кг/(год·люд), (приймають 0,85 кг/(год·люд)); $c_{ср}$ – середня теплоємність страв, кДж/(кг·К), (приймають 3,35 кДж/(кг·К)); $t_{п}, t_{к}$ – відповідно початкова та кінцева температури страв, °С, (приймають 70 та 40 °С); n – кількість відвідувачів, люд (дорівнює кількості посадкових місць); τ – час споживання страв одним відвідувачем, год, який приймають: для ресторанів та інших подібних закладів – 1 год; для їдалень з офіціантами – 0,75 год; для їдалень із самообслуговуванням – 0,3 год.

5.2.8. Тепловиділення від зовнішньої поверхні трубопроводів

З достатньою для практики точністю їх визначають за формулами [24]:

а) для неізольованих трубопроводів довжиною l

$$Q = \pi \cdot d_3 \cdot \alpha \cdot (t_1 - t_B) \cdot l \cdot (1 + \beta), \text{ Вт}, \quad (5.38)$$

де d_3 – зовнішній діаметр трубопроводу, м; t_1 – середня температура теплоносія, °С; t_B – температура навколишнього середовища (внутрішнього повітря), °С; l – довжина трубопроводу, м; β – коефіцієнт, який враховує додаткові втрати теплоти арматурою трубопроводу; α – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні трубопроводу до навколишнього повітря, Вт/(м²·К):

– за не відчутного для людини руху навколишнього повітря $\alpha = 9,3 + 0,047(t_{ст} - t_B)$, або $\alpha \approx 9,3 + 0,05(t_1 - t_B)$,

– де $t_{ст}$ – температура стінки трубопроводу, °С;

– за відчутного руху навколишнього повітря $\alpha = 9,3 + 0,05 \cdot t_1 + 7 \sqrt{v_B}$,

де v_B – рухливість повітря біля трубопроводу, м/с;

б) для 1 м ізольованих трубопроводів (наприклад, у разі двошарової ізоляції)

$$Q = \frac{2\pi \cdot (t_1 - t_o)}{\left(\frac{1}{\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\lambda_2} \ln \frac{d_3}{d_2} + \frac{1}{\lambda_3} \ln \frac{d_4}{d_3} \right)}, \text{ Вт/м}, \quad (5.39)$$

де t_1 – температура на внутрішній поверхні трубопроводу (температура теплоносія), °С; t_o – температура зовнішньої поверхні ізоляції, °С; $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу відповідно стінки трубопроводу, першого та другого шарів ізоляції; d_1, d_2 – відповідно внутрішній і зовнішній діаметри трубопроводу, мм; d_3, d_4 –

зовнішні діаметри відповідно першої і другої верств (шарів) ізоляції, якщо рахувати від стінки трубопроводу, мм.

Приклад 5.10. Визначити тепловиділення в приміщення від паропроводу з внутрішнім діаметром $d_1=140$ мм, зовнішнім діаметром $d_2=150$ мм та довжиною 1 м за коефіцієнта теплопровідності матеріалу стінки $\lambda_1=55$ Вт/(м·К). Паропровід вкритий двома верствами теплоізоляції товщиною $\delta_2=20$ мм і $\delta_3=40$ мм з коефіцієнтами теплопровідності, відповідно, $\lambda_2=0,037$ Вт/(м·К) і $\lambda_3=0,14$ Вт/(м·К). Температури внутрішньої поверхні паропроводу $t_1=300$ °С і зовнішньої поверхні ізоляції $t_4=55$ °С.

Розв'язування

Тепловиділення в приміщення від 1 м теплоізолюваного паропроводу визначаємо за рівнянням (5.39)

$$Q = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot (300 - 55)}{\frac{1}{55} \cdot \ln \frac{150}{140} + \frac{1}{0,037} \cdot \ln \frac{190}{150} + \frac{1}{0,14} \cdot \ln \frac{270}{190}} = 174 \text{ Вт/м.}$$

5.2.9. Тепло- і вологовиділення від поверхні нагрітої води

З відкритої поверхні нагрітої води теплота виділяється в приміщення в явному і прихованому вигляді. Явна теплота виділяється в результаті променисто-конвекційного теплообміну. За відомих рухливості повітря над дзеркалом води ν_B і температури поверхні води $t_{пов}$, наближені явні тепловиділення визначають за формулою [1]

$$q_{я.в} \approx (5,71 + 4,06 \nu_B) \cdot (t_{пов} - t_B), \text{ Вт/м}^2, \tag{5.40}$$

де t_B – температура повітря над поверхнею води ($t_B = t_{p,з}$), °С.

Приховану теплоту, яка міститься у випарах води, можна визначити за рівнянням

$$q_{пр.в} = 0,278 \cdot J_{п} \cdot I_{t_{пов}}, \text{ Вт/м}^2 \tag{5.41}$$

де $J_{п}$ – інтенсивність випаровування з водної поверхні, кг/(год·м²); $I_{t_{пов}}$ – ентальпія пари, кДж/кг, яка відповідає температурі водної поверхні;

$$I_{t_{пов}} = 2500 + 1,86 t_{пов}, \text{ кДж/кг.} \tag{5.42}$$

Інтенсивність випаровування можна наближено визначити за формулою

$$M_{вл} \approx (a + 0,13 \cdot \nu_B) \cdot (p_{пов} - p_B), \text{ кг/(год·м}^2) \tag{5.43}$$

де a – коефіцієнт, який залежить від температури водної поверхні $t_{пов}$:

$t_{пов}$, °С до	30	50	70	90
a	0,216	0,248	0,303	0,383

p_B і $p_{пов}$ – пружність водяної пари відповідно у повітрі і за повного насичення повітря водяною парою при температурі поверхні води, кПа.

Якщо нагріта вода не перемішується і перебуває в стані відносного спокою, то температура її поверхні $t_{\text{пов}}$ є нижчою від середньої температури в її товщі t_p . При температурі води до 40 °С ця різниця близько 2 °С; при температурі води 70...75 °С вона максимальна і дорівнює приблизно 12 °С; у міру наближення до температури кипіння (100 °С) ця різниця температур зменшується до 3 °С.

При кипінні інтенсивність випаровування залежить від кількості підведеної до води теплоти і приблизно дорівнює **40...50 кг/(год·м²)**. За наявності вентиляційних зонтів (ковпаків), кришок тощо, коли пара тільки частково витікає в приміщення, до формули (5.43) вводять понижувальний коефіцієнт, величину якого визначають дослідним шляхом.

Іншим буде процес теплообміну, якщо вода тривалий час перебуває в умовах тепловологісної рівноваги з навколишнім повітрям (наприклад, вода на підлозі приміщення). У цьому випадку відбувається адиабатичне випаровування води. Температура води є нижчою від температури навколишнього (внутрішнього) повітря t_B і приблизно дорівнює температурі повітря, заміреній мокрим термометром ($t_p \approx t_{\text{в.м}}$). З причини різниці температур явна теплота передається від приміщення (внутрішнього повітря) до води, а її кількість можна визначити за формулою

$$q = (\alpha_{\text{пр}} + \alpha_{\text{к}}) \cdot (t_B - t_{\text{в.м}}), \text{ Вт/м}^2, \quad (5.44)$$

де $t_{\text{в.м}}$ – температура повітря РЗ за мокрим термометром, °С; t_B – температура повітря РЗ за сухим термометром, °С.

Завдяки рівноважному стану ця теплота витрачається на випаровування води і у вигляді ентальпії утвореної водяної пари знову повертається у внутрішнє повітря.

У результаті передавання воді конвекційної теплоти температура внутрішнього повітря знижується, а загальна його ентальпія залишається практично незмінною завдяки збільшенню вологовмісту і частки ентальпії водяної пари, що випарувалась у повітря. Фактично ентальпія повітря дещо зростає, оскільки ентальпія водяної пари більша від частки явної конвекційної теплоти, що передана воді, на величину променистої складової теплообміну, а також з причини підведення теплоти теплопровідністю через поверхні, які не контактують з повітрям. Для випаровування 1 кг води потрібно $0,278 \cdot (2500 + 1,86 t_B - c_p \cdot t_p)$ Вт явної теплоти внутрішнього повітря.

Кількість випаруваної води, при адиабатичному процесі, може бути визначена за формулою

$$M_{\text{вл}} = (6,0...6,5) \cdot 10^{-3} \cdot (t_B - t_{\text{в.м}}), \text{ кг/(год} \cdot \text{м}^2). \quad (5.45)$$

Загальна кількість явної теплоти, яка передається від внутрішнього повітря до води за цих умов дорівнює

$$Q_p = 0,278 \cdot (2500 + 1,8 \cdot t_B - c_p \cdot t_p) \cdot J_{\text{п}} \cdot F, \text{ Вт}, \quad (5.46)$$

де F – площа поверхні випаровування води, м².

5.2.10. Тепло- і вологовиділення за температури випаровування води [24]

Експериментально встановлено, що швидкість випаровування води з відкритої поверхні пропорційна різниці тисків пари у безпосередній близькості від поверхні води при температурі випаровування і 100 % насиченні p_1 і парціальним тиском водяної пари у повітрі p_2 . За нормального барометричного тиску ця експериментальна залежність має вигляд

$$\frac{D}{z \cdot F} = \beta \cdot (p_1 - p_2),$$

де $D/(z \cdot F)$ – кількість пари, що випарувалась з одиниці водної поверхні за одиницю часу, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$; z – час випаровування, год; F – поверхня дзеркала води (випаровування), м^2 ; β – коефіцієнт випаровування.

Було також встановлено, що швидкість випаровування води у навколишнє повітря є обернено пропорційною до барометричного тиску, тобто

$$\frac{D}{z \cdot F} = \beta \cdot (p_1 - p_2) \cdot \frac{101325}{P_B},$$

де P_B – фактичний барометричний тиск, Па; 101325 – нормальний барометричний тиск, Па.

Числове значення коефіцієнта β залежить від швидкості і напрямку руху повітряного потоку щодо поверхні рідини, форми поверхні випаровування та інших чинників.

Рідина випаровується, якщо температура її поверхні вища (рис. 5.17, а) або нижча (рис. 5.17, б) від температури навколишнього середовища. У першому випадку потік теплоти, потрібний для випаровування, скерований від поверхні рідини в навколишнє середовище, а у другому випадку – від навколишнього середовища до поверхні рідини.

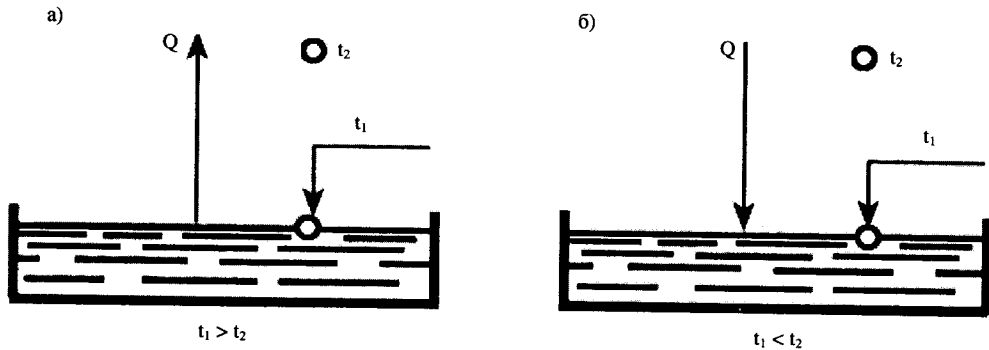


Рис. 5.17. Схеми скерування потоків теплоти залежно від температур поверхні води t_1 і навколишнього середовища: а – тепловий потік, скерований від поверхні води в навколишнє середовище; б – те саме від навколишнього середовища до поверхні води

Рівняння теплообміну поверхні води з навколишнім повітрям має вигляд

$$q = \alpha \cdot (t_1 - t_2), \text{ Вт}/\text{м}^2,$$

де α – коефіцієнт теплообміну, Вт/(м²·К); $\alpha = \alpha_k + \alpha_{пр}$; t_1 – температура поверхні води, °С (для випадку $t_1 > t_2$); t_2 – температура навколишнього середовища (повітря), °С.
Маса води, що випарувалась

$$G = \beta_p \cdot (p_1 - p_2) \cdot 101325 / P_B, \quad \text{або} \quad G = \beta \cdot (C_1 - C_2) \cdot 101325 / P_B,$$

де C_1 – концентрація пари при 100 % її насиченні за температури поверхні води, кг/м³; C_2 – концентрація пари в навколишньому повітрі, кг/м³; β_p, β – коефіцієнти масообміну, що віднесені відповідно до різниці парціальних тисків і до різниці концентрацій.

Точність визначення кількісних характеристик тепло- і масообміну в кожному конкретному випадку залежить від правильності обрахунку значень коефіцієнтів α і β . Для цього записують процес тепло- і масообміну у вигляді залежності

$$Nu = f(Ar, Re, Pr^*, Lo),$$

де Nu, Ar, Re, Pr^*, Lo – критерії, відповідно, Нуссельта, Архімеда, Рейнольдса, Прандтля, Ломоносова.

Критерій Архімеда застосовують для аналізу руху повітряного потоку, спричиненого різницею густин за умов природної конвекції:

$$Ar = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \frac{(\rho_1 - \rho_2)}{\rho_1},$$

де g – прискорення сили тяжіння, м/с²; l – визначальний розмір поверхні тепло- і масообміну, м; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря, м²/с; ρ_1 і ρ_2 – густини повітря відповідно в приграничному (межовому) шарі і на довільній відстані від нього, кг/м³.

Якщо теплообмін не супроводжується масообміном, то за умов природної конвекції можна замість критерія Ar застосувати критерій Грасгофа (Gr), у якому густини повітря замінюються температурами:

$$Gr = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot (t_1 - t_2) \cdot \beta,$$

де t_1, t_2 – температури поверхні рідини (води) і навколишнього повітря, °С; $\beta = 1 / 273$.

Критерій Рейнольдса (Re) характеризує гідродинамічну подібність процесу:

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu},$$

де v – середня швидкість повітряного потоку над поверхнею води, м/с.

Критерій Прандтля (Pr) характеризує процеси теплообміну (процес тепловіддавання):

$$Pr = \frac{\nu}{a},$$

де a – коефіцієнт температуропровідності, м²/с.

Критерій Прандтля дифузійний (Pr^*) характеризує процеси масоперенесення (в т.ч. і в процесах випаровування):

$$Pr^* = \frac{\nu}{D} ,$$

де D – коефіцієнт дифузії, m^2/s .

Критерій Ломоносова (Lo) характеризує співвідношення природної і вимушеної конвекції:

$$Lo = \frac{Ar}{Re^2} = \frac{q \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \frac{(\rho_1 - \rho_2)}{\rho_1} \cdot \frac{\nu^2}{(\nu \cdot l)^2} = \frac{q \cdot l}{\nu^2} \cdot \frac{(\rho_1 - \rho_2)}{\rho_1} .$$

А.В. Нестеренко і Л.В. Петровим [26] запропонували залежності для процесів тепло- і масообміну за неізотермічних умов випаровування води:

$$\text{при } Re < 2 \cdot 10^4 \text{ і } Ar > 6 \cdot 10^7, \quad Nu = 0,113 \cdot [1 + 0,5 \cdot (Lo)^{-0,5}] \cdot (Ar \cdot Pr)^{1/3}; \quad (5.47)$$

$$Nu^* = 0,1386 \cdot [1 + 0,5 \cdot (Lo)^{-0,5}] \cdot (Ar \cdot Pr^*)^{1/3}; \quad (5.48)$$

$$\text{при } Re > 2 \cdot 10^4 \text{ і } Lo \leq Pr^{1/3}, \quad Nu = 0,0337 \cdot [1 + 0,18 \cdot (1 + Lo^{0,5}) \cdot Lo^{0,25}] \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3}; \quad (5.49)$$

$$Nu^* = 0,0398 \cdot [1 + 0,18 \cdot (1 + Lo^{0,5}) \cdot Lo^{0,25}] \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{*1/3}. \quad (5.50)$$

У формулах (5.47) – (5.50) відповідно Nu і Nu^* – критерії Нуссельта термічний і дифузійний.

Критерій Нуссельта (термічний) визначає подібність температурних полів

$$Nu = \frac{\alpha_k \cdot l}{\lambda} . \quad (5.51)$$

Критерій Нуссельта (дифузійний) визначає подібність полів парціальних тисків

$$Nu^* = \frac{\beta \cdot l}{D} . \quad (5.52)$$

У формулах (5.51) і (5.52) α_k – коефіцієнт конвекційного теплообміну, $Вт/(m^2 \cdot K)$; λ – коефіцієнт теплопровідності, $Вт/(m \cdot K)$; β – коефіцієнт масообміну, $м/год$ або $м/с$; D – коефіцієнт дифузії, $m^2/год$ або $m^2/с$; $l = \sqrt{F}$ – визначальний розмір джерела тепло- і масообміну, $м$; F – площа поверхні тепло- і масообміну, m^2 .

Кількість теплоти Q і масу випаруваної води $M_{вл}$ можна визначити, скориставшись критеріями Нуссельта:

$$Q = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \cdot [(t_1 - t_2) \cdot F]; \quad Вт \quad (5.53)$$

$$M_{вл} = \frac{Nu^* \cdot D^*}{l} \cdot [(p_1 - p_2) \cdot F], \quad кг/год, \quad (5.54)$$

де t_1, t_2 – температури відповідно поверхні рідини і навколишнього середовища, °С;
 p_1, p_2 – парціальні тиски пари на поверхні рідини і в навколишньому середовищі, Па;
 D^* – коефіцієнт дифузії, віднесений до градієнта парціальних тисків.

Формулу (5.54) можна також записати у вигляді

$$M_{\text{вл}} = \frac{Nu^* \cdot D}{l} \cdot [(C_1 - C_2) \cdot F], \quad (5.55)$$

де C_1, C_2 – концентрації пари на поверхні рідини і в навколишньому середовищі, кг/м³.

Коефіцієнт конвективного теплообміну, із врахуванням геометричного чинника \bar{H} , визначається за формулою

$$\alpha_k = \frac{\lambda}{l} \cdot Nu \cdot (\bar{H})^{0,25},$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності повітряно-парової суміші, який залежить від середньої температури води і навколишнього повітря; l – розмір посудини з водою у напрямку руху повітряного потоку; Nu – термічний критерій Нуссельта; \bar{H} – геометричний чинник, який враховує вплив відстані від поверхні рідини до країв водної місткості на інтенсивність випаровування.

Термічний критерій Нуссельта визначають за формулами (5.47) і (5.49).

Геометричний чинник \bar{H} визначають за рівністю

$$\bar{H} = 1 + \Delta h / l,$$

де Δh – відстань по вертикалі від поверхні рідини до країв місткості.

Кількість теплоти, що виділяється від поверхні води випромінюванням, можна визначити за формулою

$$Q_{\text{пр}} = c_{\text{пр}} \cdot F \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \psi,$$

де $c_{\text{пр}}$ – приведений коефіцієнт випромінювання, Вт/(м²·К⁴); F – площа поверхні води, м²;
 T_1, T_2 – температури відповідно поверхні води і навколишнього повітря, К; ψ – кутовий коефіцієнт взаємопромінення поверхні води з навколишніми поверхнями теплообміну.

Приклад 5.11. Визначити кількість явної теплоти, яка виділяється в приміщення з відкритої водної поверхні ванни.

Розміри ванни $b \times l = 1,2 \times 1$ м, температура води в її товщі $t_{\text{води}} = 35$ °С, рівень води знаходиться на відстані $\Delta h = 0,08$ м від верхніх країв ванни. Параметри навколишнього середовища: $t_{\text{в}} = 18$ °С; $\phi_{\text{в}} = 50$ %, точка роси $t_{\text{р}} = 7,5$ °С. Повітряний потік скерований вздовж сторони ванни $l = 1$ м, а середня швидкість цього потоку над поверхнею ванни $v = 1$ м/с.

Розв'язування

Визначаємо коефіцієнт конвективного теплообміну між поверхнею води і повітряним потоком

$$\alpha_k = \frac{\lambda}{l} \cdot Nu \cdot (\overline{H})^{0,25},$$

де $\lambda = 2,63 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м·К)}$ – теплопровідність повітря; $l = 1 \text{ м}$.

Обраховуємо значення критеріїв Рейнольдса, Архімеда і Ломоносова:

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} = \frac{1,1 \cdot 1}{15,89 \cdot 10^{-6}} = 6,3 \cdot 10^4;$$

$$Ar = \frac{g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_o - \rho_{пов}}{\rho_o} = \frac{9,81 \cdot 1^3}{(15,89 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{1,17 - 1,11}{1,17} = 2,1 \cdot 10^9,$$

де ρ_o – густина навколишнього повітря, кг/м^3 ; $\rho_{пов}$ – густина повітря безпосередньо над поверхнею води, яка приймається для його температури, що на 2°C нижча від температури в товці води, тобто:

$$t_{пов} = t_{рід} - 2 = 35 - 2 = 33^\circ\text{C}.$$

Тоді значення критерія Ломоносова дорівнюватиме

$$Lo = \frac{Ar}{Re^2} = \frac{2,1 \cdot 10^9}{(6,3 \cdot 10^4)^2} = 0,53.$$

Критерій Прандтля $Pr = \frac{\nu}{a}$; при температурі $t_{сеп} = \frac{t_{пов} + t_{в}}{2} = \frac{33 + 18}{2} = 25,5^\circ\text{C}$,

$Pr = 0,702$.

Оскільки $Re = 6,3 \cdot 10^4 > 2 \cdot 10^4$ і $Lo = 0,53 < Pr^{1/3} = 0,702^{1/3} = 0,89$, то процес теплообміну відбувається за переважального впливу вимушеної конвекції. Тому для визначення критерію Nu скористаємось формулою (5.49):

$$\begin{aligned} Nu &= 0,0337 \cdot [1 + 0,18 \cdot (1 + Lo^{0,5}) \cdot Lo^{0,25}] \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} = \\ &= 0,0337 \cdot [1 + 0,18 \cdot (1 + 0,53^{0,5}) \cdot 0,53^{0,25}] \cdot (6,3 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,702^{1/3} = 262. \end{aligned}$$

Коефіцієнт конвекційного теплообміну

$$\alpha_k = \frac{\lambda}{l} \cdot Nu \cdot (\overline{H})^{0,25},$$

де $\lambda = 2,63 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м·К)}$, $l = 1 \text{ м}$, $Nu = 262$; $\overline{H} = 1 + \Delta h / l = 1 + 0,08 / 1 = 1,08$.

Тоді

$$\alpha_k = \frac{2,63 \cdot 10^{-2}}{1} \cdot 262 \cdot (1,08)^{0,25} = 7 \text{ Вт/(м}^2\text{·К)},$$

а конвекційні тепловиділення від поверхні води

$$Q_k = \alpha_k \cdot F \cdot (t_1 - t_2) = 7 \cdot 1,2 \cdot (33 - 18) = 127 \text{ Вт.}$$

Кількість променистої теплоти, яка виділяється від поверхні води

$$Q_{\text{пр}} = c_{\text{пр}} \cdot F \cdot \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \cdot \psi = 5,6 \cdot 1,2 \cdot \left[\left(\frac{273+33}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+18}{100} \right)^4 \right] \cdot 0,9 = 87 \text{ Вт,}$$

де ψ дорівнює 0,9 ; 5,6 – приведений коефіцієнт взаємопромінювання поверхні води і поверхонь огорож верхньої зони приміщення.

Визначаємо явні тепловиділення від поверхні води в приміщення

$$Q_{\text{я}} = Q_k + Q_{\text{пр}} = 127 + 87 = 214 \text{ Вт.}$$

Приклад 5.12. Визначити кількість води, яка випаровується в приміщення з відкритої водної поверхні ванни.

Розміри ванни $b \times l = 1,2 \times 1 \text{ м}$, температура води в її товщі $t_{\text{рід}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, рівень води на відстані $\Delta h = 0,08 \text{ м}$ від верхніх країв ванни. Параметри навколишнього середовища: $t_{\text{в}} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$; $\varphi_{\text{в}} = 50 \%$; точка роси $t_{\text{р}} = 7,5 \text{ }^\circ\text{C}$. Повітряний потік скерований вздовж сторони ванни $l = 1 \text{ м}$, а швидкість цього потоку над поверхнею ванни $v = 1 \text{ м/с}$. Барометричний тиск атмосферного повітря $P_{\text{Б}} = 745 \text{ мм.рт.ст} = 99308 \text{ Па}$. Парціальний тиск водяної пари в навколишньому повітрі $p_{\text{п1}} = 7,74 \text{ мм.рт.ст} = 1031,7 \text{ Па}$ (при $t = 7,5 \text{ }^\circ\text{C}$).

Розв'язування

Попередньо знайдемо: середню температуру поверхні випаровування води і навколишнього повітря $t_{\text{сеп}}$ (тобто середню температуру повітряно-парової суміші); коефіцієнт кінематичної в'язкості повітряно-парової суміші ν , який залежить від $t_{\text{сеп}}$ і $P_{\text{Б}}$; коефіцієнт дифузії D ; густини навколишнього повітря $\rho_{\text{в}}$ і повітряно-парової суміші в приграничному шарі $\rho_{\text{п}}$, критерії Pr^* , Re , Ar , Lo .

Орієнтовно приймаємо температуру поверхні рідини на $2 \text{ }^\circ\text{C}$ нижчою від температури її товщі, тобто $t_{\text{пов}} = t_{\text{рід}} - 2 = 35 - 2 = 33 \text{ }^\circ\text{C}$. Цій температурі відповідає тиск насиченої водяної пари $p_{\text{п2}} = 37,73 \text{ мм.рт.ст} = 5029,4 \text{ Па}$.

Визначаємо $t_{\text{сеп}}$ із врахуванням того, що температура поверхні води на $2 \text{ }^\circ\text{C}$ нижча від температури в її товщі $t_{\text{сеп}} = [(35 - 2) + 18] / 2 = 25,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Температурі $25,5 \text{ }^\circ\text{C}$ відповідають: коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_0 = 15,57 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ і $Pr = 0,702$; $\lambda = 2,638 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ = $2,268 \cdot 10^{-2} \text{ ккал/(м}\cdot\text{год}\cdot\text{}^\circ\text{C)}$; $Pr^{1/3} = 0,702^{1/3} = 0,889$ (Pr – одна із величин для визначення виду формули, за якою розраховується критерій Nu).

З врахуванням поправки на барометричний тиск коефіцієнт

$$\nu = \nu_0 \cdot \frac{101325}{P_{\text{Б}}} = 15,57 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{101325}{99308} = 15,89 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Значення коефіцієнта дифузії визначаємо за формулою

$$D = 0,0754 \cdot \left(\frac{T_{\text{срр}}}{273} \right)^{1,89} \cdot \frac{101325}{P_{\text{Б}}},$$

де $T_{\text{срр}}$ – температура повітряно-парової суміші, К;

$$D = 0,0754 \cdot \left(\frac{273 + 25,5}{273} \right)^{1,89} \cdot \frac{101325}{99308} = 0,091 \text{ м}^2/\text{год}.$$

Густина вологого повітря в приграничному шарі розраховуємо за формулою

$$\rho_t = \rho_{0^{\circ}} \cdot \frac{273}{T} \cdot \left(\frac{P_{\text{Б}}}{101325} - 0,378 \cdot \frac{P_{\text{п}}}{101325} \right);$$

$$\rho_{18^{\circ}} = 1,293 \cdot \frac{273}{273 + 18} \cdot \left(\frac{99308}{101325} - 0,378 \cdot \frac{1031,7}{101325} \right) = 1,18 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_{33^{\circ}} = 1,293 \cdot \frac{273}{273 + 33} \cdot \left(\frac{99308}{101325} - 0,378 \cdot \frac{5029}{101325} \right) = 1,11 \text{ кг/м}^3.$$

Знаходимо значення критеріїв:

$$Pr^* = \frac{\nu}{D} = \frac{15,89 \cdot 10^{-6} \cdot 3600}{0,091} = 0,629; \quad (Pr^*)^{1/3} = 0,629^{1/3} = 0,857;$$

$$Re = \frac{v \cdot l}{\nu} = \frac{1 \cdot 1}{15,89 \cdot 10^{-6}} = 6,3 \cdot 10^4;$$

$$Ar = \frac{q \cdot l^3}{\nu^2} \cdot \frac{\rho_{t1} - \rho_{t2}}{\rho_{t1}} = \frac{9,81 \cdot 1^3}{(15,89 \cdot 10^{-6})^2} \cdot \frac{1,18 - 1,11}{1,18} = 2,3 \cdot 10^9;$$

$$Lo = \frac{Ar}{Re^2} = \frac{2,3 \cdot 10^9}{(6,3 \cdot 10^4)^2} = 0,58.$$

Оскільки $Re = 6,3 \cdot 10^4 > 2 \cdot 10^4$ і $Lo = 0,53 < (Pr^*)^{1/3} = 0,857$, (див. умови використання формул для визначення Nu), то, визначаючи критерій Nu^* , скористаємось формулою:

$$Nu^* = 0,0398 \cdot [1 + 0,18 \cdot (1 + 0,58^{0,5}) \cdot 0,58^{0,25}] \cdot (6,3 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,629^{1/3} = 301.$$

Визначаємо величину геометричного чинника \bar{H} , який впливає на швидкість випаровування:

$$\bar{H} = 1 + \Delta h / l = 1 + 0,08 / 1 = 1,08.$$

Тоді

$$Nu_{\bar{H}}^* = Nu^* \cdot (\bar{H})^{0,25} = 301 \cdot 1,08^{0,25} = 306,8.$$

Визначаємо концентрації водяної пари в приграничному шарі $C_{п}$ і в навколишньому повітрі $C_{в}$:

$$C_{п} = \frac{P_{п2}}{461,6 \cdot (273 + t_{пов})} = \frac{5029,4}{461,6 \cdot (273 + 33)} = 0,0356 \text{ кг/м}^3;$$

$$C_{в} = \frac{P_{п1}}{461,6 \cdot (273 + t_{в})} = \frac{1031,7}{461,6 \cdot (273 + 18)} = 0,00768 \text{ кг/м}^3.$$

Зробимо перевірку попередньо прийнятої температури поверхні випаровування ($t_{пов}=33^\circ\text{C}$) за формулою Л. Петрова [24]:

$$t_{пов} = t_{рід} - A \cdot Nu_{H}^* \cdot \frac{\left(\sqrt{1 + \frac{544 \cdot l \cdot B}{A^2 \cdot Nu_{H}^*}} - 1 \right)}{272 \cdot l}, \quad (5.56)$$

де A і B – характеристичні величини [24];

$$A = b^* \cdot \lambda + r \cdot t \cdot D, \text{ ккал/(м} \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C)}$$

$$B = b^* \cdot \lambda \cdot (t_{рід} - t_{в}) + r \cdot t \cdot D \cdot (t_{рід} - t_{пов}), \text{ ккал/(м} \cdot \text{год)};$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності повітря, ккал/(м·год·°C); r – повна (прихована) теплота пароутворення, ккал/кг; t – коефіцієнт пропорційності, кг/(м³·°C); D – коефіцієнт дифузії, м²/год; $t_{рід}$ – температура в товщі води, °C; $t_{пов}$ – температура поверхні води, °C; l – визначальний розмір; b^* – коефіцієнт гідродинамічних умов.

Величина b^* залежить від гідродинамічних умов протікання процесу і має такі значення:

$$\text{при } Re < 2 \cdot 10^4 \text{ і } Ar \cdot Pr = 2 \cdot 10^6 - b^* = 0,858;$$

$$\text{при } Re > 2 \cdot 10^4 \text{ і } Lo \leq Pr^{1/3} - b^* = 0,89.$$

Визначаємо коефіцієнт пропорційності t за співвідношенням

$$t = \frac{C_{п} - C_{в}}{t_{пов} - t_{р}} = \frac{0,0356 - 0,00768}{33 - 7,5} = 0,00109 \text{ кг/(м}^3 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Повна (прихована) теплота пароутворення при $t_{пов} = 33^\circ\text{C}$

$$r = 2500 - 2,38 \cdot t_{пов} = 2500 - 2,38 \cdot 33 = 2421 \text{ кДж/кг} = 672,6 \text{ Вт/кг}.$$

Розраховуємо значення характеристичних величин A і B :

$$A = 0,89 \cdot 2,268 \cdot 10^{-2} + 578,5 \cdot 0,00109 \cdot 0,091 = 7,76 \cdot 10^{-2} \text{ ккал/(м} \cdot \text{год} \cdot ^\circ\text{C)};$$

$$B = 0,89 \cdot 2,268 \cdot 10^{-2} \cdot (35 - 18) + 578,5 \cdot 0,00109 \cdot 0,091 \cdot (35 - 7,5) = 1,923 \text{ ккал/(год} \cdot \text{м)};$$

$$A = 0,89 \cdot 2,638 \cdot 10^{-2} + 672,6 \cdot 0,00109 \cdot 0,091 = 9,02 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$B = 0,89 \cdot 2,638 \cdot 10^{-2} \cdot (35 - 18) + 672,6 \cdot 0,00109 \cdot 0,091 \cdot (35 - 7,5) = 2,235 \text{ Вт/м}.$$

Підставивши значення A і B до формули (5.56), отримуємо

$$t_{\text{пов}} = 35 - (7,76 \cdot 10^{-2}) \cdot 306,8 \cdot \left(\frac{\sqrt{1 + \frac{544 \cdot 1 \cdot 1,923}{(7,76 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 306,8}} - 1}{272 \cdot 1} \right) = 35 - 1,997 = 33^\circ \text{C};$$

$$t_{\text{пов}} = 35 - (9,02 \cdot 10^{-2}) \cdot 306,8 \cdot \left(\frac{\sqrt{1 + \frac{544 \cdot 1 \cdot 2,235}{(9,02 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 306,8}} - 1}{272 \cdot 1} \right) = 35 - 2,14 = 32,9^\circ \text{C}.$$

Отримана величина підтверджує правильність розрахунків за $t_{\text{пов}} = 33^\circ \text{C}$, яку прийнято попередньо.

Визначаємо коефіцієнт масообміну

$$\beta = \frac{D}{l} \cdot Nu_{\text{H}}^* \cdot S_p,$$

де S_p – параметр Стефана, який можна визначити за формулою

$$S_p = \frac{P_{\text{Б}}}{P_{\text{п2}} - P_{\text{п1}}} \cdot \ln \frac{P_{\text{Б}} - P_{\text{п1}}}{P_{\text{Б}} - P_{\text{п2}}}.$$

Розраховуємо значення S_p :

$$S_p = \frac{99308}{5029,4 - 1031,7} \cdot \ln \frac{99308 - 1031,7}{99308 - 5029,4} = 1,032.$$

Тоді значення коефіцієнта масообміну дорівнюватиме

$$\beta = 0,091 \cdot 306,8 \cdot 1,032 / 1 = 28,81 \text{ м/год.}$$

Визначаємо масообмін, тобто кількість води, яка випаровується з ванни

$$M = \beta \cdot F \cdot (C_{\text{п}} - C_{\text{в}}) = 28,81 \cdot 1,2 \cdot (0,0356 - 0,00768) = 0,965 \text{ кг/год.}$$

Знайдемо кількість повної (прихованої) теплоти $Q_{\text{пр}}$, яка надходить в повітря приміщення з водяною парою

$$Q_{\text{пр}} = M \cdot r = 0,965 \cdot 672,6 = 649,2 \text{ Вт}$$

5.3. ТЕПЛОТРАТИ ПРИМІЩЕНЬ

Приміщення втрачає теплоту:

- через огорожі з причини різниці температур внутрішнього і зовнішнього повітря;
- на нагрівання зовнішнього повітря, яке інфільтрує через нещільності зовнішніх огорож, насамперед вікон і дверей (воріт);

- на нагрівання зовнішнього повітря, яке перетікає в приміщення через відкриті двері, ворота та інші отвори зовнішніх огорож;
- на нагрівання матеріалів, сировини, виробів тощо, які завозяться в приміщення ззовні;
- на нагрівання транспортних засобів (автомобілі, авто- і електрокари, залізничні вагони, локомотиви тощо), які в'їжджають у приміщення ззовні;
- на випаровування вологи із відкритих водних поверхонь в приміщенні при $t_{\text{пов}} < t_{\text{в}}$;
- на технологічні процеси (наприклад, при хімічних реакціях, які вбирають теплоту із навколишнього повітря);
- у результаті охолодження внутрішнього повітря при його контакті із холодними поверхнями технологічного устаткування і трубопроводів.

Основні (трансмісійні) тепловтрати через окремі зовнішні огорожі приміщення, яке обігривається безперервно, зазвичай розраховують при визначенні теплопродуктивності його системи обігрівання, тобто для певних розрахункових температур внутрішнього і зовнішнього повітря, користуючись формулою

$$Q_0 = K \cdot F \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{зБ}}) \cdot n, \text{ Вт}, \quad (5.57)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі огорожі, Вт/(м²·К); $K = 1/R_{\phi}$, де R_{ϕ} – фактичний опір теплопередачі огорожі, м²·К/Вт; $t_{\text{в}}$ – розрахункова температура внутрішнього повітря, яка приймається по ГОСТ [35] і нормах проектування відповідних будинків і споруд, °С, [11]. Для приміщень з джерелами тепловиділень і висотою > 4 м, за схеми випирального перетікання повітря через них знизу догори, треба враховувати розподілення температур внутрішнього повітря за висотою: для периметральних огорож приміщення висотою до 4 м рекомендується приймати $t_{\text{в}} = t_{\text{р,3}}$; для периметральних огорож приміщення висотою від 4 м і до покрівлі (карниза) $t_{\text{в}} = 0,5 \cdot (t_{\text{р,3}} + t_{\text{в,3}})$; для покрівлі і ліхтарів $t_{\text{в}} = t_{\text{в,3}}$ ($t_{\text{в,3}}$ – температура пристельової зони приміщення); $t_{\text{зБ}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря в ХПР (параметри категорії “Б”); n – коефіцієнт, який враховує положення зовнішньої поверхні огорожі щодо зовнішнього повітря (якщо зовнішня поверхня огорожі безпосередньо контактує із зовнішнім повітрям $n = 1$, а в інших випадках $n < 1$ [36]).

Додаткові тепловтрати на розрахункову швидкість вітру враховуються коефіцієнтом β , який враховує збільшення тепловтрат через окремі зовнішні захищення при обдуванні їх вітром у січні зі швидкістю понад 4,5 м/с і повторюваністю за румбами 15% і більше: при швидкості вітру до 5 м/с – $\beta = 1,05$; при швидкості вітру ≥ 5 м/с – $\beta = 1,1$. Коефіцієнт β враховують для зовнішніх вертикальних і похилих (вертикальна проєкція) огорож.

Розрахунок тепловтрат окремих приміщень подають у табличному вигляді (див. табл. 5.17).

Розрахунок тепловтрат приміщень, що обігріваються безперервно

№ приміщення	Назва приміщення і його $t_{в}$	Огорожа приміщення				К, Вт/(м ² ·К)	$(t_{в}-t_{зв})/п$	Q _о , Вт	Розрахункові тепловтрати Q _{тв} = Q _о ·β, Вт
		Назва	Орієнтація за сторонами горизонту	Розміри а х b, м	F, м ²				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Тепловтрати приміщення із переривчастим обігріванням треба визначати із врахуванням теплоакумульовальної здатності його огорож [33,34].

Додаткові втрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря

Інфільтраційний повітрообмін приміщення потрібно враховувати так [27]:

– за наявності зовнішніх огорож і світлових прорізів приміщення в одному фасаді будинку – по цьому фасаді незалежно від панівного напрямку вітру із врахуванням тиску в зоні розміщення розвіювачів викидного повітря систем витікальної вентиляції (тобто тиску в наддаховому просторі із можливим врахуванням опору цих систем при русі через них балансової кількості витікального повітря);

– те саме в двох протилежних фасадах – максимальну величину із врахуванням тисків вітру на навітряному і завітряному фасадах і в зоні розміщення розвіювачів систем витікальної вентиляції;

– те саме в трьох і чотирьох фасадах і для кутового приміщення – по фасаді з найбільшою інфільтрацією або за максимальною сумою інфільтрації в огорожах двох суміжних фасадів (з коефіцієнтом 0,65) із врахуванням тисків вітру на фасадах і в зоні розвіювачів систем витікальної вентиляції.

Інфільтрація через зовнішні стіни приміщення дуже незначна, а тому достатньо враховувати тільки додаткові витрати теплоти на нагрівання повітря, що інфільтрує через вікна (двері та інші нещільності, прорізи), за формулою:

$$Q_{\text{інф}} = 0,278 c_p \cdot A_o \cdot F_o \cdot G_o \cdot (t_{в} - t_{зв}), \quad (5.58)$$

де c_p – питома теплоємність повітря, кДж/(кг·К); A_o – коефіцієнт, який враховує нагрівання інфільтраційного повітря зустрічним тепловим потоком: для вікон з окремими рамами $A_o = 0,8$; зі спареними рамами $A_o = 1$; F_o – розрахункова площа світлового (дверного) прорізу, або сумарна його нещільність, м²; G_o – маса повітря, що

перетікає ззовні в приміщення через нещільності вікон (дверей), кг/(год·м²), яка залежить від перепаду зовнішнього і внутрішнього тисків Δp :

$$\Delta p = \Delta p_{гр} + \Delta p_s + \Delta p_m, \text{ Па}, \quad (5.59)$$

де $\Delta p_{гр}$ – перепад гравітаційних напорів за нульової площини приблизно на рівні карниза будинку, центра отворів ліхтаря або верхівки вентиляційних розвіювачів, Па; Δp_s – перепад тисків, спричинений дією вітру, Па (його величина залежить від зон вітрових тисків, з якими поєднане приміщення); Δp_m – різниця тисків, Па, що виникає внаслідок різниці витрат притікального і витікального повітря механічних СВ.

Отже $\Delta p_{гр}$ буде найбільшим на рівні найнижчого поверху і зменшується з висотою будинку. Величина Δp_s залежить від розрахункової швидкості вітру для цієї місцевості в ХПР, м/с і спричинених ним тисків на зовнішні поверхні будівлі, які в літературних джерелах оцінюють аеродинамічними коефіцієнтами (приймаються згідно з рекомендаціями БНіП 2.01.07-85) із врахуванням зміни швидкісного тиску вітру з висотою від поверхні землі та врахуванням характеру місцевості (згідно з табл. 5.18).

Таблиця 5.18

Поправковий коефіцієнт k на зміну швидкісного тиску вітру

Тип місцевості	Висота над поверхнею землі, м						
	10	20	30	40	50	60	70
А	0,6	0,55	0,51	0,48	0,47	0,46	0,45
Б	0,88	0,75	0,68	0,65	0,62	0,60	0,58
В	1,75	1,4	1,2	1,1	1,02	0,97	0,92

Зауваги. 1. А – відкриті місцевості (стеги, лісостеги, пустині, відкриті узбережжя морів, озер, водосховищ); Б – території малих і середніх міст, великих і дуже великих міст, які забудовані будинками висотою до 20 м або якщо будинки оточені лісовими масивами; В – території великих і дуже великих міст, які забудовані будинками висотою > 20 м. 2. Для будинків висотою до 40 м в місцевості типу В, які розраховуються тільки на статичну складову вітрової навантаги, табличне значення k треба множити на додаткові коефіцієнти: 1,7 – при висоті будинків до 20 м; 1,6 – при висоті будинків > 20 м.

При врахуванні витрат теплоти на підігрівання інфільтраційного повітря додаткові втрати теплоти “на вітер” для приміщень будь-якого призначення не враховують.

У житлових і офісних приміщеннях з ущільненими вікнами (балконними дверима) замість $Q_{інф}$ враховують витрати теплоти на нагрівання рекомендованої

норми зовнішнього повітря (з розрахунку однократного повітрообміну) $Q_{\text{вент}}$, яку обраховують за формулою:

$$Q_{\text{вент}} = 0,278 \cdot \dot{K} \cdot V \cdot \rho_3 \cdot c_p \cdot (t_{\text{в}} - t_{3\text{Б}}), \quad (5.60)$$

де \dot{K} – нормативна кратність повітрообміну ($\dot{K} = 1 \text{ год}^{-1}$); V – внутрішній об'єм приміщення, м^3 ; ρ_3 – густина зовнішнього повітря за температури $t_{3\text{Б}}$, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Величина \dot{K} повинна бути регульованою і залежати від наявності людей в приміщенні (за відсутності людей \dot{K} повинна бути мінімальною).

Витрати теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, яке перетікає в приміщення через відкриті прорізи воріт (дверей), що не оснащені повітряними заслонами, обраховують за формулою

$$Q_{3,\text{вор}} = 0,278 \cdot c_p \cdot G_3 \cdot (t_{\text{в}} - t_{3\text{Б}}) \cdot \frac{\tau}{60}, \quad \text{Вт}, \quad (5.61)$$

де τ – час, протягом якого ворота відкриті, хв; G_3 – кількість зовнішнього повітря, що перетікає через проріз воріт в приміщення

$$G_3 = 3600 \cdot \mu_{\text{вор}} \cdot F_{\text{вор}} \cdot \rho_3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_{\text{вор}}}{\rho_3}}, \quad \text{кг}/\text{год}, \quad (5.62)$$

де $\mu_{\text{вор}}$ – коефіцієнт витрати відкритого прорізу воріт (дверей) при куті стулок воріт $\alpha = 90^\circ$ коефіцієнт $\mu_{\text{вор}} = 0,62$ [4]; $\Delta p_{\text{вор}}$ – перепад гравітаційних напорів в прорізі воріт, Па; ρ_3 – густина зовнішнього повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Перепад напорів $\Delta p_{\text{вор}}$ є тільки часткою від наявного перепаду гравітаційних напорів $\Delta p_{\text{гр}}$, величину якого обраховують за формулою

$$\Delta p_{\text{вор}} = h \cdot (\rho_3 - \rho_{\text{в}}) \cdot 9,806, \quad \text{Па} \quad (5.63)$$

де h – висота, м.

Якщо приміщення з ущільненими огорожами і нульовим балансом повітрообміну систем механічної вентиляції, то можна прийняти $h = 0,5 h_{\text{вор}}$ і $\Delta p_{\text{вор}} = \Delta p_{\text{гр}}$ (де $h_{\text{вор}}$ – висота воріт); якщо в приміщенні є аераційний ліхтар (або верхній ярус нещільних вікон), то h дорівнює прямовисній відстані між центром воріт і найвищим рівнем фрамуг ліхтаря чи верхнього ярусу вікон, а $\Delta p_{\text{вор}} \approx (0,2 \dots 0,3) \Delta p_{\text{гр}}$ (аналогічно рекомендаціям щодо розрахунку аерації [11]).

Витрати явної теплоти на випаровування води розраховують за формулою [4]

$$Q_{\text{вип}} = 0,278 \cdot M_{\text{вл}} \cdot I_{\text{п}} \text{ , Вт,} \quad (5.64)$$

де $M_{\text{вл}}$ – маса випарованої води, кг/год; $I_{\text{п}}$ – ентальпія водяної пари в повітрі над дзеркалом води, кДж/кг ($I_{\text{п}} = 2500 + 1,86t$, де t – температура повітря над дзеркалом води, яку рекомендовано приймати рівною температурі поверхні води [4]).

Витрати теплоти на нагрівання матеріалів $Q_{\text{м}}$, які поставляються в приміщення, визначають за формулою

$$Q_{\text{м}} = 0,278 \cdot G_{\text{м}} \cdot c_{\text{м}} \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{м}}) \cdot B \text{ , Вт} \quad (5.65)$$

де $G_{\text{м}}$ – маса однорідних матеріалів, які поставляються в приміщення протягом 1 год, кг; $c_{\text{м}}$ – середня теплоємність матеріалу в інтервалах температур $t_{\text{в}}$ і $t_{\text{м}}$, кДж/(кг·К) (дані, наприклад, подані в додатку до БНіП [36]); $t_{\text{м}}$ – початкова температура матеріалу: для металу і виробів з нього $t_{\text{м}} = t_{\text{зБ}}$; для інших несипких матеріалів $t_{\text{м}} = t_{\text{зБ}} + 10$; для сипких матеріалів (пісок, руда, вугілля) $t_{\text{м}} = t_{\text{зБ}} + 15$; B – коефіцієнт нерівномірності теплосприйняття матеріалу в часі, який залежить від критерію Фур'є (рис. 5.18):

$$Fo = \frac{\Delta\tau}{c_{\text{м}} \cdot G_{\text{м}} \cdot R} \text{ ,} \quad (5.66)$$

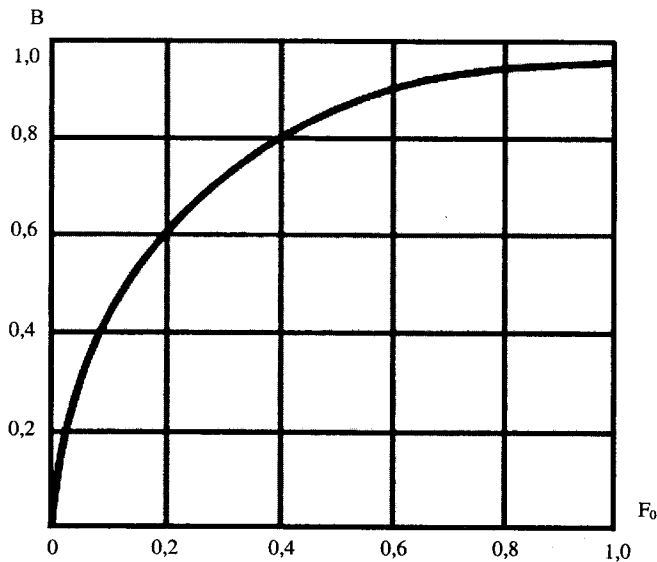


Рис. 5.18. Залежність коефіцієнта нерівномірності теплосприйняття матеріалу (виробу) в часі від критерію Фур'є

де Δt – час нагрівання матеріялу, с; R – повний опір теплопередачі всієї поверхні матеріялу (виробу), $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$,

$$R = \frac{G_M}{\rho_M \cdot \lambda_M \cdot F_M^2} + \frac{1}{\alpha_{\text{пов}} \cdot F_M}, \quad (5.67)$$

де ρ_M – густина матеріялу (виробу), $\text{кг}/\text{м}^3$; λ_M – коефіцієнт теплопровідності матеріялу, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$; F – площа зовнішньої тепловіддавальної поверхні матеріялу (виробу), м^2 ; $\alpha_{\text{пов}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні виробу (матеріялу) до навколишнього (внутрішнього) повітря, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Для сипких матеріялів величину $\frac{G_M}{\rho_M \cdot \lambda_M \cdot F_M^2}$ у формулі (5.67) треба збільшувати на 25 % [4].

Витрати теплоти на нагрівання деревинних матеріялів вказано в табл. 5.19.

Таблиця 5.19

Витрати теплоти на нагрівання деревинних матеріялів

Час з моменту поставлення матеріялу в приміщення, год	Витрати теплоти Вт, при зовнішній температурі t_a , °С						
	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
Перша	4998	7300	7800	9300	10800	12300	13800
Друга	3354	4400	4700	5600	6500	7400	8300
Третя	2204	2900	3100	3700	4300	4900	5500

Витрати теплоти на нагрівання транспортних засобів $Q_{\text{тр}}$ визначають із врахуванням коефіцієнта B (рис. 5.18) і кількості теплоти Q_T , МДж, яка необхідна для нагрівання залізничного товарного вагона (табл. 5.20) і автомобіля (табл. 5.21):

$$Q_{\text{тр}} = 0,278 \cdot 10^{-3} \cdot \sum n \cdot B \cdot Q_T, \quad \text{кВт} \quad (5.68)$$

де n – середня кількість однотипових залізничних вагонів або автомобілів, які одночасно перебувають в приміщенні протягом розрахункового часу, год; Q_T – витрата теплоти на нагрівання залізничного товарного вагона (табл. 5.20) або автомобіля (табл. 5.21).

Витрати теплоти Q_T на нагрівання залізничного товарного вагона [9,10]

Тип вагона	Вантажопідіймальність, т	Значення Q_T , МДж, при розрахунковій температурі зовнішнього повітря за параметрами категорії Б									
		-15		-20		-25		-30		-35	
		і температурі внутрішнього повітря, °С									
		+5	+15	+5	+15	+5	+15	+5	+15	+5	+15
Критий	16,5	115,6	173,3	144,4	202,2	173,3	231,1	202,2	255,8	231,1	288,9
Платформа	16,5	83,7	125,6	104,7	146,5	125,6	167,5	146,5	188,4	167,5	209,3
Критий	20	163,3	244,5	203,9	285,5	244,5	326,6	285,5	367,2	326,6	408,2
Платформа	20	104,7	158,7	130,6	183	158,7	209,3	183	235,3	209,3	261,7
Критий	50	301,4	452,2	376,8	527,5	452,2	590,3	527,5	678,3	590,3	753,6
Платформа	50	251,2	376,8	314	439,6	376,8	502,4	439,6	611,3	502,4	628
Хопер	60	226,1	339,1	282,6	395,7	339,1	452,2	395,7	508,7	452,2	565,2

Витрати теплоти на нагрівання автомобіля [29,10]

Марка автомобіля	Значення Q_T , МДж, при розрахунковій температурі зовнішнього повітря за параметрами категорії Б												
	-10		-15		-20		-25		-30		-35		-40
	і температурі внутрішнього повітря, °С												
	+15	+5	+15	+5	+15	+5	+15	+5	+15	+5	+15	+5	+15
“Москвич-408” “Москвич-412”	1,67	0	3,35	0,84	5,44	2,51	7,12	4,19	8,79	5,86	10,47	7,95	12,56
“Москвич-433”	2,51	0	2,44	2,09	7,54	4,19	3,63	6,7	12,14	8,79	14,24	10,89	16,33
“Волга” ГАЗ-24	1,67	0	4,19	0	6,28	2,09	8,79	5,02	11,3	7,12	13,82	9,63	16,33
ЗИЛ-111	4,19	0	9,63	0,84	15,07	5,86	20,52	11,72	25,54	16,75	30,98	22,19	36,43
ГАЗ-69, ГАЗ-694	5,02	0,42	8,37	3,77	11,3	6,7	14,05	10,05	18	13,4	20,33	16,33	24,28
ЗИЛ-157	20,52	0	35,59	13,4	50,66	28,47	66,73	43,54	80,81	58,62	95,88	73,69	110,95
ПАЗ-625Б	19,68	6,7	29,31	16,33	38,94	25,96	48,57	35,59	58,2	45,22	67,83	54,85	77,46
УАЗ-450А	6,7	1,26	10,47	5,02	14,24	9,21	18	12,98	21,77	16,75	25,96	20,52	29,73
РАФ-08	5,86	1,67	8,79	4,61	12,14	7,95	15,07	11,3	18,42	14,65	21,77	17,58	24,7
РАФ-10	5,44	0,42	8,79	3,77	11,72	7,12	15,49	10,89	18,84	14,24	22,19	17,58	25,54
ЗИЛ-130, ЗИЛ-150, ЗИЛ-164	24,28	9,21	35,59	20,93	48,15	32,66	59,03	43,96	70,76	56,1	82,48	67,83	94,2
ГАЗ-51, ГАЗ-51А	13,82	5,02	20,93	12,14	27,63	18,84	34,23	25,96	41,45	32,66	48,15	39,36	55,27
МАЗ-500, МАЗ-504	23,03	2,51	34,75	14,65	46,65	20,8	59,03	38,94	71,59	51,5	83,32	63,64	95,88

Якщо в табл. 5.22 і табл. 5.23 відсутні дані для певних температур і моделей транспортних засобів, то розрахунок виконують за формулою

$$Q_T = 0,278 B \cdot \sum_{i=1}^n G_i \cdot c_i \cdot (t_B - t_i) , \text{ Вт} \quad (5.69)$$

де G_i – маси однорідних частин і деталей транспортних засобів, які поставляються в приміщення, кг/год; c_i – питомі теплоємності частин і деталей транспортних засобів, кДж/(кг·К); t_B – температура навколишнього (внутрішнього) повітря, °С; t_i – початкова температура частин і деталей транспортних засобів, °С.

5.4. ВОЛОГОВИДІЛЕННЯ В ПРИМІЩЕННЯ

5.4.1. Виділення водяної пари

Загальну кількість вологовиділень (водяної пари) в приміщення від різних джерел можна записати у вигляді рівності

$$M_{\text{вл}} = \sum_{i=1}^n M_{\text{в.п}_i} , \text{ г/год}, \quad (5.70)$$

де $M_{\text{в.п}_i}$ – виділення водяної пари від різних джерел, г/год.

Вологовиділення від людей $M_{\text{вл.л}}$ залежать від тяжкості праці, яку вони виконують, і від температури довкілля. Вони розраховуються за формулою

$$M_{\text{вл.л}} = m_{\text{вл.л}} \cdot n_{\text{л}} , \text{ г/год}$$

де $m_{\text{вл.л}}$ – питомі вологовиділення однієї людини при заданій інтенсивності праці, г/год (див. додаток 5, табл. 5.1., 5.2); $n_{\text{л}}$ – кількість осіб із заданою інтенсивністю праці, люд.

Виділення водяної пари від гарячих страв, які споживаються відвідувачами підприємств громадського харчування, розраховують за формулою

$$M_{\text{вл.с}} = k \cdot \frac{m \cdot c_{\text{сеп}} \cdot (t_{\text{п}} - t_{\text{к}}) \cdot n \cdot 1000}{\tau \cdot (2500 + 1,86 t_{\text{сеп}})} , \text{ г/год}, \quad (5.71)$$

де k – поправковий коефіцієнт, який враховує нерівномірність споживання страв відвідувачами, а також наявність жирової плівки на їх поверхні, що сповільнює випаровування води зі страв (приймають $k = 0,34$); m , $c_{\text{сеп}}$, $t_{\text{п}}$, $t_{\text{к}}$, τ – те саме, що і у формулі (5.37); $t_{\text{сеп}}$ – середня температура страв, °С (приймають $t_{\text{сеп}} = (t_{\text{п}} + t_{\text{к}}) / 2$); $2500 + 1,86 t_{\text{сеп}}$ – ентальпія водяної пари при середній температурі страв, кДж/кг.

Розрахунки паровиділень від поверхні нагрітої води, а також і при температурі її випаровування розглянуто раніше в п. 5.2.9 і 5.2.10.

Вологовиділення від поверхні води, яка не кипить, можна визначити в інженерних розрахунках за формулою [30]

$$M_{\text{вл}} = (a^* + 0,131 \cdot v_{\text{в}}) \cdot (p_{\text{пов}} - p_{\text{в}}) \cdot \frac{101325}{P_{\text{б}}} \cdot F, \quad \text{кг/год}, \quad (5.72)$$

де $p_{\text{пов}}$, $p_{\text{в}}$ – парціальні тиски водяної пари, відповідно, за температур поверхні випаровування і повного насичення та навколишнього (внутрішнього) повітря; $v_{\text{в}}$ – швидкість повітря над поверхнею випаровування, м/с; F – площа поверхні випаровування, м²; $P_{\text{б}}$ – барометричний тиск, Па; a^* – коефіцієнт, величина якого залежить від температури поверхні випаровування $t_{\text{пов}}$:

$t_{\text{пов}}, ^\circ\text{C}$	до 30	40	50	60	70	80	90	100
a^*	0,02	0,028	0,033	0,037	0,041	0,046	0,051	0,06

Для води, яка не кипить, без механічного її перемішування, температура поверхні випаровування $t_{\text{пов}}$ залежить від середньої температури води $t_{\text{сер}}$ так:

$t_{\text{сер}}, ^\circ\text{C}$	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$t_{\text{пов}}, ^\circ\text{C}$	18	28	37	45	51	58	69	82	97

Кількість вологи, яка випаровується при кипінні води $M_{\text{вл.кип}}$, залежить від кількості підведеної до води теплоти та характеру оббудови (смока) над поверхнею води і може бути визначена за формулою

$$M_{\text{вл.кип}} = 3,6 \cdot k_{\text{об}} \cdot \frac{Q}{r}, \quad \text{кг/год}, \quad (5.72)$$

де $k_{\text{об}}$ – дослідний коефіцієнт, який дорівнює: за наявності щільних оббудов без відсмоктування повітря – 0,1, а при відсмоктуванні повітря – 0,20 ... 0,25 (за наявності бортових смоків дані відсутні); Q – теплова потужність джерела випаровування, Вт; r – прихована теплота випаровування, кДж/кг.

Кількість водяної пари, яка утворюється при хімічних реакціях, зокрема і при згоранні речовин, визначають за відповідними хімічними формулами або за дослідними даними.

Так, вологовиділення при спалюванні 1 кг горючої речовини можна визначити за даними табл. 5.24.

Кількість вологи $M_{\text{вл.гор}}$, яка утворюється при згоранні 1 кг палива

Горюча речовина	$M_{\text{вл.гор}}$, кг/кг
Водяний генераторний газ	0,61
Ацетилен	0,70
Бензин	1,40

Значна кількість водяної пари виділяється в повітря виробничих приміщень від металорізальних верстатів із застосуванням охолоджувальних емульсій. Значення цих вологовиділень наближено може дорівнювати 0,15 кг на 1 кВт встановленої (номінальної) електричної потужності верстатів.

Кількість водяної пари, яка надходить у внутрішнє повітря через нещільності з'єднань трубопроводу і його запірно-регулювальної арматури, можна прийняти у відсотках від її витрати в трубопроводі. Так, на цукрових заводах це значення дорівнює 5 %, на консервних заводах – 3 %, на кондитерських фабриках – 2 %.

Вологовиділення від різного технологічного устаткування дуже різні, і зазвичай їх приймають за рекомендаціями літературних джерел [30].

Треба враховувати, що волога з внутрішнього повітря може вбиратися матеріалами, які мають гігроскопічні властивості, а також скраплюватись на поверхнях, температура яких нижча від температури точки роси навколишнього (внутрішнього) повітря. Так, кількість вологи, що вбирається папером і картоном, можна обрахувати за формулою

$$M_{\text{вл.вбир}} = (0,02 \dots 0,03) \cdot M_{\text{пап}}, \text{ кг/год,}$$

де $M_{\text{пап}}$ – маса паперу, кг, який переробляється протягом 1 год.

5.4.2. Випаровування різних речовин

Випаровування різних розбавників та розріджувачів під час фарбування або лакування виробів поза фарбувальними камерами розраховують за формулою [1]:

$$M_{\text{шк.п}} = \frac{A \cdot m}{100} \cdot F, \text{ г/год,} \quad (5.73)$$

де A – витрата лакофарбових матеріалів, г на 1 м² площі поверхні виробу; m – вміст легких розбавників і розріджувачів в лакофарбовому матеріалі, %; F – площа поверхні виробів, які фарбуються або лакуються протягом 1 год, м².

Величини m , %, вказані в табл. 5.25–5.26.

Вміст летких розбавників в емалях т, %

Розбавники	Марки емалей									
	НЦ-25	НЦ-132П	НЦ-1125	НЦ-257	НЦ-258	ХВ-518	ПФ-115	ПФ-133	МС-17	ПЕ-276
Бутилацетат	6,6	6,4	6	6,2	6,5	7				5
Ацетон	4,62	6,4	4,2	4,34		19,6				2...4
Спирт бутиловий	9,9	12	6	9,3	10,4					
Спирт етиловий	9,9	16	9	6,2	5,85					
Толуол	29,7	32,8	30	31	13					
Етилацетат					0,75					
Стирол										2...1
Ксилол					16,25		22,5	25	60	
Сольвент						43,4				
Уайт-спирит							22,5	25		
Циклогексанон					3,25					
Сумарний % леткої частки	66	80	60	62	65	70	45	50	60	9...10
Сумарний сухий залишок	34	20	40	38	35	30	55	50	40	91...90

Вміст легких розріджувачів в шпатлівках і грунтах та клеях *m*, %

Розріджувачі	Марки шпатлівок та грунтів									
	ПФ-002	НЦ-008	ХВ-005	ГФ-0163	ГФ-031	ГФ-032	ФЛ-03К	ХС-010	АК-070	Клей ФК-2А
Ацетон		4,5	8,5					17,4		17,5
Бутилацетат		9	4					8	43,5	8,8
Толуол		9	20,5					41,6	17,4	35
Спирт етиловий									8,7	
Бутанол		1,5							17,4	
Ксилол					51	61	15			
Сольвент	25			32						
Етилацетат		6							8,7	
Уайт-спирит							15			
Сумарний % легкої частки	25	30	33	32	51	61	30	67	87	70
Сумарний сухий залишок	75	70	67	68	49	39	70	33	13	30

Залежно від способу покриття виробів лакофарбовими матеріалами їх витрата така [1]:

- розприскуванням кольорових аеролаків та емалей $A = 180 \text{ г/м}^2$, олійних лаків та емалей $A = 60 \dots 90 \text{ г/м}^2$;
- нанесенням пензлем безколірного аеролаку $A = 200 \text{ г/м}^2$, нітрошпатлівок $A = 100 \dots 180 \text{ г/м}^2$, нітроклею $A = 160 \text{ г/м}^2$.

Приклад 5.13. Визначити виділення у виробниче приміщення шкідливої пари фарбувальних розбавників при покриванні виробів розприскуванням кольорової емалі ХВ-518, якщо протягом 1 год покривають емаллю вироби із загальною поверхнею $F = 100 \text{ м}^2$.

Розв’язування

За вищевказаними рекомендаціями витрата кольорової емалі $A = 180 \text{ г/м}^2$, а відсотковий вміст розбавника (сольвенту) в ній, згідно з табл. 5.17, становить 43,4 %.

Масові виділення в приміщення пари сольвенту розраховуємо за формулою

$$M_{\text{шк.п}} = \frac{A \cdot m}{100} \cdot F = \frac{180 \cdot 43,4}{100} \cdot 100 = 7812 \text{ г/год} = 7,812 \text{ кг/год}.$$

5.4.3. Випаровування рідких хімічних речовин з відкритих поверхонь розчинів [24]

Процес перенесення речовини описується критеріальним рівнянням

$$Nu^* = c^* \cdot (Gr \cdot Pr^*)^n, \tag{5.74}$$

де $Nu^* = \frac{m_o^* \cdot d}{D}$ – критерій Нусельта для процесів випаровування; $Pr^* = \frac{\nu}{D}$ – критерій

Прандтля для процесів випаровування; $Gr = \frac{q \cdot d^3 \cdot (\rho_v - \rho_n)}{\nu^2 \cdot \rho_n}$ – критерій Грасхофа; c^* –

коефіцієнт, який залежить від граничних умов, форми і режиму вільної конвекції; n – показник степеня, який залежить від режиму вільної конвекції і змінюється в межах від 0 до 1/3; m_o^* – масова швидкість випаровування, тобто масова кількість речовини, яка випаровується з одиниці поверхні в одиницю часу, що віднесена до одиниці різниці концентрацій на поверхні рідини і в навколишньому повітрі, м/с; d – визначальний (характерний) розмір поверхні випаровування, м; ν – коефіцієнт кінематичної в’язкості навколишнього повітря, м²/с; q – прискорення сили тяжіння, м/с²; ρ_v – густина навколишнього повітря, кг/м³; ρ_n – густина вологого повітря над поверхнею рідини при її температурі, кг/м³; D – коефіцієнт молекулярної дифузії речовини, м²/с.

Розв'язування задачі для трьох режимів

1. Плівковий режим. Характеристики режиму: $Gr \cdot Pr^* < 1$; $n = 0$. Для поверхні рідини – плівка (прошарок) умовно нерухомого повітря значної товщини. Перенесення речовини від поверхні рідини через цю плівку відбувається дифузією.

Об'єм пари речовини V_{Π} , що випаровується в одиницю часу з 1 м^2 поверхні рідини, за формулою Стефана для цього режиму

$$V_{\Pi} = 2D \cdot d \cdot \ln \frac{P_{\text{Б}} - p_{\text{в}}}{P_{\text{Б}} - p_{\text{н}}}, \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2), \quad (5.75)$$

де $P_{\text{Б}}$ – барометричний тиск, мм.рт.ст; $p_{\text{н}}$ – парціальний тиск пари (випарів) в насиченому повітрі безпосередньо над поверхнею рідини при температурі випаровування, мм.рт.ст; $p_{\text{в}}$ – парціальний тиск пари (випарів) у навколишньому (внутрішньому) повітрі, мм.рт.ст.

Оскільки величини $p_{\text{в}}$ і $p_{\text{н}}$ суттєво менші порівняно з величиною $P_{\text{Б}}$, то величину V_{Π} можна знайти за спрощеною формулою

$$V_{\Pi} = \frac{2D \cdot d \cdot (p_{\text{н}} - p_{\text{в}})}{P_{\text{Б}}}, \text{ м}^3/(\text{с} \cdot \text{м}^2). \quad (5.76)$$

2. Ламінарний режим. Характеристика режиму: $n = 1/4$. Ламінарний режим руху повітряних потоків біля поверхні випаровування спостерігається при $2 \cdot 10^2 < Gr \cdot Pr^* < (Gr \cdot Pr^*)_{\text{кр}}$ (кр – критичний). Критеріальне рівняння для ламінарного режиму руху має вигляд

$$Nu^* = c^* \cdot (Gr \cdot Pr^*)^{1/4}. \quad (5.77)$$

Розв'язавши рівняння (5.77) отримуємо формулу, за якою можна визначити кількість випарів (пари), г/год, з поверхні рідини площею F :

$$M_{\Pi} = 106 \cdot c^* \cdot F \cdot (C_{\text{н}} - C_{\text{в}}) \cdot d^{-0,25} \cdot D^{0,5} \cdot \left(\frac{(\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{н}})}{\rho_{\text{н}}} \right)^{0,25} \cdot (Pr^*)^{0,75}, \quad (5.78)$$

де $c^* = 1$ при випаровуванні з горизонтальних поверхонь рідин, пара яких легша за навколишнє повітря; $c^* = 0,55$ – те саме, пара яких тяжча за повітря; $C_{\text{в}}$, $C_{\text{н}}$ – концентрації пари в навколишньому середовищі (внутрішньому повітрі) і над поверхнею розчину, г/м³.

3. Турбулентний режим. Характеристика режиму: $n = 1/3$. Має місце за умови $Gr \cdot Pr^* > (Gr \cdot Pr^*)_{\text{кр}}$.

При турбулентному режимі критеріальне рівняння (5.74) має вигляд

$$Nu^* = c^* \cdot (Cr \cdot Pr^*)^{1/3}. \quad (5.79)$$

Розв'язавши рівняння (5.79), отримуємо

$$M_{\text{п}} = 504 \cdot c^* \cdot F \cdot (C_{\text{н}} - C_{\text{в}}) \cdot D^{1/3} \cdot (Pr^*)^{1/3} \cdot \left(\frac{\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{н}}}{\rho_{\text{н}}} \right)^{1/3}, \text{ г/год.} \quad (5.80)$$

Приймають: $c^* = 0,18$ (при $\rho_{\text{н}} < \rho_{\text{в}}$); $c^* = 0,08$ (при $\rho_{\text{н}} > \rho_{\text{в}}$).

В інженерних розрахунках величину $M_{\text{п}}$, при випаровуванні з вільної поверхні рідини в навколишнє повітря, можна визначити за формулою [30]

$$M_{\text{п}} = 0,93 \cdot k_t \cdot D \cdot (C_{\text{п}} - C_{\text{о}}) \cdot L \cdot k_{\text{м.с}} \cdot b^{0,1} \cdot F \cdot \varphi^{-0,9}, \text{ кг/год,} \quad (5.81)$$

де D – коефіцієнт молекулярної дифузії речовини, м²/год; L – витрата повітря через смок (щілинний бортовий) системи місцевої витікальної вентиляції, м³/год; $k_{\text{м.с}}$ – коефіцієнт смока, який дорівнює: при задіянні системи місцевої вентиляції 0,9; при не задіяній системі місцевої вентиляції – 0; b – характерний розмір поверхні випаровування (ширина ванни), м; φ – просторовий кут підтікання повітря до смока: за відсутності смока $\varphi = 1$; для смока (і відповідно ванни) при стіні приміщення $\varphi = 0,5\pi$; для окремої ванни на відстані від стіни, за наявності смока, $\varphi = 1,5\pi$; для смока біля ванни, що розміщена поряд із ванною без місцевого смока, $\varphi = \pi$; F – площа дзеркала розчину у ванні, м²; k_t – коефіцієнт, який залежить від різниці температур поверхні рідини і навколишнього повітря:

$\Delta t, ^\circ\text{C}$	10	20	30	40	50
k_t	0,614	0,58	0,54	0,48	0,44

$C_{\text{п}}, C_{\text{о}}$ – концентрації пари речовини відповідно над поверхнею розчину і в навколишньому повітрі, кг/м³, які визначаються за величиною парціальних тисків:

$$C = \frac{M_{\text{р}}}{29,2} \cdot \frac{p}{P_{\text{Б}} - p} \cdot \rho_{\text{в}}, \text{ кг/м}^3$$

де $M_{\text{р}}$ – молекулярна маса речовини, кг/кмоль (табл. 5.25); p – парціальний тиск пари речовини, Па (табл.5.27); $\rho_{\text{в}}$ – густина навколишнього (внутрішнього) повітря, кг/м³; $P_{\text{Б}}$ – барометричний тиск, Па.

Молекулярна маса M_p і парціальний тиск p насиченої пари деяких рідких речовин при температурі 20 °С

Рідина	M_p , кг/кмоль	p , Па	Рідина	M_p , кг/кмоль	p , Па
Етиловий ефір	88	5720	Анілін	93	40
Ацетон	58	3720	Нітробензол	124	40
Етиловий спирт	46	2000	Ртуть	207	0,16
Бензол	78	2000	Сірчана кислота	98	0,01
Дихлоретан	98	2000	Луги (NaOH, KOH)	40; 56	0
Аміловий спирт	-	532			
Хлорбензол	112	532			

Якщо рідини не перемішуються, то температура їх поверхні визначається аналогічно, як і температура поверхні води (див.п.5.4.1).

Коефіцієнт дифузії пари речовини в повітрі D , м²/год, який залежить від температури поверхні рідини $t_{\text{пов}}$, °С, а також барометричного тиску P_B можна визначити за формулою:

$$D = D_0 \cdot \left(\frac{273 + t_{\text{пов}}}{273} \right)^2 \cdot \frac{101325}{P_B}, \quad \text{м}^2/\text{год}, \quad (5.82)$$

де D_0 – коефіцієнт дифузії речовини за нормальних умов, м²/год: для водяної пари $D_0 = 0,0754$; для хлористого водню $D_0 = 0,047$; для ціанистого водню $D_0 = 0,062$; для пари азотної кислоти $D_0 = 0,033$.

Коефіцієнт дифузії для будь-яких газів і пари можна визначити за законом Грехема, згідно з яким в однакових умовах швидкості дифузії газів D_1 і D_2 обернено пропорційні до їх молярних мас M_1 і M_2 , тобто

$$\frac{D_1}{D_2} = \sqrt{\frac{M_1}{M_2}}.$$

Концентрацію пари речовини в навколишньому (внутрішньому) повітрі потрібно приймати за величиною ГДК цієї речовини.

Витікання пари і газів через нещільності устаткування і трубопроводів залежить від внутрішнього тиску в них. При перепаді тисків в обладнанні і навколишньому середовищі $\Delta p < 0,2 \cdot 10^5$ Па витрату пари (газу) $M_{\text{п(г)}}$ визначають за формулою [24]

$$M_{\text{п(г)}} = 5090 \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_r}, \quad \text{кг/год}, \quad (5.83)$$

де μ – коефіцієнт витрати щілинних отворів ($\mu = 0,6..0,7$); f – сумарна площа всіх нещільностей устаткування (трубопроводів), яка приймається за паспортними даними або згідно з проєктним завданням, m^2 ; ρ_r – густина пари (газу), kg/m^3 .

При величині $\Delta p > 0,2 \cdot 10^5$ Па витрату витікальної пари (газу) можна визначити за формулою Н.Н. Рєпіна

$$M_{п(г)} = 1,5 \cdot k_p \cdot V \cdot \sqrt{\frac{M}{T}}, \quad \text{кг/год} \quad (5.84)$$

де k_p – коефіцієнт, який залежить від тиску в устаткуванні (трубопроводі) і визначається за рис. 5.19; V – внутрішній об'єм устаткування або трубопроводу, m^3 ; M – молекулярна маса пари або газів, які перебувають під тиском p , $kg/kmol$; T – абсолютна температура пари (газу), K .

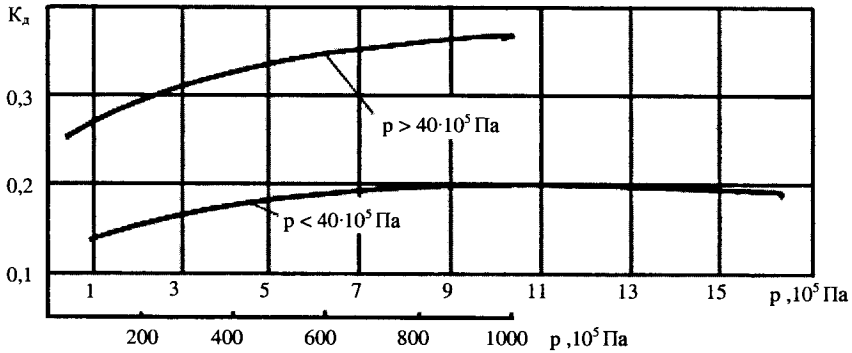


Рис. 5.19. Залежність коефіцієнта k_p від внутрішнього тиску p в устаткуванні (трубопроводі)

5.5. ГАЗОВИДІЛЕННЯ В ПРИМІЩЕННЯ

Основним газовим забрудником у приміщеннях громадських будівель є диоксид вуглецю (CO_2), який виділяється людьми.

Виділення CO_2 визначають сумуванням газовиділень групами осіб (мужчин, жінок, дітей), залежно від фізичної навантаги, за формулою

$$M_{CO_2} = \sum m_{CO_2} \cdot n_{л}, \quad \text{л/год}, \quad (5.85)$$

де m_{CO_2} – виділення CO_2 однією особою залежно від фізичного стану, $л/год$ (табл. 5.28); $n_{л}$ – кількість осіб, які перебувають у приміщенні, люд.

Виділення CO₂ дорослою людиною

Стан людини	Виділення CO ₂ , л/год
Під час відпочинку лежачи	10 ... 12
Під час відпочинку сидячи	12 ... 15
Легка праця в кабінеті (аудиторії)	19 ... 24
Праця середньої тяжкості, гімнастика	33 ... 43
Тяжка праця, танець, теніс	55 ... 70

Заувага. Дитина виділяє CO₂ в кількості 70 ... 80 % від величин, які вказані в таблиці.

Газовиділення при роботі стаціонарних дизель-генераторів через їх нещільності можна розрахувати за формулою [1]

$$M_{\text{шк.г}} = N \cdot (3C_{\text{ц}} + 30C_{\text{к}}) , \quad \text{мг/год}, \quad (5.86)$$

де N – ефективна потужність дизельного спонукача, к.с.; $C_{\text{ц}}$ і $C_{\text{к}}$ – концентрації окремих газових забрудників в суміші газів, яка утворюється в циліндрах спонукача ($C_{\text{ц}}$) та в картері ($C_{\text{к}}$) в мг/л, (приймаються за табл. 5.29).

Таблиця 5.29

Концентрації окремих газових забрудників у газовій суміші, яка утворюється в циліндрах спонукача $C_{\text{ц}}$ і в картері $C_{\text{к}}$, мг/л [1]

Гази	Концентрація, мг/л	
	$C_{\text{ц}}$	$C_{\text{к}}$
Акролеїн	0,9	0,04
Окиси азоту	0,6	0
Оксид вуглецю (CO)	0,8	1,3
Диоксид вуглецю (CO ₂)	0	160
Вуглеводні	0,7	0,3

Газовиділення при роботі автомобільних спонукачів. Основними забруднювальними виділеннями при роботі автомобільних спонукачів є оксид вуглецю (CO) і оксиди азоту (NO_x). Загальні газовиділення $M_{\text{г}}$ в приміщеннях для зберігання і технічного обслуговування автомобілів можна визначити за формулою [30]

$$M_{\text{г}} = n \cdot q_{\text{г}} \cdot N \cdot k_i , \quad \text{г/год}, \quad (5.87)$$

де n – максимальне число автомобілів, які виїжджають із приміщення (будинку) протягом 1 год, виїздів/год; q_T – питомі газовиділення під час роботи автомобільного спонукача, г/кВт, (табл. 5.30); N – потужність спонукача автомобіля, кВт (табл. 5.31); k_i – коефіцієнт врахування інтенсивності руху автомобілів (табл. 5.32).

Таблиця 5.30

Газовиділення під час роботи автомобільних спонукачів [30]

Приміщення	Питомі газовиділення, г/кВт					
	легкові автомобілі		вантажні автомобілі і автобуси			
			з карбюраторними спонукачами		з дизельними спонукачами	
	оксид вуглецю CO	оксиди азоту в перерахунку на NO ₂	оксид вуглецю CO	оксиди азоту в перерахунку на NO ₂	оксид вуглецю CO	оксиди азоту в перерахунку на NO ₂
Для зберігання автомобілів	1,63	0,027	2,32	0,041	0,68	0,27
Для технічного обслуговування автомобілів	1,09	0,022	1,36	0,033	0,54	0,22

Таблиця 5.31

Потужності автомобільних спонукачів [30]

Марка автомобіля	Потужність спонукача, кВт	Марка автомобіля	Потужність спонукача, кВт
Легкові:		Автобуси:	
“Жигулі” ВАЗ-2101	47	ПАЗ-672	84
- “ - ВАЗ-21011	51	ЛАЗ-695Е	110
- “ - ВАЗ-2103	57	ЛАЗ-699	132
- “ - ВАЗ-2106	59	Вантажні:	
УАЗ - 469	53	ГАЗ-53А	84
		КАМАЗ-5320	154
		МАЗ-500	132
		КРАЗ-257	176

Коефіцієнт k_i врахування інтенсивності руху автомобілів [30]

Приміщення	Число виїздів, виїзд/год	Значення k_i
Для технічного обслуговування автомобілів	1	0,5
	2	0,6
	3	0,7
	4	0,8
	>4	1
Пост технічного обслуговування	Незалежно від числа виїздів	0,5
Для потокових ліній з переміщенням автомобілів на конвеєрі		0,3
Для зберігання автомобілів		1

У багатоповерхових гаражах розподілення газовиділень по об'єму будинку залежно від його поверховості можна прийняти за табл. 5.33.

Розподілення газовиділень по поверххах
у багатоповерхових гаражах [30]

Будинки	Розподілення газовиділень по поверххах у відсотках від загальних газовиділень									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2-поверхові	53	47								
3-поверхові	35,5	34	30,5							
4-поверхові	26,5	26	25	22,5						
5-поверхові	21	21	20,5	19,5	18					
6-поверхові	18	17	17	17	16	15				
7-поверхові	15	15	15	14,5	14,5	14	12			
8-поверхові	13	13	13	13	12,5	12,5	12	11		
9-поверхові	12	11,5	11,5	11,5	11	11	11	10,5	10	
10-поверхові	10,5	10,5	10,5	10,5	10	10	10	10	9,5	8,5

Приклад 5.14. Визначити газовиділення на кожному поверсі 3-поверхового гаража для зберігання легкових автомобілів марки "Жигулі" ВАЗ-2106 і ВАЗ-469. Протягом години із гаража виїжджають 12 автомобілів.

Розв'язування

За табл. 5.30 знаходимо питомі газовиділення: 1,63 г/кВт – оксиду вуглецю і 0,027 г/кВт – діоксиду азоту. Коефіцієнт інтенсивності руху автомобілів k_i за табл. 5.32 дорівнює одиниці. Приймаючи, що виїжджає порівну автомобілів різних марок, газовиділення для кожного поверху, з врахуванням рекомендацій табл. 5.33, визначаємо за формулою (5.87):

1-й поверх

$$M_{CO} = 12 \cdot 1,63 \cdot \frac{59 + 53}{2} \cdot 0,355 = 388,853 \text{ г/год};$$

$$M_{NO_2} = 12 \cdot 0,027 \cdot \frac{59 + 53}{2} \cdot 0,355 = 6,441 \text{ г/год};$$

2-й поверх

$$M_{CO} = 12 \cdot 1,63 \cdot \frac{59 + 53}{2} \cdot 0,34 = 372,422 \text{ г/год};$$

$$M_{NO_2} = 12 \cdot 0,027 \cdot \frac{59 + 53}{2} \cdot 0,34 = 6,17 \text{ г/год};$$

3-й поверх

$$M_{CO} = 12 \cdot 1,63 \cdot \frac{59 + 53}{2} \cdot 0,305 = 334,085 \text{ г/год};$$

$$M_{NO_2} = 12 \cdot 0,027 \cdot \frac{59 + 53}{2} \cdot 0,305 = 5,534 \text{ г/год}.$$

Кількість газових забрудників, які виділяються при роботі автомобілів зі спонукачами на рідкому паливі [4]:

- для карбюраторних спонукачів

$$M_{\text{шк.г}} = 15 \cdot (0,6 + 0,8V) \cdot \frac{M_{\text{заб}}}{100} \cdot \frac{\tau}{60}, \text{ кг/год};$$

- для дизельних спонукачів

$$M_{\text{шк.г}} = (160 + 13,5V) \cdot \frac{M_{\text{заб}}}{100} \cdot \frac{\tau}{60}, \text{ кг/год},$$

де 15 – кількість вихлопних газів, які утворюються з 1 кг палива, кг; V – робочий об'єм циліндрів спонукача, л; $M_{\text{заб}}$ – масовий вміст забрудників у спрацьованих газах, % (табл. 5.34 [37]); τ – час роботи спонукача, хв (табл. 5.35 [4]).

Масовий вміст забрудників у спрацьованих газах

Спонукачі	Масовий вміст забрудників $M_{\text{заб}}$, %		
	оксиду вуглецю (CO)	оксидів азоту (NO _x)	альдегідів
Карбюраторні	$\frac{6}{4}$	-	-
Дизельні	$\frac{0,07}{0,05}$	$\frac{0,007}{0,009}$	$\frac{0,05}{0,035}$

Зауваги: 1. У чисельнику вказано масовий вміст забрудників, які виділяються при розігріванні спонукача, а в знаменнику – при маневруванні автомобіля і виїзді із приміщення.

2. При в'їзді в приміщення значення $M_{\text{заб}}$, вказане у знаменнику, приймають з коефіцієнтом 0,4 для карбюраторних і 0,55 – для дизельних спонукачів.

Таблиця 5.35

Час перебування автомобіля в приміщенні з ввімкненим спонукачем

Вид операції	Т, хв
Заведення, прогрівання двигуна і виїзд автомобіля з місця стоянки	5
Заїзд і маневрування автомобіля під час встановлення на місце стоянки	2
Регулювання	3
Випробування на стенді	1,5 ... 3
Газування у профілакторії	10

Газовиділення під час зварювальних робіт. Сьогодні у промисловості і будівництві застосовують понад 60 різних видів зварювання, нагрівання (наплавлення) і теплового різання металів і майже всі вони супроводжуються виділеннями в повітряне середовище зварювального пилю, оксиду вуглецю, оксидів азоту та інших забрудників, а плазмове різання, крім цього, – значним шумом і ультрафіолетовим випроміненням. Ступінь шкідливості різних методів зварювання зростає у такій послідовності: газове зварювання, зварювання вольфрамовим електродом в інертному газі, плазмо-дугове різання, зварювання і нагрівання. Найбільші газові виділення мають місце при зварюванні в середовищі захисних газів і теплового різанні металів (особливо в початковий період процесу).

Виділення газів при різних способах зварювальних робіт і різних матеріалах подані в роботі [32].

Виділення забрудників при фарбуванні виробів. Основними забрудниками, які виділяються під час фарбування виробів, є леткі складові фарб і лаків – пара розчинників. Інтенсивність виділення летких речовин залежить від фізико-хімічних властивостей лакофарбового матеріалу і мікроклімату приміщення.

У фарбуванні поверхонь виділяють три періоди, які відрізняються інтенсивністю виділення летких речовин:

- початковий, коли лакофарбовий матеріал наноситься на поверхню, й інтенсивність виділення летких речовин зростає;
- основний, коли матеріал наноситься на поверхню, й інтенсивність виділення летких речовин приблизно стала;
- кінцевий, коли фарбування закінчене, й інтенсивність виділення летких речовин зменшується.

Кількість летких забрудників, які виділяються у внутрішнє повітря під час фарбування методами ручного розприскування, без врахування переміщення забрудників через смоки місцевої вентиляції, можна прийняти за табл. 5.36.

Таблиця 5.36

**Кількість летких речовин, які виділяються у внутрішнє повітря
у разі фарбування різними методами**

Метод фарбування	Продуктивність фарбування (витрата фарб), кг/год	Кількість пари домінуючого розчинника	
		% від продуктивності	кг/год
Пневматичний	36	25	9
Безповітряний	48	23	11,4
Гідроелектростатичний	48	25	12
Пневмоелектростатичний	18	20	3,6
Електростатичний	6	50	3

Заувага. За іншої продуктивності (витрати лакофарбового матеріалу) подані в таблиці дані пропорційно перераховуються.

Газо- і паровиділення під час гальванізації виробів визначають так. Об'єм водню M_H , який виділяється під час електролізу, можна обрахувати за формулою [30]

$$M_H = 0,418 \cdot I \cdot (1 - c) \cdot \tau_p, \quad \text{л/год}, \quad (5.88)$$

де I – сила струму, А; c – коефіцієнт, який враховує вихід по струму основної речовини (табл. 5.37); τ_p – відносний, в частках від одиниці, час роботи устаткування (ванни).

Таблиця 5.37

**Значення коефіцієнта c , який враховує вихід по струму металу
при електрохімічних процесах**

Метал	Значення c	Метал	Значення c
Цинк із ванн: кислих (квасних) ціанистих	0,96	Мідь із ванн: кислих ціанистих	1
	0,8		0,6
Кадмій із ванн: кислих ціанистих	0,95	Нікель	0,98
	0,9	Хром	0,13
		Залізо	0,95
Плюмбій (олово) із ванн: кислих лужних		Плюмбій, срібло	1
	0,9	Золото	0,7
	0,65	Індій	0,7
		Паладій	0,9

Виділення водню в реальних умовах можна обрахувати за формулою

$$M_p = M_H \cdot (273 + t_{\text{пов}}) \cdot \frac{101325}{273 \cdot P_B}, \quad \text{л/год}. \quad (5.89)$$

Масу забрудників, які виділяються у внутрішнє повітря при різних технологічних процесах гальванічного виробництва, зазвичай визначають за рекомендаціями

нормативно-довідкової літератури. Однак їх масу можна обрахувати і за емпіричними формулами, наприклад [30].

$$M_{\text{заб}} = C_p^* \cdot F \cdot \delta \cdot v_s^* , \quad \text{г/год}, \quad (5.90)$$

де C_p^* – концентрація забрудника в розчині, г/л; F – площа поверхні (поверхонь), яка обробляється протягом години, м²/год; δ – товщина покриття, мкм (приймають $\delta = 10 \dots 20$ мкм); v_s^* – питомий винос забрудника, віднесений до 1 м² поверхні виробу на 1 мкм товщини покриття, л/(м²·мкм), який приймають за табл. 5.38.

Таблиця 5.38

Питомий винос забрудника із технологічної ванни v_s^* [30]

Технологічна операція	Забрудник	v_s^* , л/(м ² ·мкм)
Декоративне і тверде хромування	Хромовий ангідрид	0,05*
Молочне хромування	Те саме	0,1*
Ціанування	Ціаністі електроліти	0,015*
Нікелювання, кадмування, міднення, плюмбіювання, лужнення, цинкування в кислих електролітах	Пари кислот	0,001 ... 0,005**
Те саме, в лужних електролітах (без врахування товщини покриття)		

Зауваги. *При оброблянні на автоматичних лініях множити на коефіцієнт 0,8; для барабанних ванн і занурних дзвонів – на коефіцієнт 1,5.

**Найменша величина приймається за відсутності перемішування або нагрівання розчину, найбільша – у разі нагрівання або перемішування розчину.

Кількість газів M_{Γ} , які виділяються під час хімічного оброблення металів (травлення, хімічне фрезерування тощо) визначають за формулою

$$M_{\Gamma} = m_m \cdot k \cdot \frac{M_{\Gamma}}{M_m} , \quad \text{кг/год}, \quad (5.91)$$

де m_m – маса металу, який знімається, кг/год (визначається завданням або за формулами хімічних реакцій); k – числовий множник газу в формулі хімічної реакції (див. приклад 5.17); M_{Γ} , M_m – мольні маси газу і металу, кг/кмоль.

Масове виділення аерозолі сірчаної кислоти із сірчаноокислотних ванн без застосування інгібітора M_k , можна обрахувати за формулою

$$M_k = 480 \cdot C + 270 \cdot t - 14400 , \quad \text{мг/(м}^2 \cdot \text{год)}, \quad (5.92)$$

де C – концентрація сірчаної кислоти в ванні, %; t – температура розчину для травлення, °С.

Приклад 5.15. Визначити витрату водню, який виділяється при лудженні металевих виробів в лужних розчинах за сили струму 200 А. Відносний час роботи ванни $\tau_p = 0,8$.

Розв'язування

За формулою (5.88), із врахуванням даних табл. 5.37 ($c=0,65$), визначаємо виділення водню

$$M_H = 0,418 \cdot I \cdot (1 - c) \cdot \tau_p = 0,418 \cdot 200 \cdot (1 - 0,65) \cdot 0,8 = 23,4 \text{ л/год.}$$

Приклад 5.16. Визначити виділення пари соляної кислоти із ванни цинкування з підігрівом розчину. Концентрація квасу в електроліти 350 г/л. Протягом 1 год обробляється 0,8 м² поверхні металевих виробів. Товщина цинкового покриття 10 мкм.

Розв'язування

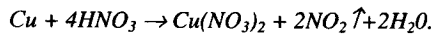
За формулою (5.90) із врахуванням даних табл. 5.38 визначаємо виділення пари соляної кислоти у внутрішнє повітря

$$M_{\text{заб}} = C_p^* \cdot F \cdot \delta \cdot v_s^* = 350 \cdot 0,8 \cdot 10 \cdot 0,005 = 14 \text{ г/год.}$$

Приклад 5.17. Визначити виділення у внутрішнє повітря диоксиду азоту під час травлення міді азотною кислотою, якщо протягом 1 год стравлюється 0,2 кг металу.

Розв'язування

Записуємо формулу хімічної реакції



Мольні маси витравленого металу і диоксиду азоту відповідно дорівнюють: $M_{\text{Cu}}=63 \text{ кг/кмоль}$; $M_{\text{NO}_2} = 46 \text{ кг/кмоль}$. Числовий множник диоксиду азоту в формулі хімічної реакції $k = 2$.

За формулою (5.91) обраховуємо виділення диоксиду азоту

$$M_{\text{NO}_2} = t_m \cdot k \cdot (M_r / M_m) = 0,2 \cdot 2 \cdot (46 / 63,5) = 0,29 \text{ кг/год.}$$

У термічному виробництві при ціануванні виробів ціанистий водень виділяється у внутрішнє повітря через нещільності в оббудовах агрегатів. Виділення ціанистого водню в цьому випадку приймають із розрахунку 6 г/год на кожний агрегат.

У приміщеннях для зберігання аміаку через нещільності арматури може виділятися 0,015 г/год аміаку на один балон, а в приміщеннях випарників – 27 г/год на кожний випарник.

Під час спалювання в технологічному устаткованні газоподібного, рідкого або твердого палива із відведенням продуктів згорання в димову трубу частина цих продуктів витікає в приміщення. Кількість оксиду вуглецю СО або диоксиду сірки SO₂, які в цьому випадку виділяються у внутрішнє повітря, визначають за формулою

$$M_r = t_r \cdot G_{\text{п}}, \text{ кг/год,} \tag{5.93}$$

де M_r – виділення газу в приміщення, кг/год; t_r – кількість газу, який виділяється в приміщення при спалюванні 1 кг палива (табл. 5.39); $G_{\text{п}}$ – витрата палива, кг/год.

**Кількість шкідливих газів, які виділяються в приміщення
при спалюванні 1 кг палива [30]**

Виробництва і устаткування	Газовиділення в приміщення, г/кг	
	оксиду вуглецю CO	диоксиду сірки SO ₂
1	2	3
Термічне виробництво заводів важкого машинобудування. Нагрівні печі, які працюють на: – природному газі; – мазуті	3,8	-
	4,8	3,1
Термічне виробництво заводів автотракторних і інструментальних. Нагрівні печі, які працюють на: – природному газі – мазуті	2,4	-
	12	6
Зварювальне виробництво. Печі відпалювання, які працюють на: – природному газі; – мазуті	8,5	-
	7,8	5
Ковальське виробництво. Нагрівні печі, які працюють на: – природному газі; – мазуті	7	-
	7	5,2
Пресове виробництво. Нагрівні печі, які працюють на: – природному газі; – мазуті	3	-
	3	2,2

У ливарному виробництві застосовують закріплювачі із рідкого скла для висушування форм хімічним способом під дією диоксиду вуглецю. Виділення CO₂ в приміщення у цьому випадку приймають 600 г на 1 м³ витраченого CO₂.

Кількість пльомбію, який випаровується із типографських сплавів (стопів) M_{Pb} , залежить від тиску пари Pb над поверхнею металу та швидкості навколишнього повітря і може бути обрахована за формулою

$$M_{Pb} = 0,233 \cdot 10^9 \cdot \frac{F \cdot p}{\sqrt{T}}, \text{ мг/год}, \quad (5.94)$$

де F – площа поверхні випаровування, м²; T – температура пльомбію, К; p – парціальний тиск пари пльомбію, який приймається залежно від температури пльомбію t_{Pb} :

$t_{Pb}, ^\circ\text{C}$...	600	700	800	1000	1200
$p, \text{Па}$...	$4,31 \cdot 10^{-7}$	$9,6 \cdot 10^{-5}$	$5,42 \cdot 10^{-3}$	1,48	59,58

Приклад 5.13. Визначити кількість CO, який виділяється в приміщення гаражу при виїзді автомобіля з 8-циліндровим карбюраторним спонукачем ($V = 6$ л).

Розв'язування

Скориставшись даними табл. 5.34 і 5.35, визначаємо

$$M_{\text{шк.г}} = 15 \cdot (0,6 + 0,8V) \cdot \frac{M_{\text{заб}}}{100} \cdot \frac{\tau}{60} = 15 \cdot (0,6 + 0,8 \cdot 6) \cdot \frac{4}{100} \cdot \frac{5}{60} \approx 0,27 \text{ кг/год.}$$

Кількість CO, що виділяється в приміщення під час відведення продуктів згорання палива в димоходи або зонти від печей, в яких спалюється мазут, приймають: 40 ... 50 г на 1 кг мазуту, або 5 ... 12 г на 4190 кДж згорання; на твердому паливі, залежно від його гатунку і калорійності – 5,75 ... 7,3 г на 4190 кДж; на газоподібному паливі – 2 ... 2,5 г на 4190 кДж теплоти згорання; від вугільних ковальських горнів – 40 ... 80 г на 1 кг вугілля, або 3,75 ... 11,5 г на 4190 кДж теплоти згорання.

Під час заливання розтопленого металу в земляні форми виділення CO в приміщення належить приймати залежно від маси вилівка і часу перебування відкритої форми у приміщенні (див. додаток 14).

5.6. ПИЛОВИДІЛЕННЯ В ПРИМІЩЕННЯ

Багато технологічних процесів супроводжуються пиловиділеннями, зокрема оброблення металу абразивними кругами, очищення його поверхні і полірування, зварювальні роботи, розпилування й оброблення на верстатах деревини, дроблення, розмелювання і просіювання матеріалів, транспортування сипких матеріалів тощо. Місця пилоутворення, як правило, оснащують смоками (локалізаторами) систем місцевої витікальної вентиляції. Тим не менше необхідно знати кількість пилу, що утворюється під час цього чи іншого технологічного процесу, по-перше, для встановлення ГДК пилу у внутрішньому повітрі РЗ і, по друге, для розв'язування питань захисту атмосфери від забруднення. При цьому можна скористатись даними, поданими в літературі [30].

Пиловиділення під час зварювальних робіт в більшості випадків є визначальними для повітрообміну приміщення. Пил, який виділяється під час зварювання, містить фтористі сполуки, оксиди марганцю, заліза і алюмінію, мідь, марганець та інші речовини. У табл. 5.40 вказано дані про кількісний і хімічний склад пилу, що виділяється під час зварювання вітчизняними фтористокальцієвими рутиловими електродами деяких марок.

Таблиця 5.40

Питомі виділення і хімічний склад пилу під час зварювання електродами [30]

Марка електрода	Виділення пилу, г/кг	Відсотковий вміст забрудників, %		
		фтору	фтору і розчинних фторидів	марганцю
КСА	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

Найбільш шкідливо впливають на організм людини марганцеві руднокислі електроди ЦМ-7, ЦМ-8, ОЗС-3 і ОММ-5, які вміщують в складі покриття до 30 % феромарганцю. Виділення пилу і вміст в ньому оксидів марганцю на 1 кг витрачених електродів подано в табл. 5.41.

Таблиця 5.41

Питомі виділення пилу й оксидів марганцю [30]

Марка електрода	Діаметр (серединник) електрода, мм	Сила зварювального струму, А	Виділення забрудників, г/кг	
			пилу	оксидів 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

Для наближених розрахунків можна приймати, що під час згоряння одного електрода діаметром 4 мм виділяється 0,5 г аерозолів, електрода діаметром 5 мм – 1 г аерозолів і електрода діаметром 6 мм – 1,5 г аерозолів.

Для розрахунку загального повітрообміну приміщень сумарні виділення в них забрудників зручно представляти в табличній формі (табл. 5.42).

Таблиця 5.42

Зведена таблиця виділень забрудників в приміщеннях

№ приміщення	Назва приміщення	Об'єм приміщення, м ³	Розрахунковий період року	Надлишки теплоти				Волого-виділення, кг/год	Газо-виділення, г/год	Пило-виділення, г/год
				явної		прихованої	повної			
				Вт	Вт/м ³	Вт	Вт			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
			Теплий (ТПР)							
			Перехідний (ППР)							
			Холодний (ХПР)							

Заувага. Графа 6 – відношення надлишків явної теплоти до внутрішнього об'єму приміщення є характеристикою теплонапруги приміщення.

5.7. ВИБУХЛИВІСТЬ ГАЗОВИХ, ПАРОВИХ І ПИЛОПОДІБНИХ РЕЧОВИН У СУМІШАХ З ПОВІТРЯМ

Концентрації газів і пари деяких речовин в повітрі є вибухонебезпечними. Підвищена вибухливість властива ацетилену, етилену, бензолу, метану, аміаку, водню тощо.

Під **нижньою межею вибухливості** розуміють той мінімальний вміст газової, парової чи пилоподібної речовини в повітрі, який при її запалюванні може спричинити вибух.

Під **верхньою межею вибухливості** розуміють той максимальний вміст газової, парової чи пилоподібної речовини в повітрі, який при її запалюванні ще може спричинити вибух.

Концентрації газової, парової чи пилоподібної речовини в повітрі виробничих приміщень, менші від нижньої і більші від верхньої межі вибухливості, є вибухонебезпечними, оскільки вони не спричиняють активного горіння і вибуху – в першому випадку завдяки надлишку повітря, а в другому – завдяки його недостатці.

Таблиця 5.43

Вибухонебезпечні концентрації $C_{\text{виб}}$ газових і парових речовин у повітрі [1]

Газові і парові речовини	Нижня та верхня концентрації вибухливості	
	за об'ємом, %	за масою, мг/м ³
Аміак	16 та 27	111,2 та 187,65
Ацетон	3 та 11	71,1 та 260,7
Бензин	2,4 та 4,9	137 та 281
Бензол	1,4 та 7	44,66 та 223,3
Водень	4,1 та 74	3,362 та 60,68
Метан	5,3 та 14	34,45 та 91
Оксид вуглецю (СО)	12,5 та 74	142,5 та 843,6
Етилацетат	2,25 та 11	82,4 та 403
Етиловий спирт	4 та 19	75,2 та 357,2
Етиловий ефір	1,7 та 26	21,51 та 787,8

Для визначення межі вибухливості декількох газів в повітрі можна скористатись формулою Ле-Шательє

$$C_{\text{виб.см}} = \frac{100}{\frac{C_1}{C_{\text{виб.1}}} + \frac{C_2}{C_{\text{виб.2}}} + \dots + \frac{C_n}{C_{\text{виб.л}}}}, \quad (5.95)$$

де C_1, C_2, \dots, C_n – концентрації окремих газів в їх спільній суміші з повітрям, % (за об'ємом); $C_{\text{виб.1}}, C_{\text{виб.2}}, \dots, C_{\text{виб.л}}$ – вибухонебезпечні концентрації відповідних газів, % (за об'ємом), див. табл. 5.43.

Приклад 5.18. Визначити нижню і верхню межі вибухливості для пароповітряної суміші, яка складається із 10% бензолу, 20% етилового спирту і 70% повітря (за об'ємом).

Розв'язування

За табл. 5.43 знаходимо нижні межі вибухливості: для бензолу 1,4%; для етилового спирту 4 %.

Нижню межу вибухливості суміші розраховуємо за формулою (5.95).

$$C_{\text{виб.см}} = \frac{100}{\frac{10}{1,4} + \frac{20}{4}} = 8,23\% \quad (\text{за об'ємом}).$$

За табл. 5.41 знаходимо верхні межі вибухливості: для бензолу 7%; для етилового спирту 19 %.

Верхню межу вибухливості суміші розраховуємо за формулою (5.95)

$$C_{\text{виб.см}} = \frac{100}{\frac{10}{7} + \frac{20}{19}} = 40,32\% \quad (\text{за об'ємом}).$$

ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ 5

1. Отопление и вентиляция: Учебник для вузов. Ч.2. Вентиляция / Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.
2. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. – М.: Высш.шк., 1982. – 415 с.
3. Жуковський С.С., Лабай В.Й. Системи енергопостачання і забезпечення мікроклімату будинків та споруд: Навч. посібник для ВЗО. – Львів: Астрономо-геодезичне товариство, 2000. – 259 с.
4. Волков О.Д. Проектирование вентиляции промышленного здания: Учебное пособие. – Харьков: Вища шк. Изд-во при ХГУ, 1989. – 240 с.
5. Bodmann H.W.: Kältetechnik, 1970. – S. 142–149.
6. Steck B.: Haustechnische Rundschau (HR) 1972, s. 55–60.
7. Schöder G.: Klima-Kälte-Heizung (KKH) nr 7/73, s. 33–34.
8. Hentschel H., G.Klein. Technik am Bau (TaB) nr 4/81, s. 11–16.
9. Tauschenbuch für Heizung und Klimatechnik 92/93. R.Oldenbourg Verlag GmbH. – München.
10. Проектирование промышленной вентиляции: Справочник / Б.М. Торговников, В.Е. Табачник, Е.М. Ефанов. – К.: Будівельник, 1983. – 256 с.
11. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. – Ч.2. Вентиляция и кондиционирование воздуха / Под ред. И.Г. Старовойтова. – М.: Стройиздат, 1978. – 510 с.
12. Heindl W., H.A. Koch: Gesundheits-Ingenieur nr 12/76, s. 9.
13. Aydinli S., J.Krochmann: Forschung Bericht VDI – ZR.6, nr. 79 (1981).
14. Krochmann E., J.Krochmann: TaB nr 8/87, s. 645–647.
15. DIN 4108 B12 (08.81). Izolacja cieplna i akumulacja ciepła.
16. DIN 67507 (06.80). Współczynniki przepuszczania światła, współczynniki przenoszenia promieniowania i współczynniki przepuszczania energii całkowitej (różnych rodzajów) oszkleń.
17. Hauser G.: Bauphysik 1, B1 nr.1, 1979, s. 12–17, und Heizung-Lüftung-Haustechnik (HLH) 34 (1983) nr. 4, 5, 6.
18. Steinbach W.: Forschungsvereinigung für Lüft- und Trock (FLT) – Bericht 3/1/70/86.
19. Schröder H.: HLH, 1968, s. 37–41.
20. Caemmerer C.: Gesundheits-Ingenieur 1962, s. 349–357.
21. VDI 2078 (08.77). Визначення холодильної потужності, 1977.
22. DIN 4710 (11.82). Meteorologische Daten.
23. СНиП 2.04.05-86. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: Госстрой СССР, 1987. – 59 с.
24. Дроздов В.Ф. Отопление и вентиляция: Учеб.пособие для строит.вузов и фак. по спец. “Теплогазоснабжение и вентиляция”. В 2-х ч. Ч.2. Вентиляция. – М.: Высш.шк., 1984. – 263 с.
25. DIN 5035 B1 1-7 (06.90...12.90). Oświetlenie wnetrz pomieszczeń światłem sztucznym.
26. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Высш. шк., 1971. – 459 с.

27. Жуковський С.С., Жуковська З.С. Розрахунок неорганізованого природного повітрообміну у житлових будинках // Ринок інсталяційний. – 2000, 12. – С. 22.
28. Рысин С.А. Вентиляционные установки машиностроительных заводов: Справочник. – М.: Машгиз, 1961. – 704 с.
29. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч.1. / Под ред. И.Г. Старовойтова. – М.: Стройиздат, 1976. – 430 с.
30. Курсовое и дипломное проектирование по вентиляции гражданских и промышленных зданий / В.П. Титов и др. – М.: Стройиздат, 1985. – 208 с.
31. Долин Л.С. Справочник по вентиляции, кондиционированию и теплоснабжению предприятий пищевой промышленности. – М.: Пищепром., 1969.
32. Писаренко В.Л., Рогинский М.Л. Вентиляция рабочих мест в сварочном производстве. – М.: Машиностроение, 1981.
33. Жуковський С.С., Жуковська З.С. Теплова потужність та енергоощадність систем опалення приміщень з переривчастим обігріванням // Ресурсоекономічні матеріали, конструкції, будівлі та споруди.– Рівне: РДТУ, 2000. Вип. 4. – С. 181–187.
34. Жуковська З.С. Особливості енергоощадного обігрівання приміщень пристельовими газовими випромінювачами // Ринок інсталяційний. – 2000, 11. – С. 22–23.
35. ГОСТ 12.1.005-76. Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования. Введен 01.01.77.
36. СНиП II-3-79**. Строительная теплотехника. Нормы проектирования. – М.: Стройиздат, 1986.
37. СНиП II-93-74. Предприятия по обслуживанию автомобилей. – М.: Госстрой СССР, 1975. – 17 с.

ПАРАМЕТРИ ПОВІТРЯ У ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ПРОЦЕСАХ

У приміщеннях будинків різного призначення потрібно підтримувати необхідний для людей (чи тварин) і технологічних процесів мікроклімат.

Мікроклімат приміщення – кліматичні умови, які існують в приміщенні і є наслідком одночасного впливу рівня чистоти, хімічного складу, відносної вологості і рухливості внутрішнього повітря, а також температур огорож приміщення. Теплові показники мікроклімату характеризуються температурою, відотною вологістю і рухливістю внутрішнього повітря, а також температурами внутрішніх поверхонь огорож. Вони мають, по-перше, поєднуватися між собою і, по-друге, не перевищувати задані границі. Якщо ці показники відповідають таким вимогам, то їх називають **розрахунковими (проектними) показниками**.

Розрахункові теплові показники мікроклімату поділяються на *комфортні, технологічні і комфортно-технологічні*. Комфортні теплові умови створюються для задоволення людини термічним середовищем приміщення. Технологічні теплові умови зумовлюються забезпеченням технологічного процесу. У випадках збігу технологічних теплових умов з комфортними говорять про комфортно-технологічні теплові умови. Коли технологічні теплові умови суттєво перевищують граничні межі комфортних теплових умов, технологічний процес організують так, щоби уникнути або передбачити короткочасним перебування людей в приміщенні.

Комфортні теплові умови нормуються залежно від здатності людського організму до акліматизації в різний час року, за різних інтенсивності праці і тепловиділень.

6.1. РОЗРАХУНКОВІ ПАРАМЕТРИ ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ

Вітчизняні нормативні та інші літературні джерела розрізняють три періоди року: холодний, коли середньодобова температура зовнішнього повітря t_3 нижча від $+8\text{ }^\circ\text{C}$; перехідний – при $t_3 = +8\text{ }^\circ\text{C}$; теплий – при $t_3 > +8\text{ }^\circ\text{C}$.

Згідно з рекомендаціями [1], для проектування СВ застосовують такі варіанти розрахункових зовнішніх умов:

- для холодного періоду року (ХПР) – параметри категорії Б для проектування СВ (СК) і систем повітряного душення (в приміщеннях житлових, громадських, адміністративно-побутових і виробничих будинків);
- для теплого періоду року (ТПР) – параметри категорії А для проектування СВ (СК) і систем притікальної місцевої вентиляції (повітряного душення) в приміщеннях житлових, громадських, адміністративно-побутових, виробничих і сільськогосподарських будинків;
- в перехідні періоди року (ППР) для проектування СВ і СО приймають температуру $+8\text{ }^\circ\text{C}$ і питому ентальпію $+ 22,5\text{ кДж/кг}$ (для проектування СВ допускається приймати параметри, що є визначальними в межах застосування невідігрітого зовнішнього повітря як притікального повітря).

Для СВ, які не діють з 13 до 16 годин доби, параметри зовнішнього повітря допускається приймати меншими ніж параметри категорії А [1].

6.2. РОЗРАХУНКОВІ ПАРАМЕТРИ ВНУТРІШНЬОГО ПОВІТРЯ В ЗОНІ ОБСЛУГОВУВАННЯ (РОБОЧІЙ ЗОНІ) І В МІСЦЯХ ПРАЦІ АБО СПЕЦІАЛЬНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВИМОГ

Розрізняють розрахункові параметри внутрішнього повітря для двох періодів року – ТПР і ХПР (до нього відносять і ППР).

Допускні параметри внутрішнього повітря зони обслуговування (ЗО) або робочої зони (РЗ) приймають згідно з рекомендаціями табл. 6.1. Допускні теплові умови враховують здатність організму людини адаптуватись до навколишнього середовища шляхом активізації системи біологічного терморегулювання.

Оптимальні теплові умови – це таке поєднання чинників теплових умов, за якого у разі тривалого і систематичного впливу на людину зберігається нормальне функціонування і тепловий стан організму. Оптимальні умови забезпечують відчуття теплового комфорту і є передумовою доброї працездатності.

Розрахункові теплові умови повинні забезпечуватись в ЗО (чи РЗ) приміщення системами вентиляції (СВ), обігрівання (СО) і теплозахистом огорож.

Оптимальні значення відносної вологості внутрішнього повітря 40...60 %, а допускні – 20...75 % (граничні межі у виробничих приміщеннях). Оптимальні швидкості повітря в ЗО чи РЗ для ХПР 0,13...0,15 м/с; для ТПР 0,13...0,25 м/с. Допускні значення швидкості повітря 0,1...0,5 м/с в ХПР і 0,1...0,6 м/с – в ТПР.

Із врахуванням інтенсивності праці всі види робіт поділяють на три категорії: легка, середньої тяжкості і тяжка праця. До легкої праці, з витратою енергії до 175 Вт, належать роботи, які виконуються сидячи або стоячи і не вимагають систематичних фізичних напружень (канторські роботи, процеси точного приладобудування тощо). До середньотяжкої праці відносяться роботи із витратою енергії 175 ... 290 Вт, пов'язані з постійним ходінням, перенесенням тягарів до 10 кг (механоскладальні технології, оброблення деревини, текстильне виробництво тощо). До тяжкої праці належать роботи із витратою енергії понад 290 Вт.

Згідно з рекомендаціями [1] температуру внутрішнього повітря в ЗО (чи РЗ) приміщень рекомендується приймати:

а) для ТПР під час проєктування СВ приміщень з надлишками явної теплоти – максимальну із допускних температур, а за відсутності надлишків теплоти – економічно доцільну в межах допускних температур;

б) для ХПР і ППР під час проєктування СВ приміщень з теплонадлишками – економічно доцільну в межах допускних температур, а за відсутності надлишків теплоти – мінімальну із допускних температур (табл. 6.1).

Температуру повітря в РЗ виробничих приміщень із повністю автоматизованим технологічним устаткуванням, що функціонує за відсутності людей (крім чергового персоналу, який перебуває у спеціальному приміщенні і виходить у виробниче приміщення періодично для огляду і налагодження устаткування не більше 2 год безперервно), за відсутності технологічних вимог до температурного режиму приміщень рекомендується приймати:

а) для ТПР за відсутності надлишків тепла – на 4 °С вищою за температуру зовнішнього повітря при параметрах категорії А, але не нижче 29 °С, якщо при цьому не вимагається підігрівання повітря;

б) для ХПР і ППР, за відсутності надлишків теплоти і розрахункових параметрах зовнішнього повітря категорії Б приймається температура + 10 °С, а за надлишків теплоти – економічно доцільна температура.

У місцях виконання ремонтних робіт тривалістю 2 год і більше безперервно потрібно передбачати зниження температури внутрішнього повітря до 25 °С в I ... III і до 28 °С – в IV-й температурно-кліматичних зонах України в ТПР і підвищення температури повітря до 16 °С в ХПР і ППР (за допомогою мобільних повітронагрівників).

Відносна вологість і рухливість повітря у виробничих приміщеннях з повністю автоматизованим технологічним устаткуванням не нормуються (за відсутності спеціальних вимог).

У ХПР у приміщеннях громадських, адміністративно-побутових і виробничих будинків, що обігріваються, у випадках, коли ними не користуються і в неробочий час, рекомендується приймати температуру внутрішнього повітря 30 нижчу від нормативної, але не нижчу за +5 °С, забезпечуючи відновлення нормативної температури 30 до початку використання приміщення або до початку праці в ньому.

У ТПР кліматичні умови не нормуються в приміщеннях:

- а) житлових будинків;
- б) громадських, адміністративно-побутових і виробничих будинків в період, коли ними не користуються і в неробочий час.

Таблиця 6.1

Допускні норми температури t_b , відносної вологості ϕ_b і швидкості руху повітряних потоків v_b в зоні обслуговування житлових, громадських і адміністративно-побутових приміщень [1]

Періоди року	Температура t_b , °С	Відносна вологість ϕ_b , % не більше	Швидкість руху повітряних потоків v_b , м/с, не більше
Теплий (ТПР)	не більше 28	65	0,5
Холодний (ХПР) Перехідні (ППР)	18 ... 22	65	0,2

Зауваги: 1. Норми встановлено для приміщень, в яких люди перебувають понад 2 год безперервно.

2. Температуру повітря приміщень в ТПР вказано для районів з розрахунковою температурою зовнішнього повітря (параметри категорії А) до 25 °С. Для інших районів температура внутрішнього повітря повинна не більше ніж на 3 °С перевищувати розрахункову температуру зовнішнього повітря (параметри категорії А).

Згідно з рекомендаціями [2] температура РЗ виробничих приміщень не повинна перевищувати 26 °С. Винятком є термічні виробництва, де допускається теплова навантага до 70 Вт/м², або оброблення гарячих виробів, яке супроводжується сильним випромінюванням. Для цих умов температури РЗ приміщень рекомендується приймати згідно з табл. 6.2.

Температура внутрішнього повітря РЗ приміщень з термічним виробництвом і оброблянням гарячих виробів [3]

Температура зовнішнього повітря, °С	Температура максимальна, °С		Температура рекомендована, °С	
	Вироби теплі	Вироби гарячі	Вироби теплі	Вироби гарячі
-18 ... +10	23 ± 3	26 ± 3	18 ± 3	23 ± 3
+10 ... +26	28 ± 3	32 ± 3	26 ± 3*	29 ± 3*
+26 ... +32	31 ± 1*	35 ± 1	29 ± 1*	32 ± 1*

Заувага: * - Найчастіше досягається через охолодження готованого (зовнішнього) повітря.

Температури і швидкості руху повітря в місці праці при його душуванні зовнішнім повітрям потрібно приймати:

а) при дії в місці праці променистого теплового потоку 140 Вт/м² і більше – згідно з рекомендаціями табл. 6.3;

б) при відкритих технологічних процесах з виділеннями забрудників – згідно з рекомендаціями табл. 6.4.

Таблиця 6.3

Розрахункові температури і швидкості руху повітряних потоків в місці праці при його душуванні [1]

Категорії видів праці	Температури повітря поза межами притікального струменя, °С	Середня по перерізу 1 м ² притікального струменя швидкість в місці праці, м/с	Температура суміші повітря первинного і ежектованого притікальним струменем °С, в місці праці за поверхневої густини променистого теплового потоку, Вт/м ²				
			140...350	700	1400	2100	2800
Легка – I	Приймати по стовпцях 6-8 (табл.6.4)	1	28	24	21	16	-
		2	-	28	26	24	20
		3	-	-	28	26	24
		3,5	-	-	-	27	25
Середньої тяжкості-II	Те ж	1	27	22	-	-	-
		2	28	24	21	16	-
		3	-	27	24	21	18
		3,5	-	28	25	22	19
Тяжка – III	Те ж	2	25	19	16	-	-
		3	26	22	20	16	17
		3,5	-	23	22	20	19
		-	-	-	-	-	-

Зауваги: 1. При температурі внутрішнього повітря поза притікальним струменем, що відрізняється від вказаної в таблиці, температуру змішаного повітря в струмені в місці праці потрібно підвищувати або понижувати на 0,4 °С на кожен градус різниці від значення, що вказане в таблиці, але приймати не нижчим за 16 °С.

2. Поверхневу густину променистого теплового потоку потрібно приймати як середню за час опромінювання місця праці.

3. За тривалості безперервної дії променистого потоку менше 15 або більше 30 хв температуру змішаного повітря в притікальному струмені допускається приймати відповідно на 2 °С вище або нижче значень, вказаних у таблиці.

4. Для проміжних значень поверхневої густини променистого теплового потоку температуру суміші повітря в притікальному струмені потрібно визначати інтерполяційно.

Розрахункові (проектні) температура, швидкість і відносна вологість внутрішнього повітря у фіксованих (сталих) і нефіксованих місцях праці виробничих приміщень [1]

Період року	Категорія видів праці	Оптимальні норми для фіксованих і нефіксованих місць праці			Допускні норми				
		температура, °C	рухливість, м/с, не більше	відносна вологість, %	температури, °C			рухливість повітря м/с, не більше	відносна вологість %, не більше
					у всіх місцях праці	для фіксованих (сталих) місць праці	для нефіксованих місць праці		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Теплий (ТПР)	Легка: Ia	23...25	0,1	40...60	На 4°C вище розрах. температури зовнішнього повітря (параметри категорії А) і не більше величин, вказаних в стовпцях 7 і 8	28/31	30/32	0,2	75
	Iб	22...23	0,2			28/31	30/32	0,2	
	Середньої тяжкості: IIa	21...23	0,3			27/30	29/31	0,4	
	IIб	20...22	0,3			27/30	29/31	0,5	
Тяжка - III	18...20	0,4	26/29	28/30	0,6				
Холодний (ХПР) і перехідні періоди (ППР)	Легка: Ia	22...24	0,1	40...60		21...25	18...26	0,1	75
	Iб	21...23	0,1			20...24	17...25	0,2	
	Середньої тяжкості: IIa	18...20	0,2			17...23	15...24	0,3	
	IIб	17...19	0,2			15...21	13...23	0,4	
Тяжка - III	16...18	0,3	13...19	12...20	0,5				

Зауваги: 1. У таблиці допускні параметри внутрішнього повітря вказані у вигляді дробу, де відповідно: у чисельнику – величини для районів з розрахунковою температурою зовнішнього повітря t_e (параметри категорії А) нижче 25 °C, а у знаменнику – вище 25 °C.

2. Для районів з t_e (параметри категорії А) 25 °C і вище відповідно до видів праці (легка, середньої тяжкості і тяжка), температуру внутрішнього повітря в місцях праці потрібно приймати на 4 °C вищою від t_e , але не вищою від вказаної у знаменнику (стовпці 7 і 8).

3. У населених пунктах з $t_e = 18$ °C і нижче (параметри категорії А) замість 4 °C, вказаних у стовпці 6, допускається приймати 6 °C.

4. Нормативна різниця температур в 4 або 6 °C може бути збільшена, за відповідного обґрунтування розрахунком притікальних струменів.

5. У ТПР, в фіксованих (сталих) і нефіксованих місцях праці виробничих приміщень, для населених пунктів, у яких t_e (параметри А) перевищують:

а) 28 °C – на кожний градус різниці температури ($t_e - 28$), °C потрібно збільшувати швидкість руху внутрішнього повітря на 0,1 м/с, але не більше ніж на 0,3 м/с від швидкості, що вказана у стовпці 9;

б) 24 °C – на кожний градус різниці температур ($t_e - 24$), °C допускається приймати відносну вологість повітря на 5 % нижчу від відносної вологості, що вказана у стовпці 10.

6. У кліматичних зонах з високою відотною вологістю повітря (поблизу морів, озер тощо), а також при застосуванні адіабатичного готування повітря для забезпечення в місцях праці температур, що вказані у стовпцях 7 і 8, допускається приймати відносну вологість на 10 % вищою від вологості, яка рекомендується пунктом 5,б.

7. Якщо допускні норми РЗ неможливо забезпечити (згідно з виробничими або економічними умовами), то потрібно передбачати систему (системи) місцевої притікальної вентиляції (душування) або кондиціонування фіксованих (сталих) місць праці.

Температуру, відносну вологість, рухливість і чистість внутрішнього повітря в тваринницьких і птахівничих приміщеннях, спорудах для вирощування рослин, приміщеннях для зберігання сільськогосподарської продукції рекомендується приймати згідно з нормами технологічного і будівельного проектування відповідних будинків та споруд.

Крім гігієнічних та технологічних вимог, якими регламентуються необхідні параметри внутрішнього повітря, потрібно враховувати рівень їх забезпеченості. Він характеризується коефіцієнтом забезпеченості за кількістю випадків n ($K_{\text{заб.л}}$), або коефіцієнтом тривалості відхилень внутрішніх теплових умов від розрахункових ($K_{\text{заб.}\Delta z}$) (табл. 6.5, 6.6).

Таблиця 6.5

Коефіцієнти забезпеченості розрахункових внутрішніх теплових умов приміщень [4]

Рівень вимог до внутрішніх теплових умов приміщень	$K_{\text{заб.л}}$ (за кількістю випадків n)	$K_{\text{заб.}\Delta z}$ (за тривалістю відхилень)	Час тривалості відхилень внутрішніх теплових умов від розрахункових ΔZ , год	Категорії розрахункових параметрів зовнішнього повітря
Високий	0,9	0,98	до 5	Б
Середній	0,7	0,92	до 200	-
Низький	0,5	0,8	до 400	А

Таблиця 6.6

Коефіцієнти забезпеченості розрахункових теплових умов приміщень в ХІР [7]

Характеристика основних приміщень	Коефіцієнт забезпеченості
Підвищені гігієнічні вимоги	~ 1
Цілодобове перебування людей або постійний технологічний режим	0,9
Обмежене в часі перебування людей	0,7
Короткочасне перебування людей	0,5

6.3. ПАРАМЕТРИ ПРИТІКАЛЬНОГО ПОВІТРЯ

Температуру притікального повітря $t_{\text{пр}}$ систем механічної загальної вентиляції рекомендується визначати за формулами [1]:

а) при зовнішньому повітрі, яке притікає в приміщення без готування

$$t_{\text{пр}} = t_3 + 0,001 p ; \quad (6.1)$$

б) при готуванні зовнішнього повітря за адіабатичним циклом, який знижує його температуру на Δt_1 , °С

$$t_{\text{пр}} = t_3 - \Delta t_1 + 0,001 p ; \quad (6.2)$$

в) у разі неготованого зовнішнього повітря і місцевого його дозволювання в приміщенні, яке знижує температуру на Δt_2 , °C

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{в}} - \Delta t_2 + 0,001 p ; \quad (6.3)$$

г) у разі зовнішнього повітря за попереднього готування його за адіабатичним циклом і місцевого дозволювання в приміщенні

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{в}} - \Delta t_1 - \Delta t_2 + 0,001 p ; \quad (6.4)$$

д) у разі зовнішнього повітря, нагрітого в повітронагрівнику повітроготувальника з підвищенням температури на Δt_3 , °C

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{в}} + \Delta t_3 + 0,001 p , \quad (6.5)$$

де p – повний тиск вентилятора СВ, Па; t_3 – температура зовнішнього повітря, °C.

Оскільки повний тиск вентилятора p можна знайти лише на основі аеродинамічного розрахунку системи притікальної вентиляції, то на етапі визначення $t_{\text{пр}}$ його величину наближено приймають:

– у малошвидкісних СВ низького тиску (більшість систем загальної вентиляції СВ) $p = 300 \dots 500$ Па.

Однак, вибираючи значення $t_{\text{пр}}$ для ХІР, потрібно враховувати неприпустимість дискомфортних умов, які характеризуються такими чинниками (за повітророзподілення у верхню зону (ВЗ) приміщення):

а) за висоти приміщень житлових і громадських будинків до 3 м, у разі ежекційного повітророзподілення за схемою згори донизу, приймають $t_{\text{пр}}$ нижчу від $t_{\text{в}}$ на 2...3 °C; за висоти приміщень понад 3 м (зали, класи, аудиторії тощо) – нижчу від $t_{\text{в}}$ на 4...6 °C. Більше зниження $t_{\text{пр}}$ можливе у разі підтвердження його розрахунком притікальних повітряних струменів (при цьому мають гарантуватись розрахункові параметри в зоні обслуговування чи РЗ).

Для систем повітряного душування параметри притікального повітря ($t_{\text{пр}}$, $\varphi_{\text{пр}}$, $\nu_{\text{пр}}$) визначають спеціальним розрахунком.

Для ТІР в приміщеннях з даховими провітрювачами (дефлекторами тощо) чи віконною вентиляцією (коли зовнішнє повітря притікає в приміщення через отвори його огорож) $t_{\text{пр}}$ збігається з t_{3A} (параметри клімату категорії А).

Очевидно, що при повітророзподіленні безпосередньо в зону обслуговування чи РЗ приміщення, температура притікального повітря повинна приблизно дорівнювати температурі внутрішнього повітря в цій зоні $t_{\text{в}}$ із врахуванням нормованих допускних відхилень $\Delta t_{\text{в}}$, тобто

$$t_{\text{пр}} = t_{\text{в}} \pm \Delta t_{\text{в}} .$$

Причому, переважно, в службових (офісних) приміщеннях $\Delta t_{\text{в}} = 1 \dots 1,5$ °C, а у виробничих приміщеннях $\Delta t_{\text{в}} = 4$ °C [2].

При підлоговому повітророзподіленні $\Delta t_{\text{в}} \leq 0,5$ °C

6.4. ПАРАМЕТРИ ВИТІКАЛЬНОГО ПОВІТРЯ

Очевидно, що на температуру витікального повітря впливають такі основні чинники: температури притікального повітря і внутрішнього повітря зони обслуговування (ЗО) чи РЗ; теплова напруга приміщення і його повітрообмін; особливості повітророзподілення і схема перетікання повітряних потоків (повітря) через приміщення; час перебування повітря в приміщенні; місця розміщення отворів для витікального повітря як по висоті, так і в плані (наприклад, щодо джерел теплових та інших забрудників).

Температуру внутрішнього повітря, що витікає із верхньої зони приміщень з теплонадлишками, можна дуже наближено визначити за формулою [4]

$$t_{\text{ВІТ}} = t_{\text{В.З}} = t_{\text{В}} + \beta_t \cdot (H - h) , \quad (6.6)$$

де $t_{\text{В}}$ – температура внутрішнього повітря в зоні обслуговування приміщення, °С;
 β_t – підвищення температури на кожен 1 м висоти приміщення вище цієї зони, °С/м (табл. 6.7, 6.8); H – відстань від підлоги до центра отворів для витікального повітря, м;
 h – висота зони обслуговування чи РЗ приміщення (до 2 м).

Таблиця 6.7

Гradient β_t температури внутрішнього повітря за висотою приміщень громадських будинків [4]

Теплова напруга приміщення		β_t , °С/м
кДж/м ³	Вт/м ³	
понад 80	понад 22,2	0,8...1,5
40 ... 80	11,1 ... 22,2	0,3 ... 1,2
менше ніж 40	менше ніж 11,1	0 ... 0,5

Зауваги: 1. До вказаних в таблиці величин треба ставитися з обережністю, оскільки при їх визначенні не враховано основні чинники впливу та їх поєднаності.

2. Менші значення β_t рекомендується приймати для ХПР, а більші – для ТПР [4].

Таблиця 6.8

Наближені значення gradienta температури β_t внутрішнього повітря за висотою виробничих приміщень [5]

Теплова напруга приміщення, Вт/м ³	Значення β_t за висоти приміщення									
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
23	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,4	0,35	0,5	0,3
46	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,4	0,35
70	1,0	0,9	0,9	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,5	0,4
93	1,0	0,9	0,9	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,5	0,4
116	0,8	0,7	0,7	0,65	0,6	0,6	0,5	0,5	0,4	0,35
174	0,65	0,6	0,6	0,55	0,5	0,5	0,45	0,4	0,4	0,35

Зауваги: 1. До вказаних в таблиці величин треба ставитися з обережністю, оскільки під час їх визначення не враховано основних чинників впливу та їх поєднаності.

2. Очевидно, що вказані величини стосуються випадку, коли отвори для витікального повітря розміщені в пристельовій зоні приміщення (за невідомих місць розміщення повітро-розподільників і сформованих ними повітряних струменів).

Параметри витікального повітря можна визначити також за формулами [5, 6]:

$$t_{\text{вит}} = t_{\text{пр}} + \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{пр}}}{\eta_t} ; \quad (6.7)$$

$$C_{\text{вит}} = C_{\text{пр}} + \frac{C_{\text{в}} - C_{\text{пр}}}{\eta_c} ; \quad (6.8)$$

$$t_{\text{вит}} = t_{\text{пр}} + \eta_t^* \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{пр}}) ; \quad (6.9)$$

$$C_{\text{вит}} = C_{\text{пр}} + \eta_c^* \cdot (C_{\text{в}} - C_{\text{пр}}) ; \quad (6.10)$$

$$d_{\text{вит}} = d_{\text{пр}} + \eta_d^* \cdot (d_{\text{в}} - d_{\text{пр}}) , \quad (6.11)$$

де $\eta_t (m_t)$ – показник (коефіцієнт) температурної ефективності загальної вентиляції, який змінюється в межах від нуля до одиниці (граничні величини η_t для декількох узагальнювальних схем перетікання повітря через приміщення вказано в п.7.8, а величини $\eta_t (m_t)$ в табл. 6.9; $\eta_t^* (m_t^*)$ – коефіцієнт “повітрообміну за надлишками явної теплоти” [6]; η_c^* , η_d^* – коефіцієнти “повітрообміну за надлишками концентрації забруднювальної речовини і вологи” [6]; $t_{\text{пр}}$, $t_{\text{в}}$, $t_{\text{вит}}$ – температури, відповідно, притікального, внутрішнього зони обслуговування (ЗО) чи РЗ і витікального повітря, °С; $C_{\text{пр}}$, $C_{\text{в}}$, $C_{\text{вит}}$ – середні концентрації забруднювальної речовини (забрудника), відповідно, у притікальному, внутрішньому зони обслуговування чи РЗ і витікальному повітрі (причому $C_{\text{в}} = \text{ГДК}$), мг/м³ (ппм); $d_{\text{пр}}$, $d_{\text{в}}$, $d_{\text{вит}}$ – вологовмісти, відповідно, притікального, внутрішнього ЗО чи РЗ і витікального повітря, г/кг с.пов; η_c – показник (коефіцієнт) ефективності загальної вентиляції щодо переміщення шкідливої речовини поза межі приміщення, який змінюється в межах від нуля до одиниці (граничні величини для декількох схем перетікання повітря через приміщення вказано в п. 7.8).

Таблиця 6.9

Наближені значення коефіцієнта $\eta_t (m_t)$ для виробничих приміщень за схеми перетікання повітря через них знизу догори [5]

Приміщення	Коефіцієнт m_t
1	2
Цехи для топлення (плавлення)	
Пічні прогони	0,5
Розливні прогони	0,4
Конвертерні прогони	0,4
Цехи для топлення електрокорунду і карбіду	
Відділення топлення	0,3
Відділення остигання і розбирання печей	0,5
Відділення копрового подрібнення і розбирання	0,5
Електротермічне відділення	0,4
Відділення розбирання і відділення охолодження	0,6

1	2
Хімічні заводи	
Насосні і компресорні	0,8
Сушильні відділення	0,5
Пічні відділення	0,5...0,6
Апаратні відділення	0,6
Фільтрувальні відділення	0,5
Сірчаноокислі цехи	0,4
Реакторні відділення	0,35
Склотопильні цехи	0,6
Цехи травлення і металопокриттів, машинні відділення	0,5
Електромеханічні заводи	
Обмотувально-укладальні цехи	0,6
Цехи просочування	0,6
Випробувальна станція	0,6
Вальцівні (прокатні) цехи	
Машинні зали станів, прогони сповільненого охолодження	0,6
Приміщення нагрівальних печей	0,5
Приміщення вальцівних станів	0,5...0,6
Моделні і деревообробні цехи. Ремонтно-будівельні цехи	
Верстато-заготівельні і складальні відділення	0,6
Заточувальні відділення	0,5
Алюмінієві заводи	
Електролізні цехи	0,7...0,8
Цехи кальцинування	0,5...0,6
Металообробні заводи	
Чавуноливарні цехи з розсіяним режимом:	0,5
– сумішеготувальне відділення;	0,6
– відділення формування і сушіння стрижнів;	0,5
– топильно (плавильно)-заливальне відділення;	0,5
– відділення вибивання форм і стрижнів;	0,5
– обрубально-очищувальні відділення;	0,6
– відділення відпалу литва;	0,7
– комплексно-механізовані дільниці ливарного виробництва	0,5
Цехи литва за моделями з розтопленого матеріялу	
– відділення готування моделей;	0,6
– відділення витоплювання моделей, прогартування форм, заливання форм металом;	0,5
– відділення готування наповнювальних сумішей, формування і вибивання стрижнів;	0,5
– відділення виварювання виливок і лугу;	0,5
– генераторні відділення	0,6

1	2
Ливарні конвесрні	0,5
Ливарні змішані	0,5
Вибивальні відділення	0,4
Термічні цехи	0,45
Ковальські і ковальсько-пресові цехи	0,4
Газогенераторні	0,6
Стале- і мідноливарні	0,5
Ливарні алюмінію	0,4
Цехи: механічні, холодного обробляння металів, механоскладальні	0,7
Токарно-шліфувальні відділення вальницьких (підшипникових) заводів	0,7
Відділення координатно-розточувальних верстатів	0,8
Відділення виробництва редукторів газових турбін	0,8
Цехи зварних конструкцій:	
– заготівельне відділення;	0,7
– механічні відділення;	0,7
– складально-зварювальні відділення	0,6
Харчові підприємства:	
– зали випікання хлібо заводів;	0,6
– варильні відділення	0,6
Заводи загального приладобудування	
Механоскладальні цехи і випробувальні стенди	0,7
Абразивні заводи	
Відділення спікання	0,5
Відділення топлення електрокорунду і корунду	0,3
Приміщення зворотного ходу агломашини	0,5
Приміщення збірних газоходів	0,5
Приміщення ексаустерів	0,5
Відділення остигання і розбирання печей	0,5
Електротермічні відділення	0,6
Відділення розбирання і охолодження	0,6
Лабораторії дослідження виливків	
Центральні заводські лабораторії:	
– виливків;	0,5
– металообробні і металографічні;	0,6
– термічні;	0,5
– обчислювальні центри	0,8

Зауваги: 1. У разі струминного (зосередженого) розподілення притікального повітря у верхню зону приміщень рекомендується приймати коефіцієнт $\eta_f (m_f)$ 0,8 для всіх цехів та відділень [5].

2. Величина $\eta_f (m_f)$ приймається сталою для всіх періодів року [5].

Для приміщень зі значними надлишками явної теплоти, через які відбувається перетікання повітря за схемою знизу догори, значення η_t^* * вказані в табл. 6.10.

Таблиця 6.10

Наближені значення величини η_t^* приміщень зі значними теплонадлишками за схеми перетікання повітря через них знизу догори [5]

Приміщення	η_t^*
Кувально-пресові, пічні прогони сталетопильних, рейковальцівних цехів, приміщення для емалювання (поливи), корпуси нагрівальних колодязів, блюмінги, склади заготовок.	2,0
Цехи:	
– термічні	1,9
– сушильні	1,8
– ливарні	1,7
– доменні і кувальні	1,6
– вальцювальні (прокатні)	1,5
– електролізні, машинні і компресорні зали	1,4
– вулканізації і виготовлення виробів із пластмас	1,3

Для виробничих приміщень, перетікання повітряних потоків (повітря) через які зумовлене спільною дією притікальних струменів і конвективних струменів від велико-розмірних теплоджерел ($d_{\text{екв. F}} \geq 1,5$ м), з кроком розміщення повітророзподільників ≥ 12 м, наближені значення η_t^* * можна приймати за табл. 6.11.

Таблиця 6.11

Наближені значення коефіцієнтів η_t^* і η_c^* для виробничих приміщень залежно від способу повітророзподілення за спільної дії притікальних повітряних струменів і конвективних теплових потоків [5, 6]

№ з/п	Спосіб розподілення притікального повітря	Площа зони дії повітророзподільників, м ² , не більше	Коефіцієнт повітрообміну	Кратність повітрообміну, год ⁻¹					
				3	5	10	15	20	25
1	Приколонне безпосередньо в робочу зону (до 2 м від підлоги)	300	η_t^* η_c^*	1,3	1,2	1,15	1,1	1,05	1,05
				1,85	1,75	1,65	1,6	1,55	1,5
2	Приколонне з висоти 4 м від підлоги нахиленими віяловими струменями в напрямку робочої зони	600	η_t^* η_c^*	1,15	1,05	1	1	1	1
				1,4	1,35	1,25	1,2	1,15	1,15
3	Горизонтальне компактними струменями вище 6 м від підлоги	900	η_t^* η_c^*	1	0,95	0,85	0,8	0,8	0,75
				1,1	1	0,9	0,85	0,8	0,8
4	Зверху вниз вертикальними струменями вище 6 м від підлоги	600	η_t^* η_c^*	1	0,95	0,9	0,85	0,85	0,8
				1,1	1,05	1	0,95	0,95	0,9

Зауваги: 1. Експериментальні дані стосуються виробничих приміщень висотою 7...15 м при відношенні висоти устаткування до висоти приміщення < 0,8.

2. Джерела тепло- і газовиділень розміщені в РЗ; густина газових виділень не перевищує 1,5 густини повітря [5,6].

3. При визначенні коефіцієнтів не враховані місця розміщення отворів витікального повітря, теплова напруга приміщення і масовиділення забруднювальної речовини тощо.

4. Величини коефіцієнтів не можуть бути меншими від одиниці, а тому до їх вибору з таблиці треба ставитись з осторогою.

Значення коефіцієнта η_t^* , подані в табл. 6.12, стосуються основних виробничих приміщень (цехів) радіотехнічної й електронної промисловості, складально-зварювальних, заготівельно-штампувальних.

Таблиця 6.12

**Наближені значення коефіцієнта η_t^*
для основних виробничих приміщень [5, 6]**

Спосіб розподілення притікального повітря	Місце розміщення отворів для витікального повітря загальної вентиляції	Частка тепловиділень в робочу зону (РЗ), $q_{pз}$	Коефіцієнт η_t^*
1	2	3	4
Безпосередньо в РЗ	У верхній зоні (ВЗ)	1	1
		0,7	1,4
		0,5	2
Нахиленими струменями, які рухаються в напрямку РЗ з висоти 4 м від підлоги	Те саме	1	1
		0,7	1,2
		0,5	1,3
Те саме, з висоти > 4 м	Те саме	1	1
		0,7	1
		0,5	1,2
Вище робочої зони: – струменями, що налипають (стеляться) і не налипають до поверхонь огорож приміщення;	Поза зоною безпосередньої дії струменя	1	1,1
		0,7	1,15
		0,5	1,2
– плоскими або компактними і віяловими струменями;	У зоні безпосередньої дії струменя	1	0,9
		0,5	0,85
– струменями, що стеляться (налипають) на поверхнях огорож приміщення.	Те саме, при $l/F_{стр}$: 10 20 30	-	0,8
		-	0,9
		-	0,95
– струменями, що не стеляться по поверхнях огорож приміщення	У верхній зоні	1	0,85
		0,7	0,95
		0,5	1,0

Зауваги: 1. l – відстань по горизонталі від отвору для витікального повітря до повітро-розподільника.

2. $F_{стр}$ – площа поперечного перерізу притікального повітряного струменя в місці його контакту із верхнім рівнем робочої зони (не вказана методика експериментального визначення).

3. Не вказана методика визначення $q_{pз}$ і не можна зрозуміти, чому величина $q_{pз}$ дорівнює одиниці (це можливо лише для віртуальних приміщень з висотою, яка дорівнює висоті РЗ).

4. При визначенні η_t^* не враховані інші основні чинники впливу, наприклад, кратність повітрообміну, час перебування повітря в приміщенні тощо.

ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ 6

1. СНиП 2.04.05–91*У. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Издание неофициальное. – К.: Киев ЗНИИЭП, 1996.–66 с.
2. Tauschenbuch für Heizung und Klimatechnik 92/93. R Oldenbourg Verlaq GmbH. – München.
3. DIN 33403, Teil 1...3 (4.84 bis 6.88). Klima am Arbeitsplatz.
4. Отопление и вентиляция. Учебник для вузов. Ч.2. Вентиляция / Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.
5. Волков О.Д. Проектирование вентиляции промышленного здания. – Харків: Вища школа, 1989. – 240 с.
6. Проектирование промышленной вентиляции: Справочник / Б.М. Торговников, В.Е. Табачник, Е.М. Ефанов– К.: Будівельник, 1983. – 256 с.
7. Инженерное оборудование зданий и сооружений: Учебник для вузов / Под ред. Ю.А. Табунщикова. – М.: Высшая школа, 1989. – 238 с.

Розділ сьомий

ЗАГАЛЬНИЙ ПОВІТРООБМІН ПРИМІЩЕНЬ

7.1. БАЛАНСНІ РІВНЯННЯ ПОВІТРООБМІНУ ПРИМІЩЕНЬ І ВИДІЛЕНЬ В НИХ ЗАБРУДНИКІВ [1]

Повітряний баланс приміщення характеризується рівністю масової витрати притікального і витікального повітря.

Для загального випадку (рис. 7.1), за щільних зовнішніх огорож приміщення і наявності в ньому n систем загальної притікальної, m систем загальної витікальної і k систем місцевої витікальної вентиляції рівняння повітряного балансу має вигляд

$$\sum_{i=1}^n G_{\text{пр.}i} - \sum_{j=1}^m G_{\text{вит.}j} - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.}k} = 0 \quad (7.1)$$

Витрати повітряних потоків в рівнянні подано в одиницях маси (кг/год, кг/с). При цьому враховується продуктивність всіх механічних та природних СВ, а в окремих випадках, і витрати повітряних потоків, що перетікають через отвори в огорожах приміщення і через нещільності цих огорож.

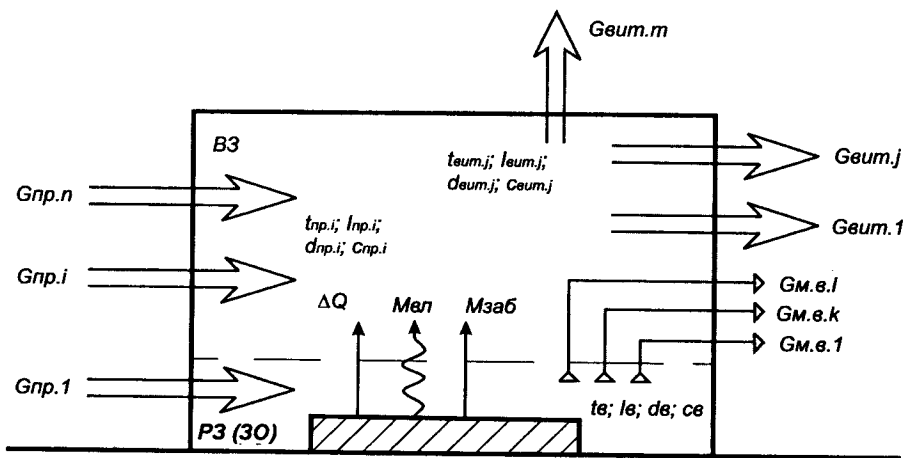


Рис. 7.1. Схема повітрообміну приміщення за наявності n притікальних, m витікальних загальних і k місцевих витікальних систем вентиляції за щільних зовнішніх і внутрішніх огорож приміщення: РЗ – робоча зона; ВЗ – верхня зона; ЗО – зона обслуговування

Рівняння балансу теплоти у вентиляованому приміщенні описує закон збереження теплової енергії. Нехай у загальному випадку (рис. 7.1) в приміщенні надлишки повної теплоти $\Delta Q_{\text{п}}$. Припустимо, що i -ю системою притікальної загальної вентиляції подається в приміщення повітря з параметрами $t_{\text{пр.}i}$ і $l_{\text{пр.}i}$. Вилучене з приміщення j -ю системою

витікальної загальної вентиляції повітря має параметри $t_{\text{виг.}j}$ і $I_{\text{виг.}j}$, а вилучене з РЗ (30) приміщення k -ю системою місцевої витікальної вентиляції – $t_{\text{в}}$ і $I_{\text{в}}$.

Кількість повної теплоти, яка вноситься в приміщення повітряними потоками притікальної загальної вентиляції, дорівнює:

$$Q_{\text{пр.}i} = \sum_{i=1}^n G_{\text{пр.}i} \cdot I_{\text{пр.}i} \quad , \quad \text{кДж/год.} \quad (7.2)$$

Кількість повної теплоти, яка виноситься з приміщення повітряними потоками витікальної загальної вентиляції, дорівнює:

$$Q_{\text{виг.}j} = \sum_{j=1}^m G_{\text{виг.}j} \cdot I_{\text{виг.}j} \quad , \quad \text{кДж/год.} \quad (7.3)$$

Кількість повної теплоти, яка вилучається з РЗ (30) приміщення повітряними потоками систем місцевої витікальної вентиляції, дорівнює:

$$Q_{\text{м.в.}k} = \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.}k} \cdot I_{\text{в}} \quad , \quad \text{кДж/год.} \quad (7.4)$$

Балансне рівняння повної теплоти вентилязованого приміщення (без врахування його теплоакумулювальної здатності) має вигляд:

$$3,6 \Delta Q_{\text{п}} + \sum_{i=1}^n G_{\text{пр.}i} \cdot I_{\text{пр.}i} - \sum_{j=1}^m G_{\text{виг.}j} \cdot I_{\text{виг.}j} - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.}k} \cdot I_{\text{в}} = 0. \quad (7.5)$$

Аналогічний вигляд має балансне рівняння явної теплоти вентилязованого приміщення:

$$3,6 \Delta Q_{\text{я}} + \sum_{i=1}^n c_p \cdot G_{\text{пр.}i} \cdot t_{\text{пр.}i} - \sum_{j=1}^m c_p \cdot G_{\text{виг.}j} \cdot t_{\text{виг.}j} - \sum_{k=1}^l c_p \cdot G_{\text{м.в.}k} \cdot t_{\text{в}} = 0, \quad (7.6)$$

де c_p – масова теплоємність повітря за сталого тиску, ($c_p = 1,005$ кДж/(кг·К)); $\Delta Q_{\text{п}}$ і $\Delta Q_{\text{я}}$ надлишки, відповідно, повної і явної теплоти, яка надходить в приміщення від різних джерел теплоти, Вт.

Рівняння балансу вологи вентилязованого приміщення записується аналогічно рівнянням (7.5) та (7.6) і виражає закон збереження маси вологи.

Кількість вологи, що вноситься у приміщення повітряними потоками систем загальної притікальної вентиляції, подають рівнянням:

$$M_{\text{пр.вл}} = \sum_{i=1}^n G_{\text{пр.}i} \cdot \frac{d_{\text{пр.}i}}{1000} \quad , \quad \text{кг/год,} \quad (7.7)$$

де $d_{\text{пр.}i}$ – вологовміст повітряного потоку i -ї системи загальної притікальної вентиляції, г/кг.с.пов.

Кількість вологи, винесеної з приміщення повітряними потоками систем загальної витікальної вентиляції, дорівнюватиме:

$$M_{\text{вит.}j} = \sum_{j=1}^m G_{\text{вит.}j} \cdot \frac{d_{\text{вит.}j}}{1000}, \quad \text{кг/год}, \quad (7.8)$$

Кількість вологи, яка вилучається з РЗ приміщення повітряними потоками систем місцевої витікальної вентиляції, дорівнює

$$M_{\text{м.в.к}} = \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} \cdot \frac{d_{\text{в}}}{1000}, \quad \text{кг/год}. \quad (7.9)$$

Якщо у вентилязованому приміщенні виділяється від різних джерел волога в кількості $M_{\text{вл}}$, кг/год, то рівняння його вологісного балансу матиме вигляд

$$M_{\text{вл}} + \sum_{i=1}^n G_{\text{пр.}i} \cdot \frac{d_{\text{пр.}i}}{1000} - \sum_{j=1}^m G_{\text{вит.}j} \cdot \frac{d_{\text{вит.}j}}{1000} - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} \cdot \frac{d_{\text{в}}}{1000} = 0. \quad (7.10)$$

Рівняння балансу одного із забрудників повітря (газу, пари, пилу) ґрунтується на законі збереження маси речовини. За аналогією з рівнянням (7.10), при виділенні в приміщенні забрудника (шкідливої речовини) в кількості $M_{\text{заб}}$, мг/год, рівняння балансу цього забрудника запишеться у вигляді:

$$M_{\text{заб}} + \sum_{i=1}^n G_{\text{пр.}i} \cdot \frac{C_{\text{пр.}i}}{\rho_{\text{пр.}i}} - \sum_{j=1}^m G_{\text{вит.}j} \cdot \frac{C_{\text{вит.}j}}{\rho_{\text{вит.}j}} - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} \cdot \frac{C_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} = 0, \quad (7.11)$$

де $C_{\text{пр.}i}$, $C_{\text{вит.}j}$, $C_{\text{в}}$ – концентрації забрудника (шкідливої речовини) відповідно в притікальних і витікальних повітряних потоках і в повітрі робочої зони, мг/м³; $\rho_{\text{пр.}i}$, $\rho_{\text{вит.}j}$, $\rho_{\text{в}}$ – густини відповідно притікальних і витікальних повітряних потоків і повітря робочої зони, кг/м³.

Балансні рівняння (7.1), (7.5), (7.6), (7.10) і (7.11) можуть слугувати для розрахунку загального повітрообміну приміщення за відомих повітропродуктивностей систем місцевої витікальної вентиляції. У кожному з цих рівнянь є найменше два невідомих – продуктивності систем загальної притікальної $\sum G_{\text{пр.}i}$ і витікальної $\sum G_{\text{вит.}j}$ вентиляції. Для визначення цих величин розв'язується система із двох рівнянь – рівняння повітряного балансу приміщення (7.1) і одного із рівнянь балансу виділень забрудника в ньому.

Балансне рівняння (7.1) застосовують також для розрахунків неорганізованої (інфільтраційної) і організованої вентиляції приміщень.

7.2. ЗАГАЛЬНИЙ ПОВІТРООБМІН ПРИМІЩЕННЯ ЗА УСТАЛЕНОГО РЕЖИМУ ВЕНТИЛЮВАННЯ

Підхід до розв'язування цієї задачі залежить від виду (видів) вентиляції приміщення, а також від способів повітророзподілення і місць забору внутрішнього

(витікального) повітря. Продуктивність систем місцевої вентиляції визначається специфічними вимогами (технологічними і гігієнічними), що розглянуті в розділі 4.8, а загальної вентиляції – розв’язуванням балансних рівнянь (7.1)...(7.11). При розрахунках загальної вентиляції повинні бути відомі кількості виділень забрудників, продуктивності систем місцевої притікальної і витікальної вентиляції, повітрообмін приміщення із суміжними приміщеннями і з атмосферою (довкіллям) через отвори і нещільності зовнішніх його огорож, а також конкретизована схема перетікання повітряних потоків через приміщення.

Повітрообмін прийнято називати за видом виділень забрудників, наприклад: повітрообмін за надлишками явного або повного тепла; повітрообмін за вологонадлишками; повітрообмін за пиловиділеннями тощо.

Для визначення необхідної повітропродуктивності систем загальної вентиляції, за надлишками виділень відповідних забрудників, потрібно розв’язати систему із двох рівнянь: балансу виділень забрудника і масового балансу повітрообміну приміщення.

Потрібний повітрообмін загальної вентиляції визначається для трьох періодів року за надлишками повної і явної теплоти, вологовиділеннями і виділеннями інших забрудників.

Загальна вентиляція при тепло- і вологонадлишках

- В ТПР за наявності k систем витікальної місцевої вентиляції

Теплонадлишки ΔQ вважаються забрудником в ТПР. Нехай у загальному випадку надлишки явної теплоти в приміщенні $\Delta Q_{\text{я}}$ і воно вентилюється k -системами витікальної місцевої вентиляції, однією системою загальної витікальної вентиляції і однією системою загальної притікальної вентиляції (рис. 7.2).

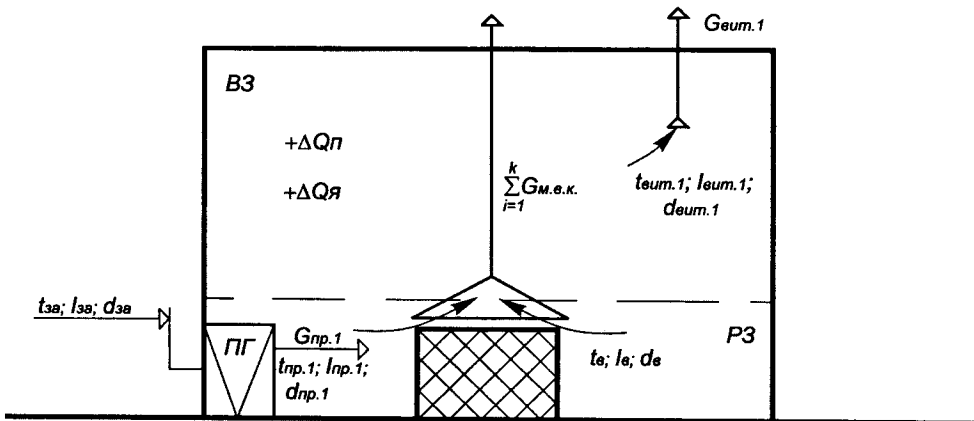


Рис. 7.2. Спрощена схема вентилявання приміщення за перетікання повітряних потоків знизу догори і наявності однієї притікальної та однієї витікальної систем загальної вентиляції k систем місцевої витікальної вентиляції

Кількість повітря $G_{\text{вит.1}}$, кг/год, що витікає із ВЗ приміщення за допомогою загальної СВ, визначають в результаті розв'язування системи рівнянь теплового і повітряного балансів приміщення (за нульового балансу повітрообміну)

$$\left\{ \begin{array}{l} 3,6 \cdot \Delta Q_{\text{я}} + G_{\text{пр.1}} \cdot c_p \cdot t_{\text{пр.1}} - G_{\text{вит.1}} \cdot c_p \cdot t_{\text{вит.1}} - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} \cdot c_p \cdot t_{\text{в}} = 0; \end{array} \right. \quad (7.12)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{\text{пр.1}} = G_{\text{вит.1}} + \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} \end{array} \right. , \quad (7.13)$$

де $G_{\text{пр.1}}$, $G_{\text{вит.1}}$, $G_{\text{м.в.к}}$ – продуктивність, відповідно, загальної притікальної та витікальної вентиляції і систем місцевої витікальної вентиляції ($\sum G_{\text{м.в.к}}$ наперед відома), кг/год.

Підставивши $G_{\text{пр.1}}$ (7.13) в рівняння (7.12), визначають повітропродуктивність загальної витікальної вентиляції

$$G_{\text{вит.1}} = \frac{3,6 \Delta Q_{\text{я}} - c_p \cdot \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{пр.1}})}{c_p \cdot (t_{\text{вит.1}} - t_{\text{пр.1}})} , \quad \text{кг/год} \quad (7.14)$$

Потім за формулою (7.13) визначають повітропродуктивність загальної притікальної вентиляції.

У випадку, коли в рівнянні (7.14) чисельник набуває від'ємного значення, вважають, що продуктивність загальної витікальної вентиляції $G_{\text{пр.1}}$ дорівнює сумарній продуктивності місцевих СВ, тобто $G_{\text{пр.1}} = \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}}$.

У приміщеннях з тепло- і вологовиділеннями повітрообмін визначають за допомогою I-d діаграми із одночасним врахуванням зміни ентальпії I і вологовмісту d повітря.

Основною характеристикою зміни параметрів повітря в приміщенні є відношення надлишкової повної теплоти до надлишкової вологи, яке називають показником кутового променя процесу в приміщенні (або тепловологісним відношенням):

$$\pm \varepsilon = \frac{3,6 \Delta Q_{\text{п}}}{M_{\text{вл}}} , \quad \text{кДж/кг.} \quad (7.15)$$

Ця характеристика визначається для трьох періодів року у приміщеннях із загальною вентиляцією.

Розрахунок повітрообмінів зводиться до побудови процесів зміни параметрів повітря в приміщенні. Графічна побудова процесів в I-d діаграмі за заданої точки З (параметри зовнішнього повітря) дає змогу визначити параметри повітря в таких характерних точках: П – притікального повітря; В – внутрішнього повітря в зоні обслуговування чи РЗ приміщення; В₁ – внутрішнього (витікального) повітря у верхній (пристельовій) зоні; С – суміші рециркуляційного і зовнішнього повітря (змішаного повітря).

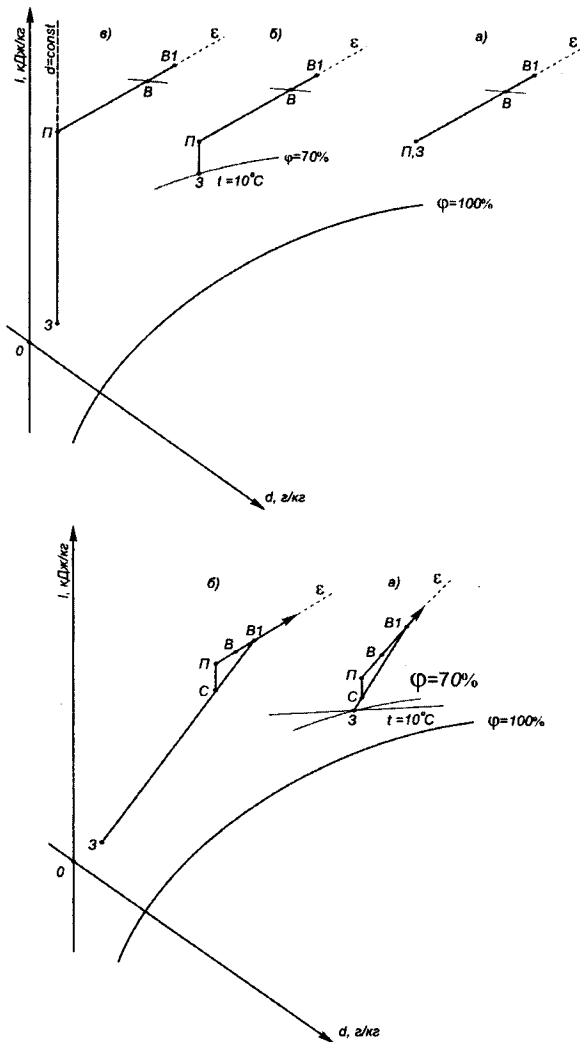


Рис. 7.3. Схеми процесів загальної вентиляції приміщення на I-d діаграмі за перетікання повітря знизу догори: I – прямотечійна притікальна вентиляція; II – притікальна вентиляція з рециркуляцією; Ia – при підігрітому зовнішньому повітрі і примусовому його притіканні; Ib – при неготованому зовнішньому повітрі в ТПР і примусовому (механічному) його притіканні; Iв – при неготованому зовнішньому повітрі і природному притіканні його через отвори зовнішніх огорож; IIa – при змішуванні зовнішнього і рециркуляційного (вилученого з верхньої зони) повітря і примусовому притіканні; IIб – при змішуванні рециркуляційного (вилученого з верхньої зони) і зовнішнього повітря, нагріванні суміші примусовому притіканні її до приміщення

За наявності в приміщенні двох і більше систем притікальної вентиляції, за допомогою якої у приміщення притікають повітряні потоки з різними параметрами (т.П₁ і т.П₂), для визначення параметрів в зоні обслуговування (т.В) належить знайти параметри умовної суміші всіх притоків. Параметри умовної суміші визначають за правилами змішування. Розміщення т.С зазвичай знаходять послідовними наближеннями, оскільки витрати змішуваних повітряних потоків, які впливають на її місцеположення, на початку розрахунку ще невідомі.

Точка В. За заданим рівнем внутрішньої температури в зоні обслуговування приміщення t_v (розділ 6.2) і показником кутового променя процесу ϵ , який проведений із т.П (в місці їх перетину на I-d діаграмі), знаходять параметри повітря в т.В. При цьому уточнюють, чи відповідає відносна вологість ϕ_v потрібним гігієнічним вимогам.

Точка В₁ знаходиться на перетині променя процесу в приміщенні ϵ і ізотерми внутрішнього повітря у верхній (пристельовій) зоні (ВЗ) приміщення $t_{\text{внт.1}}$ (розділ 6.4).

За відомих надлишкових повних тепловиділень ΔQ_{Π} , Вт, вологовиділень $M_{\text{вл}}$, кг/год, а також продуктивностей систем витікальної місцевої вентиляції $\sum G_{\text{м.в.к}}$, кг/год, продуктивність системи витікальної загальної вентиляції ($G_{\text{внт.1}}$) можна визначити в результаті розв'язування системи балансових рівнянь:

$$\begin{cases} 3,6 \Delta Q_{\Pi} + G_{\text{пр.1}} \cdot I_{\text{пр.1}} - G_{\text{внт.1}} \cdot I_{\text{внт.1}} - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} \cdot I_{\text{в}} = 0; & (7.16) \\ G_{\text{пр.1}} = G_{\text{внт.1}} + \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}}, & (7.17) \end{cases}$$

де $I_{\text{пр.1}}$, $I_{\text{внт.1}}$, $I_{\text{в}}$ – ентальпії, кДж/кг.с.пов, відповідно притікального, витікального (внутрішнього ВЗ) і внутрішнього повітря зони обслуговування чи РЗ (вилучається місцевими СВ).

У системі рівнянь невідомими, крім $G_{\text{пр.1}}$ і $G_{\text{внт.1}}$, є ентальпії $I_{\text{пр.1}}$, $I_{\text{внт.1}}$, $I_{\text{в}}$, які визначаються при побудові процесів вентиляування приміщень на I-d діаграмі (рис. 7.4).

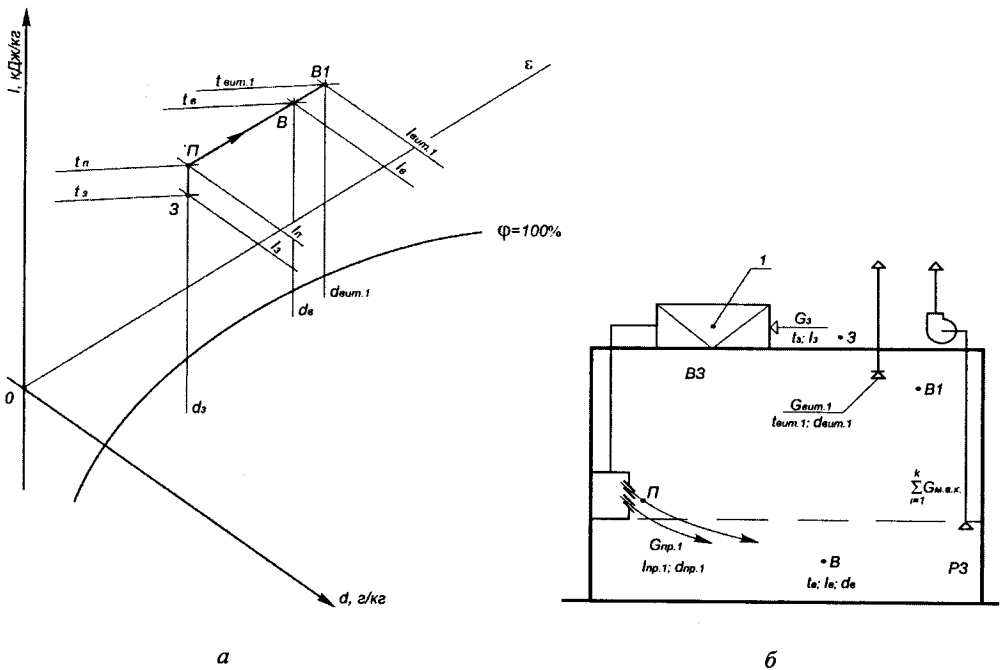


Рис. 7.4. Процеси вентиляування приміщень: а – схема термодинамічних процесів загальної притікальної вентиляції приміщення в ТПП при ежсекційному перетіканні повітря “знизу догори”; б – схема загальної притікально-витікальної вентиляції приміщення за наявності систем витікальної місцевої вентиляції: т.3 – розрахункові параметри зовнішнього повітря (категорія А); т.П – параметри притікального повітря загальної механічної СВ; т.В – параметри внутрішнього повітря в ЗО (РЗ); т.В1 – параметри внутрішнього повітря у ВЗ приміщення (витікального повітря); ПП – повітроготувальник

Підставивши $G_{пр.1}$ (7.17) до рівняння (7.16), отримують продуктивність загальної витікальної вентиляції

$$G_{вит.1} = \frac{3,6 \Delta Q_{п} - \sum_{k=1}^l G_{м.в.к} \cdot (I_{в} - I_{пр.1})}{I_{вит.1} - I_{пр.1}}, \text{ кг/год.} \quad (7.18)$$

За відомих $\sum G_{м.в.к}$, надлишкових вологовиділень $M_{вл}$, г/год, вологовмістів притікального $d_{пр.1}$, внутрішнього в зоні обслуговування (ЗО) $d_{в}$ і витікального $d_{вит.1}$ з верхньої зони (ВЗ) повітря в г/кг.с.пов, повітропродуктивність загальної витікальної вентиляції визначають за формулою

$$G_{вит.1} = \frac{M_{вл} - \sum_{k=1}^l G_{м.в.к} \cdot (d_{в} - d_{пр.1})}{d_{вит.1} - d_{пр.1}}, \text{ кг/год.} \quad (7.19)$$

Повітропродуктивність загальної притікальної вентиляції визначають за формулою (7.17).

• При теплонадлишках в ХПР за наявності систем витікальної місцевої вентиляції

а) загальна притікальна вентиляція прямотечійна, а витікальна – з вилученням повітря із верхньої зони приміщення

Повітропродуктивності загальних притікальної $G_{пр.1}$ і витікальної $G_{вит.1}$, а також систем витікальної місцевої вентиляції $\sum G_{м.в.к}$ беруться такими самими, як і в ТПР. На $I-d$ діаграму (рис. 7.5) наносять т.3, яка характеризує параметри зовнішнього повітря (категорія Б). Відомими є також температура повітря в ЗО (РЗ) приміщення, надлишки повного тепла $\Delta Q_{п}$ і вологовиділення $M_{вл}$, загальна повітропродуктивність систем витікальної місцевої вентиляції $\sum G_{м.в.к}$.

За формулою (7.15) визначають показник кутового коефіцієнта променя процесу є і будують його на $I-d$ діаграмі.

Із рівняння теплового балансу, орієнтуючись на температури повітря в ЗО (РЗ) та ВЗ приміщення, визначають середню температуру внутрішнього повітря (т.С, рис. 7.5,а)

$$t_{с} = \frac{G_{вит.1} \cdot t_{вит.1} + \sum_{k=1}^l G_{м.в.к} \cdot t_{в}}{G_{вит.1} + \sum_{k=1}^l G_{м.в.к}} \quad (7.20)$$

Визначають асиміляційну спроможність притікального (зовнішнього) повітря як зміну його вологовмісту за формулою

$$\Delta d = \frac{M_{\text{вл}}}{G_{\text{пр.1}}},$$

де $M_{\text{вл}}$ – сумарні вологовиділення в приміщенні, г/год; $G_{\text{пр.1}}$ – продуктивність загальної притікальної вентиляції, кг/год ($G_{\text{пр.1}} = G_3$).

Далі визначають середній вологовміст внутрішнього повітря d_c за формулою

$$d_c = d_3 + \Delta d.$$

На перетині ліній t_c і d_c знаходять положення т. С (рис.7.5, а).

Через т.С проводять промінь ϵ^* , паралельний до ϵ , і на перетині цього променя з ізотермами t_B і $t_{\text{внт.1}}$, які характеризують температури внутрішнього повітря в ЗО (РЗ) і ВЗ, знаходять місцеположення точок В і В₁, а на перетині з лінією $d_3 = \text{const}$ – місцеположення т.П, яка характеризує початкові параметри притікального повітря. Визначають температуру $t_{\text{п}}$ і ентальпію $I_{\text{п}}$ притікального повітря.

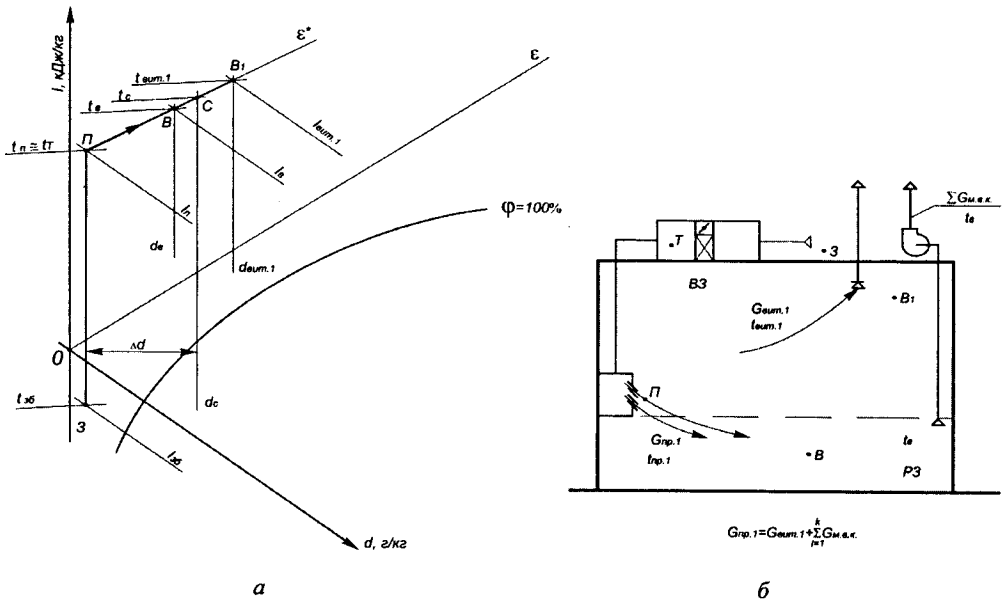


Рис. 7.5. а – схема термодинамічних процесів загальної проточної притікальної вентиляції приміщення в ХПП при ежекційному перетіканні повітря через приміщення “знизу догори”; б – схема загальної притікально-витікальної вентиляції приміщення (за наявності систем місцевої витікальної вентиляції); т.З – характеризує стан зовнішнього повітря; т.П – характеризує стан притікального повітря (зовнішнього підігрітого в повітроготувальнику повітря); т.В – характеризує стан повітря в РЗ (ЗО) приміщення; т.В₁ – характеризує стан повітря у ВЗ приміщення (за схеми перетікання повітря знизу догори)

Проводять на $I-d$ діаграмі лінію $d_3 = const$ до перетину з ізотермою t_T (характеризує температуру зовнішнього повітря після повітронагрівника). Температура t_T нормується, а після водоповітряного підігрівника приймається такою, щоб не відбувалось заморожування теплоносія в ньому, а саме $\geq 6,5^\circ\text{C}$.

Наносять на $I-d$ діаграмі ізотерми, які відповідають температурам внутрішнього повітря в ЗО (t_B) і у ВЗ ($t_{\text{внт.1}}$).

Із рівняння вологісного балансу приміщення

$$M_{\text{вл}} + G_3 \cdot d_3 = G_{\text{внт.1}} \cdot d_{\text{внт.1}} \quad (7.21)$$

визначають асиміляційну спроможність зовнішнього повітря

$$\Delta d = d_{\text{внт.1}} - d_3 = \frac{M_{\text{вл}}}{G_3} \quad (7.22)$$

Потім виначають вологовміст витікального (рециркуляційного) і викидного повітря за формулою

$$d_{\text{внт.1}} = d_3 + \Delta d \quad (7.23)$$

На перетині ізотерми $t_{\text{внт.1}}$ із лінією $d_{\text{внт.1}} = const$ знаходять положення т.В₁, яка характеризує стан внутрішнього (витікального) повітря у ВЗ приміщення.

За формулою (7.15) визначають показник кутового коефіцієнта променя процесу ϵ і будують його на $I-d$ діаграмі.

Через т.В₁ проводять промінь ϵ^* , паралельний до ϵ і на перетині його з ізотермою t_B отримують т.В, яка характеризує стан внутрішнього повітря в ЗО (РЗ) приміщення. Визначають параметри повітря цього стану t_B , I_B і d_B .

Із рівняння вологісного балансу приміщення, складовою якого є вологовміст суміші потоків зовнішнього і рециркуляційного повітря, визначають вологовміст суміші d_c за формулами:

$$d_c = \frac{G_3 \cdot d_3 + G_{\text{внт.1}} \cdot d_{\text{внт.1}}}{G_1 + G_p} ;$$

$$d_c = d_{\text{внт.1}} - \frac{G_3}{G_{\text{пр.1}}} \cdot (d_{\text{внт.1}} - d_3) \quad (7.24)$$

З'єднують т.Т і т.В₁ лінією, яка відображає процес змішування потоків зовнішнього підігрітого і рециркуляційного повітря. На перетині цієї лінії з променем $d_c = const$ знаходять т.С, яка характеризує стан суміші. Визначають температуру t_c і ентальпію I_c суміші.

На перетині лінії $d_c = const$ з променем ϵ^* знаходять положення т.П, яка характеризує стан притікального повітря. Визначають температуру $t_{\text{пр.1}}$ і ентальпію $I_{\text{пр.1}}$ притікального повітря.

Перевірка правильності побудови процесів на $I-d$ діаграмі (рис. 7.6) підтверджується забезпеченням балансової рівності

$$G_{\text{пр.1}} \cdot I_{\text{пр.1}} + 3,6 \Delta Q_{\text{п}} = G_p \cdot I_{\text{внт.1}} + G_{\text{внт.1}} \cdot I_{\text{внт.1}} \quad (7.25)$$

де $G_{\text{внт.1}} = G_3$, за нульового балансу повітрообміну.

Витрату тепла, Вт на нагрівання потоку зовнішнього повітря в повітроготувальнику (ПГ) визначають за формулою

$$Q_3 = 0,278 G_3 \cdot c_p \cdot (t_T - t_3) , \quad (7.26)$$

а витрату теплоти на нагрівання суміші повітря за формулою

$$Q_{\text{пр.1}} = 0,278 G_{\text{пр.1}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{пр.1}} - t_c) . \quad (7.27)$$

Схему термодинамічних процесів загальної частково рециркуляційної вентиляції приміщення із вилученням витікального (рециркуляційного) повітря із ЗО (РЗ) і витікального (викидного) повітря із ВЗ приміщення та схему вентиляювання приміщення при цьому зображено на рис. 7.7 а, б.

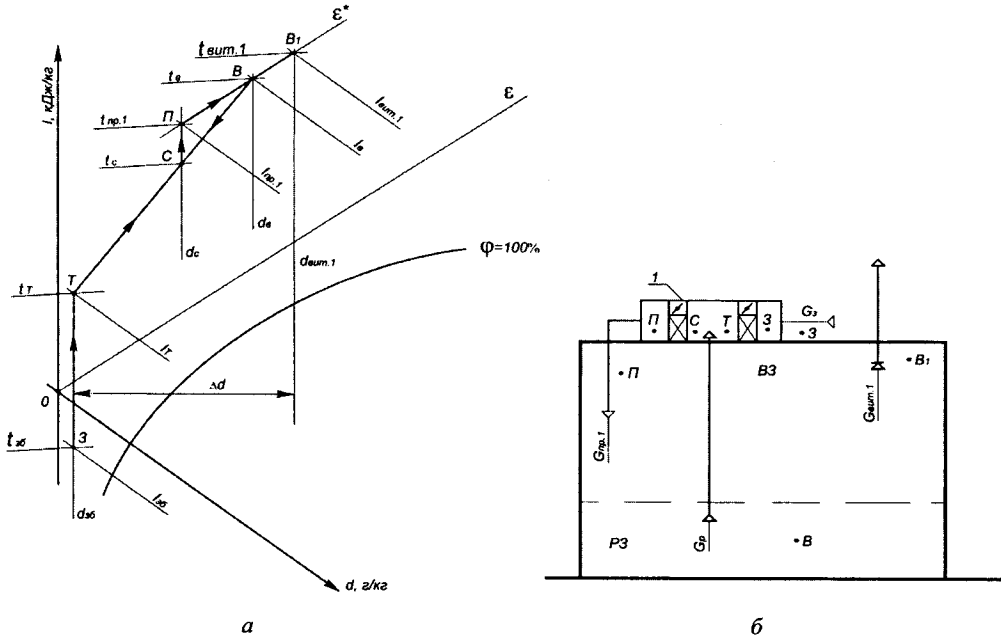


Рис. 7.7. а – схема термодинамічних процесів загальної частково рециркуляційної вентиляції приміщення в ХПР з вилученням витікального (рециркуляційного) повітря із ЗО (РЗ) і витікального (викидного) повітря із ВЗ приміщення та ежекційним перетіканням повітря згори догори; б – схема вентиляювання приміщення при цьому

в) умови використання рециркуляційного повітря

Рециркуляційне повітря – це частина повітря витікального, яка скеровується після відповідного готування, до повітророзподільників.

Рециркуляцію повітря використовують для економії теплової енергії в холодний і перехідний періоди року і холодильної енергії в ТПР (за умови, що готоване повітря охолоджується штучно).

Рециркуляцію треба передбачати, як правило, зі змінною витратою повітряного потоку залежно від зміни параметрів зовнішнього повітря.

Рециркуляція повітря *не допускається*:

- із приміщень, в яких потрібна витрата зовнішнього повітря, визначається масою забрудників 1-го та 2-го класів небезпеки, що виділяються у приміщення;
- із приміщень, в повітрі яких є хвороботворні бактерії та грибки з концентраціями, що перевищують допускні норми, або ті, які мають різко виражені неприємні запахи;
- із приміщень, в яких є забрудники, що підлягають термічній деструкції при контакті з нагрітими поверхнями повітрянагрівників, якщо перед ними не передбачене очищення повітря;
- із приміщень категорії А та Б (крім повітряних та повітряно-теплових заслонів біля зовнішніх воріт та дверей);
- із п'ятиметрових зон навколо устаткування, що розташоване у приміщеннях категорії В, Г та Д, якщо у цих зонах можуть утворюватись вибухонебезпечні суміші горючих газів, пари, аерозолів з повітрям;
- із систем витікальної місцевої вентиляції, якими вилучаються пожежонебезпечні суміші з повітрям;
- із тамбурів та шлюзів;
- із лабораторних приміщень науково-дослідницького призначення, в яких можуть виконуватись роботи зі шкідливими або горючими речовинами, паром, аерозолями;

Рециркуляція повітря обмежується межами одного помешкання (квартири), готельного номера або однородинного будинку чи одним або декількома приміщеннями, в яких виділяють однакові забрудники 1-го і 2-го класів небезпеки, окрім приміщень, зазначених попередньо.

7.3. ЗАГАЛЬНИЙ ПОВІТРООБМІН ПРИ НАДЛИШКАХ ЗАБРУДНИКІВ ЗА НАЯВНОСТІ СИСТЕМ ВИТІКАЛЬНОЇ МІСЦЕВОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

За відомих $\sum G_{\text{м.в.к}}$, маси виділень забрудників $M_{\text{заб}}$ та їх гранично-допускної концентрації (ГДК) повітропродуктивність системи загальної витікальної вентиляції можна визначити за формулою

$$G_{\text{вит.1}} = \frac{M_{\text{заб}} - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} \cdot \left(\frac{C_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} - \frac{C_{\text{пр.1}}}{\rho_{\text{пр.1}}} \right)}{\frac{C_{\text{вит.1}}}{\rho_{\text{вит.1}}} - \frac{C_{\text{пр.1}}}{\rho_{\text{пр.1}}}}, \quad \text{кг/год}, \quad (7.28)$$

де $M_{\text{заб}}$ – маса забрудника або вибухонебезпечної речовини, що виділяється в приміщенні, мг/год; $C_{\text{в}}$, $C_{\text{вит.1}}$ – концентрація забрудника або вибухонебезпечної речовини у внутрішньому повітрі РЗ і у витікальному повітрі, мг/м³; $C_{\text{пр.1}}$ – концентрація забрудника або вибухонебезпечної речовини у притікальному повітрі, мг/м³ (якщо дані відсутні, то $C_{\text{пр.1}}$ приймають як 0,3 ГДК забрудника).

Концентрацію забрудника в РЗ приміщення приймають такою, що дорівнює його ГДК, тобто $C_{\text{в}} = \text{ГДК}$.

Граничнодопускна концентрація (ГДК) – це така кількість забрудника у внутрішньому повітрі, яка не спричиняє негативних впливів на організм людини і виникнення захворювань.

Для приміщень громадських будівель повітрообмін в ТПР, розрахований на розчинення забрудників до ГДК, переважно менший від повітрообміну, що розраховується за тепловологодлишками. Тому для цих будівель формулу (7.28) використовують для визначення потрібної кількості зовнішнього повітря G_3 , притікальної вентиляції з рециркуляцією.

Витрату повітря загальної притікальної вентиляції визначають за формулою

$$G_{\text{пр.1}} = G_{\text{віт.1}} + \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} \quad (7.29)$$

Формулу (7.28) застосовують у випадках, коли виділення забрудників супроводжуються тепловиділеннями і в приміщенні є надлишки тепла. Якщо надлишки тепла в приміщенні відсутні або дуже незначні і можна прийняти $\rho_{\text{в}} \approx \rho_{\text{віт.1}}$, то повітрообмін за забрудниками зручніше обраховувати за формулою:

$$G_{\text{віт.1}} = \frac{M_{\text{заб}} - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} \cdot \left(\frac{C_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}}} - \frac{C_{\text{пр.1}}}{\rho_{\text{пр.1}}} \right)}{\frac{C_{\text{віт.1}}}{\rho_{\text{в}}} - \frac{C_{\text{пр.1}}}{\rho_{\text{пр.1}}}}, \text{ кг/год.} \quad (7.30)$$

Згідно з ГОСТ 12.1.005–76 [2] за одночасного виділення декількох газів і пари, яким не властива односкерована дія, розрахунковий повітрообмін загальної вентиляції приміщення приймають за тим забрудником, який вимагає найбільшої кількості зовнішнього повітря (G_3). За одночасного виділення у внутрішнє повітря декількох забрудників, яким властивий ефект сумачії (односкерованої дії), розрахунковий повітрообмін приймають за величиною суми повітрообмінів, що потрібні для розчинення до ГДК кожного забрудника окремо. Це пов'язано з тим, що інколи присутні в робочій зоні забрудники кожен окремо не перевищують граничнодопускної концентрації (ГДК), а сумарно шкідливо впливають на організм людини. ГДК таких забрудників повинно задовольняти умову

$$\frac{C_1}{\text{ГДК}_1} + \frac{C_2}{\text{ГДК}_2} + \frac{C_n}{\text{ГДК}_n} \leq 1 \quad (7.31)$$

де C_1, C_2, \dots, C_n – концентрації окремих забрудників в суміші, мг/м^3 ; $\text{ГДК}_1, \text{ГДК}_2, \dots, \text{ГДК}_n$ – граничнодопускні концентрації відповідних забрудників у суміші, мг/м^3 .

Наприклад, якщо у внутрішньому повітрі РЗ приміщення є сірководень (H_2S) з концентрацією $C_1 = 0,007 \text{ мг/м}^3$ і сірчистий ангідрид (SO_2) з концентрацією $C_2 = 0,4 \text{ мг/м}^3$, то із врахуванням (7.31) маємо

$$\frac{0,007}{0,008} + \frac{0,4}{0,5} = 1,67 \quad .$$

Тобто, рівень забруднення внутрішнього повітря РЗ приміщення, із врахуванням ефекту сумачії дії H_2S і SO_2 , перевищує ГДК в 1,67 раза, хоча за окремими забрудниками він не перевищує ГДК.

Забрудники, яким властивий ефект сумачії (односкерованої дії) [3, 4]:

- ацетон і фенол;
- ацетальдегід і вінілацетат;
- озон, двоокис азоту і формальдегід; сірчистий газ і фенол;
- сірчистий газ і фтористий водень;
- сірчистий газ і аерозоль сірчаної кислоти (квасу);
- сірководень і диніл;
- сірчистий газ і сірководень;
- фурфурол, метанол і етанол;
- циклогексан і бензол;
- сильні мінеральні кислоти (сірчана, соляна і азотна) в концентрації за водневим йоном;
- етилен, пропілен, бутилен і амілен;
- оцтова кислота і оцтовий ангідрид;
- ацетон і ацетофенон;
- бензол і ацетофенон;
- фенол і ацетофенон;
- сірчистий і сірчаний агідрид, аміак, окиси азоту.

За виділень у приміщенні газів і пари, що можуть утворити з внутрішнім повітрям вибухонебезпечні суміші, мінімальна кількість притікального повітря повинна забезпечити концентрації цих речовин, що не перевищують 5 % нижньої границі вибухливості C_n , мг/м^3 . У цьому випадку в формулу для розрахунку повітрообміну за забрудниками замість $C_{\text{вит.1}}$ треба підставити $0,05 C_n$, а замість $C_{\text{пр.1}}$ – не більше 30 % від цієї величини (тобто 30 % від $0,05 C_n$).

За розрахунковий повітрообмін, за яким добирають вентиляційне устаткування, приймають найбільшу продуктивність загальної вентиляції $G_{\text{вит.1}}$ і $G_{\text{пр.1}}$, визначену в результаті розрахунків повітрообміну за тепло- і вологонадлишками, а також надлишками інших забрудників. При цьому кількість зовнішнього повітря, що припадає на одну особу, повинна бути не меншою від величини, яка рекомендується нормами витрати зовнішнього повітря (п. 7.6).

При використанні смоків над джерелами конвекційних тепловиділень частина забрудників (від 10 до 30 %) виділяється у внутрішнє повітря і накопичується у верхній зоні приміщення, а потім, з причини охолодження повітря біля зовнішніх огорож (або завдяки струминному повітророзподіленню у верхній зоні) потрапляє в робочу зону. Тому в цьому випадку додатково до місцевої вентиляції необхідно передбачати загальну витікальну вентиляцію з верхньої зони приміщення в кількості не меншій ніж передбачено однократним повітрообміном. Згідно з [4] для приміщень заввишки понад 6 м мінімальну кількість витікального повітря загальної вентиляції із верхньої зони допускається приймати з розрахунку $6 \text{ м}^3/\text{год}$ на 1 м^2 площі підлоги приміщення. З метою

уникнення цієї додаткової кількості витікального повітря, в приміщеннях з тепло- і газовиділеннями доцільно застосовувати випиральну вентиляцію за схемою знизу догори із об'ємним наповненням робочої зони притікальним повітрям (так звану термо-випиральну (поршневу) вентиляцію) і тепловим розшаруванням по висоті приміщення.

7.4. ЧАСТКОВІ ВИПАДКИ ЗАГАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

а) за відсутності витікальної місцевої вентиляції

Для розрахунку повітрообміну по надлишках повної теплоти потрібно розв'язати систему рівнянь:

$$\begin{cases} 3,6 \Delta Q_{\text{п}} + G_{\text{пр.1}} \cdot I_{\text{пр.1}} - G_{\text{вит.1}} \cdot I_{\text{вит.1}} = 0 ; \\ G_{\text{пр.1}} - G_{\text{вит.1}} = 0 . \end{cases} \quad (7.32)$$

Розв'язок цієї системи має вигляд

$$G_{\text{пр.1}} = G_{\text{вит.1}} = \frac{3,6 \Delta Q_{\text{п}}}{I_{\text{вит.1}} - I_{\text{пр.1}}} , \text{ кг/год} , \quad (7.33)$$

де індекс "1" вказує на загальний повітрообмін за дії однієї притікальної і однієї витікальної СВ.

Об'ємні витрати повітряних потоків при цьому обраховуються за формулами:

$$L_{\text{пр.1}} = \frac{G_{\text{пр.1}}}{\rho_{\text{пр.1}}} ; \quad L_{\text{вит.1}} = \frac{G_{\text{вит.1}}}{\rho_{\text{вит.1}}} , \quad \text{м}^3/\text{год} . \quad (7.34)$$

Очевидно, що $L_{\text{пр.1}} \neq L_{\text{вит.1}}$, оскільки $\rho_{\text{пр.1}} \neq \rho_{\text{вит.1}}$.

б) за наявності витікальної місцевої вентиляції і всмоктування внутрішнього повітря системами загальної витікальної вентиляції в одному-двох рівнях приміщення

До цього випадку належать більшість виробничих приміщень за наявності в них систем витікальної місцевої вентиляції, що засмоктують внутрішнє повітря із робочої зони в кількості $\sum G_{\text{м.в.к}}$, і витікальної загальної вентиляції із верхньої зони продуктивністю $G_{\text{вит.1}}$, кг/год. У громадських будинках також є приміщення, в яких повітрообмін відбувається за цією схемою. Наприклад, за подібною схемою відбувається повітрообмін в приміщеннях залів громадського харчування (витікання внутрішнього повітря в двох різних рівнях), у глядацьких і актових залах (розташування отворів для витікального (рециркуляційного) повітря в нижній зоні і для витікального (викидного) повітря – у верхній зоні приміщення).

У цьому випадку для розрахунку повітрообміну за надлишками повної теплоти застосовують рівняння (7.16) ... (7.18).

У деяких випадках для розрахунків повітропродуктивності загальної вентиляції за цією схемою рекомендується приймати наперед задане співвідношення між $G_{\text{пр.1}}$ і $\sum G_{\text{м.в.к}}$. Розв'язок системи рівнянь (7.16 – 7.17) при цьому має вигляд [6].

$$G_{\text{пр.1}} = \frac{3,6\Delta Q_{\text{п}}}{z \cdot (I_{\text{в}} - I_{\text{пр.1}}) + (1-z) \cdot (I_{\text{вит.1}} - I_{\text{пр.1}})} , \quad (7.35)$$

$$\text{де } z = \frac{\sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}}}{G_{\text{пр.1}}} .$$

В цьому випадку кількість внутрішнього повітря, що витікає із верхньої зони приміщення

$$G_{\text{вит.1}} = G_{\text{пр.1}} - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} = (1-z) \cdot G_{\text{пр.1}} . \quad (7.36)$$

Кількість внутрішнього повітря, що витікає в сусідні приміщення через прорізи і нещільності внутрішніх огорож:

$$G_{\text{вит.2}} = z \cdot G_{\text{пр.1}} . \quad (7.37)$$

Розрахунок повітропродуктивності загальної вентиляції при розміщенні отворів для витікального (рециркуляційного) повітря не у верхній зоні приміщення, а на довільній висоті також виконується за формулою (7.35). У цьому випадку $I_{\text{вит.1}}$ – ентальпія внутрішнього повітря на рівні отворів витікального (рециркуляційного) повітря, а величина z визначається за співвідношенням витрат рециркуляційного і притікального (суміші зовнішнього і рециркуляційного) повітря.

в) при витіканні повітря із приміщення в двох рівнях та притіканні повітря від двох джерел

Така схема повітрообміну існує в гарячих цехах підприємств громадського харчування у разі влаштування вентиляційного ковпака (зонта) над плитою для готування їжі. За цією ж схемою відбувається перетікання повітря в приміщеннях для ливарного, термічного та інших подібних виробництв за наявності в них дахових провітрювачів, систем місцевої витікальної і місцевої притікальної вентиляції.

У таких випадках для розрахунку повітрообміну за надлишками повної теплоти використовують систему рівнянь:

$$\begin{cases} 3,6\Delta Q_{\text{п}} + G_{\text{пр.1}} \cdot I_{\text{пр.1}} + G_{\text{м.пр.1}} \cdot I_{\text{м.пр.1}} - G_{\text{вит.1}} \cdot I_{\text{вит.1}} - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} \cdot I_{\text{в}} = 0 ; & (7.38) \\ G_{\text{пр.1}} + G_{\text{м.пр.1}} - G_{\text{вит.1}} - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.к}} = 0 . & (7.39) \end{cases}$$

Величини $G_{м.пр.1}$ і $\sum G_{м.в.k}$ (відповідно повітропродуктивності системи місцевої притікальної (система душування) і систем місцевої витікальної вентиляції) відомі.

Розв'язок системи має вигляд:

$$G_{\text{вигт.1}} = \frac{3,6 \Delta Q_{\text{п}} + G_{\text{м.пр.1}} \cdot (I_{\text{м.пр.1}} - I_{\text{пр.1}}) - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.k}} \cdot (I_{\text{в}} - I_{\text{пр.1}})}{I_{\text{вигт.1}} - I_{\text{пр.1}}} ; \quad (7.40)$$

$$G_{\text{пр.1}} = G_{\text{вигт.1}} + \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.k}} - G_{\text{м.пр.1}} , \quad \text{кг/год.} \quad (7.41)$$

Величини $G_{\text{пр.1}}$ і $G_{\text{вигт.1}}$ характеризують повітропродуктивності відповідних систем загальної вентиляції (в гарячих цехах підприємств громадського харчування) або витрати повітря через регульовані отвори зовнішніх огорож (аерацію) приміщень (гарячі виробничі приміщення промислових будинків). В останньому випадку повітрообміни, як правило, розраховують за надлишками явної теплоти:

$$G_{\text{вигт.1}} = \frac{3,6 \Delta Q_{\text{я}} + G_{\text{м.пр.1}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{м.пр.1}} - t_{\text{пр.1}}) - \sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.k}} \cdot c_p \cdot (t_{\text{в}} - t_{\text{пр.1}})}{c_p \cdot (t_{\text{вигт.1}} - t_{\text{пр.1}})} , \quad \text{кг/год.} \quad (7.42)$$

Приклад 7.1. *Визначити повітропродуктивності систем загальної витікально-притікальної вентиляції кувального цеху, якщо температура притікального повітря $t_{\text{пр.1}} = 23$ °С і барометричний тиск 101,3 кПа. Надлишки явної теплоти $\Delta Q_{\text{я}} = 3300000$ кДж/год. У приміщенні діють: система механічної притікальної місцевої вентиляції (душування робочих місць), яка забезпечує витрату притікального повітря $G_{\text{пр.1}} = 80000$ кг/год з температурою $t_{\text{пр.1}} = 20$ °С; системи місцевої*

витікальної вентиляції загальною продуктивністю $\sum_{k=1}^l G_{\text{м.в.k}} = 65000$ кг/год, які

вилучають внутрішнє повітря із робочої зони приміщення з $t_{\text{м.в}} = t_{\text{в}} = 28$ °С. Внутрішній об'єм приміщення $V = 27000$ м³, а його висота $H = 12$ м. Притікання зовнішнього повітря в кількості $G_{\text{пр.1}}$ передбачається безпосередньо в робочу зону цеху, а витікання внутрішнього (викидного) повітря в кількості $G_{\text{вигт.1}}$ із верхньої зони цеху (тобто схема випирального перетікання повітря знизу догори).

Розв'язування

Визначаємо питомі надлишки явної теплоти $q_{\text{я}}$ в приміщенні (теплову напругу приміщення)

$$q_{\text{я}} = \frac{\Delta Q_{\text{я}}}{V} = \frac{3300000}{2700} = 122,22 \text{ кДж/(год} \cdot \text{м}^3) = 33,95 \text{ Вт/м}^3 .$$

За даними табл.6.8 прийємо величину температурного градієнта $\beta = 0,42$ (при $H = 12$ і $q_{\text{я}} = 33,95 \text{ Вт/м}^3$).

Визначасмо температуру витікального повітря, тобто внутрішнього повітря у верхній (пристельовій) зоні приміщення за формулою

$$t_{\text{вит.1}} = t_{\text{в}} + \beta \cdot (H - 2) = 27 + 0,42 \cdot (12 - 2) = 31,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

За формулою (7.40) обраховуємо повітропродуктивність загальної витікальної вентиляції

$$G_{\text{вит.1}} = \frac{3300000 + 80000 \cdot 1,005 \cdot (20 - 23) - 65000 \cdot 1,005 \cdot (28 - 23)}{1,005 \cdot (31,2 - 23)} = 333537 \text{ кг/год,}$$

де $t_{\text{вит.1}} = 31,2 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Тобто $L_{\text{вит.1}} = \frac{G_{\text{вит.1}}}{\rho_{\text{вит.1}}} = \frac{333537}{1,16} = 287532 \text{ м}^3/\text{год,}$

де $\rho_{\text{вит.1}} = \frac{353}{273 + 31,2} = 1,16 \text{ кг/м}^3$.

За формулою (7.41) визначасмо:

$$G_{\text{пр.1}} = 333537 + 65000 - 80000 = 318537 \text{ кг/год,}$$

або $L_{\text{пр.1}} = \frac{318537}{1,19} = 267678 \text{ м}^3/\text{год,}$ де $\rho_{\text{пр.1}} = \frac{353}{233 + 23} = 1,19 \text{ кг/м}^3$.

Визначасмо кратність загального повітрообміну приміщення за притоком за формулою

$$\dot{K} = \frac{L_{\text{пр.1}}}{V} = \frac{267678}{27000} = 9,9 \text{ год}^{-1}.$$

Повітрообмін загальної вентиляції приміщення за умов розчинення (асиміляції) надлишкових явних тепловиділень і схеми перетікання повітря знизу догори, обраховуються за формулою:

$$G_{\text{пр.1}} = G_{\text{вит.1}} = \frac{3,6 \Delta Q_{\text{я}}}{c_p \cdot (t_{\text{вит.1}} - t_{\text{пр.1}})}, \text{ кг/год,} \quad (7.43)$$

де $t_{\text{вит.1}} = t_{\text{пр.1}} + \frac{t_{\text{р.з}} - t_{\text{пр.1}}}{m_t}$ (для виробничих приміщень); $\Delta Q_{\text{я}}$ – надлишкові явні тепловиділення, Вт; m_t – коефіцієнт температурної ефективності загальної вентиляції, $m_t = 0,3 \dots 0,8$ (табл.5.2 [4]).

У випадку невисоких приміщень ($H \leq 3$ м) або у випадку струминного перемішувального перетікання повітря через приміщення $m_t \approx 1$.

Повітрообмін приміщення за умов рівномірного розчинення в ньому надлишків діоксиду вуглецю (CO₂) до ГДК, за відсутності витікальної і притікальної місцевої вентиляції, обраховують за формулою

$$G_{\text{вит.1}} = G_{\text{пр.1}} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{\frac{C_{\text{вит.1}}}{\rho_{\text{вит.1}}} - \frac{C_{\text{пр.1}}}{\rho_{\text{пр.1}}}}, \text{ кг/год}, \quad (7.44)$$

де M_{CO_2} – кількість діоксиду вуглецю, що виділяється в приміщенні, л/год або г/год;
 $C_{\text{вит.1}} = C_{\text{гдж}}$ – граничнодопускна концентрація CO₂ у внутрішньому повітрі, л/м³ або г/м³;
 $C_{\text{пр.1}}$ – концентрація CO₂ у притікальному (зовнішньому) повітрі, л/м³ або г/м³.

Кількість CO₂, що виділяється дорослою людиною, залежить від рівня тяжкості її праці і подається в табл. 7.1.

Допускні концентрації CO₂ в приміщеннях [5]:

- постійного перебування людей (житлові будинки) 1 л/м³ (1,5 г/кг);
- лікарень 0,7 л/м³ (1,0 г/кг);
- періодичного перебування людей (бюро, офіси) 1,25 л/м³ (1,75 г/кг);
- короткочасного перебування людей 2,0 л/м³ (3,0 г/кг).

Вміст CO₂ у зовнішньому повітрі рекомендується приймати [5]:

- для сільської місцевості 0,40 л/м³ (0,6 г/м³);
- для селищ 0,47 л/м³ (0,6 г/м³);
- для міст 0,60 л/м³ (0,9 г/м³).

Граничнодопускні концентрації CO₂ згідно з [8] подано в додатку 8

Таблиця 7.1

Виділення CO₂ дорослою людиною [9]

Стан людини	Виділення CO ₂ , л/год
Під час відпочинку у позиції лежачи	10 ... 12
Під час відпочинку у позиції сидячи	12 ... 15
Легка праця в кабінеті (аудиторії)	19 ... 24
Праця середньої тяжкості, гімнастика	33 ... 43
Теніс, танець, тяжка праця	55 ... 70

Заувага. Дитина виділяє CO₂ в кількості 70 ... 80 % від поданих у таблиці величин.

Приклад 7.2. Визначити повітрообмін загальної вентиляції для зали зібрань на 200 дорослих людей із умов рівномірного розчинення надлишків CO₂ до ГДК за таких даних: кількість CO₂, що виділяється однією людиною – 23 л/год (легка праця); граничнодопускний вміст CO₂ у внутрішньому повітрі $C_{\text{в}} = C_{\text{вит.1}} = 2 \text{ л/м}^3$ (за

короткочасного перебування); $C_{\text{пр.1}} = 0,6 \text{ л/м}^3$ (для міста); $\rho_{\text{пр.1}} = 1,185 \text{ кг/м}^3$;
 $\rho_{\text{віт.1}} = 1,169 \text{ кг/м}^3$.

Розв'язування

Для визначення повітрообміну використаємо формулу (7.44):

$$G_{\text{пр.1}} = G_{\text{віт.1}} = \frac{M_{\text{CO}_2}}{\frac{C_{\text{віт.1}}}{\rho_{\text{віт.1}}} - \frac{C_{\text{пр.1}}}{\rho_{\text{пр.1}}}} = \frac{200 \cdot 23}{\frac{2,0}{1,169} - \frac{0,6}{1,185}} = 3817, \text{ кг/год.}$$

Повітрообмін загальної вентиляції приміщення, за умов розчинення в ньому надлишкових газовиділень та перемішувального перетікання повітря та відсутності місцевих СВ обраховують за формулою

$$G_{\text{пр.1}} = G_{\text{віт.1}} = \frac{M_{\text{Г}}}{\frac{C_{\text{віт.1}}}{\rho_{\text{віт.1}}} - \frac{C_{\text{пр.1}}}{\rho_{\text{пр.1}}}}, \text{ кг/год,} \quad (7.45)$$

де $M_{\text{Г}}$ – виділення газу в приміщення, мг/год; $C_{\text{віт.1}}$ – концентрація газу у витікальному повітрі (дорівнює ГДК), мг/м³; $C_{\text{пр.1}}$ – концентрація газу в притікальному (зовнішньому) повітрі, мг/м³ ($C_{\text{пр.1}} \leq 0,3 C_{\text{віт.1}}$, за відсутності даних).

Повітрообмін загальної вентиляції приміщення за умов рівномірного розчинення у внутрішньому повітрі надлишкових пиловиділень і відсутності місцевих СВ також обраховують за формулою

$$G_{\text{пр.1}} = G_{\text{віт.1}} = \frac{M_{\text{пл}}}{\frac{C_{\text{віт.1}}}{\rho_{\text{віт.1}}} - \frac{C_{\text{пр.1}}}{\rho_{\text{пр.1}}}}, \text{ кг/год,} \quad (7.46)$$

де $M_{\text{пл}}$ – маса пиловиділень в приміщенні, мг/год; $C_{\text{віт.1}}$ – ГДК пилу у внутрішньому (витікальному) повітрі, мг/м³; $C_{\text{пр.1}}$ – концентрація пилу в притікальному (зовнішньому) повітрі, мг/м³ ($C_{\text{пр.1}} \leq 0,3 \text{ ГДК}$).

У виробничих приміщеннях з переважно конвективними тепловиділеннями, як правило, концентрації забрудників (газів, аерозолі) у верхній зоні більші, ніж в робочій зоні. У випадку виділення в приміщенні газів, що важчі за повітря, цей висновок є справедливим за відповідного значення параметра $P_{\text{Г}}$ [6]:

$$P_{\text{Г}} = \frac{(C_{\text{в}} - C_{\text{пр.1}}) \cdot \left(1 - \frac{29,27}{\mu_{\text{Г}}}\right)}{t_{\text{в}} - t_{\text{пр.1}}} < 0,4 \text{ г/(м}^3 \cdot \text{К)}, \quad (7.47)$$

де C_v – концентрація забрудника (газу, аерозолі) в робочій зоні, $г/м^3$ ($C_v = C_{гдж}$); при аварії $C_v = C_{макс}$, де $C_{макс}$ – максимально можлива концентрація при аварії, $г/м^3$; μ_r – молекулярна маса забрудника, $кг/кмоль$.

При виділенні газів і аерозолі, за величини $P_r < 0,4$ $г/(м^3 \cdot К)$, отвори витікального повітря треба передбачати у верхній зоні приміщення. При $P_r > 0,4$ $г/(м^3 \cdot К)$ в нижній зоні є найбільші концентрації забрудника, і витікання внутрішнього (витікального) повітря треба передбачати із цієї зони.

Якщо при виділенні важких газів, для яких $P_r > 0,4$ $г/(м^3 \cdot К)$, супутньо виділяються гази, для яких $P_r < 0,4$ $г/(м^3 \cdot К)$, то отвори для витікання внутрішнього повітря передбачають з верхньої і нижньої зон приміщення.

Найбільша концентрація забрудника в нижній зоні спостерігається у випадках, коли їх виділення супроводжується охолодженням внутрішнього повітря, наприклад, при витраті його теплового потенціалу на випаровування рідин або за контакту з поверхнями устаткування, що мають нижчу температуру.

У виробничих приміщеннях з конвективними тепловиділеннями (температура нагрітих поверхонь ≥ 60 $^{\circ}C$), концентрацію забрудників у верхній (пристельовій) зоні приміщення, можна визначити за формулою [6]

$$C_{в.з} = C_{вит.1} = \frac{(C_{гдж} - C_{пр.1}) \cdot (t_{вит.1} - t_{пр.1})}{t_v - t_{пр.1}} + C_{пр.1}, \quad г/м^3. \quad (7.48)$$

Концентрацію забрудника в притікальному (зовнішньому) повітрі приймають за даними натурних замірів (фонова концентрація), а за їх відсутності – $0,3 C_{гдж}$.

7.5. ПОВІТРООБМІН ЗАГАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ ДЛЯ УСУНЕННЯ ЗАПАХІВ

Потрібну для розчинення запахів витрату притікального (зовнішнього) повітря зображено у вигляді графічної залежності на рис.7.8.

Для приміщень невеликого об'єму (< 8 $м^3/люд$) перевагу надають механічній вентиляції (рис.7.8). Однак вентиляція не завжди мінімізує запахи. у таких випадках рекомендується застосовувати один з відповідних технічних прийомів: *маскування, нейтралізація, абсорбція, адсорбція, йонізація, хлорування, спалювання і конденсація*.

Маскування. У внутрішнє повітря з неприємним запахом впорскують речовину з вторинним (приємним) запахом.

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

Абсорбція. Забруднене запахом повітря пропускають через водяні скрубери або камери зрошення. Цей спосіб придатний тільки тоді, коли хімічна речовина, яка виділяє запах, розчиняється у воді.

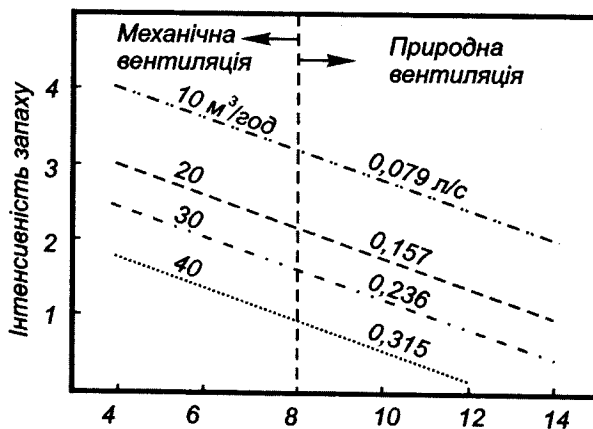


Рис. 7.8. Потрібна для боротьби з запахами витрата притікального (зовнішнього) повітря [7,9]: 1 – запах відчутний; 2 – те саме, допускний; 3 – те саме, явно відчутний; 4 – запах дуже неприємний

Адсорбція. Здатність твердої речовини, наприклад, активованого вугілля, поглинати молекули деяких газів і пари. Для реактивації вугілля використовують високотемпературну водяну пару. Тривалість дії адсорбента 6...24 місяців. Активоване вугілля поглинає 95 % шкідливих хімічних та інших речовин.

7.6. ВИЗНАЧЕННЯ ПОВІТРООБМІНУ ЗАГАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ ЗА КРАТНОСТЯМИ І НОРМАМИ

Більшість приміщень житлових, громадських і адміністративно-побутових будинків характеризуються сталими складом та інтенсивністю виділень забрудників, тому повітрообмін в них розраховують за кратностями (або нормами).

Кратність повітрообміну (число обмінів повітря) – величина інтенсивності вентиляції приміщення, яка визначає, скільки разів протягом години перетікає через приміщення повітряний потік з витратою, що дорівнює внутрішньому об'єму приміщення

$$\dot{K}_{\text{пр.1, вит.1}} = \frac{L_{\text{пр.1, вит.1}}}{V}, \quad 1/\text{год}, \quad (7.49)$$

де $L_{\text{пр.1, вит.1}}$ – витрата притікального (або витікального) повітря, м³/год; V – внутрішній об'єм приміщення, м³.

Якщо кратність повітрообміну загальної вентиляції приміщення відома, то його повітрообмін визначають за формулою

$$G_{\text{пр.1, вит.1}} = \dot{K}_{\text{пр.1, вит.1}} \cdot V \cdot \rho_{\text{пр.1, вит.1}}, \quad \text{кг/год}, \quad (7.50)$$

де $\rho_{\text{пр.1, вит.1}}$ – густина притікального (або витікального) повітря, кг/м³.

Величина кратності повітрообміну загальної вентиляції залежить не тільки від об'єму приміщення, але і його висоти, місцерозташування в будинку, кількості і місця виділень забрудників тощо. Істотно впливає також схема перетікання повітря через приміщення (знизу догори чи згори донизу тощо). Дослідні величини кратностей повітрообміну різних приміщень змінюються в широких межах (табл.7.2, 7.3).

Таблиця 7.2

**Дослідні дані кратностей повітрообміну загальної вентиляції
різних приміщень [8]**

№ з/п	Призначення приміщень	Кратність повітрообміну, год ⁻¹
1	2	3
1	Аудиторії	6 – 10
2	Зали їдалень	6 – 8
3	Операційні зали банків	2 – 3
4	Операційні зали лікарень	15 – 20
5	Зали барів	10 – 15
6	Читальні зали бібліотек	3 – 5
7	Зали засідань (зібрань)	6 – 8
8	Зали ресторанів	8 – 12
9	Конференційні зали	5 – 10
10	Зали кінотеатрів:	
	<ul style="list-style-type: none"> • паління тютюну заборонене • паління тютюну дозволене 	4 – 6 5 – 8
11	Зали бібліотек	3 – 5
12	Офісні приміщення (бюро)	3 – 8
13	Шкільні класи	3 – 5
14	Лабораторії	8 – 15
15	Басейни плавальні	3 – 4
16	Кухні	10 – 30
17	Готельні покої	5 – 10
18	Лазні з ваннами	4 – 6
19	Лазні з душами	20 – 30
20	Торговельні зали універсальних крамниць (магазинів)	3 – 6
21	Торговельні зали спеціалізованих крамниць (магазинів)	4 – 6
22	Крамниці	4 – 6
23	Торговельні приміщення	4 – 8
24	Господарські приміщення	1 – 2

1	2	3
25	Товарні склади	4 – 6
26	Приміщення публічного продажу	4 – 8
27	Гаражі	4 – 6
28	Гардероби	4 – 5
29	Фарбувальні побутових речей	5 – 15
30	Фарбувальні з пульверизаторним фарбуванням	20 – 50
31	Лакувальні	8 – 15
32	Прасувальні	8 – 10
33	Пральні	10 – 15
34	Санвузли	4 – 6
35	Роздягальні (гардероби) в плавальних басейнах	6 – 8
36	Серверні	5 – 10
37	Механічні майстерні	3 – 6
38	Виробничі приміщення без значного забруднення повітря	3 – 6

Заувага. 1. Величини вказані в таблиці належить використовувати з розважливістю і обережністю, тому, що вони не пов'язані зі схемою перетікання повітряних потоків через приміщення і його теплонапругою.

2. Кратності повітрообмінів приміщень іншого призначення подані в таблиці, додаток 10.

Таблиця 7.3

Рекомендовані кратності і норми повітрообміну загальної вентиляції деяких приміщень

Призначення приміщення	Кратність (норма) повітрообміну, 1/год [8]		Кратність (норма) повітрообміну, 1/год [6]	
	притікання	витікання	притікання	витікання
Глядацька зала кінотеатру, театру	6...10	6...10	За розрахунком, але не менше 20 м ³ зовнішнього повітря на 1 місце за годину	
Танцювальна зала, зала обідів ресторану	10...15	10...15	За розрахунком	
Ідальня	8...12	8...12	За розрахунком	
Офісне приміщення (бюро)	4...6	4...6	2...3	2...3
Перукарня	–	–	1...2	2...3
Кухня в помешканні	–	2...6	–	60...90 м ³ /год
Ванна кімната в помешканні	–	6	–	25 м ³ /год
Пральня	10...15	10...15	За розрахунком	

Нормою повітрообміну загальної вентиляції називають повітрообмін, що пов'язаний з одиницею технологічного устаткування, $\text{м}^3/(\text{год} \cdot \text{I устаткування})$, людиною, $\text{м}^3/(\text{год} \cdot \text{I особу})$, або одиницею площі приміщення, $\text{м}^3/(\text{год} \cdot \text{I м}^2)$.

Норма зовнішнього повітря на одну особу є визначальною величиною при розрахунках притікальної вентиляції з частковою рециркуляцією.

У довіднику [8] рекомендуються такі витрати зовнішнього повітря на одну особу:

- театри, кінотеатри, концертні зали, торговельні зали і приміщення, спортивні зали, читальні зали бібліотек, музеї – $20 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{I особу})$;
- окремі офісні приміщення (бюро), відпочинкові приміщення, зали їдалень, зали конференцій і лекційні, аудиторії – $30 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{I особу})$;
- зали ресторанів – $40 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{I особу})$;
- великі офісні приміщення (бюро) – $50 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{I особу})$;
- бомбосховища – 15 або навіть $10 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{I особу})$;

У деяких державах прийняті інші величини, наприклад:

- США (ASHRAE 62/1987) – $35 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{I особу})$;
- Швеція – $9 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{I особу})$;
- Англія – $25 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{I особу})$.

Приписи вітчизняних норм [3] рекомендують такі витрати зовнішнього повітря на одну добу:

- не менше $30 \text{ м}^3/\text{год}$ за внутрішнього об'єму приміщення $< 20 \text{ м}^3/\text{особу}$;
- $20 \text{ м}^3/\text{год}$ за внутрішнього об'єму приміщення $\geq 20 \text{ м}^3/\text{особу}$;
- $60 \text{ м}^3/\text{год}$ за відсутності можливості природного провітрювання, але не менше однократного повітрообміну.

За зовнішніх температур нижчих 0°C і вищих $+20^\circ\text{C}$ норми витрати зовнішнього повітря можуть бути зменшені на 50 % (з метою заощадження енергії); у випадку додаткових джерел забруднення повітря (наприклад, тютюновим димом) ці величини належить підвищити до $20 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{I особу})$ [8].

Якщо повітрообміни окремих приміщень відрізняються за притоком і витоком (не є однакові), то витрата повітря, що потрібна для нульового балансу повітрообміну, подається в сусідні або шлюзові приміщення (коридори, вестибюлі). При цьому визначають сумарні витрати притікального і витікального повітря приміщень, які поєднані між собою шлюзовим приміщенням (коридором, вестибюлем тощо): при перевищенні притоку над витоком різницю вилучають із шлюзового приміщення витікальною вентиляцією; при перевищенні витоку над притоком різницю подають притікальною вентиляцією шлюзового приміщення. Винятком є житлові будинки з природним вентиляванням, організоване витікання повітря із помешкань яких компенсується через фрамуги вікон або через спеціальні регульовані щілинні повітророзподільники, завдяки розрідженню внутрішнього повітря, чи системою механічної притікальної вентиляції.

Плюсовий баланс повітрообміну приміщення (вентиляція плюсового надлишкового тиску) існує, коли розрахункова витрата притікального повітря перевищує розрахункову

витрату витікального повітря ($G_{\text{пр.1}} > G_{\text{віт.1}}$), мінусовий (розріджувальна вентиляція) – коли $G_{\text{пр.1}} < G_{\text{віт.1}}$, нульовий (вентиляція нульового надлишкового тиску) – при $G_{\text{пр.1}} = G_{\text{віт.1}}$ (завжди існує при природній вентиляції).

Приклад 7.3. У гаражі при роботі автомобільного двигуна в режимі холостого ходу виділяється $0,5 \text{ м}^3/\text{год}$ чадного газу (CO). Визначити потрібний повітрообмін загальної вентиляції гаражу за умови, що вміст CO у зовнішньому повітрі $0,3 \text{ ГДК}$.

Розв'язування

Потрібний повітрообмін загальної вентиляції гаражу визначаємо за формулою

$$L_{\text{пр.1}} = L_{\text{віт.1}} = \frac{M_{\text{CO}}}{C_{\text{віт.1}} - C_{\text{пр.1}}} = \frac{0,5}{30 \cdot 10^{-6} - 0,3 \cdot 30 \cdot 10^{-6}} = 23810 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $C_{\text{віт.1}} = 30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \text{ газу} / \text{м}^3 \text{ повітря}$ (ГДК чадного газу, $30 \text{ см}^3/\text{м}^3$).

Приклад 7.4. У приміщенні об'ємом $V = 4000 \text{ м}^3$ виділяється аміак у кількості $M = 1 \text{ кг}/\text{год}$. Визначити потрібну кратність повітрообміну \dot{K} , за умови, що $\text{ГДК} = 50 \text{ см}^3/\text{м}^3$ (згідно з табл., додаток 8).

Розв'язування

Визначаємо об'ємну витрату аміаку, який виділяється в приміщенні, за рівнянням

$$1 \text{ кг} / \text{год} \cdot \frac{24 (\text{мольний об'єм})}{17 (\text{мольна маса})} = 1,41 \text{ м}^3/\text{год},$$

Потрібний повітрообмін загальної вентиляції визначаємо за формулою

$$L_{\text{пр.1}} = L_{\text{віт.1}} = \frac{M_{\text{NH}_4}}{C_{\text{віт.1}} - C_{\text{пр.1}}} = \frac{1,41}{50 \cdot 10^{-6} - 0,3 \cdot 50 \cdot 10^{-6}} = 28570, \text{ м}^3/\text{год}$$

Визначаємо кратність повітрообміну загальної вентиляції

$$\dot{K} = \frac{L_{\text{пр.1}}}{V} = \frac{28570}{4000} = 7,1 \text{ год}^{-1}.$$

Зміну середньої концентрації забрудника в часі C_z , за сталого його масовиділення $M_{\text{заб}}$ (в $\text{см}^3/\text{год}$), розраховують за формулою [8]

$$C_z = \frac{M_{\text{заб}}}{\dot{K} \cdot V} \cdot (1 - e^{-\dot{K} \cdot z}), \text{ см}^3/\text{м}^3 \text{ (ппм)}, \quad (7.51)$$

де V – об'єм приміщення, м^3 ; z – час виділення забрудника, год; \dot{K} – кратність повітрообміну загальної вентиляції, год^{-1} .

Приклад 7.5. За сталих виділень забрудника в кількості $M_{\text{заб}} = 1,41 \cdot 10^6$ $\text{см}^3/\text{год}$, кратності повітрообміну $\dot{K} = 1 \text{ год}^{-1}$, внутрішнього об'єму приміщення $V = 4000 \text{ м}^3$ в часі забруднення $z = 2 \text{ год}$, середня концентрація забрудника у внутрішньому повітрі, згідно з формулою (7.51), дорівнюватиме

$$C_z = \frac{1,41 \cdot 10^6}{1 \cdot 4000} \cdot (1 - e^{-1 \cdot 2}) = 352 \cdot 0,83 = 292 \text{ см}^3/\text{м}^3 \text{ (ппм)}.$$

Якщо концентрація забрудника у притікальному (зовнішньому) повітрі дорівнює $C_{\text{пр.1}}$, а в приміщенні для часу $z = 0$ його концентрація дорівнює C_0 , то зміну концентрації цього забрудника в часі розраховують за формулою [8]

$$C_z = C_{\text{пр.1}} + (C_0 - C_{\text{пр.1}}) \cdot e^{-\dot{K} \cdot z} + \frac{M}{\dot{K} \cdot V} \cdot (1 - e^{-\dot{K} \cdot z}), \text{ см}^3/\text{м}^3 \text{ (ппм)}, \quad (7.52)$$

де $C_{\text{пр.1}}$ – концентрація забрудника в притікальному повітрі, $\text{см}^3/\text{м}^3$; C_0 – початкова середня концентрація забрудника у внутрішньому повітрі для часу $z = 0$, в $\text{см}^3/\text{м}^3$ (ппм).

Приклад 7.6. Офісне приміщення (бюро) має об'єм $V = 30 \text{ м}^3$. Одна особа виділяє CO_2 в кількості $m = 18 \text{ л}/\text{год} = 18 \text{ 000 см}^3/\text{год}$ (ппм). Кратність повітрообміну загальної вентиляції рівна $\dot{K} = 1 \text{ год}^{-1}$ (повітрообмін $L_{\text{пр}} = \dot{K} \cdot V = 30 \text{ м}^3/\text{год}$). Через проміжок часу $z = 2 \text{ год}$, при $C_0 = C_{\text{пр.1}} = 350 \text{ см}^3/\text{м}^3$ середня концентрація CO_2 у внутрішньому повітрі досягне величини

$$C_{z=2} = 350 + (350 - 350) \cdot e^{-1 \cdot 2} + \frac{18000}{1 \cdot 30} \cdot (1 - e^{-1 \cdot 2}) = 350 + 0 + 600 \cdot 0,83 = 850 \text{ см}^3/\text{м}^3 = 850 \text{ (ппм)}.$$

На рис. 7.9 графічно зображено зростання концентрації CO_2 в приміщеннях залежно від кратності повітрообміну їх загальної вентиляції і об'єму. Прийнято такі початкові величини: виділення CO_2 $18 \text{ л}/(\text{год} \cdot \text{особу})$; концентрація CO_2 в притікальному (зовнішньому) повітрі $C_{\text{пр.1}} = 350$ ппм, початкова концентрація CO_2 у внутрішньому повітрі $C_0 = C_{\text{пр.1}} = 350$ ппм.

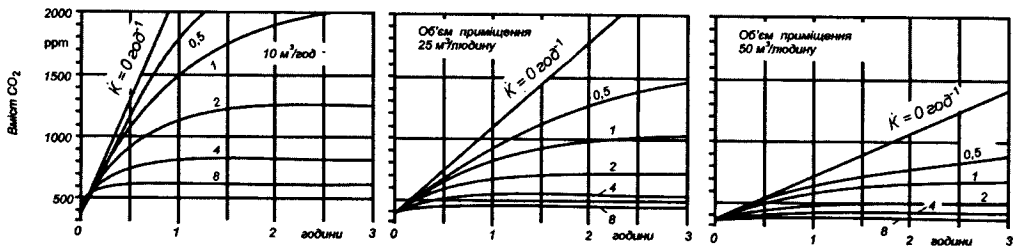


Рис. 7.9. Зростання середньої концентрації CO_2 в приміщеннях залежно від кратності повітрообміну їх загальної вентиляції і різного внутрішнього об'єму, який припадає на одну особу: а – $10 \text{ м}^3/\text{особу}$; б – $25 \text{ м}^3/\text{особу}$; с – $50 \text{ м}^3/\text{особу}$; \dot{K} – кратність повітрообміну загальної притікально-витікальної вентиляції, год^{-1}

7.7. РОЗРАХУНКОВИЙ ПОВІТРООБМІН ЗАГАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ ПРИМІЩЕНЬ

Після розрахунків повітрообміну необхідно проаналізувати потрібну повітропродуктивність систем загальної вентиляції в різні періоди року. На відміну від продуктивності місцевої вентиляції, яка є майже незмінною протягом року, потрібна повітропродуктивність загальної вентиляції змінюється сезонно (інколи в широких межах).

Для природної загальної вентиляції сезонна повітропродуктивність змінюється експлуатаційним регулюванням (бажано автоматичним або напівавтоматичним). Для цієї вентиляції розрахунковим є такий повітрообмін, для забезпечення якого потрібний найбільший переріз повітропроводів або найбільша площа вентиляційних отворів. Як правило, цей повітрообмін розраховують для ТПР (при повітрообміні через прорізи огорож) або для періоду з $t_3 = +5$ °C (у вітчизняній практиці в системах природної витікальної трубопровідної вентиляції, що не є зовсім коректно, тому що за вищих t_3 ефективність природної вентиляції гірша).

Для механічних СВ вибір розрахункового (для підбирання устаткування) повітрообміну складніший. Його визначають на основі повітрообмінів в об'ємних витратах, що визначені для двох періодів року, а саме ТПР і ХПР (табл.7.4).

Практично зустрічаються різноманітні поєднання необхідного повітрообміну загальної вентиляції в різні періоди року і, відповідно, різні способи його забезпечення:

1. *Віконна вентиляція і природне провітрювання приміщення не допускаються.* В цьому випадку при доборі вентиляційного устаткування та інших складових елементів систем вентиляції приймається найбільший із потрібних повітрообмінів загальної вентиляції для трьох періодів року (ХПР, ППР і ТПР).

2. *Можлива природна загальна притікальна вентиляція приміщення в ТПР* (будинок в зеленій зоні, відсутні жорсткі вимоги щодо чистоти і параметрів мікроклімату приміщення). Продуктивність механічної загальної притікальної вентиляції приміщення приймається за більшим із потрібних повітрообмінів в ХПР і ППР. Продуктивність загальної витікальної вентиляції у цьому випадку приймається рівною найбільшому із потрібних для цих періодів року повітрообмінів. Інколи механічна загальна притікальна вентиляція може проєктуватись на повітрообмін в ХПР, а механічна загальна витікальна вентиляція – на повітрообмін в ТПР. Протягом ТПР, за відкритих вікон така вентиляція забезпечить необхідний повітрообмін завдяки розрідженню внутрішнього повітря. В ХПР таку механічну витікальну вентиляцію треба дроселювати, тобто зменшувати її повітропродуктивність до рівня повітропродуктивності механічної притікальної вентиляції.

Приклад добору вентиляційних ґраток і каналів за розрахунковим повітрообміном розглянуто в табл. 7.5.

Як правило, один повітроготувальник системи загальної притікальної вентиляції обслуговує СВ приміщення в ППР і в ХПР, або в ТПР, ППР і ХПР. Тому, визначивши розрахунковий повітрообмін, потрібно уточнити параметри притікального повітря в інші періоди року (наприклад, в ХПР). Це робиться з метою правильного визначення теплопродуктивності повітроготувальника.

Якщо кількість витікального повітря на 10...30 % менша за розрахункову кількість притікального повітря, то в приміщенні створюється плюсовий надлишковий тиск (підпор), який запобігає проникненню в приміщення забрудників із сусідніх приміщень та ззовні (а також зовнішнього шуму).

Під час виділення токсичних речовин або хвороботворних мікроорганізмів у приміщенні створюють розрідження (завдяки зменшенню на 10...20 % витрати притікального повітря щодо розрахункової витрати витікального повітря. Це розрідження запобігає розповсюдженню забрудників в сусідні приміщення.

Таблиця 7.4

Параметри внутрішнього повітря і повітрообміни загальної вентиляції приміщень

Призначення приміщення	Об'єм, м ³	Розрахунковий період року	Витікання внутрішнього повітря із робочої зони приміщення (за допомогою місцевої вентиляції)						
			Параметри внутрішнього повітря ЗО (РЗ)					Повітропродуктивність місцевої вентиляції	
			t _в , °C	I _в , кДж/кг	d _в , г/кг	φ _в , %	ρ _в , кг/м ³	L _{ма} , м ³ /год	G _{ма} , кг/год
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Виробниче	2000	Теплий (ТПР)	28	64,0	14,1	50	≈ 1,2	3000	3600
		Холодний (ХПР)	16	27,5	4,1	40	≈ 1,2	3000	3600

Продовження табл.7.4

Витікання внутрішнього повітря із верхньої зони (ВЗ) приміщення							Притікання в приміщення							Кількість зовнішнього повітря, м ³ /год
Параметри внутрішнього повітря ВЗ (присельової зони)					Повітропродуктивність загальної вентиляції		Параметри притікального повітря					Повітропродуктивність загальної вентиляції		
t _{внт.1} , °C	I _{внт.1} , кДж/кг	d _{внт.1} , г/кг	φ _{внт.1} , %	ρ _{внт.1} , кг/м ³	L _{внт.1} , м ³ /год	G _{внт.1} , кг/год	t _{пр.1} , °C	I _{пр.1} , кДж/кг	d _{пр.1} , г/кг	φ _{пр.1} , %	ρ _{пр.1} , кг/м ³	L _{пр.1} , м ³ /год	G _{пр.1} , кг/год	
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
32	70	15,3	54	1,2	8000	9600	24,0	52,0	11,0	60	1,2	11000	13200	11000
20	39	7,5	45	1,2	2000	2400	12,0	13,2	0,05	12	1,2	5000	6000	5000

Розрахункові повітрообміни загальної вентиляції приміщень і розміри вентиляційних ґраток та цегляних каналів систем загальної вентиляції

№ приміщення	Призначення приміщення	Розміри приміщення (довжина×ширина×висота, м)	Об'єм приміщення, м ³	Нормативна кратність повітрообміну, год ⁻¹		Розрахунковий повітрообмін				Розрахункові габаритні розміри вентиляційних ґраток, мм		Розрахункові розміри цегляних каналів, мм		№№ вентиляційних систем, що забезпечують повітрообмін	
				притікання	витікання	притікання		витікання		притікання	витікання	притікання	витікання	притікання	витікання
						кг/год	м ³ /год	кг/год	м ³ /год						
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
101	Офісне приміщення (бюро)	12×6×4	288	5	5	1728	1440	1728	1440	4PP 200×400	4PP 200×400	4к 140×270	4к 140×270	П-1	В-1
				Сума		$G_{пр}=1728$		$G_{вит}=1728$							

Зуваги: 1. Стовпці 9–12 заповнюють при розрахунках трубопроводів СВ.

2. Стовпці 13–14 заповнюють після конструкційного розв'язування систем вентиляції в планах і розрізах.

7.8. ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАГАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ ПРИМІЩЕНЬ [22, 23]

Дотепер прийнято оцінювати ефективність (якість) загальної вентиляції повітрообміном (кратністю повітрообміну) [1, 6 тощо]. Ця величина є загальноінформаційною, оскільки вона не враховує ані особливостей розподілення притікального повітря, тобто його впливу на мікроклімат в зоні обслуговування (ЗО) (робочій зоні, РЗ), ні схеми перетікання повітряних потоків (повітря) через приміщення. Отже, завдяки вентиляванню рівномірно переміщується внутрішнє повітря і, відповідно, вирівнюються температура та концентрація забрудників, але в переважній більшості реальних випадків такий ефект відсутній.

Завданням вентиляції приміщень є досягнення двох основних цілей:

- розподілення притікального повітря, по можливості без змін його складу (чистоти) і температурно-вологісних параметрів, безпосередньо в ЗО чи РЗ;

- з погляду щодо розміщення джерел теплових та інших забруднювальних виділень в приміщенні, притікальне повітря належить розподіляти так, аби теплові конвекційні потоки і забрудники якомога швидше залишили ЗО чи РЗ і, рухаючись найкоротшим шляхом, потрапили у всмоктувальні отвори чи інші витікачі систем витікальної вентиляції.

Тобто, ефективність загальної вентиляції необхідно оцінювати з погляду її можливостей щодо забезпечення температурних умов і вмісту концентрації забрудників у внутрішньому повітрі ЗО (РЗ) на рівні нормативних приписів.

Очевидно, що на ефективність загальної вентиляції, зокрема і в ЗО (РЗ), впливають: теплова напруга приміщення (із врахуванням кількості теплоти, що переміщується повітряними потоками притікально-витікальної місцевої вентиляції), середня концентрація забрудника у внутрішньому повітрі (із врахуванням його кількості, що переміщується повітряними потоками притікально-витікальної місцевої вентиляції), повітрообмін, особливості повітророзподілення і схеми перетікання повітря через приміщення, час перебування внутрішнього повітря і забрудника, що міститься в ньому, у приміщенні (в його ЗО чи РЗ). З метою обрахування показників ефективності загальної вентиляції проаналізовано різні можливі варіанти перетікання повітря крізь приміщення і зведено їх до трьох узагальнювальних ідеалізованих схем (рис. 7.10): струминного повного перемішувального перетікання; випирального перетікання; ежесційного струминного перетікання.

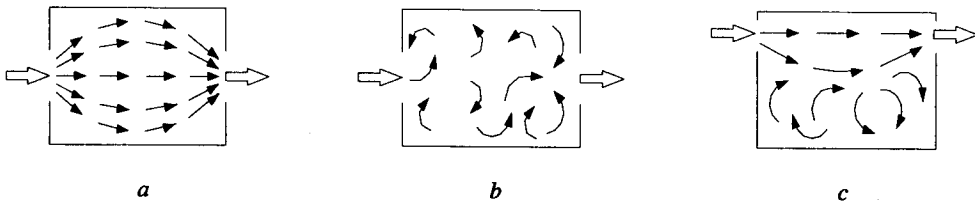


Рис. 7.10. Ідеалізовані схеми перетікання повітря крізь приміщення:
а – випиральне перетікання; б – струминне повне перемішування перетікання;
с – ежесційне струминне перетікання

Нехай:

кратність повітрообміну

$$\dot{K} = \frac{L_{\text{пр.1}}}{V} ;$$

номінальна часова стала

$$\tau_n = \frac{1}{\dot{K}} , \quad (7.53)$$

де \dot{K} – кратність повітрообміну, год⁻¹ або с⁻¹; V – внутрішній об'єм приміщення, м³; τ_n – номінальна часова стала, год або с; $L_{\text{пр.1}}$ – витрата притікального повітря, м³/год або м³/с ($L_{\text{пр.1}} = L_{\text{вит.1}}$, де $L_{\text{вит.1}}$ – витрата витікального повітря).

Номінальна часова стала є найкоротшим з можливих часом перебування внутрішнього повітря в приміщенні. Час перебування цього повітря в приміщенні дорівнює проміжку часу між притіканням готованого (переважно зовнішнього) повітря в приміщення і витіканням внутрішнього повітря з нього.

Час перебування внутрішнього повітря в приміщенні, у випадку ідеального **випирального перетікання** повітря через нього (рис.7.10, а), дорівнює номінальній часовій сталій

$$\tau_{r,v} = \tau_n ,$$

де $\tau_{r,v}$ – реальний (пересічний) час перебування повітря в приміщенні, год або с.

У разі **струминного повного перемішувального перетікання** повітря (рис.7.10, б), час його перебування в приміщенні є вдвічі довшим:

$$\tau_{r,v} = 2 \cdot \tau_n .$$

У випадку **ежекційного струминного перетікання** повітря (рис.7.10, с) час його перебування в приміщенні (деяких його виокремлених об'ємах) багаторазово може перевищувати номінальну часову сталу τ_n .

Отже, **випиральне перетікання** повітря **знизу догори** є найкращим за наявності джерел тепловиділень, оскільки реальний час перебування внутрішнього повітря в приміщенні є найкоротшим і прохолодніше (густіше) притікальне повітря, ніби поршнем, швидко випирає теплі конвективні потоки, а також тепліше (більш зріджене) внутрішнє повітря, у верхню зону приміщення, де воно через отвори витікальної вентиляції переміщується поза внутрішній об'єм приміщення. Очевидно, що в цьому випадку повітрообмін приміщення буде найменшим, а якість повітря в ЗО (РЗ) найкращою. У випадку реального випирального перетікання повітря, наприклад, із застосуванням повітророзподільників для об'ємного заповнення ЗО (РЗ), повітрообмін приміщення буде дещо більшим, але істотно меншим порівняно із застосуванням інших схем перетікання повітря через приміщення.

Очевидно, що найгіршим випадком ежекційного струминного перетікання є варіант ежекційного перетікання через верхню зону, зображений на рис.1, с, адже в цьому разі, навіть за максимального повітрообміну, притікальне повітря тільки

опосередковано впливає на параметри внутрішнього повітря в ЗО (РЗ). Покращити ці параметри загалом, а отже і температурні умови в ЗО (РЗ) зокрема, за зменшеного повітрообміну, можна завдяки похилому руху ежекційних притікальних струменів в напрямку ЗО (РЗ).

За струминного повного перемішувального перетікання згори донизу асимілюються всі теплонадлишки, вирівнюється температура внутрішнього повітря і концентрація забрудників в ньому, але для цього потрібні значно більші повітрообміни порівняно з іншими схемами перетікання повітря.

Відношення номінального (найкоротшого) до реального часу перебування внутрішнього повітря в приміщенні назвемо *показником (коефіцієнтом) ефективності повітрообміну* $\eta_{\dot{K}}$:

$$\eta_{\dot{K}} = \frac{\tau_n}{\tau_{r,v}} . \quad (7.54)$$

Для ідеалізованих схем перетікання повітря через приміщення: $\eta_{\dot{K}} = 1$ – при ідеальному випиральному перетіканні повітря через приміщення; $\eta_{\dot{K}} = 0,5$ – при струминному повному перемішувальному перетіканні; $0 < \eta_{\dot{K}} < 0,5$ – при ежекційному струминному перетіканні. За реальних схем перетікання повітря через приміщення: $0,5 \ll \eta_{\dot{K}} < 1$ – при фактичному випиральному перетіканні; $\eta_{\dot{K}} \approx 0,5$ – при струминному перемішувальному перетіканні; $0 < \eta_{\dot{K}} \ll 0,5$ – при ежекційному струминному перетіканні.

Показник (коефіцієнт) ефективності повітрообміну приміщень, визначений за допомогою часу перебування внутрішнього повітря в приміщенні, мало характеризує процес перетікання повітря через внутрішній об'єм приміщення і не характеризує параметри внутрішнього повітря в ЗО (РЗ). Для цього потрібні локальні характеристики.

Нехай молодий вік повітря τ_v дорівнює половині фактичного часу його перебування в приміщенні, тобто

$$\tau_v = 0,5\tau_{r,v} .$$

*Тобто молодий вік внутрішнього повітря дорівнює часу між притіканням готованого повітря в приміщення і переміщенням його вже як внутрішнього повітря до деякої точки Р (рис.7.11). Чим внутрішнє повітря за віком є *молодшим*, тим воно є *чистішим*, оскільки до нього домішалось ще не дуже багато забрудника.*

У зв'язку з цим, $\eta_{\dot{K}}$ можна представити у вигляді:

$$\eta_{\dot{K}} = \frac{\tau_n}{2 \cdot \tau_{r,v}} . \quad (7.55)$$

Знайти вік внутрішнього повітря в певній точці виокремленого внутрішнього простору приміщення, а також експериментально визначити кратність \dot{K} і показник ефективності повітрообміну $\eta_{\dot{K}}$ можна за методами радіоактивного індикатора [11] і міткових (слідових) концентрацій індикаторного газу [12-16].

Згідно з [12–16] як індикаторні гази застосовують кисень, SF₆, CO₂ і найчастіше NO₂ (розвеселювальний газ). До початку вимірювань концентрації індикаторний газ повинен бути добре перемішаний з внутрішнім повітрям. Треба враховувати, що метод індикаторних газів використовують тільки в спеціальних випадках, оскільки сьогодні він є дорогим.

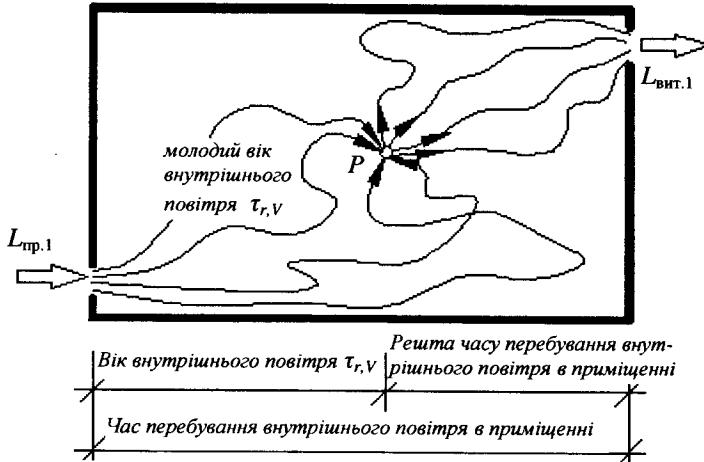


Рис. 7.11. Уявні ймовірно можливі лінії течії повітряних потоків до точки P у внутрішньому просторі приміщення і графічне представлення віку внутрішнього повітря та часу його перебування в приміщенні при загальній притікально-витікальній вентиляції:

$L_{пр.1}$ – витрата притікального повітря;

$L_{внт.1}$ – витрата витікального повітря

Для описання процесу переміщення забрудника поза межі приміщення скористаємось рис. 7.12.

Окрім попередньо вжитого поняття *номінальної часової сталої* τ_n (придатна для оцінювання кратності повітрообміну), для оцінювання середнього часу, який потрібний для переміщення частинки забрудника від джерела її виділення до всмоктувального отвору системи витікальної вентиляції, застосуємо поняття *часу обміну* τ_t^* :

$$\tau_t^* = \frac{M}{\dot{m}}, \quad (7.56)$$

де M – сумарна маса частинок забрудника у внутрішньому повітрі, г; \dot{m} – продуктивність джерела забрудника, г/год або г/с.

Маючи величину M і внутрішній об'єм приміщення V , середню концентрацію забрудника у внутрішньому повітрі визначимо за формулою

$$C_B = \frac{M}{V}, \quad \text{г/м}^3, \quad (7.57)$$

а середню концентрацію забрудника у витікальному повітрі

$$C_{\text{внт.1}} = \frac{\dot{m}}{L_{\text{внт.1}}}, \quad \text{г/м}^3. \quad (7.58)$$

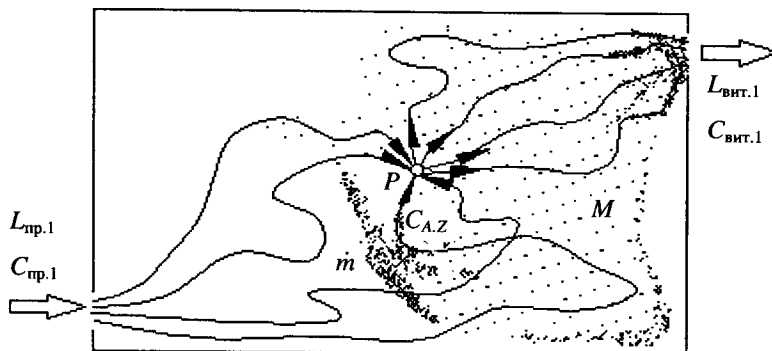


Рис. 7.12. Уявні ймовірно можливі лінії течії повітряних потоків та переміщення ними забрудника до певної точки P у внутрішньому просторі приміщення:

$L_{\text{пр.1}}, L_{\text{внт.1}}$ – витрата, відповідно, притікального і витікального повітря;

$C_{\text{пр.1}}, C_{\text{внт.1}}$ – концентрації забрудника, відповідно, у притікальному і витікальному повітрі; C_{AZ} – концентрація забрудника в т. P внутрішнього простору приміщення (наприклад, в центрі ЗО чи РЗ); M – сумарна маса частинок забрудника у внутрішньому повітрі; \dot{m} – продуктивність джерела виділень забрудника

Скориставшись рівняннями (7.57) і (7.58), за умови $L_{\text{пр.1}} = L_{\text{внт.1}}$ і прийнявши

$$\tau_{\text{п}} = \frac{V}{L_{\text{пр.1}}}, \quad \text{отримуємо}$$

$$\frac{C_{\text{внт.1}}}{C_{\text{в}}} = \frac{V \cdot \dot{m}}{L_{\text{пр.1}} \cdot M} = \tau_{\text{п}} \cdot \frac{\dot{m}}{M}. \quad (7.59)$$

З рівнянь (7.56) і (7.59) отримуємо **показник ефективності загальної вентиляції** η_V :

$$\eta_V = \frac{C_{\text{внт.1}}}{C_{\text{в}}} = \frac{\tau_{\text{п}}}{\tau_t^*}. \quad (7.60)$$

Отже, **показник ефективності загальної вентиляції** – це відношення середньої концентрації забрудника у витікальному повітрі $C_{\text{внт.1}}$ до середньої концентрації забрудника у внутрішньому повітрі $C_{\text{в}}$. Час обміну τ_t^* визначають аналогічно як і час перебування повітря в приміщенні $\tau_{r,V}$. Числові значення величини η_V можуть змінюватися від нуля до нескінченності, а коефіцієнт ефективності повітрообміну η_K – в межах від 0 до 1.

Показник ефективності загальної вентиляції η_V характеризує її здатність щодо переміщення (транспортування) забрудника поза внутрішній об'єм приміщення.

За повного рівномірного перемішування забрудника з внутрішнім повітрям маємо $\tau_i^* = \tau_n$, а отже $\eta_V = 1$ (причому $\eta_K = 0,5$).

Якщо частинки забруднювальної речовини є важкими від внутрішнього повітря і їх трудно перемішувати (транспортувати) до отвору системи витікальної вентиляції, то час обміну τ_i^* є тривалішим за номінальну часову сталу τ_n ($\tau_n = \frac{1}{K}$), а ефективність загальної вентиляції зменшується і має величину $\eta_V < 1$. При випиральному перетіканні $\eta_V > 1$.

З метою уникнення числових величин, що перевищують одиницю, розраховуючи величину η_V , скористаємось поняттям відносного показника ефективності загальної вентиляції $\bar{\eta}_V$:

$$\bar{\eta}_V = \frac{\eta_V}{1 + \eta_V}, \quad (7.61)$$

причому $0 < \bar{\eta}_V < 1$.

Показник ефективності загальної вентиляції ЗО (РЗ) η_c можна визначити за відомою формулою:

$$\eta_c = \frac{C_B - C_{\text{пр.1}}}{C_{\text{вит.1}} - C_{\text{пр.1}}}, \quad (7.62)$$

де C_B , $C_{\text{пр.1}}$, $C_{\text{вит.1}}$ – концентрації забрудника, відповідно, у внутрішньому повітрі робочої зони, притікальному і витікальному повітрі.

Отже, для ідеалізованих схем перетікання повітря через приміщення (рис. 7.10) маємо:

- за струминного повного перемішувального перетікання (рис. 7.10, б), коли $C_{\text{вит.1}} = C_B$, $\eta_c = 1$;
- у випадку ідеального випирального перетікання, коли $C_{\text{вит.1}} = C_B$, $\eta_c = 0$;
- при ежекційному струминному перетіканні, коли $C_{\text{вит.1}} > C_B$, $0 < \eta_c < 1$, але він не оцінює якості повітря в ЗО чи РЗ (за деяких реальних схем ежекційного перетікання в ЗО (РЗ) чи виокремлених її об'ємах C_B може перевищувати $C_{\text{вит.1}}$).

Очевидно, що для реальних схем струминного перемішувального, випирального і ежекційного струминного перетікання повітря через приміщення значення η_c відрізнятимуться від вищевказаних, але за величиною наближаться до них.

У [20, 21] η_c^* (k_c) називають коефіцієнтом повітрообміну за надлишками концентрації шкідливої речовини. Його величину пов'язують зі способом повітроподілення в приміщеннях з незначними надлишками явної теплоти (табл. 6.2 [20]) і рекомендують визначати за формулою

$$\eta_c^* = \frac{C_{\text{вит.1}} - C_{\text{пр.1}}}{C_B - C_{\text{пр.1}}} = \frac{C_{\text{вит.1}} - C_{\text{пр.1}}}{\text{ГДК} - C_{\text{пр.1}}},$$

де ГДК – граничнодопускна концентрація забрудника у внутрішньому повітрі ЗО (РЗ).

Аналіз цієї формули показує: $\eta_c^* = 1$ за струминного повного перемішувального перетікання, коли $C_{\text{виг.1}} = \Gamma \text{ДК}$; у випадку ідеального випирального перетікання η_c^* за величиною максимальний; у випадку ежекційного струминного перетікання η_c^* за величиною мав би займати проміжні значення між одиницею і максимумом.

Аналіз значень η_c^* , які подані в табл.6.2 [20] вказує на наявність величин $\eta_c^* < 1$, що викликає сумніви щодо їх достовірності.

Якщо величини η_c , η_V і η_K визначити експериментально за виділень забрудників, які легші і важчі за повітря, при різних їх середніх концентраціях у внутрішньому повітрі і різних схемах перетікання повітря через приміщення (із врахуванням хоча б теплонапруги приміщення), то їх можна використати як на стадії проєктування систем загальної вентиляції, так і для перевірки їх ефективності в часі післямонтажних і пусканалагоджувальних робіт та експлуатації СВ.

Показник температурної ефективності загальної вентиляції в ЗО (РЗ) η_t , доцільно визначати за відомою формулою [19, 4]:

$$\eta_t = m_t = \frac{t_{\text{в}} - t_{\text{пр.1}}}{t_{\text{виг.1}} - t_{\text{пр.1}}},$$

де $t_{\text{в}}$, $t_{\text{виг.1}}$, $t_{\text{пр.1}}$ – температури повітря, відповідно, в ЗО (РЗ), витікального і притікального.

Отже, для ідеалізованих схем перетікання повітря крізь приміщення (рис. 7.10) маємо:

- при струминному повному перемішувальному перетіканні повітря (рис. 7.10, б), коли $t_{\text{виг.1}} = t_{\text{в}}$, величина $\eta_t = 1$;
- у випадку випирального перетікання знизу догори (рис. 7.10, а), коли $t_{\text{пр.1}} = t_{\text{в}}$, $\eta_t = 0$;
- у випадку ежекційного струминного перетікання повітря (рис. 7.10, с) $0 < \eta_t < 1$.

Очевидно, що для реальних схем струминного перемішувального, випирального і ежекційного струминного перетікання повітря крізь приміщення значення η_t відрізнятимуться від вище вказаних, але за величиною наблизатимуться до них.

Якщо величини η_t (m_t) визначити експериментально для приміщень різного призначення із врахуванням основних чинників впливу (теплонапруга, повітрообмін та конкретна схема перетікання повітря крізь приміщення), то їх можна використати на стадії проєктування так: розраховують надлишкові явні тепловиділення в приміщення від різних джерел; визначають теплонапругу приміщення; зваживши на конструкційні особливості приміщення і будинку, а також набутий практичний досвід, приймають схему перетікання повітря через приміщення; за рекомендованою для подібних приміщень кратністю повітрообміну та іншими вищепереліченими чинниками приймають табличну величину η_t ; реальну величину η_t визначають в часі післямонтажних випробувань і налагодження передбачених систем загальної вентиляції і роблять висновок про температурну ефективність вентиляції приміщення.

Суть коефіцієнта $\eta_t (m_t)$ у літературі трактують по-різному:

- в [19] m_t називають **деяким коефіцієнтом, меншим від одиниці** (коефіцієнт m_t – дослідна величина, що не залежить від періоду року); констатується, що величина m_t може **не дуже точно** визначатись залежно від відношення площі, зайнятої технологічними печами (або іншими джерелами інтенсивного виділення конвективної теплоти), до загальної площі підлоги приміщення. Не наголошується на залежності m_t від теплонапруги приміщення, кратності повітрообміну і схеми перетікання повітря через приміщення;

- в [4] m_t називають **коефіцієнтом теплорозподілення** (теплорозподілу), який враховує частку надлишкової явної теплоти, що впливає на температуру повітря РЗ приміщення. Коефіцієнт m_t рекомендується для визначення температури внутрішнього повітря у верхній (пристельовій) зоні приміщення, причому всі величини даються для якоїсь узагальненої (знизу догори), а не конкретної схеми перетікання повітря; при струминному зосередженому повітророзподіленні рекомендується приймати $m_t = 0,8$ для всіх випадків (схем) перетікання повітря. Бачимо, що величина m_t не пов'язана з теплонапругою приміщення і кратністю повітрообміну, а подані величини m_t потребують уточнень навіть щодо пов'язаних з ними схем перетікання повітря;

- в [20, 21] $m_t^* (k_t)$ називають **коефіцієнтом повітрообміну за надлишками теплоти**. Його величину пов'язують зі значними (табл. 6.1 [20]) і незначними (табл. 6.2 [20]) надлишками явної теплоти, з часткою тепловиділень в робочу зону (величина якої чомусь в багатьох випадках дорівнює одиниці (табл. 6.3 [20]), зі способом повітророзподілення і місцем витікання внутрішнього повітря (табл.6.3 [20]) і рекомендують визначати за формулою

$$m_t^* = \frac{t_{\text{вит.1}} - t_{\text{пр.1}}}{t_{\text{в}} - t_{\text{пр.1}}} .$$

Аналіз цієї формули показує: $m_t^* = 1$ за струминного повного перемішувального перетікання повітря, коли $t_{\text{вит.1}} = t_{\text{в}}$; у випадку ідеального випирального перетікання повітря m_t^* за величиною максимальний; у випадку ежекційного струминного перетікання m_t^* за величиною мав би займати проміжні значення між одиницею і максимумом.

Аналіз значень m_t^* , які подані в табл. 6.2. і табл. 6.3 [20], вказує на наявність величин $m_t^* < 1$, що викликає сумніви щодо їх достовірності.

Однак бачимо, що і в [20, 21] величина m_t^* не пов'язана з теплонапругою приміщення і кратністю повітрообміну, хоча вона і пов'язана зі схемою перетікання повітря (табл. 6.3 [20]).

Оскільки згідно з [20, 21] чисельні величини m_t^* перевищують одиницю і їх тяжко аналізувати, для оцінювання температурної ефективності загальної вентиляції доцільно користуватись показником η_t .

ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ 7

1. Отопление и вентиляция: Учебник для вузов. Ч.2. Вентиляция / Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 439 с.
2. ГОСТ 12.1.005-76. Воздух рабочей зоны: Общие санитарно-гигиенические требования. Введ. 01.01.77.
3. Санитарные нормы проектирования промышленных предприятий. СН 245-71. – М.: Госстрой СССР, 1972. – 96 с.
4. Волков О.Д. Проектирование вентиляции промышленного здания. – Харків: Вища школа, 1989. – 240 с.
5. Дроздов В.Ф. Отопление и вентиляция. Ч.2. Вентиляция. – М.: Высшая школа, 1984. – 263 с.
6. Внутренние санитарно-технические устройства. В 2-х ч. / Под ред. И.Г. Староверова. Изд. 3-е. Ч.2. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, 1978. – 509с.
7. Крум Д., Робертс Б. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий: Пер. с англ. / Под ред. Е.Е. Карписа. – М.: Стройиздат, 1980. – 399 с.
8. Tauschenbuch für Heizung und Klimatechnik 92/93. R.Oldenbourg Verlag GmbH. – München.
9. Жуковський С.С., Лабай В.Й. Системи енергопостачання і забезпечення мікроклімату будинків та споруд: Навчальний посібник для ВЗО. – Львів: Астрономо-геодезичне товариство, 2000. – 259 с.
10. Русланов Г.В., Розкин М.Я., Ямпольський Э.Л. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. Проектирование: Справочник. – К.: Будівельник, 1983. – 272 с.
11. Гусев А.А. и др. Изучение воздухообмена в помещениях методом радиоактивных индикаторов // Водоснабжение и санитарная техника. – 1978. – №6. – С.13–18.
12. Пистун Е.П., Теплох З.Н., Жуковский С.С. Способ определения степени вентиляции салона транспортного средства. АС № 992246, опубл. БИ №4, 1983.
13. Skaret E.: Heizung und Luftung (HLH) nr 1/86, s.11-13.
14. Air Infiltration and Ventilation Centre (AIVC): Technical Note AIVC 21(7.87)
15. Raatschen W. Klima – Kälte – Heizung nr 5/88, s.269-270.
16. Presser K. H.: HLH nr 1/88, s. 7-14.
17. Торговников Б.М., Табачник В.Е., Ефанов Е.М. Проектирование промышленной вентиляции: Справочник. – К.: Будівельник, 1983. – 256 с.
18. Рекомендации по выбору и расчету систем воздухораспределения. Серия АЗ-669. – М.: ГПИ Сантехпроект, 1979. – 68 с.
19. Молчанов Б.С. Проектирование промышленной вентиляции. (Пособие проектировщиков). Изд.2-е. – Л.: Изд-во л-ры по стр-ву, 1970. – 238 с.
20. Торговников Б.М. и др. Проектирование промышленной вентиляции: Справочник. – К.: Будівельник, 1983. – 256 с.
21. Рекомендации по выбору и расчёту систем воздухораспределения. Серия АЗ-669. – М.: ГПИ Сантехпроект, 1979. – 68 с.

22. Жуковський С.С. Температурна ефективність загальнообмінної вентиляції // Ринок інсталяцій. – 2003. – №7. – С. 6–7.
23. Жуковський С.С. Ефективність загальнообмінної вентиляції щодо переміщення шкідливих речовин поза межі приміщення // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Теорія і практика будівництва” №495. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”, 2004. – С. 72–78.
24. Жуковський С.С., Щербатюк Б.И. Устрійство для подачі приточного воздуха. АС №1564478. Опубл. БИ №18, 1990.
25. Щербатюк Б.И., Жуковский С.С., Мелик-Аракелян А.Т. Способ вентиляции производственного помещения. АС №1566174. Опубл. БИ №19, 1990.
26. Жуковский С.С., Щербатюк Б.И., Довбуш О.М. Устрійство для подачі приточного воздуха. АС №1753210. Опубл. БИ №29, 1992.

Розділ восьмий

ПОВІТРОРОЗПОДІЛЬНИКИ І ВИТІКАЧІ ПОВІТРЯ

Рухливість внутрішнього повітря – один із найважливіших параметрів, що впливають на відчуття комфорту.

Швидкісні поля, що формуються в ЗО (РЗ) приміщень повітряними струменями залежать від типу повітророзподільників і їх геометричних форм, початкових швидкостей і температур струменя, а також від взаємодії з природними конвекційними і витікальними потоками.

Існує ряд загальних вимог щодо комфортності швидкості і температури внутрішнього повітря ЗО (РЗ): величини цих двох параметрів повинні змінюватись в просторі і в часі, не спричиняючи відчуття дуття; деякі частини людського тіла (щиколотки, тильна частина шиї) найбільш чутливі до дуття; температура повітря повинна змінюватись з висотою; підвищена температура рекомендується на рівні нижче колін; для відчуження "свіжості" потрібні підвищені швидкості при підвищених температурах (зміна швидкості на 0,15 м/с еквівалентна зміні температури на 1 °С).

На параметри внутрішнього повітря в певній точці приміщення (температуру і швидкість) впливають: швидкість і напрямок витікання повітряних струменів із повітророзподільників; різниця температур притікального і внутрішнього повітря; форма і місце розміщення повітророзподільників (їх отворів); розміщення отворів для витікання внутрішнього повітря; розміри і форма приміщення; температури поверхонь огорож приміщення; розташування, форма і інтенсивність джерел тепловиділення; рівень турбулізації внутрішнього повітря.

8.1. ПОВІТРОРОЗПОДІЛЕННЯ В ПРИМІЩЕННЯХ БУДИНКІВ ГРОМАДСЬКОГО ТА ЖИТЛОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

8.1.1. Стельові повітророзподільники

Одним і тим самим стельовим повітророзподільником розподіляти нагріте і охоложене повітря є проблематично, якщо при нагрітому повітрі потрібно прогріти ЗО, а при охоложеному повітрі – уникнути в ній протягів.

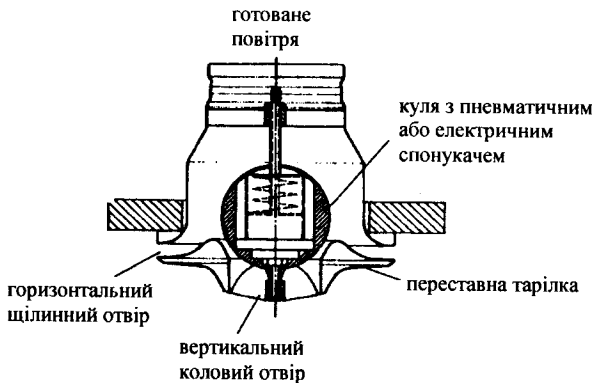


Рис. 8.1. Круглий в плані пристельовий повітророзподільник типу "Varidall" (LTG, KuK)

Розподілення з-під стелі теплого повітря з $\Delta t_p > 5 \text{ K } (^{\circ}\text{C})$ без уникнення над підлогою “озера холодного повітря” дотепер реалізувати було неможливо (без перевищення нормативної рухливості повітряних потоків на висоті голови людини в ЗО).

Навіть спеціальні повітророзподільники типу “тепле – холодне повітря” (рис.8.1) повністю не розв’язують цієї проблеми.

При цьому треба або погоджуватись з тим, що при нагрітому притікальному повітрі рухливість повітря в верхній частині ЗО перевищує нормативну, або треба прогрівати приміщення до прибуття людей.

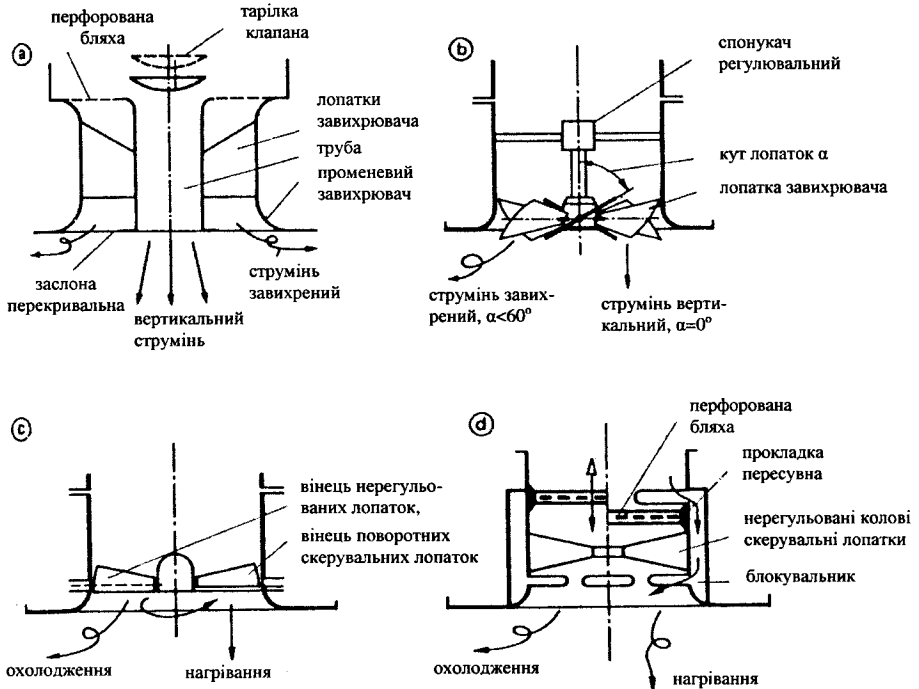


Рис. 8.2. Стельові повітророзподільники для нагрітого і охолодженого повітря:
 а – типу “Krantz”; б – зі змінним кутом нахилу лопаток завихрювача (типу “K+L”);
 в – з поворотними скерувальними лопатками (Troch);
 г – з боковим перетіканням повітря при нагріванні ЗО та струменем, скерованим вертикально вниз (Strulik)

У високих приміщеннях різниця рухливості повітря в області голови і ніг людей, які перебувають в ЗО, невелика (якщо розподілення повітря відбувається скерованим в напрямку підлоги закрученими струменями, які формуються лопатковими вихровими повітророзподільниками (рис. 8.2, б)). Продуктивність цих повітророзподільників до $10000 \text{ м}^3/\text{год}$ при $\text{Ø}630 \text{ мм}$. Крім таких повітророзподільників існують ще й інші; наприклад, вертикально з-під стелі звисає циліндричний перфорований корпус, з отворів якого повітря витікає радіально при охолодженні ЗО приміщення і вертикально вниз при її нагріванні (рис. 8.2, а).

У службових (офісних) приміщеннях нормальної висоти ця проблема не виникає, оскільки зникає варіант повітряного нагрівання зони обслуговування з-під стелі. Повітророзподільники, якщо вони встановлені під стелею, слугують тільки для розподілення охолодженого повітря. Обігрівання ЗО відбувається за рахунок обігрівачів СО, які розміщуються переважно під вікнами.

Якщо застосування систем обігрівання (СО) в службових приміщеннях є небажане або неможливе, тоді доцільно використовувати стельові вихрові повітророзподільники змінної витрати первинного повітря (рис. 8.3).

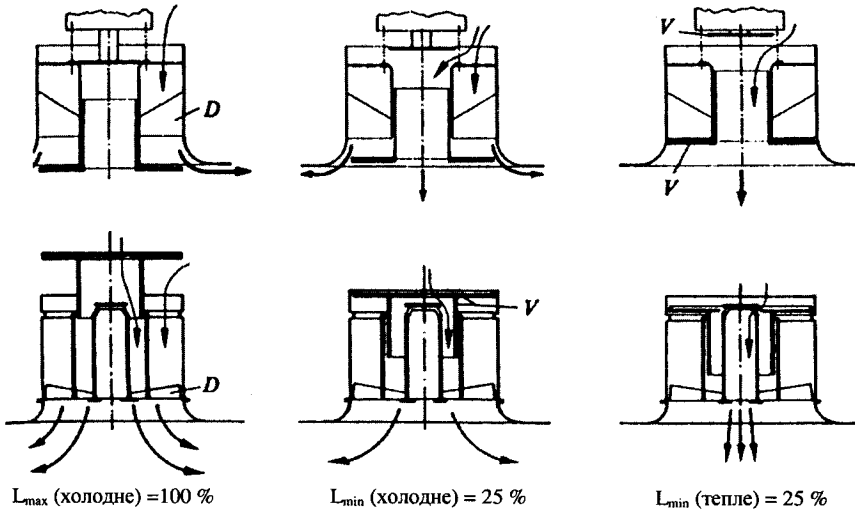


Рис. 8.3. Вихрові повітророзподільники змінної витрати для розподілення теплого і холодного повітря (типу "Krantz"): $\Delta t_p = 10 \text{ K}$; D – вінець завихрювальних лопаток; V – запірно-регулювальний тарілчастий клапан

Такі повітророзподільники обмежують виникнення протягу за охолодження ЗО і не допускають теплового розшарування повітря по висоті приміщення при її нагріванні. Об'ємна витрата таких повітророзподільників $180 \text{ м}^3/\text{год}$ при $\text{Ø}160 \text{ мм}$ і $450 \text{ м}^3/\text{год}$ при $\text{Ø}250 \text{ мм}$.

Якщо такі вихрові повітророзподільники використати неможливо (згідно з конструкційними і архітектурними вимогами), то тоді доцільно застосувати стельові щільні повітророзподільники з продуктивністю $50...70 \text{ м}^3/(\text{год}\cdot\text{м щілини})$. Схему циркуляції повітряних потоків і епоу розподілення швидкості при використанні повітророзподільників цього типу зображено на рис. 8.4. Відстань між рядами повітророзподільників приблизно дорівнює половині висоти приміщення (приміщення нормальної висоти близько 3 м). Зміну відносної осьової швидкості притікального струменя із відносною відстанню зображено на рис. 8.5.

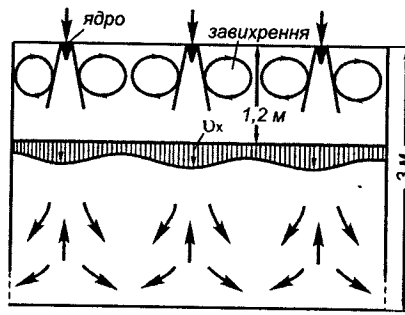


Рис. 8.4. Схема циркуляції повітряних потоків і еюра розподілення швидкостей при використанні стельових щілинних повітророзподільників

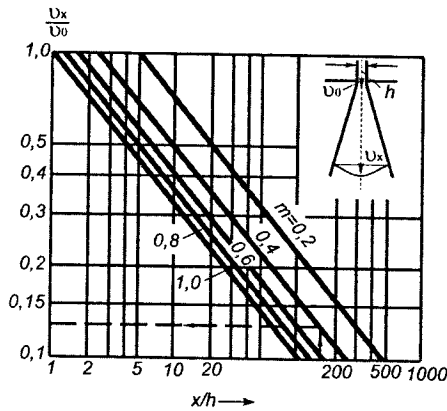


Рис. 8.5. Зміна відносної осьової швидкості ізотермічного струменя з відносною відстанню: m – коефіцієнт змішування первинного і вторинного (внутрішнього) повітря

Якщо у щілинному отворі передбачити скерувальну лопатку, то можна змінювати кут витікання α від 0° до 45° (щодо вертикалі) і відповідно спрямовувати притікальний струмінь. При більшому куті струмінь може “прилипати” до стелі.

Однак, якщо струмінь почергово витікає по обидва боки від вертикалі, то кут α може змінюватись від 0° до 90° (без виникнення ефекту “прилипання”). Для цього використовують щілинні повітророзподільники з поворотними валиками (рис. 8.6), повітропродуктивність яких може досягати $150 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot 1 \text{ м})$ і більше. На рис. 8.7 зображене поле швидкостей, створене щілинним повітророзподільником без ефекту “прилипання” струменів.

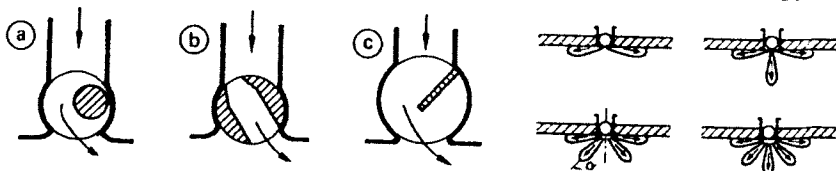


Рис. 8.6. Щілинні повітророзподільники з поворотними валиками: а – елемент типу “EMCO”; б – валик щілинний типу “LTG”; с – плітка (панелька) типу “Groх”

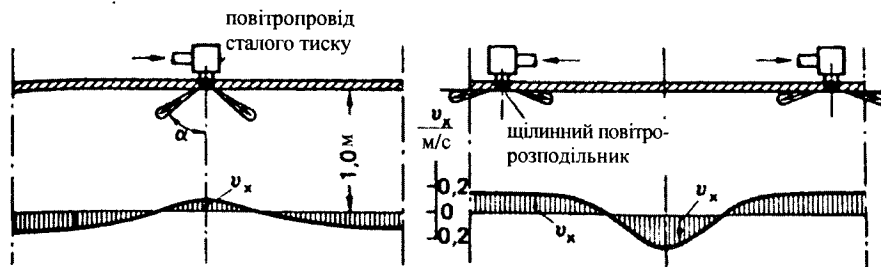


Рис. 8.7. Поле швидкостей, створене регульованим щілинним повітророзподільником з поворотним щілинним валиком (див. рис. 8.6)

Регульовані щілинні повітророзподільники з поворотним валиком налагоджуються найчастіше один раз після їх монтажу або за зміни призначення приміщення. Автоматичне і навіть ручне регулювання майже не застосовується у зв'язку з високою вартістю.

Конструкційні схеми інших стельових повітророзподільників вказано в табл. 8.1.

Таблиця 8.1

Конструкційні схеми стельових повітророзподільників [1]

<p>1. Тарілчасті повітророзподільники. Однотарілчасті: нерегульовані або регульовані багатотарілчасті</p>	
<p>2. Колові анемостати: – стельові (плоскі) нерегульовані або регульовані з вирівнювачами чи без них, зі змінною або постійною витратою; – пристельові (звисальні), стаціонарні або наставні; – притікально-витікальні.</p>	
<p>3. Квадратні анемостати: – стельові або пристельові з тисковою камерою; – нерегульовані або регульовані.</p>	
<p>4. Прямокутні анемостати: – односторонні (також настінні); – двосторонні; – чотиристоронні.</p>	
<p>5. Щілинні повітророзподільники з регульованим або нерегульованим спрямуванням струменя і регулятором витрати повітря чи без нього.</p>	
<p>6. Повітророзподільники з перфорованим плитовим прикриттям (плити з бляхи, гіпсу тощо).</p>	
<p>7. Повітророзподільники вихрові: – стельові; – пристельові (також підлогові) нерегульовані або регульовані.</p>	

8.1.2. Струминне повітророзподілення в зальних приміщеннях

Для охолодження зони обслуговування театральних і глядацьких залів доцільно застосовувати підлогові повітророзподільники (рис. 8.8).

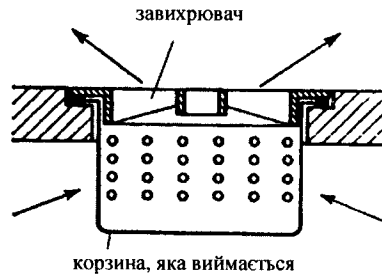


Рис. 8.8. Вихровий підлоговий повітророзподільник (типу "Krantz"; "K+L"; "LTG"; "Rox"; "Troх")

У разі функціонально змінного використання зального приміщення такий спосіб повітророзподілення не можна застосовувати. Тоді потрібно розподіляти холодне повітря згори донизу за допомогою стельових тарілчастих повітророзподільників (плафонів), або бокових настінних повітророзподільників [2]. За оптимальної інтенсивності струменів і рівномірного розміщення крісел по підлозі встановлюється певна стабільна циркуляція повітряних потоків в залі (рис. 8.9).

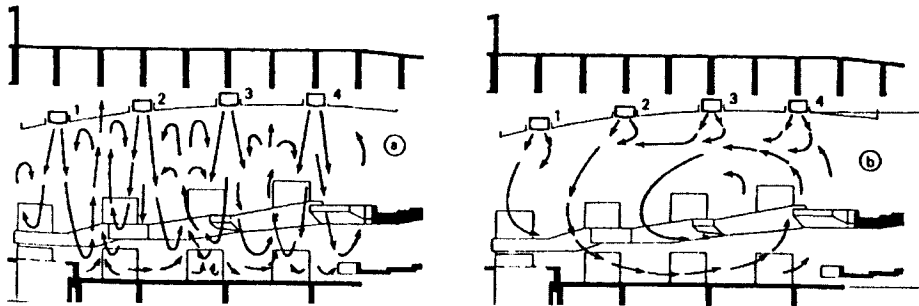


Рис. 8.9. Циркуляція повітряних потоків в театральній залі.
У разі розподілення охолодженого повітря за допомогою тарілчастих повітророзподільників: а – перетікання повітряних потоків через залу зі стабільною циркуляцією; б – перетікання з нестабільною циркуляцією

Якщо місця глядачів рівномірно розміщені по підлозі зали, то орієнтовна величина чисел Архімеда дорівнює

$$Ar = \frac{9,81(T_0 - T_\infty) \cdot d_0}{T_\infty \cdot \nu_0^2} \approx 0,7 \cdot 10^{-3} \quad , \quad (8.1)$$

де T_∞ – середня температура внутрішнього повітря за межами притікального струменя, К; T_0 – початкова температура струменя, К; d_0 – діаметр (серединник) повітророзподільника тарілчастого типу; ν_0 – середня за витратою початкова швидкість струменя.

Для того, щоби циркуляція повітряних потоків в приміщенні була стабільною, потрібно забезпечувати сталість числа Ar навіть при змінному холодопостачанні. Для цього необхідно змінювати різницю температур $(T_0 - T_\infty)$ пропорційно до початкової швидкості струменів v_0^2 (за рахунок регулювання як первинної витрати L_0 , так і початкової температури T_0).

Приклад 8.1. Якщо розрахункова різниця температур Δt_p зменшиться до 90 % від максимальної розрахункової величини, то потрібно відповідно зменшити початкову швидкість повітряного струменя v_0 на величину $\sqrt{0,9} = 0,95$ (95 %). Визначити початкову витрату холодного струменя.

Розв'язування

У цьому випадку початкова об'ємна витрата холодного струменя дорівнюватиме

$$L_0 = 0,9 \cdot 0,95 \cdot L_{0,max} = 0,85 L_{0,max} .$$

Замість зменшення величини v_0 можна зменшити далекобійність струменя за рахунок збільшення коефіцієнта змішування m , наприклад, застосувавши регульовані стельові повітророзподільники (рис.8.2). В кожному випадку, з метою достатнього провітрювання ЗО, щонайменше 50 % витікального повітря має вилучатись з припідлогового простору.

Недоліком струминного повітророзподілення з-під стелі є те, що струмені притікального повітря змушені пробивати шар теплого забрудненого повітря пристельової зони, що спричиняє нестабільність циркуляції повітряних потоків в ЗО. Крім цього, забруднене внутрішнє повітря пристельової зони частково ежектується притікальними струменями і повертається в ЗО.

8.1.3. Настінні повітророзподільники

Дещо ефективніше передбачати в зальних приміщеннях (залах) розподілення притікального повітря приблизно горизонтально спрямованими струменями. Отвори повітророзподільника передбачають в торцевій стіні приміщення (рис. 8.10), або в передній стінці балкону. За рахунок цього оминається шар забрудненого внутрішнього повітря в пристельовій зоні зали.

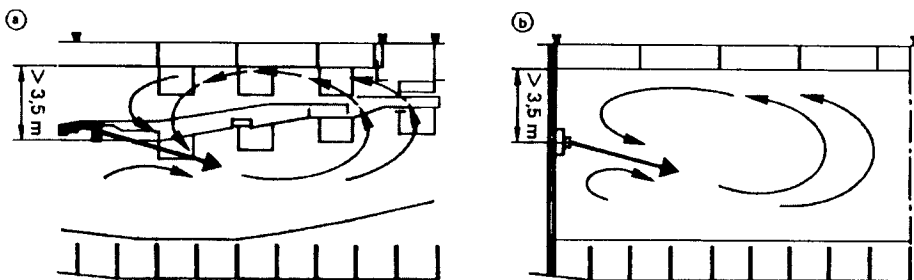


Рис. 8.10. Циркуляція повітряних потоків в залі, спричинена далекобійним повітророзподільником, який розміщений в торцевій стіні зали (a) і в передній стінці балкону (b)

Далекобійність в залах горизонтальних струменів сягає 10...30 м. Початкова швидкість витікання струменів 5...12 м/с, а діаметр повітророзподільників 80...150 мм. З причини підвищеної швидкості витікання повітророзподільники повинні мати оптимальну акустичну конструкцію.

Аби уникнути появи протягу в ЗО, спричиненого посиленою ежекцією притікальним струменем вторинного внутрішнього повітря, потрібно розміщувати повільнорозподільники якомога вище від підлоги, але не нижче 3,5 м. Конструкційно повітророзподільники повинні бути виконані з можливістю регулювання напрямку і кута нахилу притікального повітряного струменя.

8.1.4. Повітророзподілення за допомогою вентиляційних стель [3]

Таке повітророзподілення застосовується в службових (офісних) приміщеннях. У цьому випадку під основним перекриттям знаходиться підвішена до нього вентиляційна стеля з повітророзподільниками, через які потоки притікального повітря спрямовані донизу (в напрямку підлоги приміщення). Витікання внутрішнього повітря з приміщення найчастіше передбачається через оправи освітлювальних ламп (які поєднані (зінтегровані) зі стелею).

Існує багато інших конструкційних виконань залежно як від матеріялу стелі, так і розмірів повітророзподільників.

Якщо стеля покрита звукопоглинальним матеріалом, то одночасно покращуються її акустичні характеристики.

- **Повітророзподілення через перфоровані стелі**

Для такого повітророзподілення застосовуються стелі, вся поверхня яких або принаймні більша їх частина утворена з перфорованих плит. Простір над стелею виконує функцію тискової камери, надлишковий тиск в якій повинен бути в межах 10 ... 40 Па. Площа живого перерізу перфорованих отворів 1 ... 3 % від загальної поверхні стелі.

Такі стелі застосовують рідко. Практичний досвід засвідчує, що з причини відсутності ефекту перемішування утворюються нестабільні і неконтрольовані повітряні потоки, які при охолодженні ЗО провокують появу протягів.

Підвісні стелі із вбудованими в них повітророзподільниками є конструкційним елементом тискової камери і мають той недолік, що повітря перетікає не тільки крізь повітророзподільники, але і крізь нещільності стелі.

- **Повітророзподілення через частково перфоровані стелі**

У цьому виконанні у підвісній стелі умонтовуються гладкі перфоровані плити на певній відстані одна від однієї. Окремі первинні струмінці на певній відстані від стелі зливаються в один повітряний струмінь. Завдяки цьому *циркуляція* повітряних потоків є більш стабільною, ніж за повної перфорації стелі.

Середню швидкість спільного притікального струменя v_x можна знайти з такого рівняння

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{a}{x/l} \cdot \sqrt{i} \quad , \quad (8.2)$$

де x – відстань від перфорованої стелі до точки, в якій визначають v_x , м; l – довжина боку перфорованої плити, м; i – сумарна відносна поверхня перфорованих отворів ($i=0,01$, або 1 %); $a=1$ – для тонких перфорованих плит; $a=2$ – для товстих перфорованих плит; v_0 – початкова швидкість витікання з дірчатого отвору, м/с.

Графічні залежності середньої відносної швидкості струменя v_x / v_0 від відносної відстані x/l для перфорованих отворів діаметром 5 мм зображені на рис. 8.11.

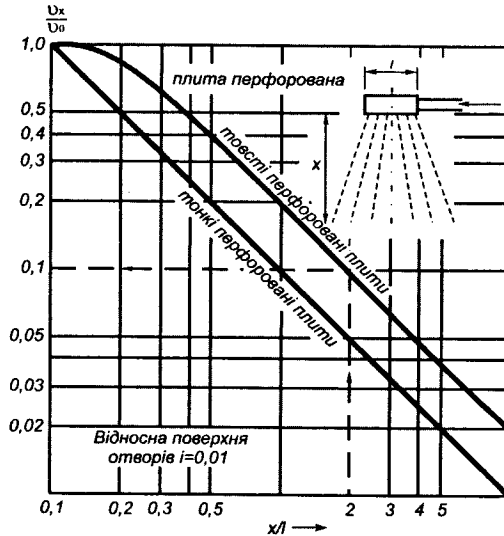


Рис. 8.11. Залежність відносної швидкості притікальних ізоермічних струменів, які формуються перфорованими плитами від відносної відстані (діаметр перфорованих отворів 5 мм; сумарна відносна поверхня перфорації плити $i = 0,01$)

Приклад 8.2. У підвісній стелі умонтовані перфоровані товсті плити розміром 625 x 625 мм; сумарна відносна поверхня перфорації плити $i = 0,01$; початкова швидкість струмінця, який витікає з отвору, $v_0 = 5$ м/с. Визначити швидкість поєднаного струменя на відстані $x = 1,25$ м.

Розв'язування

На відстані $x = 1,25$ м від поверхні плити (на рівні людської голови) маємо:

$$\frac{x}{l} = \frac{1,25}{0,625} = 2,0.$$

Тоді згідно з рівнянням (8.2)

$$\frac{v_x}{v_0} = \frac{2}{2} \cdot \sqrt{0,01} = 0,1.$$

Звідки $v_x = 0,1 \cdot v_0 = 0,1 \cdot 5 = 0,5$ м/с.

Залежно від середньої температури верхньої зони приміщення глибина проникання поєднаного притікального струменя є різною, але більшою при розподілянні холодного і меншою – теплого повітря.

Перфоровані товсті плити виготовляють переважно з гіпсу, а тонкі – з бляхи, пластмаси тощо.

У випадку перфорованих тонких плит існує можливість витікання окремих струмінців не вертикально вниз, а під певним кутом. Цього можна уникнути завдяки збільшенню висоти повітряного стельового простору (об'єму стельового простору).

• Повітророзподілення через растрові (кесонні) стелі

Часто у великих службових (офісних) приміщеннях архітектори застосовують кесонні стелі. Це робиться з метою обмеження ефекту засліплення від стельових ламп, а також забезпечення акустичного ефекту. В цьому випадку переважно застосовують два способи повітророзподілення:

1. За допомогою щільних повітророзподільників над кесонною стелею з частково горизонтальним спрямуванням струменів (рис. 8.12). Забруднене внутрішнє повітря витікає через отвори освітлювальних ламп, які приєднані до повітропроводу системи витікальної вентиляції.

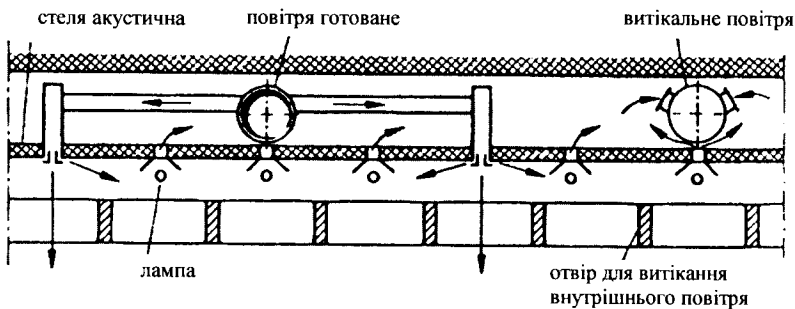


Рис. 8.12. Растрова (кесонна) стеля з повітророзподільниками над нею

Це добрий спосіб повітророзподілення. Його недоліком є те, що деяка частка притікального повітря потрапляє у всмоктувальні отвори системи витікальної вентиляції. Крім цього, трубопроводи систем притікальної вентиляції потрібно теплоізулювати (навколо них підвищена температура пристельової зони приміщення).

2. За допомогою щільних повітророзподільників, розмішених знизу ребер стелі. Ребра виконані з алюмінію з метою поліпшення освітлення приміщення. Повітропроводи системи притікальної вентиляції теплоізулювані, витікальної – неізулювані.

Замість щільних повітророзподільників часто застосовують вихрові.

В обох випадках звертають увагу на те, щоби притікальне повітря не потрапляло у всмоктувальні отвори систем витікальної вентиляції і не ежектувало тепловиділень освітлювальних ламп.

Стельові і пристельові повітророзподільники поєднуються повітропроводами або гнучкими рукавами із повітропроводами систем притікальної вентиляції.

8.1.5. Повітророзподільники крісельні (фотельові), пюпітрові і в робочих столах

За допомогою цієї групи повітророзподільників реалізується *схема перетікання повітря через приміщення знизу догори*. При охолодженні ЗО не виникає проблеми стабільності повітряних потоків всередині приміщення. Швидкості і напрямки притікальних струменів належить проєктувати уважно і вивірено.

Перфоровані панелі з бляхи в сходах театрів, навчальних аудиторіях тощо, спричиняють виникнення протягів, якщо початкова температура притікального повітря нижча від 18...19 °С. Корисно розмішувати перед повітророзподільною ґраткою бляшаний (або інший) захист, щоби захистити ноги людини від безпосереднього впливу струменя холодного повітря.

Перфоровані ноги крісел (фотелів) уможливають розподілення великої кількості повітря (аж до 60 м³/год через один фотель) без виникнення протягів (рис. 8.13, а). Звичайна продуктивність перфорованого фотеля 20...40 м³/год. Температура притікального повітря не нижча 18 °С, а початкова швидкість струмінців 0,2...0,5 м/с.

Пюпітрові повітророзподільники використовуються в навчальних аудиторіях. Притікальний струмінь у цьому випадку є сумішшю первинного і ежектованого внутрішнього повітря, яке затікає через передню ґратку пюпітра (рис. 8.13, б).

Подібна система добра тим, що розподілення притікального повітря уможливується з будь-яких інших меблів, наприклад, столів, а також з інших предметів, розміщених в приміщенні (рис. 8.13, с).

Однак для реалізації такого повітророзподілення потрібна подвійна підлога, в якій прокладаються повітропроводи системи притікальної вентиляції (системи "Klimadrant" та інші) [4]. Система типу "Klimadrant" ефективна тільки у випадку великих приміщень, в яких споживач на конкретному робочому місці може забезпечити певний індивідуальний мікроклімат.

У деяких приміщеннях зі значними тепловиділеннями в ЗО рекомендується застосування підлогових повітророзподільників (рис. 8.8.), щоби використати рух вертикально скерованих струменів для швидкого відведення теплоти із ЗО. Але в цьому випадку є можливим піднімання пилу з підлоги. Однак натурні вимірювання засвідчують, що це не є надто загрозливим явищем.

Інколи застосовують плити з щільнами, які умонтовуються в підлогу, і покриваються текстильним матеріалом (там, де не ставляться особливі гігієнічні вимоги [5]).

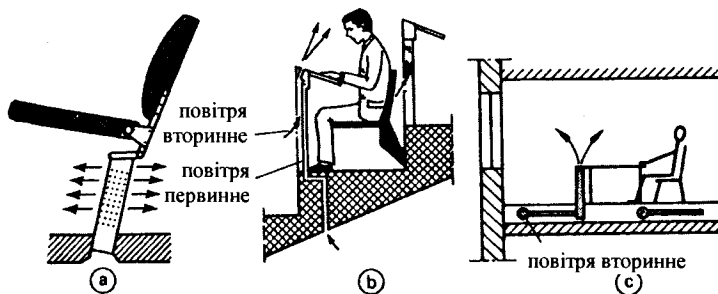


Рис. 8.13. Повітророзподільники в меблях: а – перфорована нога фотеля (крісла); б – пюпітровий повітророзподільник (Krantz); с – розподілення повітря із робочого столу

Використання підлогових і надпідлогових повітророзподільників дає можливість зменшити холодопродуктивність систем вентиляції до 20 % порівняно з стельовим повітророзподіленням. У цьому випадку початкова температура притікальних струменів t_o , при нагріванні ЗО повинна бути на 3°C вищою ніж при стельовому повітророзподіленні (тому що в останньому випадку притікальні струмені ежектують більш тепле, але і забруднене повітря пристельової зони). Отже, із застосуванням підлогового повітророзподілення зростає витрата теплової енергії порівняно зі стельовим повітророзподіленням.

8.1.6. Повітророзподілення з об'ємним наповненням зони обслуговування (“джерельне повітророзподілення”) [6, 7]

За такого повітророзподілення повітряний потік витікає з великоповерхневих фільтраційних повітророзподільників без завихрення (ламінарне або малотурбулентне витікання). Початкова швидкість повітряного потоку в службових (офісних) приміщеннях 0,2...0,6 м/с. Ця швидкість збільшується з причини ежекції притікального струменя конвекційними потоками від потужних джерел тепловиділень, а також залежно від допускнуої різниці температур зони обслуговування (ЗО) Δt_b і від висоти повітророзподільника.

Різниця температур внутрішнього повітря Δt_b в межах ЗО (РЗ) повинна становити в службових приміщеннях 2...3 °C і до 8 °C у виробничих приміщеннях. Притікальне повітря повинно мати мінімальні температури 21 °C в службових приміщеннях і 17 °C у виробничих приміщеннях. Це має бути температура завжди дещо нижча від нормативної температури внутрішнього повітря, бо інакше притікальний потік піднімається вгору, не наповнюючи (затопляючи) ЗО (РЗ). Таку систему повітророзподілення можна використовувати тільки для охолодження або вентиляції ЗО (РЗ) (без нагрівання ЗО (РЗ)). Витікання внутрішнього повітря з приміщення доцільно передбачати з пристельової зони. Температура на рівні підлоги не повинна бути нижчою за 21 °C. За нижчої температури відчувають холод в ногах. Обігрівання приміщення – традиційними стаціонарними обігрівачами CO.

Максимально допустимий градієнт температури 2...3 К/м обмежується холодильною потужністю ЗО (РЗ) приміщень (офісу тощо) близько 30...40 Вт/м².

Повітророзподільники розміщуються при стінах на підлозі, в стінах під підлогою, в підлозі, в кутах приміщень або як окремі стовпці на підлозі.

Застосування таких повітророзподільників є корисним у високих приміщеннях з джерелами тепловиділень, наприклад, у виробничих приміщеннях з тепло- і газовиділеннями, спортивних залах, залах зібрань, ресторанів тощо. Корисно застосовувати такі повітророзподільники у виробничих приміщеннях, в яких тепловиділення супроводжуються виділеннями шкідливих газів і пари (наприклад, в гальванічних і зварювальних цехах чи відділеннях тощо).

Найбільша висота повітророзподільників у високих (зальних) приміщеннях близько 2,5 м, а в низьких приміщеннях (службових) – близько 2/3 висоти цих приміщень.

Такі повітророзподільники застосовують за кратності повітрообміну приміщень в межах 1...4 год⁻¹.

Стовпцеві джерельні повітророзподільники для виробничих і службових (офісних) приміщень виробляються фірмами Fläkt, Lindab, Rox, Schako, Stratos, Strulik, Trox,

Westerflex тощо у версіях: при куті витікання 360° (встановлюються в центральній зоні приміщення), 180° (встановлюються при стіні) і 90° (встановлюються в кутах приміщення).

Фільтрувальна поверхня найчастіше з ламінованого нетканого волокнистого матеріалу, дрібнодірчастої (дрібношпаристої) губки або з дрібно перфорованої бляхи.

Втрати тиску в повітророзподільнику 40...100 Па.

За продуктивності близько 20000 м³/год циліндричний повітророзподільник має діаметр 2 м і висоту 2,5 м.

Проектування відбувається згідно з вимогами комфорту, які характеризуються:

- різницею температур притікального і внутрішнього повітря;
- об'ємною витратою притікального повітряного потоку;
- рівнем активності працівників;
- середньою температурою повітря зони обслуговування чи робочої зони.

На рис. 8.14 графічно зображений приклад, у якому як граничні критерії прийнято: рухливість повітря в ЗО (РЗ) $v < 0,2$ м/с і температура, заміряна на висоті 10 см над підлогою, що дорівнює середній температурі ЗО (РЗ).

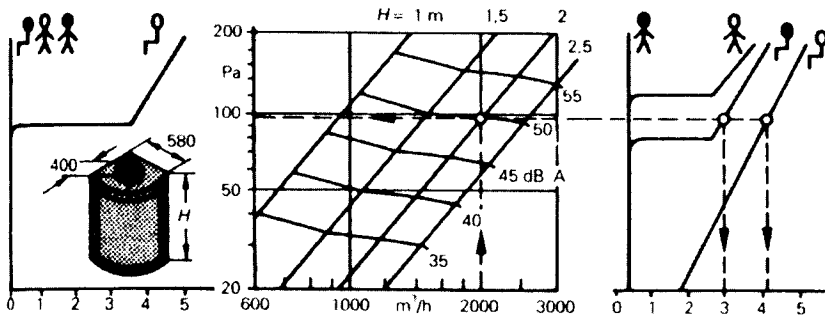


Рис. 8.14. Дослідження джерельного повітророзподільника (Floormaster, Fläkt/Stratos):

□ – позиція сидячи, невелика активність, середня температура ЗО (РЗ) $t_B = 20^\circ\text{C}$.

● – позиція сидячи, невелика активність, середня температура ЗО (РЗ) $t_B = 25^\circ\text{C}$.

○ – позиція стоячи, нормальна активність, середня температура ЗО (РЗ) $t_B = 20^\circ\text{C}$.

▲ – позиція стоячи, нормальна активність, середня температура ЗО (РЗ) $t_B = 25^\circ\text{C}$.

Приклад 8.3. Задано витрату притікального повітряного потоку $L_{\text{пр}} = 2000$ м³/год; різниця температур притікального і внутрішнього повітря $\Delta t_p = 4$ К. Праця – в позиції сидячи. Визначити висоту джерельного повітророзподільника і спричинені його задіянням термічні умови в ЗО (РЗ).

Розв'язування

Скориставшись рис. 8.14, встановлюємо, що:

висота повітророзподільника $H = 2$ м;

втрати тиску $\Delta p = 95$ Па; рівень шуму 50 дБ(А);

зона комфорту: $t = 20^\circ\text{C}$ на відстані 4,2 м від повітророзподільника;

$t = 25^\circ\text{C}$ на відстані від 3 м.

Якщо відома сумарна продуктивність конвекційних струменів від джерел тепло-виділень, то на цій основі можна визначити продуктивність притікального повітряного потоку (який витрачається на живлення цих струменів).

Оскільки розрахункова різниця температур в службових (офісних) приміщеннях $\Delta t_p = 2...3$ К, то це спричиняє підвищену витрату притікального повітря, а отже, і значні експлуатаційні витрати.

Для того, щоби не збільшувати розмірів повітроготувальника і перерізів трубопроводів системи притікальної вентиляції, розроблено ежекційні повітророзподільники, в яких змішується первинне (більш холодне повітря) із вторинним (рециркуляційним) повітрям, що ежектується з приміщення для забезпечення розрахункової різниці температур $\Delta t_p = 2$ К.

На рис. 8.15 зображено циліндричний джерельний (фільтраційний) повітророзподільник з відносною ежекційною здатністю $\frac{Q_o}{Q_p} = 1$, де Q_o – витрата первинного повітря; Q_p – витрата рециркуляційного повітря.

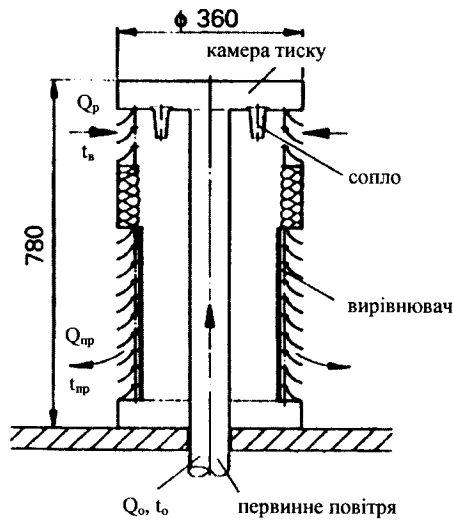


Рис. 8.15.Схема циліндричного ежекційного повітророзподільника фірми Trox: $Q_o = 120$ м³/год; $Q_p = 120$ м³/год; $t_o = 16$ °С

На рис. 8.16. зображено джерельний повітророзподільник панельного типу з відносною ежекційною здатністю $\frac{Q_o}{Q_p} = \frac{2}{3}$.

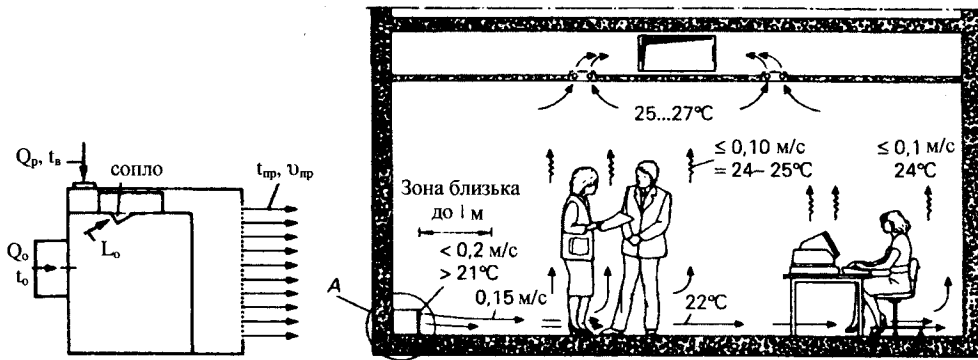


Рис. 8.16. Джерельний ежекційний повіторозподільник панельного типу фірми Krantz: $Q_o = 30 \dots 120 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot 1 \text{ п.м})$ – витрата первинного повітря; $Q_p = 20 \dots 80 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot 1 \text{ п.м})$ – витрата рециркуляційного повітря; $t_{np} \geq 21^\circ\text{C}$; $t_o \geq 19^\circ\text{C}$; швидкість витікання потоку $< 0,2 \text{ м/с}$; глибина проникнення притікального потоку (далекобійність) $6 \dots 7 \text{ м}$

Висновки

1. Повіторозподільники джерельного типу добре зарекомендували себе у високих приміщеннях: виробничих приміщеннях, спортивних та інших залах (як свідчить досвід скандинавських країн).

2. Відомостей щодо їх застосування в низьких службових приміщеннях мало. В ФРН вони рекомендуються для застосування в приміщеннях з потрібною холодною потужністю до $30 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ підлоги})$; за більшої холодної потужності можуть комбінуватись зі стельовими повіторозподільниками.

3. З погляду комфортності зони обслуговування (ЗО) їх доцільно застосовувати в готелях, лікарнях, театрах, ресторанах, школах та інших навчальних закладах.

Переваги: незначні завихрення в зоні перебування людей; малі швидкості в ЗО (відсутність протягів); мале забруднення ЗО шкідливостями в результаті домінування ефекту їх випарання у верхню зону приміщень; зменшена витрата теплоенергетичних ресурсів при охолодженні ЗО.

Недоліки: нагрівання ЗО (РЗ) можливе тільки часткове (інакше потік притікального повітря підіймається у верхню зону); термічне розшарування повітря створює в нижній зоні “озеро холодного повітря”. Внаслідок цього можливе відчуття холоду в ногах (у службових приміщеннях температура при підлозі повинна перевищувати 21°C); найбільший допускний градієнт температур над підлогою до $3^\circ\text{C}/\text{м}$ обмежує холодною потужність до $25 \dots 35 \text{ Вт}/\text{м}^2$ в службових приміщеннях (в іншому випадку потрібна більша ніж $10 \text{ м}^3/(\text{год} \cdot \text{м}^2)$ кількість притікального повітря); значний за витратою повітряний потік з малою холодною здатністю, особливо у випадку ежекційних повіторозподільників.

8.1.7. Комбіновані світильники-повіторозподільники [8]

Часто архітектори з метою надання естетичного вигляду приміщенню рекомендують світильники-повіторозподільники. Такі світильники складаються переважно з двох або декількох бляшаних елементів, одна частина яких є освітлювальною оправою і

одночасно всмокувачем внутрішнього повітря, а інші – складовими елементами повітророзподільника (рис. 8.17). У цьому випадку притікальне повітря розподіляється зі щілинних отворів вертикально вниз в напрямку ЗО, а внутрішнє повітря витікає з приміщення через освітлювальну оправу.

Залежно від конструкції світильника з витікальним повітрям можна вилучати до 80 % тепловиділень ламп. На процес відведення тепловиділень ламп значно впливає спосіб повітророзподілення (притікальні струмені повинні бути якомога далі від ламп і не “прилипати” до стелі).

Повітропроводи систем притікальної вентиляції повинні бути теплоізовані, а витікальної вентиляції – ні. З метою економії коштів у підшивній стелі часто передбачають один всмоктувальний трубопровід з поздовжніми прорізами (без приєднання всмоктувальних трубопроводів до окремих світильників). У цьому випадку витікальне через світильник повітря спершу потрапляє в міжстельовий простір, а потім у трубопровід системи витікальної вентиляції.

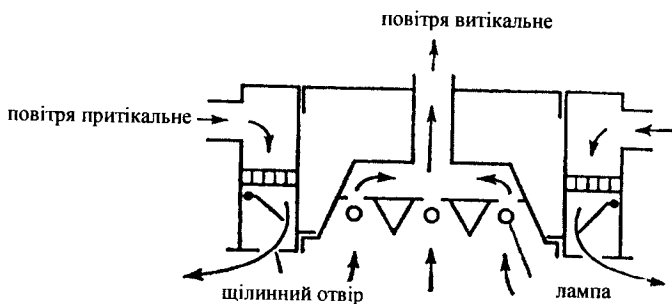


Рис. 8.17. Комбінований світильник-повітророзподільник

8.1.8. Повітророзподілення за допомогою пластинкових вентиляційних ґраток

Повітророзподільні пластинкові ґратки формують переважно горизонтально спрямовані струмені. Якщо повітряний струмінь має ту саму температуру, що і внутрішнє повітря, то спрямування струменя щодо напрямку дії гравітаційних сил не відіграє жодної ролі (струмені ізотермічні).

Перфоровані або штамповані пластинкові ґратки, що не забезпечують зміни напрямку руху повітряних струменів, застосовують в системах природної і механічної витікальної вентиляції, а також у вентиляційних отворах для перетікання повітря в суміжні приміщення. Швидкість у фасадному перерізі цих ґраток приймають 1,5...3 м/с.

Порівняно недорогі ґратки з нерухомими пластинами застосовують для цих самих цілей, а також в системах притікальної вентиляції, коли потрібна невелика далекобійність струменів.

Найчастіше застосовують ґратки з поворотними пластинами, тобто з регульованим спрямуванням притікальних струменів по горизонталі або вертикалі. Вони мають відповідно один або два ряди регульовальних пластин (переважно обтічної форми). В однорядних ґратках пластини закріплюють у рамі, можуть бути горизонтальними чи

вертикальними і регулюють напрямок притікальних струменів в одній площині. Дворядні ґратки мають пластини в двох площинах і тому дають можливість повного регулювання напрямку руху струменів. Швидкість повітряного потоку в фасадному перерізі ґраток обох типів приймають 2,5...7,6 м/с. Дворядні пластинкові ґратки застосовують тільки для притікання, однорядні – для притікання і витікання.

Штамповані пластинкові ґратки інколи оснащують заслінками для грубого кількісного регулювання витрати повітряного потоку. В пластинкових ґратках інших типів буває клапанна секція, що зазвичай розміщується позаду регулювальних клапанів. Ця секція містить пластини зустрічного обертання, що фіксуються за допомогою ключа. Ґратки встановлюють в отворах повітропроводів, в стінах, стелях і підлогах приміщень (в останньому випадку ґратки посиленої конструкції). Є також ґратки “невидимі” (потайні), “непросвічувані” і “незабруднювані”.

Таблиця 8.2

Різні види стінових вентиляційних ґраток [9]

Ґратка і дрютяна сітка без і з регулюванням витрати за допомогою пластин типу “V” або щілинною засувкою	
Ґратка з горизонтальними пластинами нерухомими чи поворотними. Повітряний струмінь можна спрямувати догори або донизу	
Ґратка з горизонтальними пластинами. Пластини нерухомі або поворотні. Повітряний струмінь можна спрямувати ліворуч або праворуч	
Ґратка з подвійними пластинами і з подвійним спрямуванням повітряного потоку горизонтально та вертикально. Пластини обертаються поодинокі або разом.	
Ґратка з пластинами з поодинокію зміною спрямування струмінців притікального потоку і регулюванням їх витрати. Зміна напрямку витікання повітряного потоку горизонтальними пластинами, а регулювання витрати за допомогою пластин типу “V”.	
Ґратка з пластинами та подвійною зміною напрямку руху струменя і регулюванням витрати. Зміна напрямку руху – пластинами горизонтальними і вертикальними, а регулювання витрати – пластинами типу “V”, або клапаном.	
Ґратка у вигляді смуги з вертикальними (або горизонтальними) пластинами і розміщеними за ними додатковими плитками або перепускниками.	

8.1.9. Дифузори

Лінійний дифузор – це звичайна прямокутна видовжена пластинкова ґратка. Застосовується для притікання і витікання повітря і встановлюється в стінах, стелях та підлогах приміщень. Швидкість повітряного потоку у фасадному перерізі 2,5...7,6 м/с. Довжина може досягати 30 м і більше (такі довгі ґратки утворюються поєднанням впритул декількох коротших ґраток). Лінійні дифузори бувають з нерухомими і поворотними пластинами. При виготовленні дифузорів нерухомі пластини можуть бути розміщені з бажаним кутом нахилу. Дифузори регульованого типу (з поворотними пластинами) інколи забезпечують кількісне регулювання витрати повітряного потоку.

Для рівномірного розподілення повітряного потоку вздовж дифузорів їх приєднують до стрічкових повітропроводів або встановлюють у стінках тискових камер. Клапани для регулювання витрати можуть бути умонтовані в живильні повітропроводи дифузорів або встановлені безпосередньо перед дифузорами.

Дифузори також бувають круглими, півкруглими або квадратними. Їх застосовують для повітророзподілення і всмоктування (витікання) повітря. В першому випадку забезпечується ефективне ежектування в значних кількостях внутрішнього повітря, завдяки чому досягається рухливість повітря в ЗО з малими швидкостями. Одні з кращих типів дифузорів оснащені регульованими спрямувальними пристроями, за допомогою яких змінюються ширина і далекобійність струменів. Ці спрямувальні пристрої можуть бути умонтовані в дифузор і мати вигляд регуляторів витрати. Для регулювання витрати можна використати також клапан в горловині дифузора. Швидкість повітряного потоку в горловині 4...6 м/с.

8.1.10. Спеціальні повітророзподільники

Дифузори для лікарень виготовляють у вигляді притікально-витікальних агрегатів, які легко очищуються. Існують дифузори квадратної форми з перфорованими панелями (для встановлення в підвісних стелях). Для регулювання надлишкового тиску в операційних блоках в отворах системи притікальної вентиляції встановлюють клапани з регульованими противагами. Відомий дифузор, поєднаний з осьовим вентилятором (призначений для вертикально скерованого стельового розподілення кондиційного повітря).

У промисловості і при місцевому точковому охолодженні застосовують повітророзподільники у вигляді різних ежектувальних пристроїв. Вони забезпечують велику далекобійність, регулювання витрати і напрямку руху повітряних струменів. Ці повітророзподільники повинні гармоніювати з оформленням приміщень, з конструкціями стель і штучним освітленням.

Із сумішених освітлювально-повітророзподільних пристроїв найбільш поширені люмінесцентні світильники – повітророзподільники з крайовими щілинними отворами для притікання і витікання повітря. Повітря інколи витікає і через ламповий простір. Перевага цих пристроїв: зменшення холодильної навантаги (з витікальним повітрям відводиться частина теплоти, що виділяється лампами); можливість використання забраної теплоти для підігрівання готованого повітря. Є також сумішені світильники-повітророзподільники з лампами розжарювання (жарівками).

Застосовуються стелі з перфорацією (п.8.1.4) або зі щілинними отворами в пластинах. Пластини виготовляють із неспалимого мінерального волокна. Витрати повітряного потоку 5,1...7,6 м³/с на 100 м² стелі за надлишкового тиску в надстельовому просторі 25 Па.

Особливу увагу треба приділяти конструкції надстельового простору. Він повинен бути щільним (виключати перетікання повітря) і мати підвищений термічний опір. Якщо

надстельовий простір прилягає до покриття, то його коефіцієнт теплопередачі не повинен перевищувати $0,57 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. При розрахунках треба враховувати втрати теплоти із надстельового простору назовні або надходження теплоти в нього, а, відповідно, і в приміщення.

Перфоровані стелі для витікання внутрішнього повітря із приміщення непридатні, оскільки їх отвори можуть забиватись сміттям.

8.2. ДОДАТКОВІ ПРИСТРОЇ І ЛИЦЮВАННЯ ПОВІТРОРозПОДІЛЬНИКІВ

Додаткові пристрої. Повітророзподільники доукомплектовують вирівнювальними ґратками і відхильними пристроями різних типів для вирівнювання швидкості повітряного потоку і скерування його із підвідного повітропроводу в повітророзподільник. Дифузори часто комплектують протипиловими кільцями або рамами, які зменшують осідання пилу на стелях приміщень із внутрішнього повітря, що ежектуються.

Лицювання повітророзподільників. Вентиляційні ґратки і дифузори виготовляють із алюмінію, сталі, латуні, бронзи, пластмас. Вони можуть мати різний зовнішній вигляд і лицювання. Борти мають різну ширину; кріплення до конструкції приховане і на гвинтах. Поверхні фарбують, емалюють, лакують, покривають металами, анодують і полірують. Пластмасові покриття або повітророзподільники застосовують за умов можливої корозії.

8.3. РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВИБОРУ ПОВІТРОРозПОДІЛЬНИКА

Вибір повітророзподільників і повітровсмоктувальних пристроїв (витікачів повітря) є однією з найскладніших задач вентиляції, розв'язання якої вимагає значного досвіду. Не завжди можна здогадатись про найкращу схему перетікання повітряних потоків через приміщення. З цієї причини часто треба послуговуватись модельними експериментами, перш за все у приміщеннях зі значною термічною напругою або складної геометричної конфігурації.

Крім цього, найкраще розв'язання, з погляду вентиляції, не завжди можна реалізувати, виходячи із заперечень чи побажань архітектора або значних виконавчих труднощів.

Незважаючи на це, є ряд рекомендацій, яких потрібно дотримуватись:

а) повітряні струмені можуть рухатись знизу догори, згори донизу або згори догори;
б) нижні стінові повітророзподільники часто спричиняють виникнення протягів в ЗО. За неможливості їх уникнення належить, якщо поблизу є місця праці, передбачати повітророзподілення з малою початковою швидкістю (до $0,5 \text{ м/с}$);

в) верхні настінні або стельові повітророзподільники (щілинні чи вихрові) належить докладно підібрати за витратою повітря, далекобійністю, шириною струменя, його опадання чи підймання. Необхідно враховувати, щоби будівельні конструкції (балки, колони тощо) не перешкоджали розвитку повітряних струменів;

г) сітки з перфорованої бляхи (як повітророзподільники) використовують рідко. Найчастіше їх застосовують в отворах для витікання внутрішнього повітря;

д) якщо розподілення притікального повітря передбачається на рівні підвіконника вертикально догори, то ефективна циркуляція повітряних потоків в приміщенні може бути тільки за рівних поверхонь вікна і стелі (без виступальних елементів). При цьому далекодійність струменя сягає вглиб приміщення тільки до 6 м ;

е) всі повітророзподільники вентиляційних систем низького тиску повинні бути з регулюваною витратою повітря;

ж) конструкційні особливості повітровитікачів є менш важливими, ніж повітро-розподільників, але їх не можна не враховувати. В приміщеннях, де спалюється тютюн, відсмоктування (витікання) внутрішнього повітря завжди з верхньої зони;

з) в приміщеннях, у яких виділяються неприємні запахи, значна кількість теплоти або вологи (кухні, туалети тощо), необхідно передбачати повітровитікальні отвори якомога ближче до джерел забрудників внутрішнього повітря.

У випадку застосування підлогових повітророзподільників потрібно пам'ятати, що в них може потрапляти пил.

Пюпітрові (умонтовані в столи) повітророзподільники уможливають індивідуальне регулювання, але їх застосування вимагає подвійної підлоги.

На рис. 8.18. показано декілька варіантів схем перетікання повітря через приміщення і циркуляції повітряних потоків в них при задіянні різних повітророзподільників та різних місцях їх розміщення.

Прийняття тієї чи іншої схеми перетікання повітря через приміщення залежить від таких критеріїв: при значних потребах холоду або у високих приміщеннях (наприклад, в залах театрів) схема перетікання повітря рекомендується знизу догори (за термічного розшарування). Якщо реалізувати таку схему неможливо (з погляду будівництва), то бажано застосувати стельові (або інші) повітророзподільники з високою ежекційною здатністю і виконати дослідження циркуляції повітряних потоків у приміщенні.

Розподіляючи тепле повітря в зону обслуговування (ЗО), бажано уникати температурного розшарування і використовувати підвіконні повітророзподільники.

Потрібно звертати увагу на те, щоби готоване притікальне повітря перетікало через ЗО приміщення, а не рухалось безпосередньо до всмоктувального отвору (отворів) системи витікальної вентиляції.

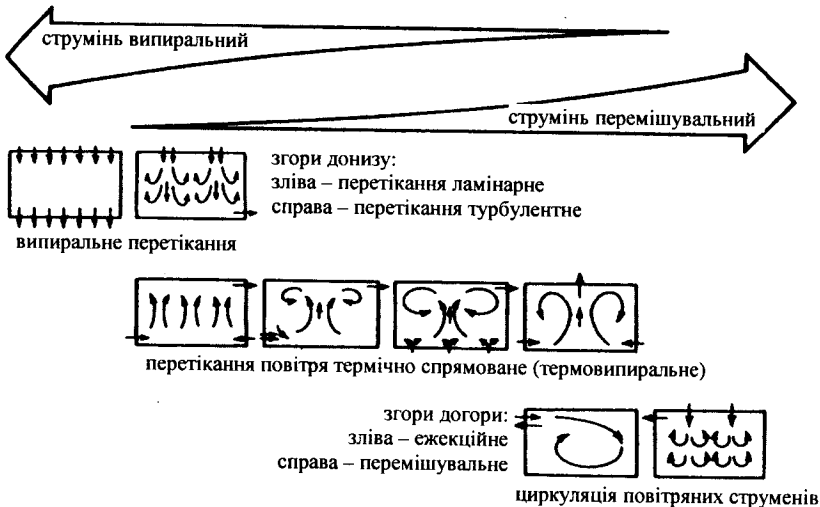


Рис. 8.18. Варіанти схем перетікання повітряних потоків через приміщення і циркуляція повітряних потоків в них

Якщо при виборі повітророзподільників визначальним є охолодження ЗО, спосіб розподілення притікального повітря можна вибрати залежно від висоти приміщення за графічними залежностями (рис. 8.19).

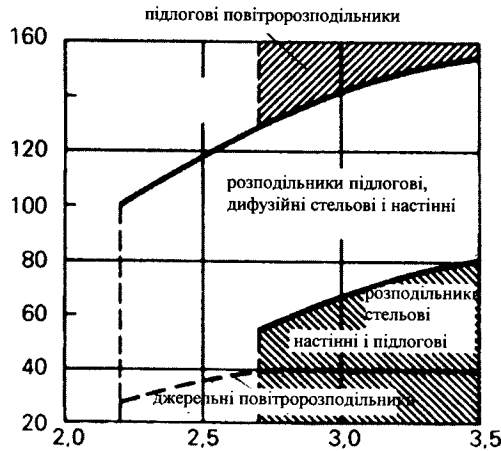


Рис. 8.19. Особливості вибору повітророзподільників залежно від одиничної потреби холоду і від висоти приміщення [10, 11]

Нижня крива (рис. 8.19) є наближеною границею для зустрічних циркуляційних потоків і джерельного повітророзподілення.

У проміжку між двома кривими рекомендовані ежекційні повітророзподільники, так звані душувальні або вихрові повітророзподільники.

При підлогових повітророзподільниках потрібно звертати увагу на те, щоби над повітророзподільниками не відбувались самовільні рухи повітряних потоків, а при джерельних повітророзподільниках повинна забезпечуватись певна відстань до місць праці.

Замість потреби в холоді як критерію вибору повітророзподільників можна орієнтуватись на годинний повітрообмін приміщення або на різницю температур притікального і витікального повітря (рис. 8.20).



Рис. 8.20. Вибір повітророзподільників залежно від годинного повітрообміну і різниці температур притікального і витікального повітря (температуру витікального повітря міряли у передбаченому для витікання внутрішнього повітря отворі світильника [11]):
 1 – тангенційні повітророзподільники, стельові і настінні; 2 – ежекційні (дифузійні) повітророзподільники стельові і настінні; 3 – стельові завихрювальні повітророзподільники; 4 – підлогові завихрювальні повітророзподільники; 4а – якомога вище в приміщеннях зі значними тепло- і вологовиділеннями; 5 – джерельні повітророзподільники

Наступним критерієм є висота приміщення. Критичною для стельових повітророзподільників є висота 2,2 м. За меншої висоти використовують стінові ежекційні повітророзподільники з горизонтальним витіканням повітряного струменя, джерельні або підлогові повітророзподільники.

Іншою критичною висотою є 4 м, вище якої потрібно застосовувати повітророзподільники, що не створюють теплового розшарування в приміщенні.

Повітророзподільники підбирають переважно за заводськими каталогами, в яких зазвичай подаються відомості про витрати повітряного потоку (повітропродуктивності), швидкості, далекобійності струменів, про втрати тиску, зону дії та інші характеристики, а також про рівні створюваного шуму. Оскільки дані про шум переважно стосуються повністю відкритих регуляторів витрати (клапанів), то потрібно враховувати зростання шуму при їх напівзакритих положеннях.

ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ 8

1. Tauschenbuch für Heizung und Klimatechnik 92/93. R.Oldenbourg Verlaq GmbH – München.
2. Masuch J.: Heizung – Lüftung – Haustechnik (HLH) nr 8/83, s.331-335.
3. Johannis G.: Gesundheits – Ingenieur (GI) 1968, s.193-202 und 226-237.
4. Brockmeyer H.: Klima – Kälte – Heizung (KKH) nr 10/74, s.431-438.
5. Zeller H.: HLH nr 11/76, s.401-404 und nr 5/79, s.187-189.
6. Socher H.-J.: KKH nr 4/85, s.279-284.
7. Finzner K.: Bericht XXII Int. Kongreß TGA, Berlin, nr 10/88, s.367-369 und HLH nr 4/88, s.173-181.
8. Hentschel H.-J., K.Schmoll: Technik am bau (TaB) nr 6/78, s.495-498.
9. Крум Д., Б.Робертс. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий: Пер. с англ. / Под ред. Е.Е.Карписа. – М.: Стройиздат, 1980. – 339 с.
10. Raatchen W.: KKH nr 5-8/88.
11. Sodec F.: Expoclima. Kongreß Nov. 1986, Brüssel, Taunqsbericht.
12. Жуковский С.С., Довбуш О.М. Опірні і витратні характеристики вільного перетікання повітряного потоку через отвір торця циліндричного трубопроводу в необмежений простір // Вісник Національного університету “Львівська політехніка” “Теплоенергетика. Інженерія доккілля. Автоматизація”. – 2006. – № 561.

Розділ дев'ятий

УСТАТКОВАННЯ, АГРЕГАТИ (АПАРАТИ) І ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Найпростіші системи вентиляції складаються з вентиляторів, повітропроводів (інколи з теплообмінниками для підігрівання і охолодження повітря), повітрозабірників і повітророзвіювачів. Основне устаткування, агрегати і елементи центральних повітроготувальних устав (установок) систем притікальної вентиляції: повітряні фільтри; повітронагрівники (повітроохолодники) і камери зрошення (для нагрівання-зволоження або охолодження і осушення повітря): різні пристрої для зволоження повітря; шумоглушники; регульовальні, змішувальні та інші повітряні клапани; вентилятори з електроспонуванням.

9.1. ПОВІТРОНАГРІВНИКИ І ПОВІТРООХОЛОДНИКИ

Теплообмінники для нагрівання і охолодження повітря можуть бути виготовлені із гладких труб. Однак зазвичай вони мають розвинуту зовнішню поверхню у вигляді оребрення. Ребра можуть бути поєднані з трубами механічно або творити з ними одне ціле. *Гладкотрубні* теплообмінники застосовують рідко, переважно тоді, коли на їхній поверхні може випадати іній або прилипати пил.

Теплопередача від середовища (теплоносія), що протікає всередині трубопроводу, до повітряного потоку, який рухається в міжтрубному просторі, є затруднена трьома термічними опорами: термічним опором теплопередачі від теплоносія до внутрішньої поверхні трубопроводу; опором теплопередачі самого трубопроводу; опором теплопередачі від зовнішньої поверхні трубопроводу до повітряного потоку. В повітронагрівниках і повітроохолодниках термічні опори стінки трубопроводу і приграничного (межового) шару потоку всередині труби малі порівняно з термічним опором зовнішнього приграничного шару повітряного потоку. Для зменшення об'єму, маси і вартості теплообмінника доцільно розвивати зовнішнє оребрення трубопроводів, хоча це супроводжується збільшенням термічного опору зовнішнього приграничного шару.

Математичні методи розрахунку теплообмінників розглянуті в працях Керрієра [1], Д.Л. Трелкелда [2], Л.К. Балла [3] та інших авторів.

Тепловіддавальна поверхня повітронагрівників і повітроохолодників зазвичай утворюється декількома рядами оребрених трубопроводів, розміщеними перпендикулярно до напрямку руху повітряного потоку. Теплообмінники виготовляються так, щоби теплопередача відбувалась в умовах протитечії взаємодійних середовищ. При протитечії досягається максимальна ефективність теплообміну. Поперечна течія має місце в кожному окремому ряді трубопроводів. Оребрені трубопроводи переважно розміщені горизонтально, що сприяє відведенню конденсату або рідини, що зрошує їхню поверхню. Ряди трубопроводів можуть бути розташовані паралельно або послідовно відносно напрямку руху повітряного потоку.

Застосовують різні типи ребер, але найбільше спіральні, плоскі або гофровані. Плоскі ребра бувають круглими чи прямокутними, насадженими на один або декілька трубопроводів. Щільний контакт між ребрами і трубопроводами повинен зберігатись протягом всього терміну служби теплообмінника. Ребра поєднуються з трубопроводами

механічно або додатково припаюються. Інколи ребра можуть бути сформовані із тіла самих трубопроводів.

Повітронагрівники найчастіше виготовляють зі сталевих або мідних трубопроводів з алюмінієвим оребренням. Однак коли охолодження супроводжується осушенням повітря або коли зовнішня поверхня теплообмінника зрошується водою, тоді перевага надається мідним трубопроводам з мідним оребренням, що зводить до мінімуму гальванічну корозію. Повітроохолодники, холодоносієм в яких є розчини хлористого натрію або хлористого калію, виготовляються повністю сталевими.

Повітронагрівники і повітроохолодники містять трубопроводи із зовнішнім діаметром (серединником) від 10 до 25 мм, ребра в кількості від 120 до 150 шт на 1 м довжини трубопроводу. Відстань між осями трубопроводів або зігнутого трьохпроводу від 25 до 75 мм. Крок ребер вибирають із врахуванням можливого накопичення волокон, пилу або випадання інею за низької температури повітряного потоку.

9.1.1. Пароповітряні нагрівники

Пароповітряні нагрівники переважно одноходові щодо руху пари і з вертикальним розміщенням трубопроводів. Для забезпечення розрахункових характеристик водяна пара повинна рівномірно розподілятися по трубопроводах, а конденсат безпосередньо відводиться з них. Рівномірне розподілення пари потрібне для забезпечення рівномірності підігрівання повітряного потоку і для зменшення небезпеки замерзання конденсату в нижній частині нагрівника при невисоких навантаженнях (навантагах).

9.1.2. Водоповітряні теплообмінники

У цих теплообмінниках також повинні бути забезпечені рівномірність розподілення водного і повітряного потоків. Існують різні способи конструкційного виконання водяних ходів, які забезпечують достатньо рівномірне розподілення цих потоків при прийнятних втратах тиску. Охолодники, які живляться артезіанською водою, повинні забезпечувати можливість очищення внутрішньої поверхні трубопроводів від піску та інших сторонніх домішок.

Водоповітряні теплообмінники для збільшення їх теплопередачі інколи оснащують турбулізаторами водяних потоків, які розміщуються всередині трубопроводів. Теплообмінники цього типу необхідно захищати водяними фільтрами від внутрішнього забруднення.

Всі види теплообмінників повинні допускати повне спорожнювання їх від води.

9.1.3. Вибір теплообмінника

При виборі теплообмінника потрібно враховувати: його призначення (явне підігрівання, явне охолодження, охолодження з осушенням, можливість випадання інею); початкові параметри повітря (температури за сухим і мокрим термометрами; густина; барометричний тиск на висоті встановлення; вміст пилу, агресивних і небезпечних газів); потрібні кінцеві параметри повітря; характеристики тепло- і холодоносія (початкові температура і тиск; допустимі зниження (або підвищення) температур і тисків); максимально допустиму швидкість повітря для забезпечення винесення вологи; допустимі втрати тиску повітряного потоку, які впливають на потужність спонукача

(приводу) вентилятора; характер трубних підведень тепло- і холодоносія (розміри, розміщення, вид трубного обв'язування, забезпечення тиску і спускання рідини, можливість очищення внутрішніх поверхонь при живленні артезіанською водою); конструкцію приєднання до повітропроводів; конструкційні особливості власне теплообмінників (матеріали колекторів, трубопроводів, оребрення; кількість рядів труб і їх розташування; тип і крок ребер); дренажні пристрої (піддони; дренажний лоток, труби і отвори); розділення теплообмінників на секції для полегшення регулювання і монтажу (число секцій і рядів); тиск повітря в місці приєднання до повітропроводів (чи каналів) і врахування можливого витікання повітря через нещільності корпусу теплообмінника, що особливо важливо при розміщенні теплообмінника на нагнітальному боці вентилятора високого тиску; економічна доцільність у взаємозв'язку із вентиляційною системою, тобто повітряних потоків і потоків тепло-, холодоносіїв з урахуванням витрат, перепадів температур і тисків, потужності вентиляторів і насосів.

Розрахунок і добір теплообмінників для нагрівання повітря, його охолодження і осушення подано в [4].

Водоповітряні і пароповітряні підігрівники зазвичай розраховують, приймаючи такі граничні величини: швидкість повітряного потоку у фасадному перерізі 2,5...3,8 м/с (до 7,6 м/с) [5]; вагова швидкість у живому перерізі міжтрубного простору 3...8 кг/(м²·с) [4]; температуру гарячої води в системах теплопостачання низького тиску 70...95 °С, а в системах високого тиску – до 150 °С; швидкість води 0,6...2,1 м/с; опір по воді до 30 кПа; опір по повітрю 50...125 Па (до 250 Па в системах вентилявання виробничих приміщень).

Щоби забезпечити стійке регулювання теплопродуктивності і знизити небезпеку замерзання при малих навантагах (навантаженнях), перепад температур повітря в калорифері попереднього підігрівання обмежують 17 °С [5]. За необхідності підігрівання на більший перепад температур встановлюють послідовно по руху повітря два калорифери. Щоби зменшити небезпеку замерзання конденсату в парових калориферах, які регулюються за теплоносієм, краще, якщо площа їх тепловіддавальної поверхні є меншою, а не більшою від розрахункової. Калорифери попереднього підігрівання зазвичай одно- або дворядні.

Калорифери вторинного підігрівання часто приймають із завищеною на 10...20 % площею тепловіддавальної поверхні для того, щоби забезпечити швидке нагрівання повітря при запусканні повітроготувальника в дію. Кількість рядів труб в калориферах вторинного підігрівання, в напрямку руху повітряного потоку, не більше чотирьох.

Теплова потужність (теплопродуктивність) водоповітряного нагрівника для підігрівання повітряного потоку з витратою L [м³/год] визначають за формулами:

$$Q = \frac{L}{3600} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (t_2 - t_1), \text{ кВт}, \quad (9.1)$$

або

$$Q = \frac{L}{3600} \cdot \rho \cdot (I_2 - I_1), \text{ кВт} \quad (9.2)$$

де t_1, t_2 – температура повітряного потоку, відповідно, до і після нагрівника, °С; I_1, I_2 – ентальпії повітря, відповідно, до і після нагрівника, кДж/кг; ρ – густина повітря, кг/м³; $c_p = 1,005$ кДж/(кг·К) – питома теплоємність сухого повітря.

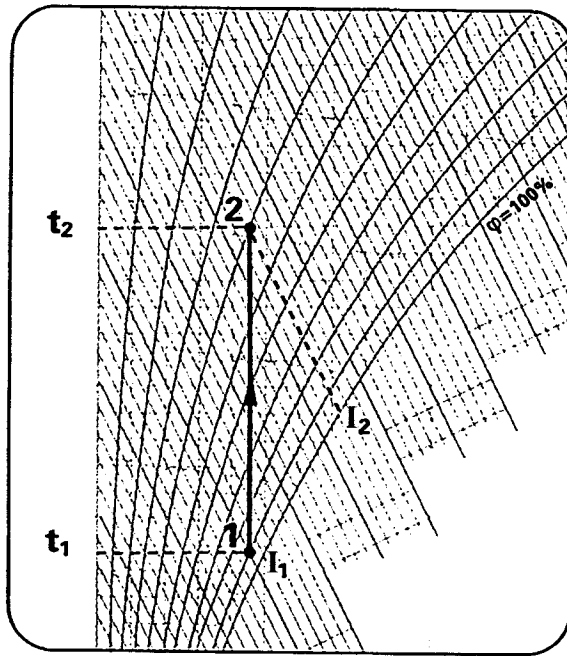


Рис. 9.1. Схема процесу сухого нагрівання повітряного потоку в I-d діаграмі

Якщо потрібно підігрівати значний за витратою повітряний потік на невелику різницю температур, то економічно доцільним може бути використання невеликого за розмірами повітрянагрівника з обвідним повітропроводом (каналом) і клапаном регулювання витрати в ньому; при цьому в повітрянагрівнику відбувається глибоке підігрівання тієї частини повітряного потоку, що протікає крізь нього.

9.1.4. Повітроохолодники [5]

Повітроохолодники, які живляться штучно охолодженою водою, водою з артезіанських свердловин або водними розчинами солей, зазвичай розраховують, приймаючи такі граничні величини: швидкість повітряного потоку у фасадному перерізі 1,5...3,5 м/с (при цьому уникається винесення вологи, що конденсується на поверхні труб); швидкість повітряного потоку у живому перерізі (міжтрубному просторі) 3...7,6 м/с; початкові температури повітряного потоку по сухому і мокрому термометрах відповідно 16...43 і 10...27 °С; кінцеві параметри повітряного потоку: температура по сухому термометру близько 9 °С і майже 100 % відносна вологість (за винятком низькотемпературних теплообмінників, що живляться розчинами солей або гліколю); температура живильної (охолодженої) води 4...13 °С (до 16 °С при живленні артезіанською водою); середня швидкість рідини в трубах 0,6...2,1 м/с за перепаду температур 2,8...6,7 °С. Зазвичай на 1 кВт холодопродуктивності витрата рідкого холодоносія близько 0,042 кг/с, що спричиняє перепад температур 5,6 °С; опір теплообмінника по воді до 3 кПа, хоча може досягати і 6 кПа. Для зменшення втрат тиску водяні ходи часто роблять паралельними. Аеродинамічний опір повітроохолодника 62,5...188 Па. Відношення явної теплоти до повної 0,6...1,0.

Водоповітряні охолодники зазвичай 4...8-рядні, якщо охолодження супроводжується осушенням, але можуть бути і 12-рядними в напрямку руху повітряного потоку.

Холодильну потужність (холодопродуктивність) водоповітряного охолодника визначають за формулами:

процес 1-2 (рис. 9.2)

$$Q_x = \frac{L}{3600} \cdot \rho \cdot (I_1 - I_2), \text{ кВт}; \quad d_1 = d_2; \quad W = 0; \quad (9.3)$$

процес 1-3 (рис. 9.2)

$$Q_x = \frac{L}{3600} \cdot \rho \cdot (I_1 - I_3), \text{ кВт}, \quad (9.4)$$

де L – витрата повітряного потоку, м³/год; I_1 – ентальпія повітря до охолодника, кДж/кг; I_2, I_3 – ентальпії повітря після охолодника, кДж/кг; ρ – густина повітря, кг/м³ (при 20 °С $\rho = 1,2$ кг/м³).

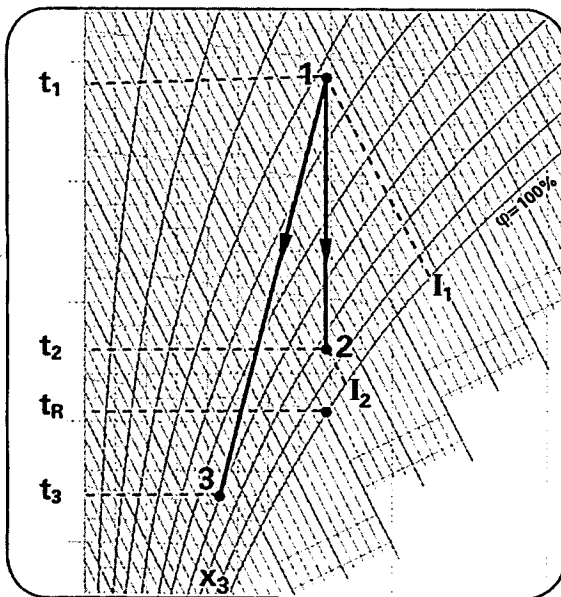


Рис. 9.2. Схема процесів охолодження повітряного потоку в I-d діаграмі: 1-2 – сухого охолодження; 1-3 – охолодження зі зменшенням вологовмісту

Кількість скрапленої (конденсованої) із повітряного потоку води визначають за формулою

$$W = \frac{L}{3600} \cdot \rho \cdot (d_1 - d_3), \quad (9.5)$$

де d_1 – вологовміст повітря до охолодника, кг/(кг.с.пов); d_2, d_3 – вологовміст повітря після охолодника, кг/(кг.с.пов).

Повітроохолодники-випарники зазвичай застосовують при початковій температурі холодоагента $-4 \dots +13$ °С. Причому для запобігання потрапляння рідкого холодоагента в компресор перегрівання може досягати $6 \dots 7$ °С. Холодопродуктивність повітроохолодника-випарника повинна бути збалансована з холодопродуктивністю компресора холодильної установи за розрахункових (проектних) умов. Треба також аналізувати вплив змін експлуатаційних умов на поєднану дію повітроохолодника і компресора холодильної установи [6, 7]. При розрахунку і доборі повітроохолодників-випарників треба враховувати температурні відмінності ефективності теплообмінника на вихідній для холодоагента ділянці (з причини перегрівання пари холодоагента) стосовно щодо інших його ділянок. При протічанні максимальна різниця температур між холодоагентом, який затікає в теплообмінник, і повітряним потоком, що залишає теплообмінник, практично дорівнює $3,3 \dots 4,5$ °С, тобто співмірна з різницею температур, яка має місце при застосуванні камер зрошення.

9.1.5. Монтаж і обслуговування теплообмінників [5]

При монтажі треба розташовувати теплообмінники в повітроготувальнику або у вентиляційній системі так, щоби: повітряний потік рівномірно розподілявся по фасадному перерізу і полегшувались демонтаж та обслуговування теплообмінника і приєднання до нього трубо- і повітропроводів; забезпечити компенсування температурних змін лінійних розмірів теплообмінників при нагріванні і охолодженні та запобігати передаванню напружин (напруг), що виникають з боку приєднаних трубопроводів; передбачити збирання і відведення конденсату, який випадає на поверхні повітроохолодників. Для цього треба встановити під кожним теплообмінником піддон, що приєднується до дренажних трубопроводів через трап з достатньо глибоким гідрозатвором (сифоном). Піддони повинні мати лючки для чищення; глибина гідрозатвору повинна бути такою, щоби він спорожнювався під тиском (розрідженням), що створюється вентилятором системи. За необхідності дренажні трубопроводи треба теплоізулювати. *Теплообмінники (калорифери) попереднього підігрівання* треба розташовувати за повітрозабірними отворами перед фільтрами, щоби запобігати замерзанню вологи на фільтрах. Повітропровід до і після підігрівника повинен бути теплоізульований. *Теплообмінники вторинного підігрівання* треба розташовувати за повітросушниками, оскільки ці апарати, за їх спільної дії, дають змогу підтримувати в приміщеннях відповідні температуру і відносну вологість. В однотрубопровідних СВ теплообмінники (калорифери) вторинного підігрівання треба розташовувати на стороні всмоктування вентилятора, а в двотрубопровідних системах – на стороні нагнітання. Парові теплообмінники необхідно оснащувати конденсатовідвідниками; за автоматичного регулювання дроселюванням витрати пари треба встановлювати також вакуумні переривачі. Водоповітряні теплообмінники часто приєднують до трубопроводів так, щоби теплоносій затікав знизу і витікав зверху (для видалення повітря з води); повітроохолодники – випарники треба розташовувати так, щоби вони не опромінювались теплообмінниками. Потоки нагрітого повітря за підігрівниками не повинні обтікати електроспонукачів вентиляторів. Регулювати теплохолодопродуктивність теплообмінників можна за теплохолодоносієм, за повітрям і за допомогою обвідного повітропроводу (байпасу) з регулятором витрати (дросель-клапаном). Регулювання за теплохолодоносієм зазвичай кількісне (дроселюванням витрати за допомогою дво- або триходового клапана) або якісне (змішуванням водних потоків з різною температурою або зміною температури іншими способами).

9.2. ЕЛЕКТРИЧНІ, ГАЗОВІ І РІДКОПАЛИВНІ ПОВІТРОНАГРІВНИКИ

9.2.1. Електричні повітрянагрівники [5]

Нагрівні елементи електричних повітрянагрівників можуть бути зібрані в ряди. Елементи бувають відкритими або трубчастими захищеними (гладкими і оребреними). Електричні нагрівники, які призначені для розміщення в повітропроводах (каналах), мають корпус із фланцями. Є також занурювані нагрівники, які вводяться в повітряний потік через отвори в стінках повітропроводів.

Нагрівні елементи відкритого типу мають малу масу, завдяки чому швидко набувають робочу температуру, а після вимкнення струму швидко остигають; відкриті спіральні-дротяні нагрівні елементи швидко реагують на вплив засобів регулювання.

Нагрівні елементи виготовляють із хромонікелевого дроту, який скручується в щільні спіралі невеликого діаметра. Оскільки вони безпосередньо контактують з повітрям, їх температура нижча, ніж нагрівних елементів захищеного типу.

Повітрянагрівники з відкритими нагрівальними елементами непридатні для встановлення в безпосередній близькості від устаткування, у якому розприскується вода або обробляється вологе повітря, а також у тих випадках, коли в повітряному потоці є агресивні домішки, що можуть викликати корозію спіралей та їх пошкодження. Треба запобігати осіданню пилу на нагрівних елементах і їх контакту з горючими речовинами, оскільки за низької температури спалаху цих речовин температура на поверхні елементів може бути достатньою для запалювання домішків.

Експлуатаційний персонал повинен бути захищений від небезпеки, що пов'язана із застосуванням відкритих нагрівальних елементів, наприклад, оглядові дверцята повинні бути оснащені блокувальними пристроями безпеки.

Електронагрівники трубчастого типу зазвичай мають внутрішній шар електроізоляції (керамічний), який оточує електричні спіралі, і зовнішню гладку або оребрену оболонку із металевого стопу (сплаву). Отже, струм по поверхні елемента не тече, і небезпека ураження ним виключається. Трубчасті повітрянагрівники можна встановлювати в повітропроводах (каналах), якими протікає вологе повітря. Відповідним чином сконструйовані теплообмінники можна застосовувати і там, де в повітрі є вибухонебезпечні домішки. Кожухи і ребра теплообмінників, що призначені для дії в умовах високої вологості або в корозійному середовищі, інколи виготовляють із неіржавійної сталі.

Накопичення бруду на поверхні нагрівників виключається, оскільки за високої температури пил вигоряє. Живлення електронагрівників можливе одно- або трифазним змінним струмом, а інколи і постійним струмом.

Можна застосовувати відповідні комутації для того, щоби забезпечити східчасте регулювання теплопродуктивності. У потужних повітрянагрівниках використовують контактори, які керуються східчастими регуляторами. Бажана наявність пристрою для перемикання східчастого регулювання у початкове положення, наприклад, після аварійного вимкнення струму.

Для електричних нагрівників потрібні регулятори, які запобігають перегріванню у випадку аварійної зупинки вентилятора системи. Переважно це верхньограничний терморегулятор з ручним налагодженням. Додатково в коло керування електронагрівником може бути включене реле потоку.

Електричні нагрівники зазвичай встановлюють в повітропроводах. Щоби нагрівники рівномірно обтікались повітряним потоком і не було місцевих перегрівань поверхні, їх треба розташовувати на відстані не меншій за два діаметри від відводів та інших місцевих аеродинамічних опорів повітропровода. Зазвичай рівномірність обтікання забезпечується встановленням електронагрівника на всмоктувальному боці вентилятора; при їх встановленні на нагнітальному боці відстань від нагнітального отвору вентилятора до електронагрівника повинна бути не меншою ніж чотири діаметри з'єднувального повітропровода.

Оскільки аеродинамічний опір електричних нагрівників відносно невеликий, у їхньому фасадному перерізі допускаються швидкості до 7,6 м/с (аеродинамічний опір не перевищує 25 Па). Існує однак мінімально допустима щодо умов перегрівання швидкість [8]. Її величина залежить від типу нагрівників, початкової температури повітря та електричної потужності, що припадає на одиницю площі перерізу повітропровода.

Занурювані електронагрівники часто застосовують для підігрівання води в піддонах камер зрошення та інших зволожувальних апаратів, для підігрівання води в піддонах градирень у ХПР, для підігрівання оливи в компресорах, для випаровування холодоагента з картерів компресорів в часі простоювання холодильної устави. Електричні кабелі опору використовують для захисту від замерзання трубопроводів охолодженої води і трубопроводів постачання конденсаторів холодильних устав водою, а також для захисту кожухотрубних випарників водоохолоджувальних агрегатів, встановлених назовні будинку.

9.2.2. Газові нагрівники повітря

Газові нагрівники повітря складаються із корпусу, в якому знаходяться вентилятор з електроспонукачем, теплообмінник і газовий пальник. Паливник (топка) може бути розміщений при стіні, при стелі корпусу або винесений за межі корпусу (тобто окремий). Особливістю цих нагрівників є те, що вони діють незалежно від центрального (централізованого) теплопостачання і швидко допроваджують теплоту безпосередньо до приміщень, що обігріваються. При цьому відсутнє постачання (доставляння) пари або нагрітої води, а натомість з'являється система газопостачання і комин для відведення продуктів спалювання. Сам теплообмінник складається переважно з камери спалювання і грійних трубопроводів або грійних вкладок, крізь які протікають продукти спалювання. Повітряний потік, що нагрівається, протікає перехресно щодо грійних трубопроводів (рис.9.3).

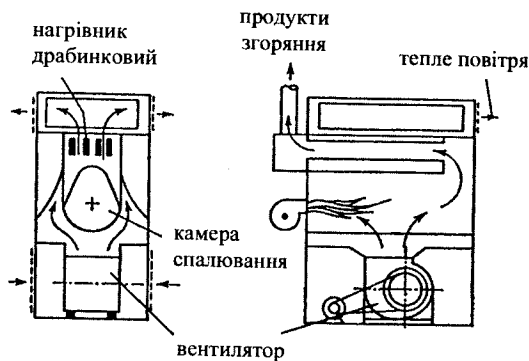


Рис. 9.3. Газовий повітрянагрівник з камерою спалювання зі спеціальної сталі і теплообмінником кишенькового типу

Інша конструкція відрізняється тим, що поверхня грійних елементів збільшена за рахунок оребрення або шпичаків (шпилів). Пальники для нагрівників середньої теплопродуктивності (до 95 кВт) передбачають атмосферного типу, а для вищої продуктивності – інжекційні або іншого типу, що працюють з механічним готуванням газоповітряної суміші до спалювання. При застосуванні пальників атмосферного типу їх запалювання відбувається за допомогою термоелектричного запальника. При напівавтоматичних або повністю автоматизованих пальниках застосовуються автомати готування газу до спалювання, що складаються з первинного перетворювача (сенсора), який слідкує за полум'ям, і апарата керування. Цей апарат вмикає і вимикає пальник на підставі регулювальних сигналів та контролює його дію за встановленою програмою. Під час запускання і дії не може бути перевищений час витікання газу без запалювання. Цей так званий **час безпеки** залежить від потужності теплообмінника. За відсутності газу, електроенергії або повітря настає раптове відмикання повітрянагрівника.

Для залів магазинів і виробничих приміщень застосовують **надпідлогові** (парапетні) теплообмінники. Настінний теплообмінник зображено на рис. 9.4. Застосовуються також пристельові теплообмінники. Ці теплообмінники оснащені пальниками як атмосферного типу, так і інжекційними.

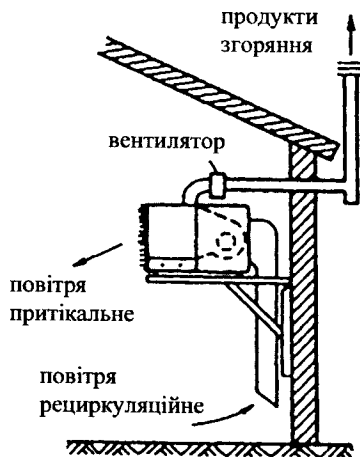


Рис. 9.4. Настінний нагрівник повітря фірми ПТТ-Regnor з газовим пальником атмосферного типу (можливе присіднання повітропроводу)

Продукти спалювання відводяться в атмосферу через димову трубу (комин). В тракці відведення продуктів спалювання передбачається **переривник тяги** (не стосується інжекційних пальників), призначений для відсікання зустрічного потоку зовнішнього повітря від пальників. Існують також нагрівники повітря з умонтованим вентилятором для відведення продуктів спалювання, а також теплообмінники, що монтуються на зовнішній поверхні стін (вони не потребують димової труби).

Конструкційні особливості нагрівника повітря з пальником атмосферного типу характеризує рис. 9.5. Осьовий вентилятор нагнітає повітря, що підігрівається, на теплообмінник зі сталеві бляхи. Гарячі гази рухаються вертикально вгору і віддають

свою теплоту повітряному потокові. Апарати цього типу застосовуються, найперше, для обігрівання залів супермаркетів, виробничих приміщень й інших приміщень великого об'єму; вони підігрівають найчастіше рециркуляційне повітря, в потоці якого встановлені. Можуть монтуватись також на дахах будівель (рис. 9.6). Для ощадливого споживання газу передбачений умонтований в нагрівник регулятор температури.

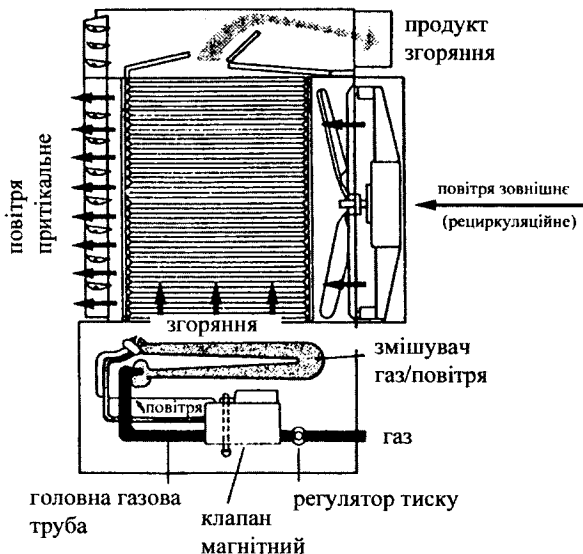


Рис. 9.5. Газовий повітрянагрівник з пальником атмосферного типу і осьовим вентилятором для відведення продуктів спалювання (фірми Neulo)

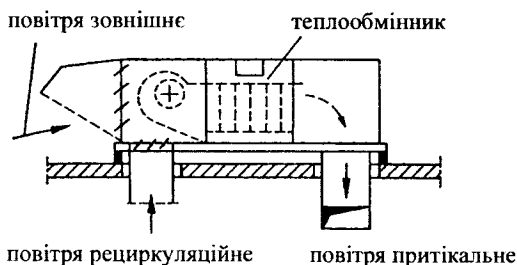


Рис. 9.6. Газовий повітрянагрівник, призначений для монтування на дахах будівель (фірми ITT-Regnor)

Регулювання теплової потужності повітряного потоку відбувається через увімкнення і вимкнення нагрівника за допомогою електромагнітного клапана (регулювання двопозиційне), поєднаного із сенсором (первинним перетворювачем) температури внутрішнього повітря. Застосовується також регулятор температури продуктів спалювання, який підтримує сталю їхню температуру, наприклад, 180 °С. Завдяки цьому забезпечується сталий ККД величиною 80 – 85 %. Безпеку дії контролюють три термостати: регулятор запобігав нагнітання в СВ холодного повітря під час запускання нагрівника в дію; засіб керування вмикає і вимикає пальник при заданій (наставленій) температурі, наприклад 90 °С;

обмежник безпеки вимикає паливник за надмірної температури. Для підтримання рівномірної температури повітряного потоку передбачений обвідний повітропровід на теплообміннику. Повітрянагрівники можуть бути оснащені спеціальною камерою для підігрівання зовнішнього, рециркуляційного або суміші зовнішнього і рециркуляційного повітря. Втрати з викидними продуктами спалювання нових агрегатів становлять 10 – 12 % залежно від потужності. Температура продуктів спалювання 160...300 °С. Річний ККД підігрівників цього типу є вищим ніж аналогічних водяних або парових нагрівників. Недоліком газових нагрівників є підвищена температура в пристельовій зоні приміщення, а отже, і підвищені тепловтрати через стелю (покрівлю).

9.2.3. Рідкопаливні повітрянагрівники

Ці нагрівники конструкційно подібні до газових, однак як первинне паливо в них використовують рідке паливо. Теплота спалювання цього палива передається безпосередньо до повітряного потоку.

Нагрівник повітря складається з:

- паливника типової конструкції, що пристосований до поєднаної дії з устаткуванням керування і безпеки; найчастіше це паливники для спалювання легкого рідкого палива;
- камери спалювання, найчастіше з чавуну спеціального виливання або з легованої сталі;
- теплообмінника трубного або кишенькового типу, розташованого на шляху руху продуктів спалювання, найчастіше з жаровідпорної хромонікелевої сталі;
- вентилятора (осьового або радіального), що слугує для спонукання руху повітряного потоку;
- труби для відведення продуктів спалювання, що виготовлена зі сталеві бляхи.

Різні типи будови: вісь полум'я горизонтальна або вертикальна, симетрична або несиметрична, а також занурювана (рис. 9.7).

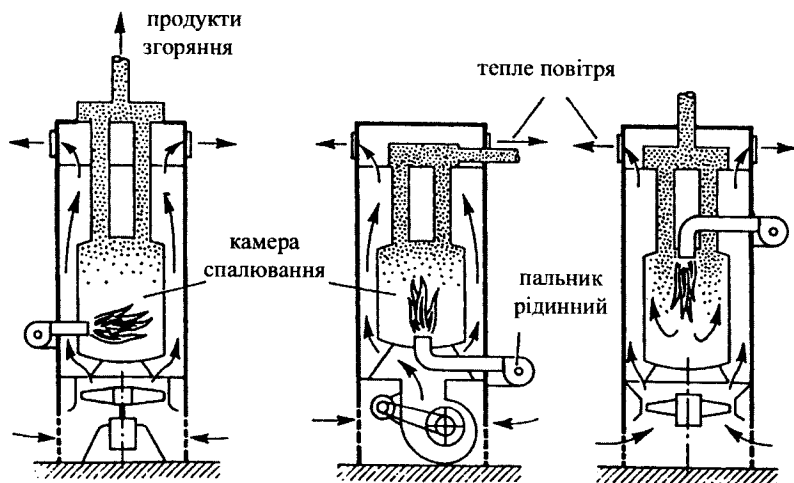


Рис. 9.7. Рідкопаливні нагрівники повітря різних конструкційних типів:
a – з осьовим вентилятором і горизонтальною віссю полум'я;
b – з радіальним вентилятором і вертикальною віссю полум'я;
c – з осьовим вентилятором і зануреним паливником

Вентилятор і отвори для витікального теплового повітряного потоку знаходяться частково вгорі, а частково знизу апарата. У найчастіше вживаних конструкціях є доповнення повітропроводами так, що тепле повітря може бути краще розподілене. Максимальні втрати з продуктами спалювання становлять 1 – 12 %. Температура викидних продуктів спалювання перевищує 180 °С.

Ці нагрівники встановлюються за дозволом Держнаглядохоронпраці. З погляду охорони довкілля дозволяється мінімальна кількість індивідуальних коминів або один збірний комин, застосування якого спричиняє використання центральної обігрівальної котельні. Загальні та технічні вимоги і методи досліджень подано в DIN 4794, частина 1 і 2 (12.80). Різниця температур повітряного потоку на притіканні і витіканні становить 20...40 К.

Номінальні характеристики належать до різниці температур 45 К. Застосовуються нагрівники з такими технічними характеристиками:

- номінальна теплова потужність 12 ... 120 кВт;
- повітропродуктивність 800 ... 820 м³/год;
- тиск вентилятора 30 ... 90 Па.

Повітря для спалювання палива засмоктується безпосередньо з приміщення, в якому встановлений повітрянагрівник.

• Підлогові повітрянагрівники

Підлогові повітрянагрівники встановлюються в приміщенні вільно на підлозі. Належить однак дотримуватись технічних аспектів безпеки [10]. Конструкційні особливості таких нагрівників подано на рис. 9.8. Внизу апарата над підлогою знаходиться радіальний вентилятор, що засмоктує повітря з приміщення і переміщує його вгору через теплообмінник. Витікання теплового повітря відбувається у всіх напрямках навколо апарата. Відведення продуктів спалювання бокове. Можливим є також приєднання повітропроводу.

Теплообмінники виготовляються зі сталі вуглецевої або легованої, а також з чавуну, причому їх поверхня є оребреною.

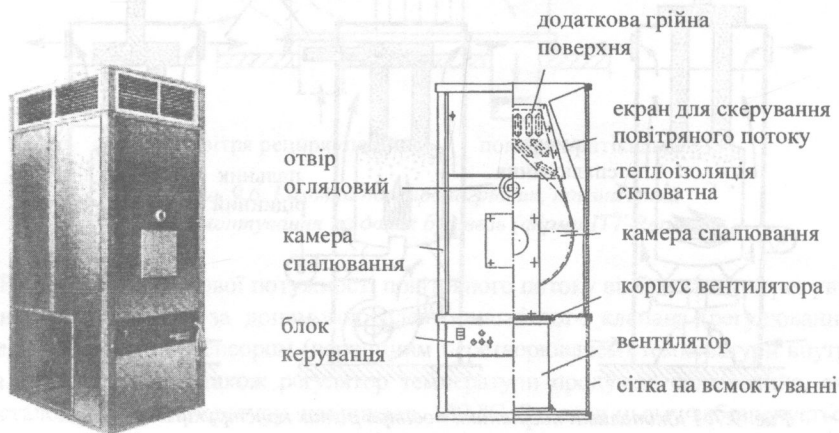


Рис. 9.8. Рідкопаливний нагрівник повітря з радіальним вентилятором (фірми "Buderus"), тепловою потужністю 46...465 кВт

Конструкційні особливості нагрівника малої теплової потужності подані на рис. 9.9.

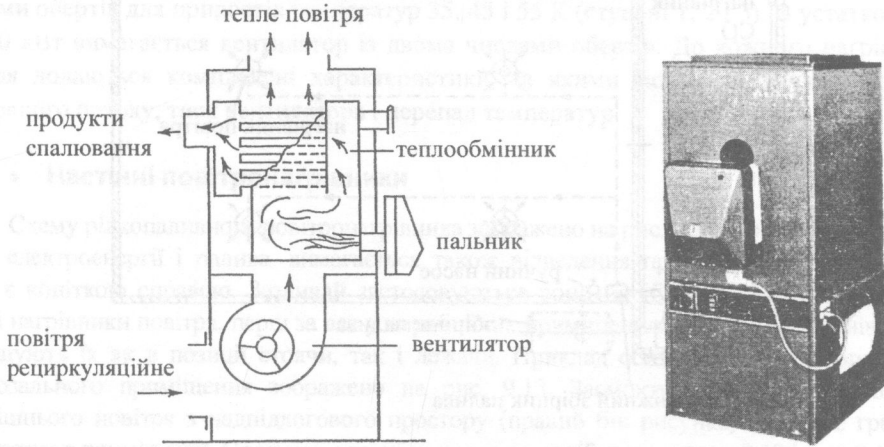


Рис. 9.9. Рідкопаливний нагрівник з трубним теплообмінником для нагрівання повітря, тепловою потужністю 20 ... 50 кВт (фірма "Buderus")

В приміщеннях великої площі встановлюють декілька повітрянагрівників, причому постачання рідкого палива до них передбачається від спільного збірника (рис. 9.10). Якщо потрібне центральне обігрівання, наприклад, офісних приміщень (бюро), до збірника палива можна приєднати також рідкопаливний котел (рис. 9.11).

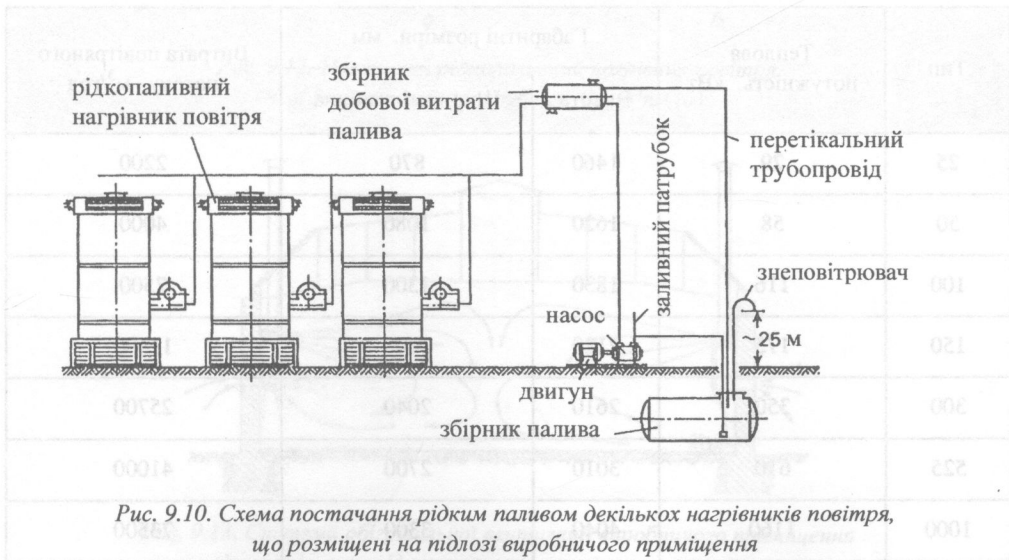


Рис. 9.10. Схема постачання рідким паливом декількох нагрівників повітря, що розміщені на підлозі виробничого приміщення

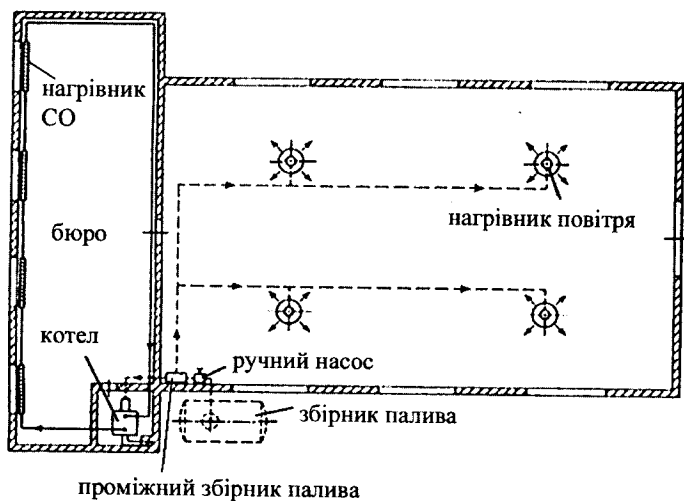


Рис. 9.11. Зальне виробниче приміщення з декількома рідкопаливними нагрівниками повітря і котлом для водяного обігрівання службових приміщень (бюро) із спільним збірником рідкого палива

Теплова потужність і габаритні розміри стандартних нагрівників повітря подані в табл. 9.1. Корпус нагрівника теплоізолюваний скло- або азбестовою ватою чи іншим подібним матеріалом.

Таблиця 9.1

Теплова потужність і габаритні розміри рідкопаливних нагрівників повітря

Тип	Теплова потужність, кВт	Габаритні розміри, мм		Витрата повітряного потоку, м ³ /год
		Висота	Ширина і глибина	
25	29	1460	870	2200
50	58	1620	1080	4000
100	116	1830	1300	7500
150	175	2120	1400	11400
300	350	2610	2040	25700
525	610	3010	2700	41000
1000	1160	4040	3300	73500

Вимоги щодо устаткування й особливості його дослідження вказані в нормі ФРН DIN 4794 B1.1 (12.80). Устаткування до 50 кВт повинно мати вентилятор із трьома числами обертів для приростів температур 35, 45 і 55 К (ступені 1, 2 і 3). В устаткованні до 120 кВт вимагається вентилятор із двома числами обертів. До кожного нагрівника повітря додаються комплексні характеристики, за якими можна визначити витрату повітряного потоку, тиск вентилятора і перепад температур.

• Настінні повітрянагрівники

Схему рідкопаливного повітрянагрівника зображено на рис. 9.12. Крім постачання до нього електроенергії і палива, вимагається також відведення продуктів спалювання, що часто є копійкою справою. Зазвичай застосовуються вони подібно як настінні водяні чи парові нагрівники повітря, перш за все у виробничих приміщеннях, в залах магазинів тощо. Розміщують їх як в позиції стоячи, так і лежачи. Приклад обігрівання за їх допомогою великозального приміщення зображено на рис. 9.13. Засмоктування більш холодного внутрішнього повітря з надпідлогового простору (правий бік рисунка) зменшує градієнт температур в приміщенні. Постачання рідким паливом подібно як на рис. 9.10 і рис. 9.11.

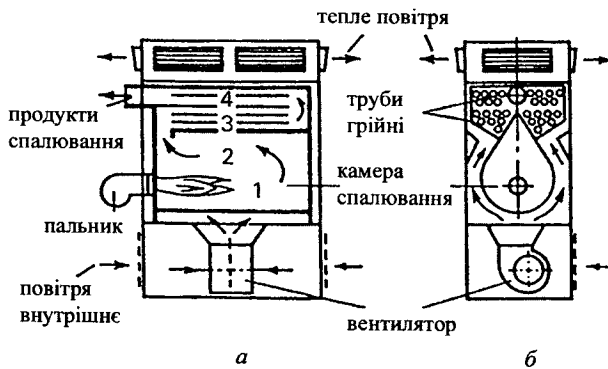


Рис. 9.12. Настінний рідкопаливний нагрівник повітря зі зворотним (а) і трубним полум'ям (б)

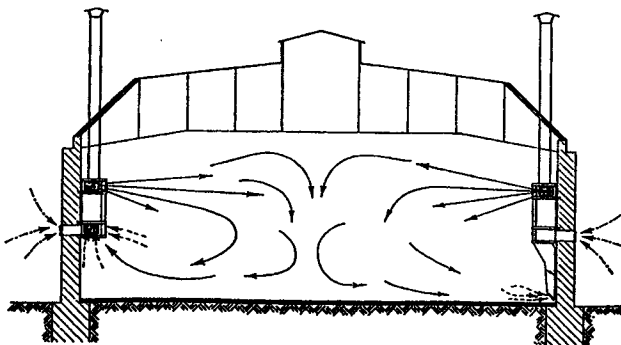


Рис. 9.13. Системи обігрівальної вентиляції виробничого приміщення із настінними рідкопаливними нагрівниками повітря

Існує спеціальне виконання нагрівників для гаражів і авторемонтних майстерень з більш ущільненими трактами руху повітряного потоку і продуктів спалювання.

• Мобільні повітрянагрівники

Застосовуються для висушування і прогрівання приміщень, наприклад, ново-збудованих. У замкнених приміщеннях продукти спалювання небезпечні для людей, насамперед щодо вмісту СО. Загальний вигляд мобільного нагрівника зображено на рис. 9.14. Існують також інші агрегати, що приєднуються до комина.

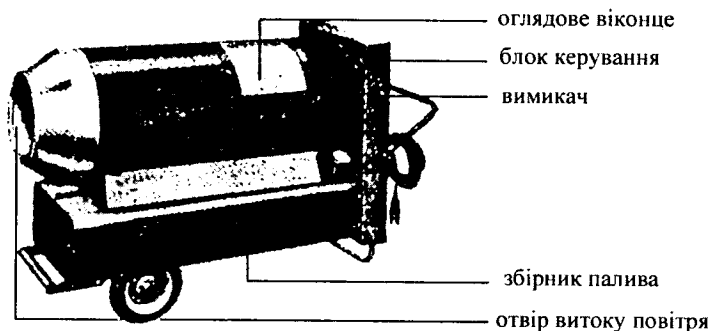


Рис. 9.14. Мобільний рідкопаливний нагрівник повітря (фірми "Heulo")

9.2.4. Газове і рідкопаливне устаткування для повітряного обігрівання

До спеціальної групи виділяють устаткування для повітряного обігрівання (автомати теплого повітря) односімейних та невеликих адміністративних будинків. У корпусі повітрянагрівника розміщено: вентилятор з електроспонукачем, повітряний фільтр, теплообмінник, пальник (рис. 9.15).

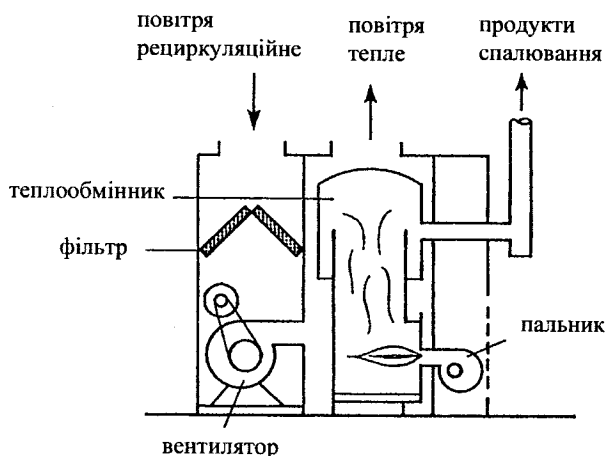


Рис. 9.15. Схема газового повітрянагрівника для обігрівання односімейних і невеликих адміністративних будинків (США)

Спосіб дії: рециркуляційне повітря очищається в фільтрі, який у випадку його забруднення можна поміняти на новий, потім перетікає крізь вентилятор, найчастіше двостороннього всмоктування, що приводиться в дію за допомогою клинопасової передачі. Цей вентилятор нагнітає повітряний потік на грійні поверхні, де він підігрівається до температури приблизно 55...75 °С. Приєднаний до апарата повітропровід тепло повітря розподіляє його до різних приміщень.

Залежно від взаємного розміщення нагрівників повітря та інших елементів розрізняють такі конструкційні види:

а) підлогові, виконані за схемами рис. 9.16, де вентилятор і теплообмінник розміщені вертикально. Агрегат встановлюється у вентиляційній камері або іншому нежитловому приміщенні на рівні першого поверху (партеру). Очевидно, його можна встановити в підвальному або горищному приміщеннях, а тепле повітря доповоджувати до різних приміщень повітропроводами;

б) горизонтальні, розміщені під стелею приміщення або на підлозі горища.

Теплообмінна поверхня є найважливішою частиною нагрівника. Вона виготовляється з чавуну, а найчастіше зі сталевих бляхи. Теплообмінники мають циліндричну або плоску форму (рис. 9.8). З метою запобігання корозії бляхи її поверхню обробляють, наприклад, алюмініюванням або керамічною поливою.

Корпус нагрівника є теплоізолюваним. Сучасні повітронагрівники додатково оснащені утилізатором теплоти витікального (викидного) повітря (рис. 9.11), що відбирають близько 60 % теплоти повітря [11].

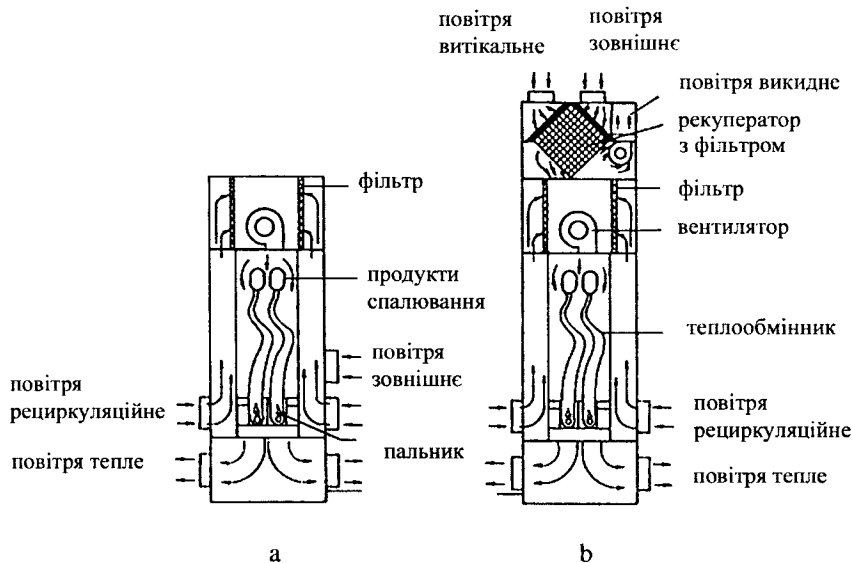


Рис. 9.16. Модульний нагрівник повітря з атмосферним газовим пальником:
 а – без утилізатора теплоти витікального (викидного) повітря;
 б – з утилізатором теплоти витікального (викидного) повітря

9.2.5. Повітроготувальники (кліматизатори)

Це устаткування виготовляється заводами-виробниками у вигляді готових модулів або контейнерів (кліматизатори). Якщо устаткування, агрегати і елементи мають розміщуватись в окремих камерах і монтуватись на місці будівництва, то розглядаються камерні повітроготувальники. Якщо повітроготувальник має корпус, наприклад, зі сталевий бляхи, в якому знаходиться все устаткування для готування повітря, а саме: вентилятор з електроспонукачем, нагрівник повітря, фільтр, регулятор тощо, то його називають контейнерним, або кліматизатором. Їхня повітропродуктивність – до 100000 м³/год. Доступ до окремого устаткування, агрегатів і елементів передбачається через герметичні дверцята. Залежно від зовнішньої форми розрізняють кліматизатори шафові, скриньові і скринькові (тумбочкові).

• Шафові контейнерні повітроготувальники (шафові кліматизатори)

Розміщення складових частин в корпусі може бути різним (рис. 9.17).

Засмоктується повітря найчастіше в нижній частині корпусу, а витікає підігрітий повітряний потік у верхній його частині. Передбачено можливість приєднання повітропровода до отвору витікання теплого повітря. Дверцята для обслуговування складових частин переважно з фронту корпусу. Повітропродуктивність до 20000 м³/год.

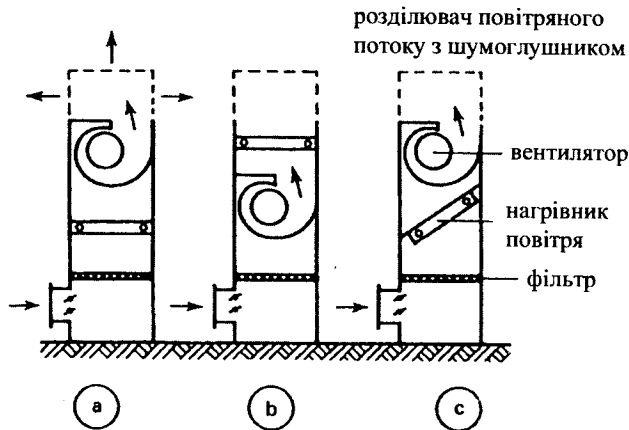


Рис. 9.17. Схема шафогового контейнерного повітроготувальника (шафогового кліматизатора): а – нагрівник повітря, розміщений горизонтально на всмоктуванні вентилятора; б – нагрівник повітря, розміщений горизонтально на нагнітанні вентилятора; в – нагрівник повітря, розміщений нахило на всмоктуванні вентилятора

Можливості застосування:

- встановлення на підлозі вентиляованого приміщення з одним або двома місцями витікання нагрітого повітря із нагнітальної камери;
- встановлення у сусідньому приміщенні, з приєднанням до нагнітальної камери (в довільному місці) повітропровода для нагрітого повітря;

- засмокування зовнішнього повітря може відбуватись на кожному боці камери всмоктування: збоку, з тилу, зверху або з лицьового боку;
 - перепускний трубопровід забезпечує змішування за допомогою клапана потоків нагрітого і ненагрітого повітря;
 - можливим є пізніше дооснащення поверхневим повітроохолодником.
- Головною перевагою таких апаратів є невеликий об'єм і швидкий монтаж.

• **Контейнерні повітроготувальники (кліматизатори) скриньової форми**

Вони складаються із тих самих елементів, агрегатів і устаткування, що і шафові кліматизатори. Однак в спільному корпусі вони розташовані поряд або один над одним. Прикріплюються переважно до стелі приміщення, а за збільшених габаритних розмірів встановлюються на підлозі. Приклади подані на рис. 9.18 і рис. 9.19. Повітропродуктивність до 100000 м³/год.

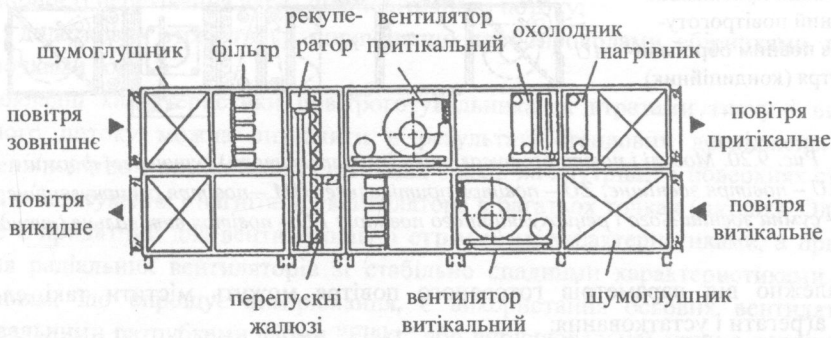


Рис. 9.18. Дворівневий контейнерний повітроготувальник (кліматизатор) скриньової форми з теплоутилізатором і повітроохолодником



Рис. 9.19. Однорівневий контейнерний повітроготувальник скриньової форми (загальний вигляд)

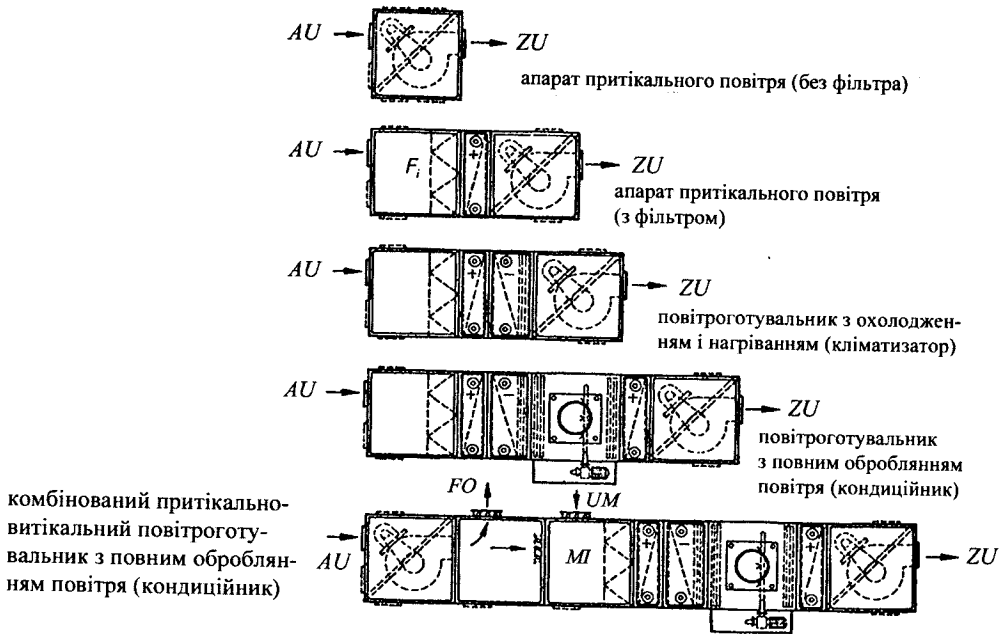


Рис. 9.20. Модулі і повітроготувальники (кліматизатори) скриньової форми:
 AU – повітря зовнішнє; ZU – повітря притікальне; UM – повітря рециркуляційне;
 MI – суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря; FO – повітря витікальне (викидне)

Залежно від параметрів готованого повітря можуть містити такі елементи, апарати, агрегати і устаткування:

- камеру змішування, якщо передбачається змішування двох повітряних потоків (зовнішнього і рециркуляційного повітря);
- фільтр;
- теплоутилізатор;
- нагрівники повітря з під'єднанням до системи центрального обігрівання або системи тепlopостачання;
- охолодник повітря з під'єднанням до мережі холодної води (або випарник, що є складовою частиною холодильної установи);
- вентиляторний агрегат.

Головною перевагою є те, що такий повітроготувальник має максимальну заводську готовність і займає мало місця в приміщенні. При встановленні у приміщенні, яке обслуговується повітроготувальником, можливе приєднання до нього коротких повітропроводів. В камері змішування повітроготувальника має відбутись добре перемішування потоків зовнішнього і рециркуляційного повітря, в іншому випадку може настати часткове заморожування повітрянагрівника або спрацювати система його захисту від замерзання. Ця проблема найчастіше розв'язується за допомогою багатостулкових клапанів жалюзійного типу. Підвищити ефективність змішування можна також за допомогою додаткових змішувальних кишень, які допроваджують обидва

повітряні потоки тонкими верствами (шарами) і забезпечують їх гребінчасте зіткнення. При цьому уникають температурного верствування (розшарування) [12,13].

Характеристики повітроготувальників (кліматизаторів) [14] потрібні насамперед для того, щоби знати повний тиск вентилятора для здолання втрат тиску під час руху повітряного потоку в трубопроводах системи вентиляції. Виявилось, що розрахунок втрат тиску спричиняє певні клопоти. Тому найчастіше використовують нормалізовані характеристики вентилятора і на підставі даних виробника визначають втрати тиску в окремих складових частинах повітроготувальника (кліматизатора). Цей метод однак не враховує таких впливів:

- зміни характеристики вентилятора з причини зміни витрати повітряного потоку на всмоктуванні (брак місця, натяг клинових пасів передачі крутного моменту, заслона пасів);
- реальних втрат динамічного тиску при витіканні повітряного потоку з вентилятора порівняно з обрахованими втратами;
- реальних втрат тиску в складових частинах повітроготувальника з причини нерівномірності перетікання через них повітряного потоку;
- додаткових втрат тиску, спричинених трубопроводами, збірниками, піддонами, ванночками тощо.

Докладні характеристики повітроготувальника за втратами тиску і витратою повітряного потоку можна визначити в результаті стендових досліджень. Метод досліджень полягає у вимірюванні статичних тисків на внутрішніх поверхнях стінок на сторонах всмоктування і нагнітання вентилятора в багатьох точках (цятках). Однак цей метод не є придатний для вентиляторів зі стрімкими характеристиками, а придатний лише для радіальних вентиляторів зі стабільно спадними характеристиками. Іншим розв'язанням, що спрощує вимірювання, є використання осьових вентиляторів із всмоктувальними патрубками фірми "Fläkt" або вирівнювальної сітки в нагнітальному повітряному трубопроводі ("Happel").

• Модульні повітроготувальники

Багато фірм виробляє повітроготувальники, які складаються із поєднаних модулів (рис. 9.20). Додатково до повітроготувальника часто додається модуль витікального повітря у формі скрині. Повітря, що витікає з приміщення, може викидатись назовні або подаватись до секції змішування, де воно змішується із зовнішнім повітрям як рециркуляційне.

• Компактні повітроготувальники

Для притікання і витікання повітряних потоків при вентиляванні помешкань, ідалень та інших подібних приміщень розроблено компактні повітроготувальники, в корпусі яких умонтоване таке устаткування: вентилятори витікального і притікального повітря, фільтр, нагрівник повітря і теплоутилізатор; засоби регулювання і керування. Оскільки повітроготувальники цього типу є максимальної заводської готовності, то їх монтаж обмежений в часі до мінімуму. Треба тільки виконати приєднання повітропроводів і трубопроводів для теплоносія та провідники електроживлення.

9.2.6. Модулі витікального повітря

Вентилятори для вилучення внутрішнього повітря з приміщення часто розміщуються в корпусі у вигляді модуля, який забезпечує естетичний вигляд і зручність приєднання на сторонах всмоктування і нагнітання. Повітропродуктивність модулів до 100000 м³/год. Корпус в плані квадратний або прямокутний, доступ до устаткування через дверцята або клапан.

9.3. ВЕНТИЛЯТОРИ

Вентилятори, їхні типи, теоретичні засади, розрахунок і добір, міцність, особливості випробування, приводи і засоби керування розглянуто в спеціальній літературі і в довідниках заводів-виробників [16, 17].

9.3.1. Відцентрові (радіальні) вентилятори

Їх широко застосовують в СВ і СК. Вентилятори з турбінами із **загнутими вперед лопатями** мають ту перевагу, що порівняно із іншими типами вентиляторів забезпечують більшу продуктивність за меншої частоти обертання турбіни. Іншими словами, для цієї продуктивності їх розміри можуть бути меншими. Вентилятори з турбінами із **зігнутими вперед лопатями** широко застосовуються в підвіконних вентиляторних кліматконвекторах і в автономних кліматизаторах (кондиційниках), при конструюванні яких особливо важливими є зменшення габаритних розмірів і відносно мала вартість.

Радіальні вентилятори найперше **призначені** для систем вентиляції виробничих приміщень і транспортувальної вентиляції. Для них характерні самоочищення, значна міцність і високий тиск.

Вентилятори з турбінами із **загнутими назад лопатями** найбільш малошумні. Їх характеризує те, що більшим змінам тиску в системі відповідає відносно мала зміна витрати повітряного потоку, а характеристика споживання потужності дає змогу застосовувати один і той самий спонукач для перекидання всіх робочих умов, уникаючи переваг. Модифікацією основного типу вентилятора із загнутими назад лопатями є вентилятор високої ефективності, лопаті турбіни (робочого колеса) якого виконані у формі крила літака. Вентилятори цього типу призначені для систем вентиляції високого тиску, їх застосування забезпечує економію електроенергії. Їхня характеристика крутоспадна, що зумовлює потребу старанного їх добирання для виконання часткових задач. Вентилятори цього типу застосовують в різних високошвидкісних СВ (СК) з робочими тисками 1,26...3,0 кПа.

У вентиляторів інших конструкцій інколи застосовують турбіни з лопатями двох типів, наприклад, загнуті вперед із променево-радіальними кінцями.

Відцентрові вентилятори бувають **одностороннього** всмоктування одинарної ширини і **двостороннього** всмоктування подвійної ширини. Останні призначені для переміщення значних за витратою повітряних потоків і для тих випадків, коли хочуть зменшити висоту вентиляторів. В автономних кліматизаторах (кондиційниках) часто застосовують дві робочі турбіни на загальному валі. Їх приводять в обертання клинопасовими передачами (в агрегатах великої потужності) або безпосередньо від спонукачів (в кімнатних агрегатах).

9.3.2. Осьові вентилятори

Схему осьового вентилятора зображено на рис. 9.21. Лопаті турбіни цих вентиляторів бувають плоскими і закрученими, одинарної або подвійної товщини. Більша частина високоякісних осьових вентиляторів мають турбіни з лопатками, що виконані за формою крила літака.

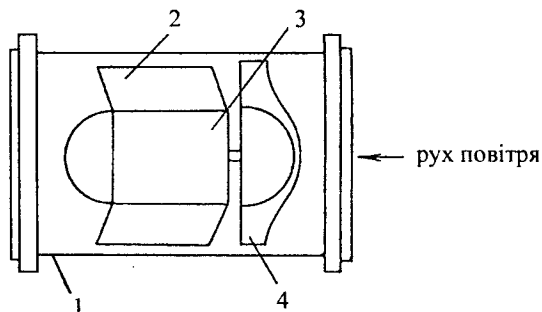


Рис. 9.21. Осьовий вентилятор: 1 – циліндричний корпус; 2 – скерувальні лопатки; 3 – електроспонукач; 4 – турбіна (робоче колесо)

Осьові вентилятори створюють менші тиски, ніж відцентрові одного з ними діаметра турбіни (робочого колеса) і за однакової колової швидкості. Тиск осьового вентилятора може бути підвищений за допомогою скерувального апарата на стороні нагнітання або всмоктування і послідовним багатосхідчастим (багатоступінчастим) поєднанням вентиляторів. Осьові вентилятори можуть мати характеристики, які допускають і не допускають перевантаг (перевантажень). Вони приводяться в дію безпосередньо від електроспонукачів і рідше за допомогою клинопасових передач.

Осьові вентилятори дуже добре підходять для СВ і окремих устав (установок), в яких вимагається перемішувати повітряні потоки за відносно невисоких опорів. **Головні переваги** осьових вентиляторів – це їх висока ефективність, компактність і простота монтажу. Прямотечійний рух повітряного потоку дає змогу легко умонтувати їх в повітропроводи. Однак важко ефективно поєднати вентилятор з іншим устаткуванням великих розмірів, наприклад, з теплообмінниками і фільтрами. З цього погляду осьові вентилятори особливо підходять для застосування у системах витікальної і рециркуляційної вентиляції.

9.3.3. Інші типи вентиляторів

В СВ і СК застосовують також **пропелерні** і **тангенційні** вентилятори, а також вентилятори зі змішаним рухом повітряного потоку.

Турбіна (робоче колесо) пропелерного вентилятора обертається з доволі великим зазором в корпусі, причому переважно воно безпосередньо поєднане з електроспонукачем. Пропелерні вентилятори низькотискові (створюють тиск максимум 125 Па), і тому їх зазвичай застосовують за відсутності повітропроводів (наприклад, для притікання або витікання повітря через отвори у вікні, стіні чи покрівлі, як настільні і

підвісні пристельові для створення рухливості повітря в прилеглий зоні. Їх можна застосувати в різних видах вентиляційного устаткування. Відносно малі вентилятори використовують в обігрівальних і охолоджувальних устаткуваннях, відносно великі – у градирнях (діаметром 2 м і більше) і в конденсаторах повітряного охолодження.

Тангенційні або поперечнотечійні вентилятори мають турбіну, яка умонтована в корпус із заглушеними торцями. Вона розміщена в корпусі так, що повітряний потік затікає по периферії, протікає через турбіну і витікає з іншого боку. Лопаті турбіни зазвичай загнуті вперед, а вона безпосередньо поєднана з електроспонукачем. Типове застосування тангенційних вентиляторів – невеликі домашні електронагрівники.

Вентилятори зі змішаним рухом повітряного потоку найкраще називати відцентровими. У такому вентиляторі турбіну відцентрового типу умонтовано в трубчастому корпусі або в корпусі осьового вентилятора. Повітряний потік затікає у вентилятор в осьовому скеруванні, біля турбіни рухається радіально і витікає, по суті, в осьовому напрямку. Основна перевага цього вентилятора – це те, що створюваний ним тиск співмірний з найбільшим тиском, який можуть створити осьові вентилятори. Вентилятори цього типу переважно застосовують у даховому виконанні на об'єктах, де опір приєднаних до них повітропроводів достатньо великий.

Дахові вентилятори уможливають реалізацію найпростішої системи безтрубопроводної витікальної вентиляції. Застосовуються часто у виробничих або в інших приміщеннях, із підвищеною температурою внутрішнього повітря в пристельовій зоні. Застосовуються також для вентиляції санвузлів і кухонь. Монтуються на дахах будівель.

Складаються із: бляшаного корпусу з протидощовою верхівкою, осьового або радіального вентилятора з електроспонукачем, самовідкривного клапана. Недоліком є неможливість зміни витрати повітряного потоку, оскільки поєднання електроспонукача з вентилятором є безпосереднім. Часто дія супроводжується значним шумом. З цього погляду кращими є радіальні вентилятори з клинопасовою передачею, але вони застосовуються рідко. Часто застосовується регулювання напругою, наприклад, для спонукачів з торцевим завихрювачем, що дає змогу змінювати діапазон регулювання в межах від 100 до 0 %. Схему конструкції дахового радіального вентилятора зображено на рис. 9.22, а його зовнішній вигляд – на рис. 9.23.

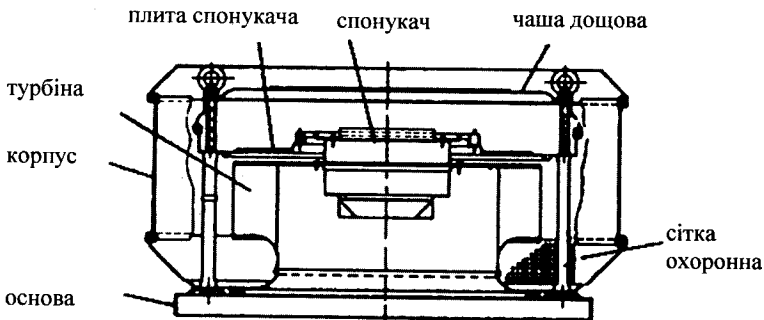


Рис. 9.22. Даховий радіальний вентилятор (фірма "Babcock-BSH")

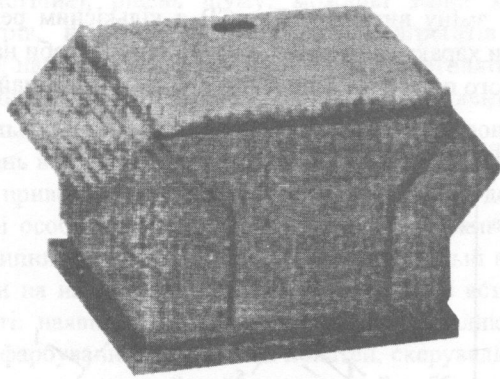


Рис. 9.23. Зовнішній вигляд дахового вентилятора з регулюванням кількості обертів спонукача (фірми "Gebhardt")

У деяких типах осьових дахових вентиляторів передбачається реверс напрямку обертання турбіни. Отже, їх можна застосувати як для притікання повітря в приміщення, так для його витікання з нього. Випускаються також дахові вентилятори з теплоутилізатором (типу WRG), а також вибухобезпечні.

9.3.4. Характеристика вентилятора в системі

Характеристика вентиляторів повинна відповідати вимогам їх задіяння в СВ (СК). Характеристична крива опору СВ виражається квадратичним законом, тобто втрати тиску в СВ змінюються пропорційно квадрату витрати повітряного потоку. Практично для конкретної СВ, за заданої витрати повітряного потоку, визначають місцеположення однієї точки кривої, а інші її точки визначають за квадратичним законом залежності опору від витрати.

У точці перетину характеристики вентилятора і характеристичної кривої опору системи тиск вентилятора дорівнює опору системи, а витрата повітряного потоку в системі дорівнює повітропродуктивності вентилятора. Якщо дійсна витрата повітряного потоку не дорівнює потрібній розрахунковій витраті, то необхідно змінити або характеристику вентилятора (зазвичай зміною частоти обертання турбіни (робочого колеса), або опорову характеристику СВ (зазвичай за рахунок зміни кута нахилу регульовального витратного клапана). Збільшення частоти обертання турбіни, як видно із рис. 9.24, переміщують робочу точку праворуч догори, а зменшення частоти обертання – ліворуч донизу.

Графічні методи вибору можуть бути корисними для розрахунків і випробуваннях вентиляторів, розв'язування питань паралельного задіяння вентиляторів у системі або застосування вентилятора в системі, опір якої значно змінюється внаслідок забруднення фільтрів, наявності мокрих поверхневих теплообмінників, повітряних клапанів пропорційного регулювання витрати і тому подібних агрегатів і елементів. Вентилятори з круто спадними характеристиками підходять для систем вентиляції (СВ) із високими швидкостями руху і сталими витратами повітряних потоків (в яких зміна

опору спричиняє малу зміну витрати). Для СВ з кількісним регулюванням потрібні вентилятори з пологими характеристиками, тобто такими, щоби на широкому діапазоні зміни витрати повітряного потоку тиск вентилятора залишався майже незмінним.

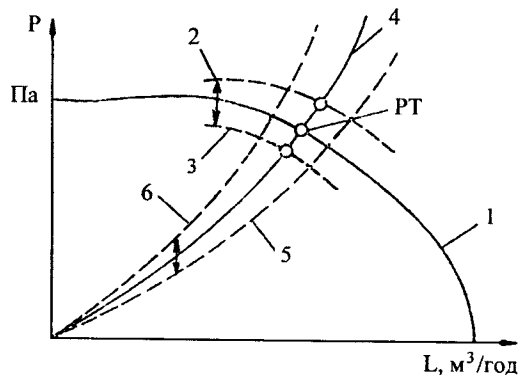


Рис. 9.24. Характеристика вентилятора і характеристики опору системи вентиляції: 1 — характеристика вентилятора за заданої частоти обертання турбіни (робочого колеса); 2 — те саме, за збільшеної частоти обертання; 3 — те саме, за зменшеної частоти обертання; 4 — характеристика СВ за заданого опору; 5 — те саме, за зменшеного опору системи; 6 — те саме, за збільшеного опору системи; РТ — робоча точка

Вентилятор повинен працювати в системі стабільно. “Нестабільність” — це пульсації або відхилення, що виникають при перетині характеристики системи з характеристикою вентилятора в двох або більше точках. Це можливо, наприклад, при паралельному задіянні двох вентиляторів із загнутими вперед лопатями турбін в одній системі. Роботу вентилятора можна вважати стабілізованою, якщо робоча точка не змінює свого місця розташування або лише незначно зміщується після малого часового порушення рівноваги в системі.

9.3.5. Добір вентилятора і розміщення його в системі вентиляції

Добір вентилятора для СВ полягає у визначенні найдешевшої комбінації розмірів, типу і конструкції, що відповідають цій задачі і забезпечують стабілізовану дію, сприйнятні ККД і рівень шуму.

Швидкість витікання повітряного потоку з вентилятора не потрібно приймати як критерій для оцінювання рівня шуму, що створюється вентилятором. Кращих акустичних характеристик досягають за максимального статичного ККД. У вентиляторів високого тиску це зазвичай спостерігається при швидкостях витікання повітряного потоку, що перевищують швидкості витікання в системах низького тиску.

Треба також враховувати такі чинники, що впливають на добір вентилятора: витрату повітряного потоку; опір системи; термодинамічний стан всмоктуваного потоку, наявність в ньому пилу або абразивних частинок, корозійно шкідливої пари чи займистих газів; інколи стан навколишнього повітря та його вплив на електричний або інший спонукач тощо; барометричний тиск і висоту над рівнем моря; тип системи

(комфортна, технологічна); рівень шуму; можливі зміни характеристики системи (забруднення фільтрів, наявність устаткування і агрегатів зі змінною витратою повітряного потоку); наявну площу для встановлення вентилятора і допускні навантаги (навантаження) на будівельні конструкції; розташування вентилятора, його всмоктувального і нагнітального отворів і напрямку витікання повітряного потоку; тип і конструкцію поєднань вентилятора з системою; розташування і тип спонукача, вимоги до налагоджування приводу, регулювання частоти обертів і до резервування вентиляторів; конструкційні особливості (оглядові дверцята, спускні отвори для конденсату, тип вальниць (підшипників), огорож спонукачів, скерувальні апарати на всмоктуванні або дросель-клапани на нагнітанні, віброізолятори, гнучкі вставки); спеціальні конструкційні особливості: наявність розбірних корпусів (у великих відцентрових вентиляторів), захисного фарбування, лицювання лопатей, скерувальних апаратів, сальників, валів, охолоджувальних пристроїв, “всепогодних” оббудов спонукачів і у разі розміщення поза будинком.

Приєднання вентилятора до системи повинно забезпечувати плавний рух (без різких поворотів) повітряного потоку і малі втрати тиску. Вентилятори двостороннього всмоктування з турбінами подвійної ширини треба розміщати в системі (устаткованні) так, щоб відстань від площин всмоктування до найближчих перешкод перевищувала 0,75 діаметра турбіни.

Для запобігання передаванню шуму і вібрації системою повітропроводів або конструкційними елементами будинків вентилятори повинні мати противібраційні основи під опорами або станинами і спонукачами. Приєднання від сторін всмоктування і нагнітання повинні бути гнучкими, провідники електроструму до спонукачів повинні мати гнучкі петлі.

Всі точки змащування треба заповнювати мастильними матеріалами в строгій відповідності з інструкціями заводів-виробників. Якщо вентилятор великих розмірів тривалий час не діяв, то за період бездіяльності мастило може розклатись, а тому перед запусканням його в дію треба замінити застаріле мастило свіжим.

Для добору вентилятора, окрім його продуктивності L_v (витрати повітряного потоку), ще треба знати приріст повного тиску Δp_v , який складається з приросту статичного $\Delta p_{ст}$ і приросту динамічного $\Delta p_{дин}$ тисків

$$\Delta p_v = \Delta p_{ст} + \Delta p_{дин} \quad (9.6)$$

Опір системи, що долається приростом повного тиску вентилятора, складається з:

– опору тертя в трубопроводах (каналах) $\Delta p_l = R \cdot l$, Па;

– втрат тиску в місцевих опорах $\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$, Па;

– втрат тиску в устаткованні і конструкційних елементах повітроготувальника $\Delta p_{обл}$, Па,

де R – питомі втрати тиску на 1 п.м трубопроводу (каналу) під час руху повітряного потоку, Па/м; l – довжина трубопроводу (каналу), м; $\sum \zeta$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів, що зведені до однакової швидкості v повітряного потоку.

Часто опір тертя в гладких трубопроводах (каналах) Δp_l є невеликим. Натомість втрати тиску в місцевих опорах Δp_m є значно вищими і тому їх належить обраховувати якісно. Однак найбільшими за величиною є втрати тиску в устаткованні повітроготувальника $\Delta p_{обл}$. Опір цього устаткування залежить від його конструкційних особливостей і розмірів і на його вибір безпосередньо впливає проєктант. Очевидно, що за менших опорів (втрат тиску) можна застосувати тихіший вентилятор, але з дорожчим устаткуванням для регулювання; натомість за вищих опорів треба застосовувати більш шумний вентилятор з більшим споживанням енергії, але з дешевшим устаткуванням для регулювання.

Нормальні опори устаткування повітроготувальника подано в табл. 9.2.

Згідно з VDI 3803 рекомендується застосовувати устаткування, для якого

в часі дії,	год/рік	< 1500	< 3000	< 6000	< 8760
середня швидкість повітряного потоку, м/с		< 4	< 3	< 2,5	< 2.

Таблиця 9.2

Середні аеродинамічні опори устаткування, агрегатів і елементів повітроготувальників СВ

Тип устаткування	Середній опір (втрати тиску), Па
Фільтр звичайний	40 ... 80
Фільтр високоефективний	80 ... 250
Нагрівник повітря, що живиться парою або гарячою водою	20 ... 80
Нагрівник повітря, що живиться теплою водою	40 ... 100
Охолодник повітря, що живиться артезіанською водою	80 ... 120
Охолодник повітря, що живиться водою з мережі водопостачання	80 ... 150
Охолодник повітря, що живиться водою від холодильної станції	50 ... 100
Регулювальний клапан потоку засмоктаного зовнішнього повітря	10 ... 30
Камера зрошення	80 ... 250
Зволожувальне устаткування з матами	80 ... 150

Під час вибору вентилятора належить звертати увагу на втрати динамічного тиску при витіканні повітря з нього у відкритий навколишній простір або в камеру великого об'єму [18, 19].

9.4. УСТАТКОВАННЯ І АГРЕГАТИ ДЛЯ ОЧИЩЕННЯ ПОВІТРЯ (ПОВІТРЯНІ ФІЛЬТРИ)

Повітряні фільтри поділяються на **атмосферні і промислові**. Перші застосовують в СВ(СК) за вмісту пилу в повітрі у межах $0,1 - 1 \text{ мг/м}^3$, другі – для очищення витікального (викидного) повітря в системах вентиляції виробничих приміщень і технологічних уставах.

Розміри забруднювальних частинок можуть бути від розмірів молекул до 500 мкм. При фільтрації повітря зазвичай мають справу з частинками розміром від 0,1 до 200 мкм. Пил, кіптява і дими вміщують тверді матеріальні частинки.

Пил – це розпорошені в повітрі сталі субстанції довільної форми, структури і густини, які можна поділити залежно від величини частинок на:

- а) грубий пил > 10 мкм;
- б) дрібний пил 1...10 мкм ;
- в) найдрібніший пил < 1 мкм.

Сажа – сильно подрібнене природне вугілля, найчастіше в формі пластивців, яке виникає за неповного спалювання органічного палива. Величина частинок понад 1 мкм. Сприяє корозію устаткування і забруднення повітря.

Дим – забруднення, яке виникає при спалюванні органічного палива. Вміщує попіл, сажу, смолисті й інші несталі складники, частинки металів, води, газів і пари. Діаметр (серединник) частинок від 0,01 до 1 мкм.

До забрудників повітря належать водяна пара, що конденсується за нормальних тисків і температур, а також гази, з яких найшкідливіші для здоров'я людей, будинків і устаткування різні оксиди сірки, найперше SO₂, який утворює у разі поєднання з вологою кислотні розчини.

Легкість і ефективність очищення повітря від забруднювальних речовин залежать від розмірів, форми, густини, концентрації і характеристик поверхонь частинок (особливо важливі, оскільки частинки з маслянистою, нерегулярною або електрично зарядженою поверхнею мають здатність агломеруватись).

9.4.1. Характеристики фільтрів

Фільтр зазвичай розраховують на пропускання повної витрати повітряного потоку за заданої його швидкості у фасадному перерізі.

Опір фільтра – це падіння статичного тиску при пропусканні розрахункової витрати повітряного потоку з заданою швидкістю у фасадному перерізі. Оскільки опір фільтра змінюється протягом часового періоду його функціонування, з причини осадження забрудників, то вказують опір чистого (початкового) і забрудненого (в кінці періоду корисної служби до заміни або відновлення) станів.

Ефективність (затримувальна здатність) фільтра – міра його здатності вловлювати забруднювальні речовини з повітряного потоку. Вона виражається відношенням

$$E = \frac{\text{початкова концентрація} - \text{кінцева концентрація}}{\text{початкова концентрація}} \cdot 100\%$$

Концентрації забрудників можуть бути виражені через кількість чи масу частинок або через світлопропускательну здатність. Ефективність конкретного фільтра залежить як від концентрації забрудників, так і від їх характеристик.

Проскок – термін, що використовується стосовно фільтрів високої ефективності або “абсолютних” фільтрів. Його можна подати в %:

$$\text{проскок} = 100 - E ,$$

де E – ефективність, %.

Пиломісткість – це маса пилових частинок, що затримуються фільтром розрахункової пропускательної здатності за період зростання опору від його значення в чистому стані до довільного опору в “забрудненому” стані. Цей термін не можна

вживати щодо автоматичних самоочисних фільтрів. Пиломісткість – це міра корисної служби фільтра до заміни, оновлення або очищення.

Для визначення ефективності повітряних фільтрів застосовують різні методи випробувань [20]: за допомогою голубого метилену згідно з Британським стандартом БС 2831; гравіметричним методом [БС 2831]; натрієвим полум'ям [БС 3928].

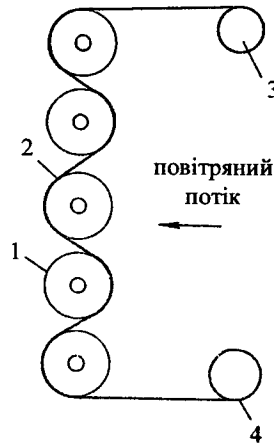


Рис. 9.25. Схема сухого фільтра занавіскового типу:

1 – барабан; 2 – фільтрувальний матеріал;
3 – чистий матеріал; 4 – брудний матеріал

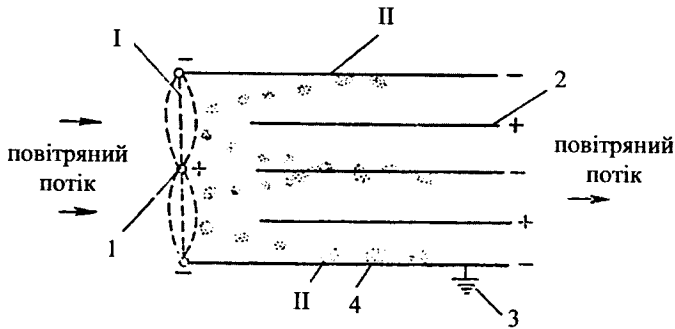


Рис. 9.26. Схема електростатичного повітряного фільтра:

I – іонізаційна секція; II – пилоосаджувальна секція;
1 – провідник, на який зазвичай подається постійний струм напругою 12–13 кВ; 2 – додатньо заряджені пластили, на які подається постійний струм напругою 6,5 кВ;
3 – заземлення; 4 – додатньо заряджені пилові частинки, що прилипають (осаджуються) на від'ємно заряджених пластилах.
“+” – додатній заряд; “-” – від'ємний заряд

9.4.2. Типи фільтрів

У фільтрах липкісного (ударно-в'язкісного) типу застосовують грубий фільтрувальний матеріал (волокна, екрани, дротяну сітку, відходи від штампування або пластинки), покритий в'язкою (липкою) речовиною, наприклад, мінеральною оливою або жиром. Панельні або коміркові моделі бувають тривалого вжитку (регенеровані) або викидними і діють за швидкостей у фасадному перерізі 1,5 – 2,5 м/с і аеродинамічних опорах приблизно 50 Па в чистому і 125 Па в забрудненому стані. Пиломісткість цих фільтрів велика, а ефективність, визначена при випробуваннях за допомогою голубого метиленау близько 10 %.

Фільтри липкісні рухливі занавіскового типу бувають з ручним і автоматичним спонуканням. Фільтри з автоматичним спонуканням можуть діяти безпосередньо, так і періодично. Всі показники (робоча швидкість, опір і ефективність) такі самі, як і в панельних фільтрах.

Фільтри з сухим фільтрувальним матеріалом складаються з рами і сухого змінного фільтрувального матеріалу із целюлози, скловолокна, спеціально обробленого паперу, бавовнику, вовняного фетру або синтетичних волокон. Фільтри панельного типу зазвичай змінні і діють за швидкостей повітряного потоку у фасадному перерізі 1,3–2,5 м/с і аеродинамічному опорі в межах 25 – 187,5 Па в чистому і 125–250 Па в забрудненому стані. Ефективність при випробуваннях голубим метиленом 30 – 80 %. Жирові фільтри застосовуються в кухонних вентиляційних зонтах (ковпаках) [9].

Сухі рухливі занавіскові фільтри (рис. 9.25) за своїми характеристиками порівняльні з рухливими липкими фільтрами. Ефективність перших може змінюватись залежно від вибраного фільтрувального матеріалу, зазвичай відповідно до його щільності.

Рукавні (кишеньові) фільтри бувають класів EU4, EU5, EU7 і EU9. Фільтрувальний матеріал закріплений на рамі із оцинкованої сталі, його довжина 300 мм (фільтр попереднього очищення і фільтр вторинного (тонкого) очищення).

Коміркові фільтри – клас EU3, EU4. Фільтрувальний матеріал закріплений на рамі із оцинкованої сталі разом із захисною сіткою.

Компактні фільтри типу V-Cell, класу EU5, EU7, EU9. Фільтрувальний матеріал поліпропілен зі зменшеним аеродинамічним опором, рама із пластику. Мають, за зменшеної довжини, достатню поверхню фільтрації.

Абсолютні фільтри – змінні і діють за швидкості повітряного потоку у фасадному перерізі 2,5 м/с; опір у чистому стані до 250 Па, а в забрудненому – до 625 Па. Ефективність може перевищувати 99,8 % (при випробуванні голубим метиленом). Абсолютні фільтри доволі дорогі. Їх захищають фільтрами попереднього очищення.

Електростатичні фільтри (рис. 9.26) переважно йонізаційного типу. Частинки пилу переміщуються повітряним потоком через йонізувальну зону і потім осаджуються (прилипають) на протилежно заряджених пластинах осаджувальної зони. Ці пластини можуть бути вкриті клейкою речовиною. Звичайна ефективність 85 – 95 % (при випробуваннях на чорноту). Швидкість повітряного потоку у фасадному перерізі 1,5 – 2,5 м/с. Оскільки опір малий, то для рівномірного розподілення повітряного потоку по перерізу фільтра часто передбачають встановлення екранів. Очищення від осілого пилу відбувається в результаті розприскування гарячої води під високим тиском або вручну (за вимкненого електроструму).

Класифікація повітряних фільтрів за нормами ASHRAE, DIN тощо

ASHRAE Ст.52.1.1999 (USA)	Клас	B2	C		Q
	Клас	MERV 7-8	MERV 9-10	MERV 13	MERV 15
EN779:1992	Клас	G4	F5	F7	F9
green DIN24184	Клас	EU4	EU5	EU7	
	Ефективність очищення від атмосферного пилу	$90 \% \leq A_m$	$90\% \leq E_m \leq 60\%$	$80 \% \leq E_m \leq 90\%$	$95 \% \leq E_m$
PN-8-76003: 1966	Початкова ефективність	$\geq 75 \%$ (Гравіметричний метод)	$> 85 \%$ (Гравіметричний метод)		-
	Середня ефективність	$> 90 \%$ (Гравіметричний метод)	$> 95 \%$ (Гравіметричний метод)		$> 85 \%$ (Метод туману парафінової оливи)
Початковий опір чистого фільтра, Па		30 - 60	50-80	100-200	150-250
Максимально допускний перепад тиску, Па		150	250		350
Приклади застосування		<p>Приміщення зі стандартними вимогами щодо чистості повітря</p> <p><i>Приклади:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • Кінотеатри • Театри • Готелі • Ресторани • Концертні зали • Універсальні магазини • Телефонні станції 	<p>Приміщення з високими вимогами щодо чистості повітря</p> <p><i>Приклади:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • Аптеки • Лікарні • Виробництво продуктів харчування • Фарбувальні і сушильні камери • Комп'ютерні приміщення (серверні) 	<p>Приміщення з високими вимогами щодо чистості повітря</p> <p><i>Приклади:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> • Комп'ютерні приміщення (серверні) • Виробничі приміщення, електроніка, оптика, точна механіка, кіновиробництво, фармацевтика, операційні в лікарнях 	

Фільтри із зарядженим матеріалом – це фільтри панельного типу з електро-статично зарядженим змінним фільтрувальним матеріалом. Вони діють за швидкості повітряного потоку 1,3 м/с з опором 25 Па в чистому і 125 Па в забрудненому стані і з ефективністю приблизно 60 % (при випробуванні голубим метиленом).

Фільтри адсорбційного типу вміщують активоване вугілля або інший подібний матеріал. Їх інколи застосовують для поглинання (адсорбування) різних газів і запахів. Реактивуються (регенеруються) підігріванням. Для затримування пилу потрібні фільтри попереднього очищення.

Загальні зауваги. Фільтрувальні матеріали можуть бути оброблені для запобігання від займання або впливу комах.

Якщо характер забрудників зовнішнього і рециркуляційного повітря різний, то їх бажано очищати окремо на різних фільтрах.

Для добору фільтрів треба мати дані про концентрації, розміри і характеристики пилових частинок, що містяться в зовнішньому і рециркуляційному повітрі; встановити розміри частинок, що підлягають вловленню, а також потрібну ефективність очищення. При доборі фільтрів треба враховувати займану ними корисну площу, їх масу, тривалість дії, капітальні й експлуатаційні витрати (беручи до уваги зниження коштів на прибирання і облицювання приміщень, обслуговування), потреби в кваліфікованому і некваліфікованому персоналі для обслуговування, очищення і ремонтів.

9.5. КАМЕРИ ЗРОШЕННЯ. ПОВІТРООХОЛОДНИКИ

Камера зрошення слугує для тепловологісного оброблення повітряного потоку в результаті його безпосереднього контакту з розприскуваною водою; додаткова функція – це очищення повітряного потоку, а тому інколи їх називають повітропромивачами. Камери зрошення бувають двох видів: з форсунками, що розприскують воду під високим тиском, з причини чого створюється велика поверхня контакту, і з форсунками низького тиску, які призначені для зрошення більшої поверхні контакту, що утворюється волокнами, пластинами або ребрами.

9.5.1. Камери зрошення (форсункові камери)

Вхідний і вихідний сепаратори камер зазвичай виготовлять із оцинкованої сталі, міді або пластмас. Вихідний сепаратор інколи для видалення осілого бруду зрошують спеціальними форсунками низького тиску. Стінки і стеля камери повинні бути добре теплоізолюваними для уникнення конденсації вологи на їх зовнішній поверхні. Дно піддона ізолюють шаром корку, змащеним клейкою речовиною (або товстим шаром бітумної мастики). Цей шар вкладають на підлогу приміщення (або на верхівки спеціального фундаменту) перед монтажем камери. Камери зрошення, що встановлюються назовні будинку, треба теплоізолювати і покривати пароводонепроникними захисними верствами (шарами). Розміщувати камери зрошення треба в приміщеннях, де шум, що створюється форсунками, не заважатиме.

Зазвичай застосовують п'ять типів камер зрошення, які відрізняються одна від однієї кількістю рядів форсунок і напрямком розприскуваної води (рис. 9.27). Ефективність зволоження повітря в камерах різних типів порівняно в табл. 9.4.

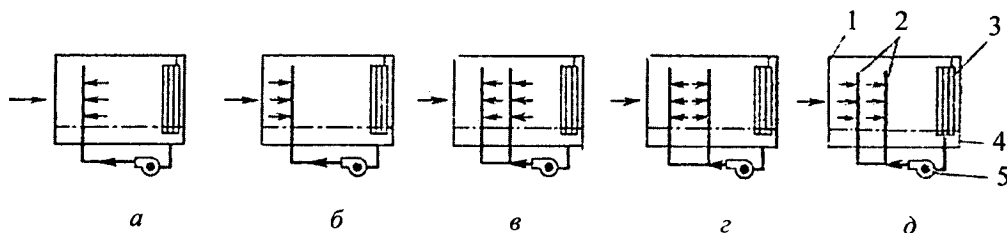


Рис. 9.27. Конструкційні схеми різних типів камер зрошення:
a – однорядна з розприскуванням води проти повітряного потоку;
б – те саме, за потоком; *в* – дворядна, проти потоку;
г – те саме, із зустрічним розприскуванням води;
д – те саме, за повітряним потоком; 1 – корпус;
 2 – стояки з форсунками; 3 – вихідний сепаратор;
 4 – піддон; 5 – насос з електроспоукачем

Таблиця 9.4

Ефективність зволоження повітряного потоку в камерах зрошення

Кількість рядів форсунок і напрямок розприскування води відносно повітряного потоку	Середня ефективність зволоження, %
Один ряд:	
• за повітряним потоком	60
• проти повітряного потоку	75
Два ряди:	
• за повітряним потоком	84
• проти повітряного потоку	95
• розприскування зустрічне	90

Ефективність камери зрошення дещо зростає з підвищенням тиску води перед форсунками, зменшенням швидкості повітряного потоку, збільшенням витрати води на одиницю площі перерізу, збільшенням довжини камери, тобто зі збільшенням довжини шляху контакту між повітряним потоком і краплинами води.

Більшу частину таблиць для добирання камер зрошення складено для швидкості повітря в їх живому перерізі 2,5 м/с. Було встановлено [5], що за швидкості понад 3,8 м/с і меншій за 1,8 м/с краплини води проскакують через сепаратори.

Кількість води, що розприскується однією форсункою – 0,075...0,11 кг/с. Форсунки в камерах розміщено так, щоби в кожному ряду на 1 м³/с витрати повітряного потоку припадало 0,24 – 0,63 кг/с води, а при двох рядах форсунок 0,48 – 1,26 кг/с. Це становить близько 0,6 – 1,7 кг/(с·м²·ряд) і відповідає густині розміщення форсунок в живому перерізі камери 5 – 21 шт/м².

Дисперсність форсункових факелів залежить від конструкції форсунки і тиску води перед нею. Тиск зазвичай приймають в межах 170...260 кПа.

Форсунки, що зрошують вихідний сепаратор (і вхідний, якщо в повітряному потоці наявний волокнистий пил), діють за тиску 20...70 кПа і розприскують воду в кількості 0,61 – 1,2 кг/с на 1 м ширини камери.

Довжина камер 1,5 – 3 м залежно від числа рядів форсунок і конструкції. Зазвичай на кожний ряд форсунок припадає 0,75 м довжини, на вхідний сепаратор 0,3 м, на вихідний 0,45 – 0,6 м. Пластини вихідних сепараторів розташовані переважно на відстані 25 – 60 мм одна від іншої і мають 6 лопаток в напрямку руху повітряного потоку.

Глибина піддону близько 0,45 м, рівень води в ньому підтримується на висоті 0,4 м, при цьому нижня частина сепараторів занурена у воду на 25 – 50 мм.

Камери мають максимальну ширину 7,3 м і максимальну висоту 3 м, їх максимальна пропускна здатність за витратою повітряного потоку 66 м³/с (238000 м³/год). Аеродинамічний опір камери визначається найперше сепараторами. За швидкості руху повітряного потоку 2,5 м/с опір вхідного сепаратора близько 25 Па, вихідного 50 – 62,5 Па.

Форсунки можуть збільшувати або зменшувати аеродинамічний опір камери залежно від скерування розприскування води. Кінетична енергія форсунок факела досягає приблизно 25 Па при розприскуванні 0,61 кг/с води і швидкості повітряного потоку 2,5 м/с. Опір камери загалом може змінюватись від 50 до 125 Па.

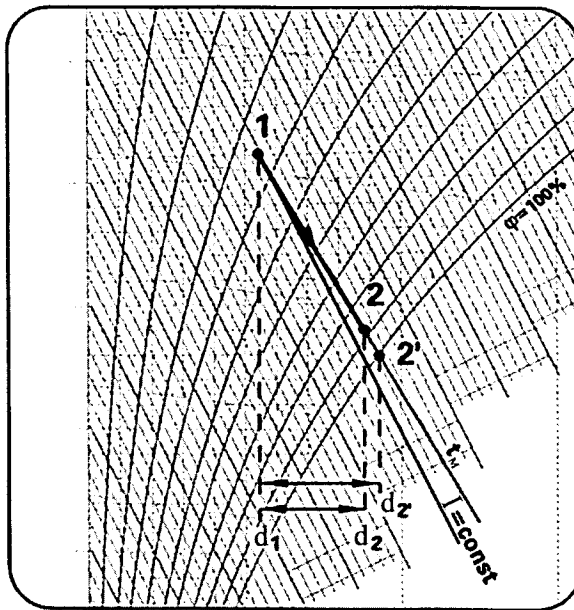


Рис. 9.28. Схема процесу зволоження повітря в I-d діаграмі

Вода стало подається насосом до форсунок, розприскується ними у вигляді дрібних краплинок і частково випаровується в повітряний потік, а залишок випадає або стікає у ванну-піддон. У цьому піддоні вода набуває температури повітря за мокрим термометром $t_m = const$. Для інженерних розрахунків приймають, що цей процес адіабатичний і відбувається при $I = const$. Час контакту води і повітряного потоку в камері обмежений, тому повітря не насичується водою до 100 %. Відносна вологість повітряного потоку за камерою залежить від швидкості його руху й ефективності зволожувального процесу.

Ефективність зволоження повітряного потоку

$$\eta_{зв} = \frac{d_2 - d_1}{d_2' - d_1} \quad (9.7)$$

Кількість випаровуваної води

$$W = \frac{L}{3600} \cdot \rho \cdot (d_2 - d_1) \quad (9.8)$$

де L – витрата повітряного потоку, м³/год; ρ – густина повітря, кг/м³; d_1 – вологовміст повітря до камери, кг/кг.с.пов; d_2 – вологовміст повітря після камери, кг/кг.с.пов; d_2' – вологовміст насиченого повітря, кг/кг.с.пов.

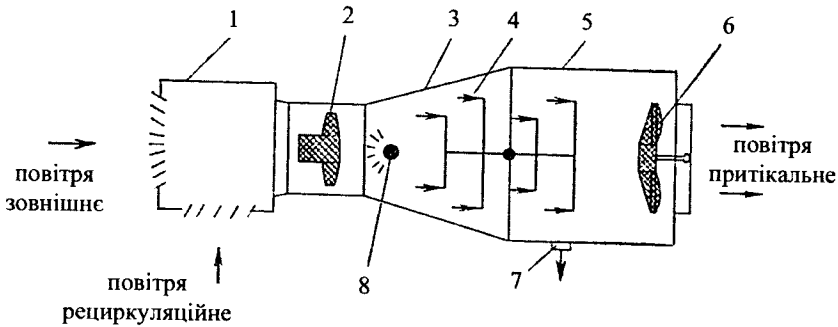


Рис. 9.29. Конструкційна схема високошвидкісної камери зрошення:

- 1 – змішувальна секція; 2 – осевий вентилятор з електроспоукачем;
- 3 – дифузор; 4 – форсунки; 5 – циліндрична камера; 6 – обертальний сепаратор;
- 7 – патрубок для приєднання дренажного трубопроводу;
- 8 – форсунки для розприскування пари

9.5.2. Коміркові і капілярні промивачі

Капілярний промивач має певну кількість комірок, розташованих у декілька рядів, які зрошуються водою під низьким тиском (рис. 9.29). Комірочки зазвичай заповнюють пакетами тонкого скловолокна, загальний об'єм якого становить близько 1,5 % об'єму комірок. На вході і виході кожної комірки розташовані тонкі верстви скловолокна, причому волокна вкладені паралельно до фасадного перерізу; між цими верствами інші волокна зорієнтовані паралельно до напрямку руху повітряного потоку. При такому вкладанні досягається малий аеродинамічний опір і максимальна ефективність тепло- і масообміну.

Комірочки зрошуються форсунками грубого розприскування, які діють за низького тиску (близько 40 кПа). Грубі краплини води в комірках розбиваються і утворюють на поверхні волокон стікальну плівку води. На виході із апарата можуть встановлюватись звичайні пластинчасті сепаратори або сепаратори із скловолокнистих килимів (листів). Швидкість руху повітряного потоку через камеру промивача близько 2,5 м/с, а через комірку – близько 1,8 м/с. Комірочки розташовані так, що можливі як паралельні, так і

взаємозустрічні рухи повітряного потоку і водяної плівки. Ефективність зволоження повітряного потоку в промивачах цього типу досягає 97 %.

Форсунки зазвичай розташовують з густиною 5 шт/м², кількість розприскуваної води 0,65 – 2,82 кг/с на 1 м² фасадного перерізу. Загальна довжина апарата близько 1,5 м. Тиск насоса, що подає воду до форсунок, майже у два рази менший, ніж у звичайних камерах зрошення.

Капілярні промивачі добре очищають повітряний потік, затримують пилові частинки розміром до 3 мкм. Однак їх треба застосовувати при малих пилових навантагах (навантаженнях). Витрата води повинна бути сталою, що виключає можливість забивання комірок пилом. Забруднені комірки можна очищати додаванням до води відповідної змочувальної речовини. Капілярні промивачі найбільше придатні для зволоження повітряного потоку або випарного його охолодження і мало придатні для охолодження повітряного потоку.

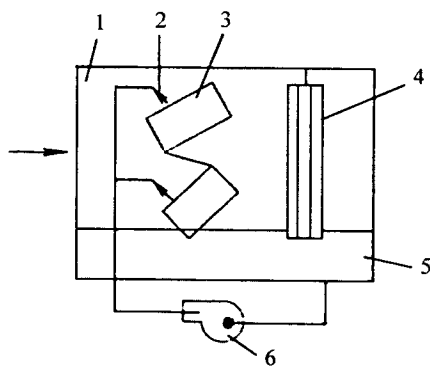


Рис. 9.30. Схема капілярного промивача: 1 – корпус; 2 – форсунки;
3 – комірка, заповнена пакетами із тонкого скловолокна;
4 – вихідний сепаратор; 5 – піддон;
6 – циркуляційний насос з електроспоукачем

9.5.3. Випарні повітроохолодники

Охолодження повітряного потоку досягається з причини випаровування в нього води. При цьому понижується температура потоку по сухому термометру, зберігається стала температура по мокрому термометру і зростає його вологовміст. Цей недорогий спосіб охолодження, без використання холодильних устав, використовують в районах з сухим і жарким кліматом та в пустелях.

В апаратах прямого випарного охолодження потік зовнішнього повітря протікає крізь змочені поверхні, з яких випаровується вода, знижує свою температуру за сухим термометром і притікає в приміщення. Так можна охолоджувати повітряний потік і в камерах зрошення, і в зрошувальних насадках із деревинної стружки, скловолокна, металевих дротів і гофрованого паперу.

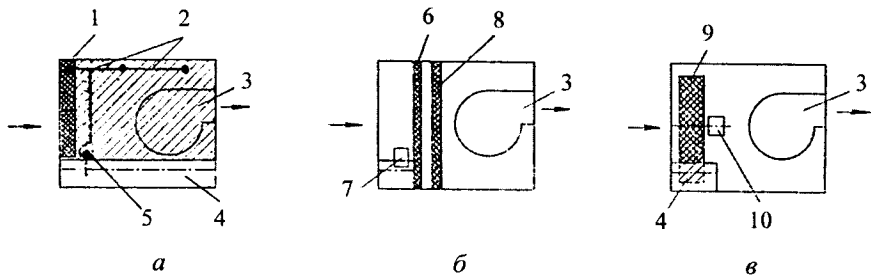


Рис. 9.31. Схеми випарних повітроохолодників:

- а – краплинний; б – форсунковий; в – роторний; 1 – зрошувальна насадка; 2 – розподільні трубопроводи; 3 – вентилятор з електроспоукачем; 4 – піддон; 5 – насос з електроспоукачем; 6 – зрошувальна насадка; 7 – водяний бак з працюючим розприскувальником води (можливе застосування відцентрового розприскувача або форсунок); 8 – насадка, що виконує роль вихідного сепаратора; 9 – насадка-ротор; 10 – електроспоукач (стрілками показаний напрямок руху повітряного потоку)

Три типи апаратів прямого випарного охолодження зображено на рис. 9.31. Краплинний (або пустельний) охолодник – це вентиляторний агрегат з насадкою, по якій безперервно стікає вода, що подається невеликим насосом. Форсунковий охолодник має відцентровий розприскувач води, за допомогою якого зрошуються і повітряний потік, і перша за напрямком руху повітряного потоку насадка. Роторний охолодник має обертальну насадку у вигляді колеса, що змочується водою у піддоні і одночасно промивається від затриманого пилу.

У кращому із цих охолодників ефективність зволоження повітряного потоку досягає приблизно 80 %.

В охолодниках непрямой дії вода охолоджується в апараті, що подібний до градирні, після чого протікає через поверхневий теплообмінник, в якому охолоджується повітряний потік, що притікає в приміщення. За рахунок встановлення на вході повітряного потоку в градирню теплообмінника попереднього охолодження, що живиться водою із градирні, можна знизити температуру цього потоку і температуру охолодженої води нижче від початкової температури повітря за мокрим термометром [5].

9.5.4. Зрошувані повітроохолодники

Це ребристі теплообмінники, поверхня яких зрошується із форсунок низького тиску рециркуляційною водою (рис.9.32). Зрошувані теплообмінники є ефективним засобом зволоження повітряного потоку, оскільки їх змочена поверхня і поверхні форсункових факелів забезпечують значну поверхню для тепло- і вологообміну. Тобто, поверхневі теплообмінники для охолодження і осушення повітря, які живляться в ТПР холодною водою, що циркулює по замкненому контуру, при доповненні зрошення циркуляційною водою за розімкненим контуром можуть бути в ХПР використані для зволоження повітря. Повітряний потік після теплообмінника майже повністю насичений вологою, що дає змогу забезпечити регулювання вологості методом точки роси за допомогою терморегулятора, який реагує на температуру за сухим термометром.

Корпус, в якому закріплений зрошуваний теплообмінник, зазвичай має довжину 1,2 м. Густість розташування форсунок у перерізі корпусу 10 шт/м², тиск води перед форсунками 50 кПа, витрата розприскуваної води 0,8 кг/(с·м²), ефективність зволоження повітряного потоку приблизно 50 %. Теплообмінники виготовляють із мідних труб з мідним оребренням. За теплообмінниками завжди встановлюють вихідний сепаратор.

Насос, що подає воду до форсунок, повинен бути заблокований з вентилятором повітроготувальника, завдяки чому забезпечується дія форсунок тільки при русі повітряного потоку через апарат. Повітроохолодники не зрошують водою, оскільки можливе утворення накипу на їхній поверхні. У прямотечійних СВ (СК), що постачають готоване повітря до ежекційних і вентиляторних кліматконвекторів, зрошувани теплообмінники часто встановлюють за калориферами попереднього нагрівання. Зрошування теплообмінників забезпечує деяке очищення повітряного потоку. Ці теплообмінники можна пристосувати для так званого вільного охолодження вторинної води, що подається до ежекційних кліматконвекторів (доводжувачів). Оскільки в цьому випадку повітряний потік дещо підігрівається, то режим „вільного” охолодження інколи називають економічним робочим циклом. Глибина зрошуваних теплообмінників, які діють в цьому режимі, зазвичай не менша ніж 6 рядів трубок (труб).

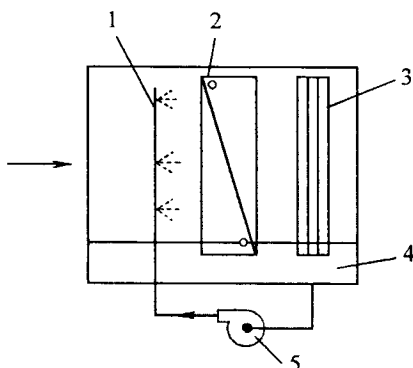


Рис. 9.32. Схема зрошуваного повітроохолодника:
1 – стояк з форсунками; 2 – теплообмінник; 3 – вихідний сепаратор;
4 – піддон; 5 – циркуляційний насос з електроспоукачем

9.6. ОЗОНАТОРИ ПОВІТРЯ

Озон (3-атомний кисень O_3) використовують для зниження рівня або усунення запахів. Його домішують до повітряного потоку, що притікає у приміщення, в яких інтенсивно виділяються запахи. Прикладом можуть слугувати продуктові холодильники, рибні магазини, санвузли тощо. Дія полягає на сильних окислювальних властивостях озону. Озон є дуже нестійкий в часі і при розпаді на 2-атомні частинки окислює різні субстанції (запахові субстанції, тютюновий дим, кухонні запахи тощо). Озон діє на людей збудливо, подібно як кофеїн чи нікотин.

Озон виникає під час електричних розрядів (наприклад, блискавок) і ультрафіолетового випромінення. Для промислових цілей збудовані малі підручні апарати, що

містять трубу для озонування, яка заповнена газом. Напруга від 2000 до 3000 V. Тривалість дії 2500...3000 годин. Споживання електроенергії, залежно від величини апарата, 3...50 Вт.

Допускний вміст озону в приміщеннях, де перебувають люди, становить $0,1...0,2 \text{ мг/м}^3$ (0,05 до 0,1 п.п.м) і у цих межах не є шкідливий ані для людей, ані для матеріалів. Перевищення цієї границі може спричинити подразнення слухових і зорових органів (величина ГДК виносить 0,1 п.п.м). Звичайні запахи в приміщенні усуваються вже при концентрації озону від 0,01 до 0,02 мг/м^3 . Значна концентрація озону є отруйною. Недоліком є недостатньо добрий контроль. Контроль здійснюється переважно через визначення величини запаху, який частково може бути зменшений дією озону.

Озонування приміщень, де перебувають люди, а також інших вентиляльованих об'ємів з метою зменшення інтенсивності їх провітрювання (повітрообміну) вимагає поважного аналізу [24 – 26].

9.7. ЗВОЛОЖНИКИ ПОВІТРЯ

Камери зрошення, зрошувані насадки і теплообмінники можна використати для охолодження, осушення, підігрівання і зволоження повітря. Однак часто потрібні апарати тільки для зволоження повітря, інколи з його підігріванням. Камери зрошення і зрошувані теплообмінники містять деякий об'єм води і тому їх відносять до **ємнісних апаратів**. Апарати сковородкового типу також ємнісні. До **зволожників**, які працюють без водяної ємності, належать пароструминні, обертальні дискові розпилювачі, а також розпилювачі, які діють за допомогою стисненого повітря.

9.7.1. Сковородкові зволожники

Найпростіший зволожник цього типу складається із невисокої посудини, заповненої водою, рівень якої підтримується поплавковим клапаном або іншим аналогічним пристроєм. Зволожник розміщують в потоці теплого повітря після вентиляторного агрегата (типово для агрегатів повітряного обігрівання житлових будинків), і вода випаровується в потік готованого повітря. Часто в сковородці розміщують перпендикулярно до напрямку повітряного потоку фітилі, за допомогою яких збільшують поверхню випаровування. Загальна витрата води, що випаровується, може досягати 45 кг/добу.

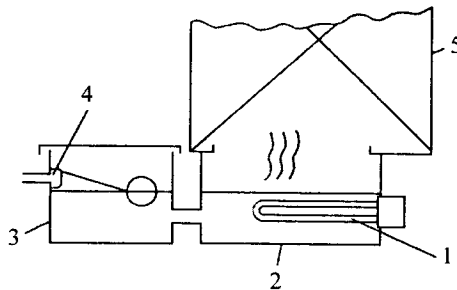


Рис. 9.33. Схема сковородкового зволожника повітряного потоку з електронідегрівником: 1 – електронідегрівник; 2 – ємність типу сковородки; 3 – підживлювальний бачок; 4 – поплавковий кран; 5 – повітропровід

Сковородкові зволожники великорозмірних моделей не мають фітилів, але оснащуються занурюваними електричними (рис. 9.33) або паровими нагрівниками (тиск пари 30...70 кПа). Апарати цього типу інколи оснащують вбудованими вентиляторами. Продуктивність стандартних зволожників по воді, яка випаровується в повітряний потік за наявності електропідігрівника потужністю 8 кВт, становить $2,9 \cdot 10^{-3}$ кг/с, а при паровому підігрівнику (надлишковий тиск пари 70 кПа) до $8,9 \cdot 10^{-3}$ кг/с. Для уникнення гальванічної корозії сковородки часто виготовляють із неіржавійної сталі або латуні, а парові змійовики – з міді.

9.7.2. Парові зволожники

Пряме вприскування гострої пари в повітряний потік, який рухається в трубопроводі – простий і дешевий спосіб зволоження, часто придатний для умов виробничого приміщення. Можливість появи запахів перешкоджає застосуванню цього способу в системах забезпечення комфортного мікроклімату.

Найпростіше випускати пару із перфорованої труби, умонтованої в повітропроводі. Однак при цьому можуть з'являтися такі негативні явища, як корозія; поява запаху; необхідність видалення конденсату.

В ідеалі пара повинна бути сухою, чого можна досягти за допомогою використання вентиля з паровою сорочкою, сепараційної камери з фітильним глушником і розподільного трубопроводу з паровою сорочкою, яка зв'язана з відвідним пристроєм [5]. Зволожник можна оснастити регулятором і клапаном, які забезпечують пропорційне регулювання. Пропускна здатність стандартних агрегатів цього типу при їх постачанні парою з надлишковим тиском 200 кПа, до 0,215 кг пари за 1 с. Апарати з меншою пропускною здатністю можуть мати вбудовані вентилятори і встановлюватись безпосередньо в приміщеннях.

Існують агрегати із вбудованим автоматичним електричним парогенератором. Останній має вигляд циліндра з ґратчастими електродами. Пара випускається в паропровід через перфоровану трубку. Продуктивність зволожників цього типу досягає 11,2 кг/с пари при споживанні 30 кВт електроенергії.

9.7.3. Механічні зволожники

Відцентровий механічний зволожник (рис. 9.34) складається з корпусу, герметичного електроспонукача, який приводить в дію диск і всмоктувальну трубу, і поплавкового клапана, який підтримує рівень води в резервуарі корпусу. При обертанні всмоктувальна труба засмоктує воду із резервуара, підіймає її на поверхню диску, який обертається з великою коловою швидкістю. Під дією відцентрової сили вода стікає з диску і, вдаряючись об нерухому коміркову ґратку, розбивається на краплини. Повітряний потік, який затікає в апарат під диском, захоплює ці краплини і переміщує їх у вентилязоване приміщення або в потік готованого повітря, яке рухається в повітропроводі (в цьому потоці краплини води випаровуються). Продуктивність по воді великого апарата такого типу досягає $3 \cdot 10^{-3}$ кг/с (у випадку, коли є вбудований вентилятор). Такий апарат має два електроспонукачі: для урухомлення диску потужністю 100 Вт і для урухомлення вентилятора потужністю 250 Вт. Створюваний надлишковий тиск води досягає 500 кПа.

У зволожнику, схему якого зображено на рис. 9.34 б, є вертикальні диски, які обертаються зі швидкістю до 2800 об/хв. Вода стікає з дисків у вигляді тонкої плівки під дією відцентрової сили і при вдарянні об зубчасте кільце розбивається на краплини, розмір яких часто співрозмірний з розмірами аерозолей. У стандартному апараті один диск зі спонукачем потужністю 0,2 кВт розприскує до $2,53 \cdot 10^{-3}$ кг/с води і створює надлишковий тиск води до 100 кПа. Ступінь зволоження повітряного потоку може досягати 90 %. У загальній камері розміщуються декілька дискових зволожників (подібно як форсунки). Сепаратор краплин води виконують із повітропроникних волокнистих матеріалів.

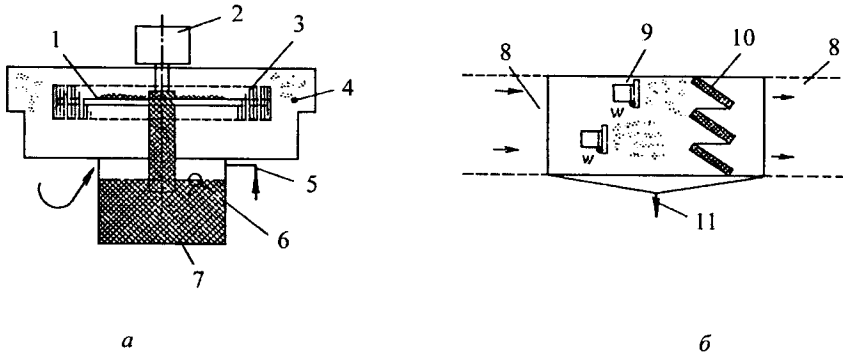


Рис. 9.34. Схема механічного зволожника повітря:

а – відцентрового з горизонтально обертальним диском – розприскувачем;

б – з дисками-розприскувачами, які обертаються у вертикальній площині;

1 – диск; 2 – електродвигун, який обертає диск і всмоктувальну трубу;

3 – нерухома подрібнювальна ґратка; 4 – краплини води; 5 – водопровід;

6 – поплавковий клапан; 7 – резервуар для води; 8 – повітропровід;

9 – електродвигун з вертикальними обертальними дисками;

10 – сепаратор краплин води; 11 – ступний патрубок;

W – місце присєднання до водопроводу

При жорсткій воді треба передбачати її знесолювання (для запобігання осіданню солей у вентильованих приміщеннях).

9.7.4. Сепараторні зволожники

Ці апарати працюють на стисненому повітрі або воді. В апаратах першого типу стиснене повітря під високим тиском витікає із сопел і розприскує воду у вигляді дрібних краплин; в апаратах другого типу вода під високим тиском витікає із водопроводу через сопла, вдаряється об циліндричний або спіральний корпус, із отворів якого вилітає у вигляді дрібних краплин. Приблизно такий самий принцип розприскування води використовується у форсункових зволожниках [1], де вода витікає із сопла з великою швидкістю і, вдаряючись об тверду поверхню (мішень), розбивається на краплини. При надлишковому тиску 200 кПа розприскується близько 0,06 кг/с води на кожний 1 м^3 повітряного потоку і досягається ефективність його зволоження в 50 %.

9.8. СОРЕБЦІЙНІ ОСУШНИКИ ПОВІТРЯ І УСТАТКОВАННЯ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ

9.8.1. Процеси адсорбції

Для виробничих приміщень у випадках, коли вимагається повітря з низьким вологовмістом і відносною вологістю, можна застосувати осушення за допомогою адсорбентів. Найпоширеніші адсорбенти – силікагель і активований алюміній.

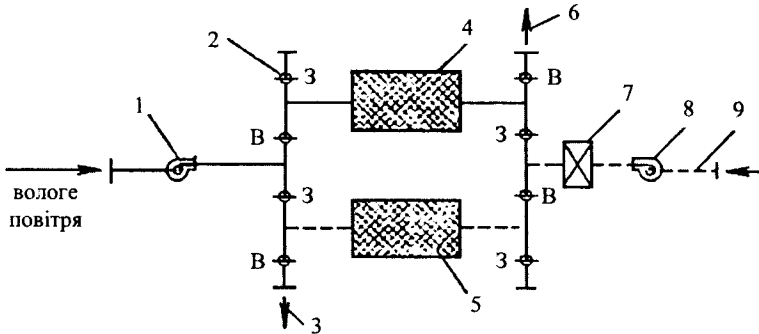


Рис. 9.35. Схема адсорбційного осушника повітряного потоку:
1,8 – вентилятори з електроспонукачами; 2 – повітряний клапан
(3 – закритий, В – відкритий); 3 – трубопровід для витікання (викидання)
повітряного потоку в атмосферу; 4 – задіяний осушник; 5 – реактивованій осушник;
6 – трубопровід осушеного повітряного потоку; 7 – повітропідігрівник;
9 – трубопровід засмоктування повітря для реактивації адсорбента; суцільними лініями
вказано рух осушеного повітряного потоку, а пунктирними – рух повітряного потоку,
який використовується для реактивації осушників

Осушувальний апарат (рис. 9.35) складається із полицок для адсорбента, вентилятора для спонукання руху вологого повітряного потоку через верству адсорбента і джерела теплоти для реактивації (видалення поглинутої вологи і повторного використання) адсорбента. Полички з адсорбентом дублюють одна одну: одна працює в режимі осушення, а інша – в режимі реактивації (потім охолоджується для повторного використання).

9.8.2. Процеси абсорбції [1]

При розприскуванні водних розчинів хлористого літію або триетиленгліколю волога із повітря вилучається (навіть, якщо його температура вища за температуру точки роси). Це відбувається тому, що парціальний тиск водяної пари над поверхнею розчину менший, ніж над поверхнею чистої води.

9.8.3. Тепло- і холодоутилізаційні апарати

В сумі експлуатаційних витрат СВ (СК) енергія становить найбільший відсоток. Вилучене із приміщення забруднене внутрішнє (витікальне) повітря має високу ентальпію, тобто містить значну кількість внутрішньої енергії. В енергоутилізаційному

блоці притікально-витікальної СВ відбувається відбирання і передавання цієї енергії готованому повітряному потоку, який призначений для притікання в приміщення. Навпаки, за високих температур зовнішнього і нижчої температури внутрішнього повітря можна охолоджувати притікальне повітря, відбираючи його теплову енергію і віддаючи її вилученому із приміщення витікальному (викидному) повітрю, тобто підвищити температуру викидного повітря.

- **Переваги утилізації енергії**

Хоча повітроготувальник з теплоутилізатором коштує дорожче, ніж без нього, різницю в коштах можна повернути протягом 8–16 місяців експлуатації СВ (СК) (залежно від вартості енергії). Після цього періоду настає значна економія енергії в тепловому оброблянні потоку готованого (притікального) повітря. Не треба забувати, що зменшення витрат теплоти (застосування джерела теплоти меншої продуктивності) дає змогу знизити початкові (інвестиційні) витрати.

При утилізації холоду значну економію (до 40%) інвестиційних витрат можна отримати за рахунок: застосування холодильної установи меншої продуктивності; зниження потужності трансформаторних електропідстанцій; зниження вартості трубопроводів, електромереж, засобів автоматизації.

Економія коштів від тепло- і холодоутилізації забезпечується і при експлуатації СВ. Крім цього, застосування в СВ притікально-витікальних агрегатів з блоками енергоутилізації спричиняє зниження теплового забруднення довкілля, а захист довкілля – це інвестиції в майбутнє людства.

Для утилізації енергії (теплоти або холоду) витікального (викидного) повітря і використання її для часткового підігрівання або охолодження готованого (притікального) повітря використовують обертальні, перехреснотечійні і гліколеві теплообмінники.

У корпусі **обертального** теплообмінника на вальнях (підшипниках) встановлений ротор, який заповнений хвилястою алюмінієвою фольгою, що накопичує або віддає теплоту при обертанні ротора. Можливі два конструкційні типи цих теплообмінників: з негігроскопічним ротором для перенесення теплоти; з гігроскопічним ротором зі спеціальною вбиральною верствою на ньому для перенесення теплоти і вологи.

Кожен ротор передбачений з урахуванням від електроспонукача і регулятором колової швидкості (швидкості обертання). При загрозі замерзання конденсату на вбиральній верстві ротора система керування знижує швидкість обертання ротора і тим дає змогу збільшити інтенсивність нагрівання ротора потоком теплого витікального (викидного) повітря. Технічні характеристики обертального теплообмінника: висока ефективність і компактність конструкції; ефективність енергоутилізації – до 90 % для теплообмінників категорії А по EN 13053, – до 80 % (залежить від співвідношення витрат потоків готованого і витікального повітря і може регулюватись швидкістю обертання ротора), – до 70 %, для теплообмінників категорії В по EN 13053 (залежить від різниці температур повітряних потоків, співвідношення їх витрат і вологості повітря); максимальна допускна швидкість повітряних потоків 4,5 м/с; рекомендована швидкість обертання ротора 3...11 об/хв. Недоліком обертальних теплообмінників є можливість перетікання частини потоку витікального повітря (до 3...5 % для деяких конструкцій) у потік готованого (притікального) повітря.

Перехреснотечійний теплообмінник виготовляють із оребрених алюмінієвих пластин, між якими перехреснотечійно протікають два повністю розділені повітряні потоки (витікального і готованого повітря). В теплообміннику передбачено обвідний трубопровід (байпас), крізь який скеровується потік готованого повітря, якщо відпадає потреба його підігрівання або за небезпеки випадання конденсату із потоку витікального повітря та його замерзання. **Сепаратор-краплиновловник** слугує для вловлювання краплин води із повітряного потоку, а ванна – піддон для накопичення (збирання) конденсату. Технічні характеристики теплообмінника: два повітряні потоки повністю розділені; відсутні рухливі частини, компактна конструкція; ефективність енергоутилізації – до 70 % згідно з EN 13053 залежно від різниці температур повітряних потоків, співвідношення їх витрат, вологості; максимальна різниця тисків між повітряними потоками – 1800 Па; максимальна допускна швидкість визначається аеродинамічним опором.

Гліколеві теплоутилізатори складаються із двох теплообмінників – охолодника і підігрівника. Один із них знаходиться в потоці витікального (викидного) повітря і відбирає від нього теплоту, а інший віддає цю теплоту потоку готованого (притікального) повітря. Теплообмінники виготовляються аналогічно як водоповітряні підігрівники (калорифери) і поєднуються системою трубопроводів з циркуляційним насосом. Теплоносієм найчастіше є суміш 35 % етиленгліколю і 65 % дистильованої води, яка замерзає за температури нижчої ніж 21 °С. Призначені для притікального і витікального повітря частини устави (установки) можуть розміщуватись довільно і на значній відстані одна від однієї. Технічні характеристики теплоутилізатора: два повітряні потоки повністю розділені; готувальна і витікальна частини знаходяться на відстані; ефективність енергоутилізації – до 45 % згідно з EN 13053; максимальна швидкість повітряних потоків така сама, як і в водяних повітрянагрівниках і повітроохолодниках; мінімальна температура теплоносія залежить від кількості гліколю в розчині; максимальний робочий тиск теплоносія 1,6 МПа (16 бар), а максимальний випробний тиск 2,1 МПа; опір теплообмінника і витрата теплоносія вказуються в технічних даних підприємств-виробників.

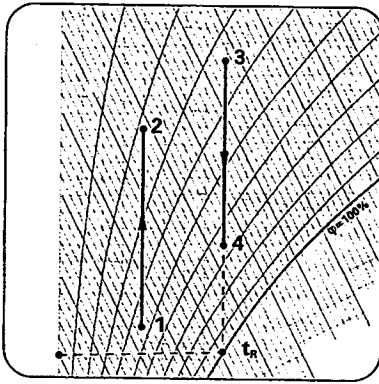
• Процеси зміни стану готованого (притікального) і витікального повітря при утилізації енергії

Якщо температура готованого повітря перед теплообмінником вища від температури точки роси витікального із приміщення повітря, то в теплообміннику будь-якого типу теплоутилізації не відбувається конденсація вологи із витікального (викидного) повітря. При цьому від нього забирається тільки явна теплота (рис. 9.36, а).

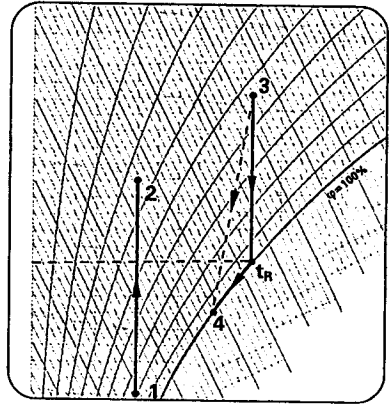
У випадку, якщо температура готованого повітря перед теплоутилізатором нижча від температури точки роси витікального із приміщення повітря, то можлива конденсація вологи із теплого (витікального) повітря. При цьому у всіх типах теплообмінників до потоку готованого повітря передається не тільки явна, але й прихована теплота, яка виділяється під час конденсації водяної пари (рис. 9.36, б).

В обертальному теплообміннику з негіроскопічним ротором потоку притікального повітря передається не тільки явна і прихована теплота, але при цьому готоване повітря ще й зволожується, вбираючи сконденсовану на роторі вологу (рис. 9.36, с).

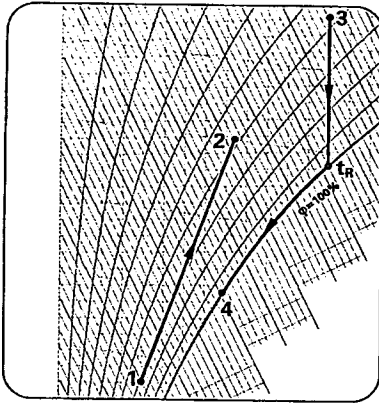
З використанням гіроскопічного ротора осушення витікального і зволоження готованого повітря відбувається за будь-яких температур (рис. 9.36, d).



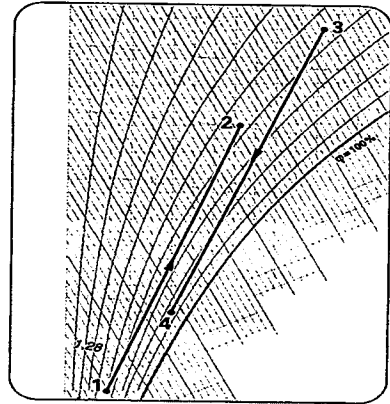
a



b



c



d

Рис. 9.36. Схеми термодинамічних процесів зміни стану готованого (притікального) і витікального (викидного) повітря при утилізації теплової енергії з останнього:

1 – 2 – процес підігрівання потоку готованого повітря;

3 – 4 – процес охолодження потоку витікального (викидного) повітря

Повна ефективність енергоутилізації – це частка теплової енергії, яка передана від витікального (викидного) до готованого (притікального) повітря в утилізаційному теплообміннику, від тієї енергії, що могла би бути передана теоретично,

$$\eta_k = \frac{I_2 - I_1}{I_3 - I_4} \quad (9.9)$$

Температурну ефективність енергоутилізації визначають за формулою

$$\eta_t = \frac{t_2 - t_1}{t_3 - t_4}, \quad (9.10)$$

де I_1 [кДж/кг], t_1 [°C] – ентальпія і температура готованого (притікального) повітряного потоку перед теплообмінником; I_2 , t_2 – те саме, за теплообмінником; I_3 , t_3 – ентальпія і температура витікального із приміщення (викидного) повітряного потоку перед теплообмінником; I_4 , t_4 – те саме, за теплообмінником.

9.8.4. Шумоглушники

Шумоглушники призначені для зниження рівня акустичного тиску (шуму), головним джерелом якого в СВ є вентиляторний агрегат. Сучасні шумоглушники повітроготувальників та енергоутилізаційних блоків мають залежно від типорозміру від 3-х до 7-ми блоків – куліс із оцинкованого сталевого листа, що заповнені неспалимою мінеральною ватою. Поверхня вати покрита матеріалом, наприклад, велонем, який запобігає відриванню дрібних волокон і транспортуванню їх далі повітряним потоком.

Типи одного із сучасних шумопоглинальних агрегатів повітроготувальників вказано в табл. 9.5.

Таблиця 9.5

Забезпечення рівнів шуму сучасними шумопоглиначами повітроготувальників деяких типів

Тип шумопоглинача	Шумопоглинання дБ(А) в смугах частот							
	63 Гц	125 Гц	250 Гц	500 Гц	1000 Гц	2000 Гц	4000 Гц	8000 Гц
CV-A 1 до 6,5	3	8	18	18	21	16	11	9
CV-A 7 до 10	3	11	19	22	25	20	12	10
CV-P1, CV-P2	3	8	18	18	22	17	11	10
Відповідають нормам EN 13053 і EN ISO 8235								

Рівень шуму різних джерел:

- шум, який викликає больові відчуття – 140 дБ (А); реактивний літак – 120 дБ(А); близький грім – 100 дБ(А);
- офісне приміщення (бюро) – 80 дБ(А); комп'ютер – 60 дБ(А); нормальна розмова – 40 дБ(А);
- шепіт, шелест листя на деревах, слабо відчутний звук – 10 дБ(А).

9.9. ТРУБОПРОВИДИ, ЗАПІРНО-РЕГУЛЮВАЛЬНІ ПРИСТРОЇ І КІНЦЕВІ ЕЛЕМЕНТИ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Повітропроводи СВ можуть бути круглого, прямокутного і еліптичного перерізів (поєднують переваги круглого і прямокутного перерізів). Зазвичай для виготовлення елементів повітропроводів використовують тонколистову оцинковану (рідко неоцинковану) сталь товщиною 0,55...2,5 мм, пластмаси, композитні матеріали (наприклад, ставініл). Для СВ деяких виробничих приміщень повітропроводи можуть виготовлятися з тонколистового алюмінію, титану тощо. Елементи металевих повітропроводів поєднуються між собою за допомогою фланцевих, хомутових, планко-рейкових та інших з'єднань. При прокладанні в приміщеннях, які не обігріваються, трубопроводи теплоізолюють. При прокладанні поза приміщеннями (контакти з атмосферою) повітропроводи повинні бути тепло- і гідроізольованими (найкраще, якщо вони змонтовані із попередньо ізольованих елементів). Повітропроводи прямокутного перерізу найчастіше використовують в громадсько-житлових будинках, оскільки вони незначно погіршують інтер'єр приміщень. Повітропроводи круглого і еліптичного перерізів переважно застосовують у виробничих приміщеннях. Кінцеві металеві елементи СВ, які виконані із вищеперелічених матеріалів і призначені для викиду в атмосферу забрудненого (спрацьованого) повітря або для засмокування зовнішнього повітря, називають вентиляційними трубами. Для захисту від потрапляння у вентиляційні труби атмосферних осадів передбачаються захисні зонти, а для підвищення в них природного напору (тяги) – спеціальні аеродинамічні пристрої – дефлектори. Для механічних СВ швидкість повітряних потоків у викидних вентиляційних трубах приймають 3...8 м/с і більше, а в повітровсмоктувальних трубах – 2...5 м/с.

Вентиляційні канали можуть бути у вигляді блоків заводського виготовлення, передбачатись у товщі стін (канали вбудовані) або бути приставними і підшивними (рис. 9.37). **Вбудований канал** – вентиляційний трубопровід, який передбачений у спеціальних елементах збірного будівництва або в стіні, що змурована із дрібно- чи великорозмірних каменів (наприклад, з цегли); **приставний канал** – вентиляційний канал, який прилягає до стіни, колони тощо; **підшивний канал** – вентиляційний канал, який прилягає до стелі приміщення.

Мінімальні розміри вбудованих каналів: мурованих 140 x 140 мм; діаметр (серединник) бетонних – 100 мм. Мінімальна товщина мурованої стіни для однорядного розташування каналів в її товщі має становити не менше ніж 380 мм (півтори цеглини), а бетонних – не менше ніж 200 мм. Товщина простінків між двома каналами приміщень однакового призначення має бути не меншою за 120 мм, а приміщень різного призначення – 250 мм. Відстань від дверних прорізів і від кутів стін до вбудованих каналів – не меншою за 380 мм.

Не допускається передбачати канали в товщі зовнішніх малоутеплених стін і в місцях поєднання стін. Не рекомендується переміщувати в мурованих каналах вологе повітря (з відносною вологістю > 60 %).

Вбудовані канали повинні бути вертикальними або з кутом нахилу до горизонталі понад 60 град.

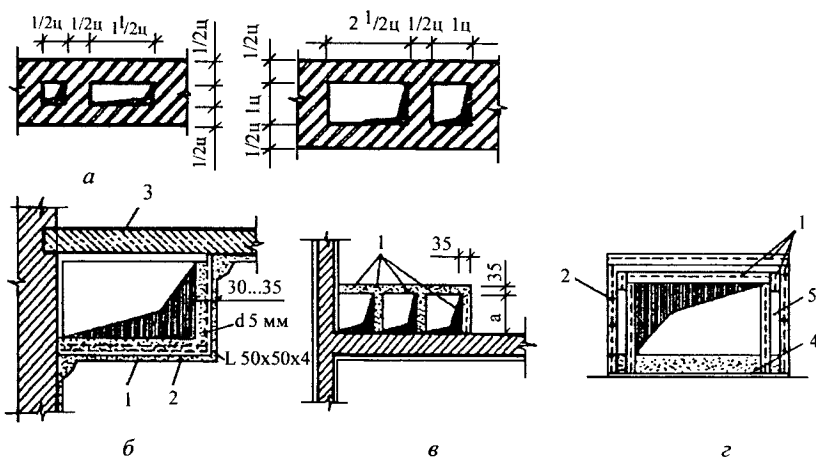


Рис. 9.37. Вентиляційні канали: а – вбудовані в цегляні (муровані) стіни; б – підшивні до стелі; в – приставні до стін; з – збірні на горищі; 1 – шлакогіпсові плити; 2 – тиньк; 3 – перекриття; 4 – залиття гіпсом; 5 – повітряний прошарок

В приміщеннях помешкань з печами, камінами або котлами бажано, щоби канали систем природної витікальної вентиляції прилягали до димових каналів. Таке розв'язання спричиняє зростання природного теплового напору в каналах СВ (але при цьому перетинка до димового каналу повинна бути ≥ 250 мм).

Приставні канали можуть виконуватись з шлакогіпсових, гіпсових або вапняногіпсових плит товщиною 35...40 мм чи з інших будівельних матеріалів (у приміщеннях з нормальною вологістю повітря); у приміщеннях з підвищеною вологістю – з шлакобетонних плит тощо. Мінімальні розміри приставних каналів систем природної вентиляції 100 x 150 мм. Приставні канали бажано передбачати у внутрішніх кутах приміщень. Якщо їх передбачають біля зовнішніх малоутеплених стін, то від поверхні зовнішньої стіни треба залишати повітряні прошарки не менші за 50 мм. Для приставних каналів використовують ніші приміщень, акустичні ширми залів або удавані колони (пілястри) тощо. При цьому приставні канали в межах кожного поверху повинні передавати власну вагу на конструкцію перекриття, а не на канали приміщень нижніх поверхів.

Індивідуальні вертикальні канали однойменних приміщень допускається об'єднувати збірними горизонтальними коробами (каналами).

У безгорищних будинках вертикальні канали виводяться невеликими масивами вище покрівлі у вигляді труб, шахт або об'єднуються горизонтальними збірними каналами, які прокладаються під стелею сходових приміщень або за підвісною стелею приміщення чи коридору верхнього поверху.

У житлових будинках з теплими горищами (рис. 9.38) допускається витікання повітря з усіх індивідуальних каналів приміщень однієї блок-секції у горищне приміщення цієї секції, яке виконує роль збирного каналу (вентиляція каналізаційних стояків здійснюється транзитом через горище). Індивідуальні канали закінчуються на висоті 1 м від підлоги горища. Викидна шахта від теплового горища у цьому випадку виводиться вище верхньої позначки покрівлі, враховуючи позначку покрівлі ліфтової шахти.

У будинках середньої і малої поверховості (до 9-ти поверхів) індивідуальні вбудовані канали розташовують безпроблемно.

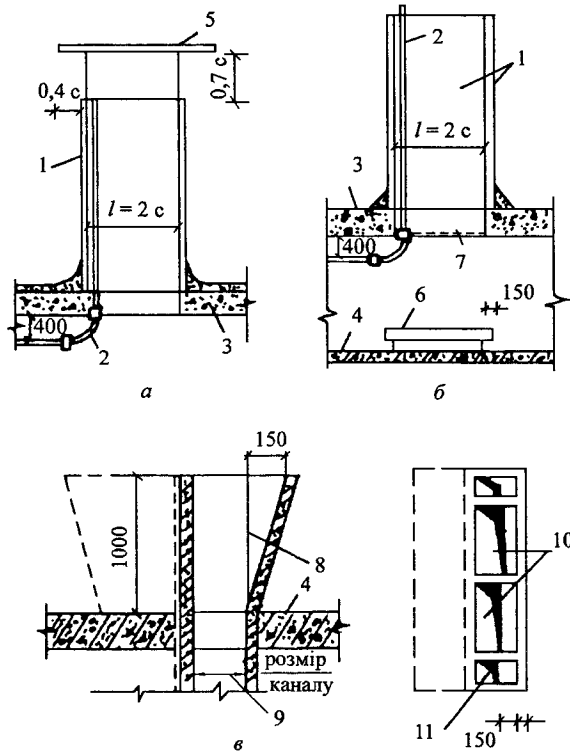


Рис. 9.38. Схема вентиляції (прівітрювання) теплого горища блок-секції житлового будинку: а – викидна шахта з захисною плитою; б – викидна шахта з водозбірним піддоном; в – виведення вентиляційних каналів у тепле горище; 1 – шахта; 2 – труба вентиляції каналізаційного стояка; 3 – плита покриття; 4 – плита горищного перекриття; 5 – захисна плита; 6 – водозбірний піддон; 7 – металевий фартух; 8 – вихід бетонних вентиляційних каналів на горище; 9 – вентиляційний канал; 10 – збірні канали з кухонь і санітарних вузлів; 11 – вентиляційні канали верхнього поверху

У будинках підвищеної поверховості індивідуальні вбудовані канали доводиться об'єднувати горизонтальними збірними трубопроводами і ускладнювати систему (рис. 9.39). У таких будинках часто застосовують системи з об'єднанням каналів 1–6 поверхів (рис. 9.39, а), а також уніфіковані конструкції заводського виготовлення: вентиляційні блоки з каналами-супутниками (рис. 9.39, б) або вентиляційні блоки-перегородки з нахиленими каналами (рис. 9.39, г). Канали верхніх поверхів (до 4-х поверхів) об'єднують на горищі (технічному поверсі) в самостійну СВ. В системах з об'єднанням каналів дотримуються співвідношення площі перерізу збірної шахти і сумарної площі перерізу всіх індивідуальних каналів, що приєднані до цієї шахти: в системах з індивідуальними каналами їх сумарна площа може бути менша за площу перерізу збірної шахти (чи каналу); в системах з нахиленими каналами і каналами-супутниками площа індивідуальних каналів може перевищувати площу перерізу збирного вертикального каналу (шахти) в 1,7 раза з поєднанням каналів через 5 поверхів, і в 1,4 раза з поєднанням каналів через два поверхи, в 1,2 раза з поєднанням каналів через поверх.

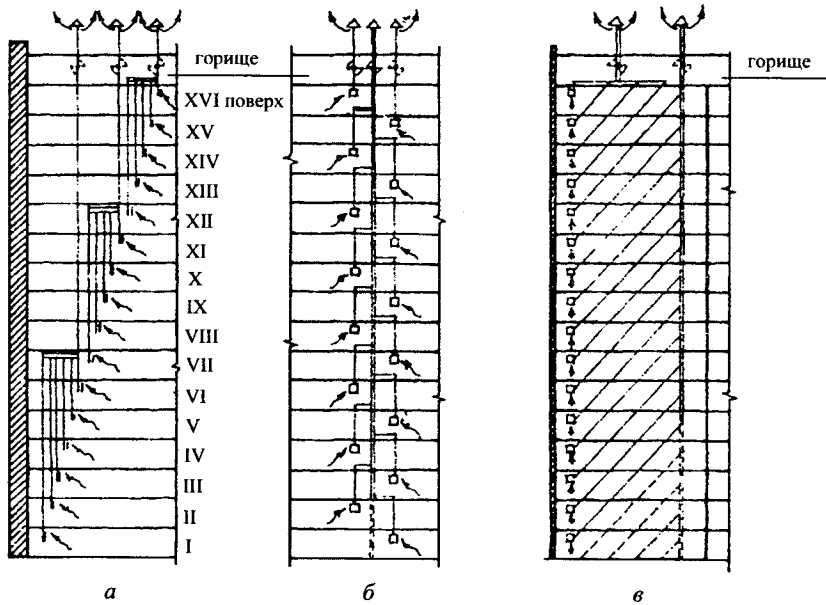


Рис. 9.39. Схеми систем витікальної природної вентиляції житлових будинків підвищеної поверховості: а – індивідуальні канали в товщі стіни; б – вертикальні канали-супутники; в – нахилені канали-супутники в бетонних блоках

Для природних СВ швидкість повітряних потоків у живому перерізі вентиляційних каналів, за даними вітчизняної літератури, рекомендується приймати: в каналах з верхніх приміщень будинків підвищеної поверховості 0,5...0,7 м/с, приміщень середніх поверхів – 0,7...1 м/с, нижніх поверхів – 1...1,5 м/с; в каналах одноповерхових будинків – 0,5...0,7 м/с. Для механічних СВ швидкість повітряних потоків у живому перерізі каналів рекомендується приймати 3...8 м/с.

Шахта – вертикальний вентиляційний канал для витікання в атмосферу повітря від системи витікальної вентиляції або для засмоктування зовнішнього повітря системою притікальної вентиляції. Шахти у верхньому рівні оснащуються ґратками для горизонтального витікання в атмосферу викидного повітря або дефлектором чи зонтом. В основі шахти передбачають утеплений клапан для регулювання витрати витікального повітряного потоку чи для перекривання його руху. Виводяться шахти вище рівня плоскої покрівлі на 1 м в природних СВ і більше ніж на 0,5 м – в механічних СВ. У будинках з нахиленими дахами рівень їх верхівки передбачають таким: якщо шахту розміщено в плані на відстані до 1,5 м від гребеня даху – на 0,5 м вище від гребеня даху; якщо шахту розміщено на відстані 1,5...3 м – на рівні з гребенем даху; якщо шахту розміщено на відстані > 3 м – під кутом 10 град відносно горизонтальної площини, що розміщена на рівні гребеня даху. Для механічних СВ швидкість повітря в живому перерізі повітрязбірних шахт приймають 2...5 м/с, а в повітровикидних шахт – 6,5...8 м/с.

Запірно-регулювальними пристроями повітропроводів можуть бути засувки (шибери) і клапани: шторкові, з поворотним диском, з поворотними лопатками тощо.

ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ 9

1. Carrier, Cherne, Grant and Roberts: Modern Air Conditioning, Heating and Ventilating (3 rdedn.), Chap.16, Pitman.
2. Threlkeld I.L.: Thermal Environmental Engineering (1st edn Chap. 12, Prentice – Hall, 1962).
3. Bull L.C. Coils for Cooling and Dehumidifying Air. Instn Heat. Vent. Enqrs, 27, 1 (1959).
4. Внутренние санитарно-технические устройства. В 2-х ч. / Под ред. И.Г. Ставерова. Изд. 3-е. Ч. 2. Вентиляция и кондиционирование воздуха. – М.: Стройиздат, 1978. – 509 с.
5. Крум Д., Робертс Б. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий: Пер. с англ. / Под ред. Е.Е. Карписа. – М.: Стройиздат, 1980. – 399 с.
6. Trane Reciprocating Compressor Manual, Chap.3, Trane Co, USA, revised 1964.
7. Dossat R.I.: Principles of Refrigeration (1st.edn.), Chap.13, Wiley, 1963.
8. Barron W.R.: The Facts about Electric Duct Heaters, Air Condit. Heat. Vent., 64, (10), 59 (1967).
9. Tauschbuch für Heizung und Klimatechnik 92/93. Oldenbourg Verlaq GmbH. – München.
10. ARGEBAU.Wytyczne do ustawienia palenisk > 50 kw w pomieszeniach innych niz kotlownie (05.78).
11. Wacker H.-U.: Klima-Kälte-Heizung (KKH), nr 4/85, s. 151–155.
12. Detzer R.u.a.: KKH nr 6/78, s. 306–309.
13. Möllers P. u.a.: Heizung-Lüftung-Haustechnik (HLH) nr 9/85, s. 458–462.
14. FGK – Information Gerätekenlinie / 1990.
15. Osborne W.C.: Fans (1st. end.), Pergamon Press, 1966.
16. Fan Engineering (6 th end.), Buffalo Forge Co, USA, 1961.
17. Woods Practical Guide to Fan Engineering, Woods if Colchester Ltd, 1956.
18. DIN 24163, BL3 (1.85). Ventilatoren; Normprüfstände.
19. Hönnmann W.: LTG – Lufttechn. Informat. Nr 11/12 (1974).
20. Instn. Heat. Vent. Enqrs Guide, Sect. 15 D, London, 1965.
21. Trane Air Conditioning Manual, Trane Co., USA, revised 1965.
22. Богословський В.Н., Кокорин О.А., Петров Л.В. Кондиционирование воздуха и холодоснабжение: Учебник для вузов / Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1985. – 367 с.
23. Aqnon S.: Evaporative Cooling System Design., Heat. Pip. Air. Condit., 38, (11), 143 (1966).
24. Malter R.: Klima – Technik, nr. 10/66, s. 12–14.
25. Seifert B.-A.: Gesundheits – Ingenieur nr 9/76, s. 225–228.
26. Wanner H.-U.: Clima – Commerce – International (CCI) nr1/86, S. 8.

Розділ десятий

ОСОБЛИВОСТІ ВЕНТИЛЮВАННЯ ДЕЯКИХ ПРИМІЩЕНЬ В БУДИНКАХ РІЗНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Вид вентиляції вибирають з урахуванням призначення приміщення й будівлі, їх об'єму, характеру забрудників, які виділяються, кліматичних особливостей місця будівництва, наявності вторинних теплових ресурсів та інших спеціальних вимог. При цьому керуються приписами відповідних державних нормативних документів [1–27]. Необхідно зауважити, що рекомендації цих документів переважно не враховують приписів, які існують сьогодні в будівельних нормах розвинених європейських держав.

Основними принципами вентилявання приміщення є:

- застосування переважно місцевої (локальної або зональної) вентиляції завдяки її високій ефективності;
- загальна (змішана) вентиляція повинна забезпечувати нормативні гігієнічні умови в ЗО (РЗ) приміщення за мінімального повітрообміну;
- притікальне повітря доцільно розподіляти безпосередньо в ЗО чи РЗ.

Ефективність прийнятого конструкційного розв'язання вентиляції приміщення повинна обґрунтовуватись економічним аналізом.

10.1. ОСОБЛИВОСТІ ВЕНТИЛЮВАННЯ ПОМЕШКАНЬ БАГАТОСІМЕЙНИХ ЖИТЛОВИХ БУДИНКІВ

Системи вентиляції помешкань повинні забезпечувати щонайменше:

- притікання зовнішнього повітря до житлових кімнат, а також кухні із зовнішнім вікном;
- витікання забрудненого внутрішнього повітря з кухні, ванни, окремого санвузла, а також допоміжного безвіконного приміщення (комори, гардеробу).

За приписами вітчизняних норм [1, 14, 28] в помешканнях рекомендується природна загальна витікальна вентиляція з верхньої зони приміщень кухонь, ванн, санітарних вузлів, а в деяких випадках і житлових кімнат. Компенсувальне притікання зовнішнього повітря передбачається через квартирки і нещільності вікон та балконних дверей.

Згідно з [29] допускається застосування в окремих помешканнях механічної децентралізованої вентиляції, задіюваної мешканцями, яка унеможливує перетікання витікального повітря до інших помешкань. Нормується щільність зовнішніх вікон і дверей, а також внутрішніх вхідних дверей до помешкань.

Згідно приписів вітчизняних норм мінімальна кількість витікального повітря: для кухонь із зовнішнім вікном і електроплитами – $60 \text{ м}^3/\text{год}$; з газовими двопальниковими плитами – $60 \text{ м}^3/\text{год}$; з трипальниковими – $75 \text{ м}^3/\text{год}$, з чотирьопальниковими – $90 \text{ м}^3/\text{год}$. Із ванних кімнат і індивідуальних санвузлів кількість витікального повітря по $25 \text{ м}^3/\text{год}$, а із сумішених санвузла і ванни – $50 \text{ м}^3/\text{год}$.

Для кухні без зовнішнього вікна [29], оснащеної електроплитою, повітрообмін $50 \text{ м}^3/\text{год}$, а для окремого санвузла – $30 \text{ м}^3/\text{год}$; для допоміжних безвіконних приміщень помешкання – $15 \text{ м}^3/\text{год}$, а для кухонь без зовнішнього вікна, що оснащені газовим

устаткуванням, – 70 м³/год. В кухнях рекомендується вентиляція, яка уможливило повітрообмін під час задіяння устаткування для готування їжі щонайменше 120 м³/год.

За приписами вітчизняних норм в житлових приміщеннях помешкань з нещільними зовнішніми огорожами (вікнами), із врахуванням нормованої площі на одну людину, повітрообмін має дорівнювати 3 м³/год на 1 м² площі; в приміщеннях з ущільненими зовнішніми вікнами – 1 год⁻¹ (в денний період доби за умови перебування в приміщенні людей); в нічний період (наприклад, з 22⁰⁰ до 6⁰⁰ год.) повітрообмін може бути зменшений до величини 20 м³/год на одного мешканця.

У помешканнях, у яких спалюється однотипне паливо, де є каміни або газові підігрівники води з гравітаційним відведенням продуктів спалювання, рекомендовано застосовувати тільки природну вентиляцію або механічну притікально-витікальну вентиляцію нульового надлишкового тиску (нульового балансу повітрообміну) [29].

Притікання зовнішнього повітря до житлових кімнат і кухні з ущільненими зовнішніми вікнами повинно забезпечуватись так [29]:

а) **через щільні горизонтальні отвори з регульованим ступенем відкриття**, які передбачають у верхній частині вікна або над вікном, а також в нижній частині зовнішньої стіни, за умови, що забезпечується підігрівання зовнішнього (притікального) повітря. Регулювання відкриття отвору може бути ручним або самочинним (за допомогою регулятора сталої витрати).

Допускається притікання зовнішнього повітря крізь вікна з фрамугою (стулкою), яка відкривається похило, або верхній провітрювач. У цих випадках регульовальне устаткування повинно уможливлувати за мінімального нахилу щільний отвір шириною не більше ніж 15 мм поміж верхнім краєм похилої частини і рамою фрамуги або віконною рамою, причому для фрамуг, які відкриваються похило, ця вимога стосується ширини щілини з боку завісів. В односімейних будинках допускається також перетікання зовнішнього повітря через верхні провітрювачі, що відкриваються без регулювання кута розкриття.

б) **через повітророзподільники систем механічної притікальної вентиляції**. Витікання внутрішнього повітря з житлових кімнат повинно передбачатись через вирівнювальні вентиляційні отвори переважно в нижній (чи у верхній) частині їх вхідних дверей або через отвори систем витікальної вентиляції. Допускається перетікання повітря через щільний отвір поміж нижнім краєм дверей і підлогою. Живий переріз вентиляційних отворів (або щілин) повинен бути не меншим за 80 см².

Житлові кімнати в двоповерхових (дворівневих) помешканнях знаходяться на вищому поверсі і відділені щонайменше двома дверима від приміщень, з яких передбачається витікальна вентиляція, а тому в них передбачають отвір для витікання внутрішнього повітря, приєднаний до окремого вертикального вентиляційного трубопроводу (каналу). Повітрообмін в цих кімнатах повинен відповідати 1 год⁻¹.

Згідно з приписами вітчизняних норм в помешканнях з 4-х і більше житлових кімнат передбачається окрема витікальна вентиляція з усіх цих кімнат, за винятком двох найближчих до кухні.

Притікання повітря від сусідніх приміщень до кухні, ванни, санвузла або допоміжних безвіконних приміщень повинно забезпечуватись через вентиляційні отвори у верхніх частинах дверей або через щільний отвір поміж нижнім краєм стулки дверей і підлогою чи порогом. Живий переріз цих отворів (або щілин) повинен бути 200 см².

Витікання повітря з кухні, ванни, санвузла, а також допоміжних безвіконних приміщень повинно забезпечуватись через отвори, розміщені у верхній частині стіни і приєднані до вертикальних трубопроводів систем природної чи механічної вентиляції.

До збірних вертикальних вентиляційних трубопроводів повинні бути приєднані приміщення однакового призначення (наприклад, кухні, приміщення гігієнічного призначення тощо). Не допускається використання вертикальних збірних трубопроводів, які обслуговують житлові приміщення, для переміщення витікального повітря з нежитлових допоміжних приміщень (підвалу, пральні, сушильні тощо).

У підвалі повинно забезпечуватись притікання зовнішнього повітря через віконця, які відкриваються, або через спеціальні отвори в зовнішніх огорожах. Для витікання повітря треба застосувати природну трубопровідну вентиляцію або механічну вентиляцію тривалої дії. Повітрообмін повинен відповідати не менше $0,3 \text{ год}^{-1}$. Підвали, які розділені ажурними (тонкими) стінками на окремі приміщення, належить трактувати як одне приміщення.

Горища повинні мати притікально-витікальну вентиляцію через отвори їх зовнішніх огорож.

У верхній частині сходових приміщень повинен передбачатись отвір для витікання повітря з живим перерізом 200 см^2 .

Труба сміттєпроводу повинна мати отвір понад дахом будинку для розвіяння викидного повітря. Повітрообмін системи механічної витікальної вентиляції не менший за $200 \text{ м}^3/\text{год}$. У верхній частині труби перед вентилятором потрібно передбачити фільтр.

У приміщеннях будинкової пральні повинні передбачатись витікальна або притікально-витікальна вентиляція з повітрообміном не меншим за 2 год^{-1} , що здійснюється винятково в часі їх вжитку (використання). За наявності системи витікальної вентиляції притікання зовнішнього повітря повинно забезпечуватись через вентиляційні отвори з регульованим ступенем відкриття.

У приміщення для сушіння білизни передбачається природна вентиляція з повітрообміном 1 год^{-1} . Притікання повітря в них відбувається від сусідніх приміщень через вентиляційні отвори дверей.

Інші приміщення (технічні тощо), які знаходяться в житлових будинках, повинні вентилуватись за вимогами вентиляції ідентичних приміщень в громадських будинках або згідно з технологічними вимогами.

• ВЕНТИЛЮВАННЯ ГУРТОЖИТКІВ

Потрібний повітрообмін повинен бути щонайменше:

- для житлових приміщень і спалень – $20 \text{ м}^3/\text{год}$ для кожного мешканця, але не менший ніж 1 год^{-1} ;
- для приміщень з масовим перебуванням людей (наприклад, залів для зібрань, їдалень) – $20 \text{ м}^3/\text{год}$ для кожної особи;
- для кухонь, ванн і санвузлів індивідуального вжитку – аналогічно як і в помешканнях житлових будинків.

Повітрообмін для кухонь і гігієнічних приміщень, які призначені для спільного вжитку мешканцями, а також інших подібних приміщень повинен відповідати обов'язковим приписам або технологічним і санітарним вимогам.

Житлові кімнати і спальні повинні мати забезпечене притікання зовнішнього повітря, подібно як і в помешканнях житлових будинків. Витікання повітря з них

повинно бути безпосереднім – через отвори, що приєднані до вертикальних вентиляційних трубопроводів, або опосередкованим, якщо сусідні приміщення мають отвори для витікання повітря (наприклад, через ванну або санузол).

Кімнати для групового перебування людей повинні мати гарантоване притікання зовнішнього повітря, а також отвори для витікання внутрішнього повітря, що приєднані до вертикальних вентиляційних трубопроводів. Притікання зовнішнього повітря в кількості не більше 2 год^{-1} може бути забезпечене під впливом розрідження в приміщеннях через вентиляційні отвори з регульованим ступенем відкриття. Долішній край цих отворів повинен бути на висоті нижче 2 м від рівня підлоги. У випадку застосування фрауги (стулки), яка відкривається похило, верхніх похилих провітрювачів або верхніх похилих фрауг – висота 2 м стосується щілини, що утворюється за найменшого ступеня відкриття.

За більшої кратності повітрообміну застосовують механічну притікальну вентиляцію з повітророзподіленням, переважно, через вентиляційні ґратки.

Кухні, ванни і санузли, призначені для індивідуального вжитку, повинні вентилюватись згідно з вимогами для цього типу приміщень в помешканнях житлових будинків.

Кухні і гігієнічні приміщення, призначені для спільного вжитку мешканців, повинні мати вентиляцію (притікання зовнішнього і витікання внутрішнього повітря), незалежну від сусідніх побутових приміщень, яка забезпечує розрідження в приміщеннях.

• МЕХАНІЧНЕ ВЕНТИЛЮВАННЯ ПОМЕШКАНЬ БАГАТОСІМЕЙНИХ ЖИТЛОВИХ БУДИНКІВ [30]

Рекомендації норми [30] стосуються механічної витікальної вентиляції багатосімейних житлових будинків висотою до 55 м. Таку вентиляцію не можна застосовувати в помешканнях з паливниками (топками), які під'єднані до будинкових трубопроводів, або із газоспоживальним устаткуванням за гравітаційного відведення продуктів спалювання.

У допоміжних приміщеннях (наприклад, пральнях, сушильнях) у цьому випадку також обов'язково передбачають механічну вентиляцію.

Системи механічної вентиляції помешкань повинні бути із вертикальними збірними каналами, причому незалежними (окремими) для кухонь, гігієнічних та інших приміщень (в межах помешкання), в яких вимагається тривале вентилювання.

Не рекомендується приєднання до одного збірного вертикального трубопроводу отворів для витікання внутрішнього повітря з двох помешкань одного поверху, а також приєднання до такого збірного трубопроводу отворів для витікання внутрішнього повітря з приміщень іншого призначення.

Допускається приєднання до спільного збірного вертикального трубопроводу відгалужень до отворів для витікання повітря з ванни і санузла, а також приєднання до спільного вентилятора вертикальних збірних трубопроводів, що обслуговують приміщення різного призначення.

У будинках з механічною вентиляцією не вимагається тривалого вентилювання сходових приміщень.

Сміттепровід повинен бути оснащений окремою системою механічної витікальної вентиляції тривалої дії. Повітрообмін сміттепроводу має бути не меншим за $200 \text{ м}^3/\text{год}$, причому перед вентилятором належить встановлювати повітряний фільтр із забезпеченням доступу для його очищення.

Трубопроводи СВ повинні бути виконані з антикорозійного матеріалу (наприклад, із оцинкованої або алюмінієвої бляхи). Рекомендується застосовувати трубопроводи круглого перерізу. Збірні вертикальні трубопроводи повинні мати незмінний переріз за всією висотою.

Швидкість повітря в трубопроводах не повинна перевищувати:

- у відгалуженнях – 4 м/с;
- у вертикальних збірних трубопроводах – 5 м/с;
- в горизонтальних трубопроводах, які поєднують вертикальні збірні трубопроводи з вентиляторами, що розміщені на горищі або покрівлі – 6 м/с.

Діаметр (серединник) відгалужень повинен бути ≥ 100 мм.

Має забезпечуватись очищення кожного вертикального збірного трубопроводу з рівня стриху (даху) а також знизу, через ревізійний отвір. Збірний трубопровід повинен починатись щонайменше на 1 м вище від найнижчого відгалуження.

Ділянки трубопроводів, що прокладені через об'єми, які не обігріваються, повинні теплоізолюватись (з метою запобігання скраплювання водяної пари на їх внутрішніх стінках).

Стабільність витрати витікального повітря забезпечується відповідним перепадом тисків на відгалуженнях, який підтримується за допомогою регульовальних клапанів, характеристика опору яких функціонально залежить від величини відкриття клапана.

Як критерій стабільності витрати витікального повітря належить приймати мінімальні втрати тиску на відгалуженнях:

- для будинків до 5-ти поверхів $\Delta p = 80$ Па;
- для будинків до 11-ти поверхів $\Delta p = 110$ Па;
- для будинків до 16-ти поверхів $\Delta p = 120$ Па;
- для будинків від 17-ти поверхів до 55 м $\Delta p = 140$ Па;

З акустичних міркувань $\Delta p \leq 180$ Па.

У випадку застосування клапанів (регуляторів витрати) у відгалуженнях повинна вказуватись величина їх відкриття. Допускається застосування однакового кута відкриття клапанів для однотипних приміщень на всій висоті збірного трубопроводу, якщо втрати тиску в цьому трубопроводі (без врахування втрат тиску у відгалуженнях) не перевищують 45 Па.

У випадку застосування клапанів зі змінним кутом відкриття рекомендується, аби втрати тиску на ділянці від верхнього краю збірного трубопроводу до верхівки вентиляційного розвіювача не перевищували величини, що дорівнює різниці прийнятого падіння тиску в клапані і втратам тиску в збірному вертикальному трубопроводі.

Робочі характеристики вентилятора СВ:

а) продуктивність вентилятора, $\text{м}^3/\text{год}$,

$$L_B = \sum L_i + 3A, \quad (10.1)$$

де $\sum L_i$ – сума розрахункових витрат витікального повітря із вентилятованих приміщень, $\text{м}^3/\text{год}$; A – загальна поверхня стінок трубопроводів, що приєднані до вентилятора, м^2 ; 3 – величина показника (коефіцієнта) щільності класу „А” трубопроводів за середнього розрідження 200 Па, $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$;

б) тиск вентилятора, Па,

$$P_B = \Delta p_T, \quad (10.2)$$

де Δp_T – сумарні втрати тиску при розрахункових витратах повітря в межах між приміщенням, що розміщене в половині висоти будинку, і верхівкою вентиляційного розвіювача, Па.

Якщо вентилятор обслуговує декілька вертикальних збірних трубопроводів, то потрібно приймати найбільшу величину Δp_T серед цих збірних трубопроводів.

Характеристика вентилятора має бути плоскою, аби приріст продуктивності на 10 % не спричинив втрат тиску понад 20 Па. Рівень шуму, заміряний на відстані 1 м від дахового вентилятора або вентилятора в камері, не повинен перевищувати 65 дБ.

В кінці збірного трубопроводу, перед вентилятором, повинен бути шумоглушник з такою ефективністю глушіння, щоби рівень шуму в житлових приміщеннях, спричинений дією СВ, не перевищував допускної величини.

Даховий вентилятор або вентиляторна камера повинні розміщуватись на амортизаторах, з метою запобігання передачі вібрації на конструкції будинку. Якщо вентилятор розміщений поряд з вікнами інших житлових будинків або помешкань того самого будинку, то він повинен бути оббудований екранами із звукопоглинальних (звуковбирних) матеріалів, аби рівень вентиляційного шуму, який проникає до помешкань, не перевищував допускних величин.

Конструкція збірних вертикальних трубопроводів повинна бути такою, щоби вона не спричиняла зниження потрібної акустичної ізоляційності між помешканнями як по вертикалі, так і по горизонталі.

В нежитлових приміщеннях, в яких розміщено елементи систем витікальної вентиляції, допускний рівень шуму до 40 дБ. У житлових приміщеннях, в яких вимагається встановлення елементів системи витікальної вентиляції, допускний рівень шуму A не повинен перевищувати нормативних величин.

Трубопроводи СВ, а також спеціальні захисні перешкоди повинні унеможливити поширення вогню і продуктів термічного розкладу на сусідні поверхи. Конструкційне виконання трубопроводів і захисних перешкод (вогнезахисних клапанів) повинно відповідати протипожежним приписам.

Вентилятори СВ повинні задіюватись (увімкнення і вимкнення) з одного або декількох виокремлених і відповідно означених пультів, доступних для обслуги будинку.

Система електропостачання спонукачів вентиляторів повинна бути оснащена устаткуванням, що захищає спонукачі від перевантаг (перевантажень) і перегрівання (наприклад, у випадку зникнення однієї із фаз).

Рекомендується встановлення у вхідних холах будинків сигналізаторів задіяння окремих вентиляторів.

Кожний вентилятор повинен мати незалежний вимикач, розміщений поряд з ним.

СВ повинні бути виконані так, аби забезпечувалась їх тривала щільність, і відповідати вимогам щонайменше класу А щільності [PN-84/8865-40].

Окремі елементи СВ повинні мати сертифікати допуску застосування в будівництві. Стосується це переважно вентиляторів з підставками, вентиляторних камер, шумоглушників, з'єднань і трубопроводів.

Збірні трубопроводи повинні закріплюватись до конструкції будинку щонайменше в одній точці у межах кожного поверху. Закріплення клапанів у будівельних конструкціях повинно забезпечувати можливість їх легкого знімання і встановлення без порушення щільності системи.

Для кожної механічної СВ повинні розроблятися дві окремі інструкції з експлуатації:

- для адміністрації будинку;
- для винаймачів (власників) помешкань.

Інструкція з експлуатації для адміністрації будинку повинна вміщувати щонайменше:

- а) опис вентиляційної системи і особливості її задіяння;
- б) рекомендації щодо обслуговування системи, а саме:
 - поточні огляди вентиляторів і електроспонукачів та регулювання натягу клинових пасів (приблизно 4 рази протягом року);
 - частота зміни мастила (згідно з вимогами виробника);
 - періоди чищення вертикальних збірних трубопроводів і вентиляторів (збірні трубопроводи від кухонь через 3 роки, інші – через 6 років), причому перше чищення, в т.ч. вентиляторів, належить виконувати через два місяці після здачі будинку в експлуатацію;
 - періоди чищення фільтру СВ сміттєпроводів;
 - список замінних частин, які потрібні в експлуатації, наприклад, спонукачів (або укомплектованих дахових вентиляторів), клинових пасів.

Інструкція з експлуатації для винаймачів (власників) помешкань повинна вміщувати щонайменше:

- а) особливості задіяння СВ;
- б) рекомендації з експлуатації, а саме:
 - способу ущільнення вікон, балконних і вхідних до помешкання дверей;
 - засад і послідовності дій у випадку підтвердження, що вентилятор СВ не діє;
 - особливості розміщення в кухнях і гігієнічних приміщеннях вентиляційного устаткування, що приєднується до отворів для витікання внутрішнього повітря, замість клапанів.

Не допускаються перерви задіяння СВ, за винятком періодів виконання необхідних експлуатаційних заходів (наприклад, чищення вертикальних збірних трубопроводів, змащування вентиляторів тощо).

10.2. ЕНЕРГООЩАДНЕ ГІГРОКЕРОВАНЕ ВЕНТИЛЮВАННЯ ПОМЕШКАНЬ [47]

Вентилювання помешкань у житлових будинках, з уваги на незначні вимоги щодо рівня кліматичності комфорту в них, залишалося найчастіше поза увагою виробників відповідного вентиляційного устаткування. Воно, на жаль, навіть не ставиться на один рівень з поліпшеним утепленням огорож чи застосуванням щільних вікон.

Такий стан зумовив також і той факт, що не виникало проблем з вентиляванням помешкань житлових будинків із нещільними вікнами. Однак з появою щільних вікон, за допомогою яких розв'язувались задачі заощадження енергії, виникли проблеми із вентиляванням помешкань.

Одночасно зі зменшенням коефіцієнта теплопередачі щільних вікон (балконних дверей) істотно зменшилась інфільтрація зовнішнього повітря до приміщень, а отже, погіршилися гігієнічні умови в них.

Повітрообмін необхідний для здоров'я, комфорту і безпеки осіб, які перебувають в приміщеннях, а також для охорони помешкань від некорисного впливу надмірної вологості внутрішнього повітря або її нестачі.

Якщо в приміщенні занадто сухо, то можуть виникнути хвороби дихальних шляхів людини, надмірно висихають і тріскаються дерев'яні меблі, фарба на картинах, тканини стають крихкими і легко пошкоджуються. На пластикових лищованнях будівельних конструкцій, меблів і вбрання людей накопичуються і утримуються електричні заряди, які спричиняють неприємне ураження і навіть можуть пошкодити електричні компоненти комп'ютера чи телевізора. Натомість надмір вологості спричиняє відчуття духоти, а на шибках вікон – скраплювання водяної пари. Дерев'яні речі набрякають, можуть почати гнити, з'являється грибок.

Забрудники повітря в помешканнях можна розділити на дві основні категорії: помітні (відчутні) і не помітні (не відчутні). До першої категорії належать забруднювальні випари, які спричиняють неприємні запахи, конденсацію водяної пари на шибках тощо. До другої категорії належать інші не відчутні забрудники, які пов'язані з метаболізмом людей, домашніх тварин, рослин, а також із сушінням випраних речей чи приготуванням їжі і згорянням палива. Мало хто вважає приємні запахи страв забрудником помешкання вологою, що може конденсуватися на холодних поверхнях будівельних конструкцій і, за браку повітрообміну, може спричинити появу плісняви.

Навоколишнє повітря відіграє для людини таку саму важливу, а може, навіть і більшу роль, ніж їжа. Однак загалом воно є настільки непомітним і так легкодоступним, що часто про нього забувають.

Неефективна дія систем вентиляції (СВ) помешкання може спричинити під час обігрівального періоду до провітрювання приміщень через відкривання щільних вікон і, відповідно, до неконтрольованого і надмірного повітрообміну. В результаті цього можна втратити всі енергозаощадження, досягнуті завдяки теплоізоляції зовнішніх огорож і застосуванню щільних вікон.

10.2.1. Види систем вентиляції помешкань та їх вплив на мешканців і будівельні конструкції

В Україні і в сусідніх державах у переважній більшості житлових будинків передбачено *природну вентиляцію* помешкань [1, 49] з використанням стінових каналів для витікання зужитого і забрудненого внутрішнього повітря з окремих приміщень, а також з притіканням зовнішнього повітря через квартирки, відхильні фрамуги та нещільності вікон [50]. Ця вентиляція є залежною від атмосферних умов, температур внутрішнього і зовнішнього повітря, а також швидкості та напрямку вітру. Природна вентиляція працює за підвищених температур зовнішнього повітря дуже нестабільно і непередбачувано (рис. 10.1), виникає зворотна тяга.

З рис. 10.1 видно, що майже протягом всього часу досліджень в липні зовнішнє повітря притікало в приміщення через вентиляційний канал (явище оберненої тяги). Крім цього, СВ працювала дуже нестабільно і непередбачувано. З рис. 10.1 видно, що в теплий період року природна вентиляція не забезпечує потрібного повітрообміну.

м³/год

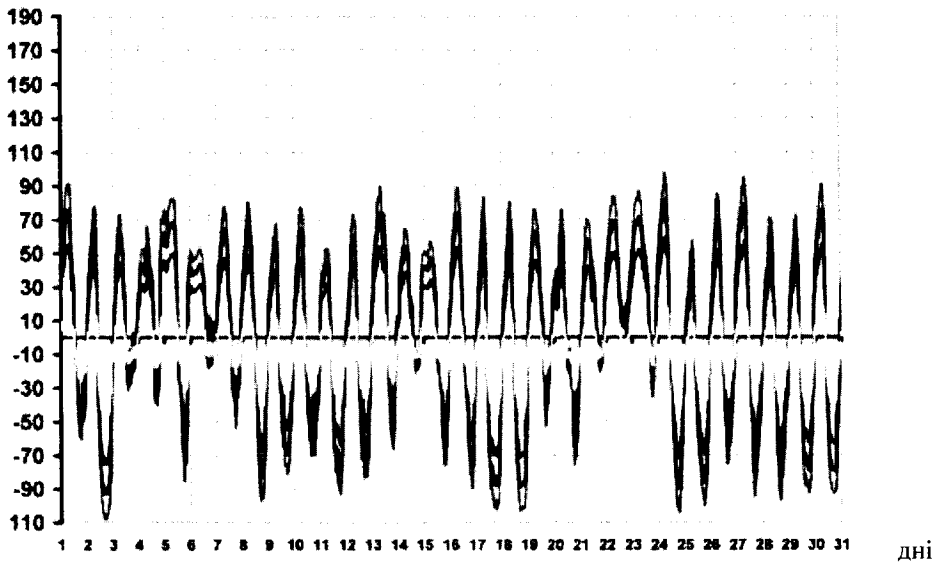


Рис. 10.1. Зміни повітропродуктивності природної вентиляції житлового приміщення 1-го поверху в 5-поверховому житловому будинку у липні

Більшість мешканців проживають у будинках, у яких вікна виконують допоміжну функцію найпростішої вентиляції. Проектанти передбачили, що притікання зовнішнього повітря в помешкання відбуватиметься крізь нещільності вікон. Таке розв'язання забезпечували дерев'яні вікна, виконані з не висушеної деревини низької якості.

Застосування щільних вікон спричинило майже повне зникнення повітрообміну.

Проаналізуємо, чому щільні вікна негативно впливають на дію природної вентиляції.

Видимими наслідками поганого вентиляювання помешкання є: пліснява на будівельних конструкціях; запаровані шибки вікон; притікання зовнішнього повітря через вентиляційні ґратки в кухні або ванній кімнаті (зворотна тяга).

Невидимими наслідками поганого вентиляювання є: шкода здоров'ю мешканців (алергія, хвороби верхніх дихальних шляхів, болі голови, спричинені недостатнім повітрообміном); поступове нищення конструкцій будинку в результаті проникнення в них вологи.

Виробники щільних вікон можуть оснащувати свої вироби, замість повітророзподільників, системою *мікровентиляції*. Але тоді самі мешканці вручну регулюють витрату зовнішнього повітря, що притікає до приміщення, відкриваючи вікна в певній позиції. Оскільки людина не може визначити необхідну кількість повітря для повітрообміну, рекомендується використовувати самочинні СВ (дія яких не залежить від впливу людини).

Застосування систем *механічної вентиляції* робить повітрообмін помешкання незалежним від дії природних сил. Незважаючи на температуру зовнішнього повітря і напрямок вітру, вони забезпечують потрібний і регульований повітрообмін. Однак такі СВ не позбавлені вад: погані конструкційні виконання і експлуатація є джерелом шуму,

а також можливих надмірних протягів; через споживання досить великої кількості електроенергії не є дешевими.

В пошуках енергоощадності в групі країн ЄС виник проект “RESHVENT”. Він передбачав створення чотирьох різних варіантів розв’язань вентилявання помешкань, пов’язаних з перевагами природної (гравітаційної) вентиляції, а саме – її низькими інвестиційними і експлуатаційними витратами та безшумною роботою та ефективністю й надійністю механічної вентиляції. Проектовану вентиляцію було названо механічно-природною (гібридною).

Найбільш вдале конструкційне розв’язання запропонувала фірма “Aereco”. Було розроблено і запатентовано спеціальний тип трубопровідної (канальної) вентиляторної насадки низького тиску VBP (рис. 10.2).

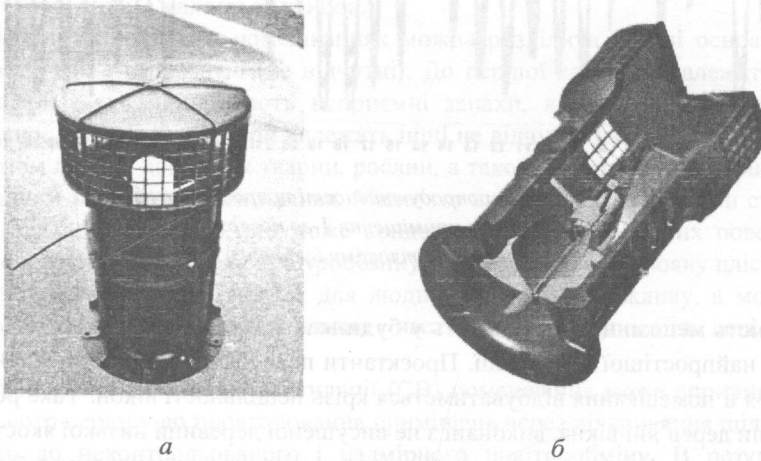
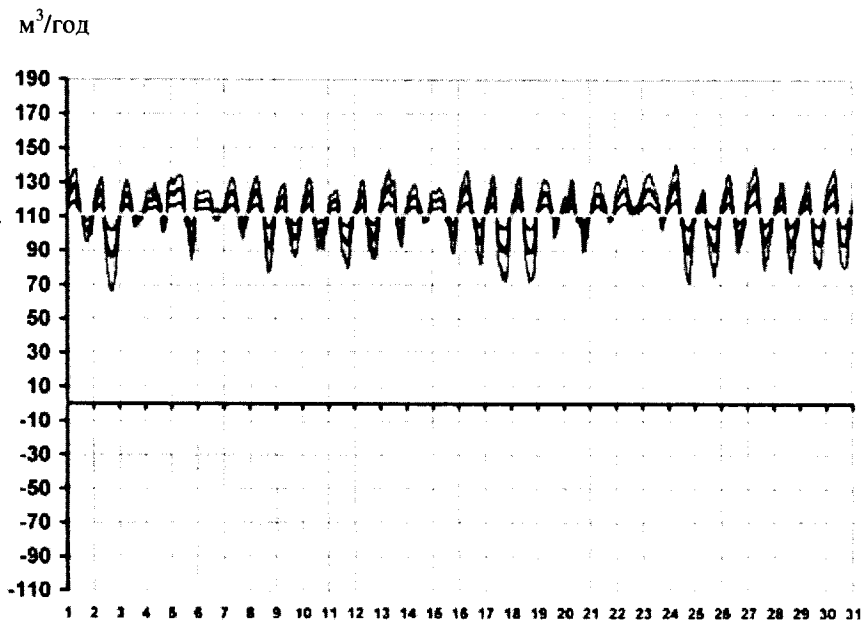


Рис. 10.2. Вигляд вентиляторної насадки низького тиску VBP фірми “Aereco”:
а – загальний вигляд; б – будова (конструкція) в розрізі

Насадка VBP забезпечує повітропродуктивність до $250 \text{ м}^3/\text{год}$ і створює розрідження у приміщенні від 8 до 20 Па. Вказані величини гарантують ефективне вентилявання помешкання, особливо в теплий період року (рис. 10.3). Величини розрідження та спричинені ними швидкості руху повітря є характерними для природної вентиляції. Великою перевагою є забезпечення розрідження в теплий період року, а не тільки за низьких температур зовнішнього повітря, як у традиційних системах природної гравітаційної вентиляції.

Спонукач насадки споживає приблизно 9 Вт електроенергії. Про ефективність, отриману завдяки цій ошадності, свідчить простий приклад: вентилятор традиційної конструкції, призначений для системи вентиляції п’яти приміщень, споживає приблизно 260 кВтгод електроенергії щорічно, а вентилятор насадки VBP споживає тільки 18 кВтгод протягом року, що в 14 разів менше. Ще однією перевагою насадки VBP є її тиха дія.

Коефіцієнт місцевого опору насадки VBP приблизно дорівнює 0,93.



дні

Рис. 10.3. Повітрообмін житлового приміщення 1-го поверху в 5-поверховому будинку у липні, спричинений вентилятором насадкою VBP

Системами мішаної (гібридної) вентиляції можуть оснащуватись як нові, так і реконструйовані будинки з наявними трубопроводами (каналами) гравітаційної вентиляції.

10.2.2. Вимоги до повітрообміну окремих приміщень помешкань

Згідно з проєктними приписами [1] притікання зовнішнього повітря передбачається в основні приміщення і спальні, а також кухні із зовнішнім вікном так, щоби воно потрапляло в ці приміщення найменш забрудненим, а забруднене внутрішнє повітря витікало з допоміжних приміщень (кухні, ванни, санвузла чи ватерклозета) через трубопроводи (канали) систем витікальної вентиляції.

Треба пам'ятати, що притікання зовнішнього повітря в помешкання залежить від витікання внутрішнього зужитого і забрудненого повітря з нього [1, 29]. Для того, щоби СВ помешкання функціонувала ефективно, потрібно передбачити перетікання повітря через окремі приміщення, застосовуючи для цього щілини (або інші) вентиляційні отвори у входних дверях окремих приміщень. Згідно з приписами [29] живий переріз цих отворів повинен у дверях основних приміщень дорівнювати 80 см^2 ; в дверях кухні і ванни – 200 см^2 .

Недоліки наявних СВ помешкань найбільше проявляються в приміщеннях зі значним виділенням забрудників. У помешканні до таких приміщень належать кухня і ватерклозет (санвузол).

Найперше розглянемо проблеми вентилявання кухні. Правильне вентилявання кухні тісно пов'язане з видом кухонного устаткування. Можемо вирізнити чотири стандарти оснащення кухні:

- 1 – кухня із зовнішнім вікном та газовою плитою;
- 2 – кухня без зовнішнього вікна, але з газовою плитою;
- 3 – кухня із зовнішнім вікном, газовою плитою і двофункційним газовим котлом;
- 4 – кухня з електроплитою.

Дотепер в Україні та інших сусідніх державах *найпоширенішим є перший стандарт кухні.*

Згідно з обов'язковими приписами [29] в кухні повинно забезпечуватись притікання зовнішнього повітря (при застосуванні щільних вікон це означає наявність віконних або стінових повітророзподільників). Для приміщення кухні також переважно передбачають окремий вентиляційний канал з нерегульованою ґраткою для витікання розрахункової кількості зужитого і забрудненого внутрішнього повітря. Притікання зовнішнього повітря до кухні передбачають опосередковано з основних приміщень [1, 29] (через підрізани знизу мінімум на 2,5 см кухонні двері або вентиляційну ґратку в їх нижній частині з живим перерізом 200 см² [29]). Для перетікання повітря з основних кімнат в коридор (передпокій) їхні вхідні двері внизу повинні бути підрізани для утворення щілинного отвору висотою 1 см [29]. Очевидно, при цьому треба звертати увагу на забезпечення притікання нормативної кількості зовнішнього повітря в основні кімнати. В іншому випадку повітря не перетікатиме з цих кімнат до приміщення кухні в достатній кількості.

Надзвичайно важливим чинником є застосування спеціального устаткування для підвищення ефективності витікальної вентиляції кухонь (наприклад, вентиляційних ковпаків (зонтів) над плитками для готування їжі). Якщо в будинку передбачено системи загальної механічної витікальної або механічної притікально-витікальної вентиляції, то приєднувати вентиляційні ковпаки до таких СВ має бути заборонено. В іншому випадку це може спричинити розбалансування роботи СВ. Схожа ситуація існує за наявності збірних трубопроводів (шахт) гравітаційних СВ (щодругий поверх приєднаний до збірного трубопроводу).

Поміркованим розв'язанням є застосування вентиляційних ковпаків, які працюють в режимі повної рециркуляції. В цьому випадку повітря з-понад плитки для готування їжі підтікає в ковпак, де очищується від жиру в фільтрі і знову витікає в приміщення кухні.

Єдиним випадком, коли вентиляційний ковпак (зонт) може функціонувати ефективно, є його приєднання до індивідуального вентиляційного трубопроводу (каналу) кухні. Таке розв'язання застосовується щораз частіше. Однак більшість житлових будинків масової забудови мають СВ зі збірними трубопроводами (шахтами).

Другий стандарт кухні вимагає, щоби помешкання було оснащено механічною витікальною або притікально-витікальною вентиляцією. Але завжди треба пам'ятати про забезпечення притікання зовнішнього повітря до помешкання. В цьому випадку притікання повітря передбачають в основні кімнати, а з них опосередковано через коридор (передпокій) до кухні. Треба пам'ятати і конструкційно забезпечувати перетікання повітря з основних кімнат до кухні (аналогічно як і у випадку першого стандарту кухні). Витікання внутрішнього зужитого і забрудненого повітря з кухні за допомогою механічної СВ через вентиляційну ґратку з можливістю періодичного регулювання (збільшення) витрати.

Третій стандарт кухні є найбільш небезпечний для мешканців. Встановлення двофункційних газових котлів пов'язане зі збільшеними потребами повітря для зго-

ряння палива і забезпеченням ефективного вентилявання приміщення. З погляду на приписи (нормативи) і інвестиційні витрати в помешканнях встановлюють котли з відкритою камерою спалювання газу. При цьому повітря для спалювання забирається з приміщення кухні, що вимагає безпосереднього постачання (притікання) зовнішнього повітря в приміщення з котлом. Найчастіше для притікання зовнішнього повітря в кухню застосовували підвіконний отвір з вентиляційною ґраткою [48]. Таке конструкційне розв'язання не є ефективним. Витікання струменя холодного повітря із надпідлогового отвору зовнішньої стіни спричиняє неприємне відчуття холоду, протяг і закінчується закриванням ґратки мешканцями або замуруванням отвору. Кращим розв'язанням є наявність у верхній частині вікна горизонтального щільного повітророзподільника зі сталою витратою зовнішнього повітря. Розміщення повітророзподільника у верхній частині вікна не викликає неприємних відчуттів у мешканців. Крім цього, у випадку встановлення двофункційного котла притікання зовнішнього повітря в кухню має бути сталим, оскільки котел працює протягом року. Очевидно, що зовнішнє повітря притікатиме в кухню також і опосередковано через основні приміщення помешкання.

Наявність газових котлів повністю виключає застосування вентиляційних ковпаків (зонтів) над плитами для готування їжі. Вентиляційна ґратка для витікання повітря з кухні повинна мати незмінний живий переріз, а застосування газового котла можливе лише за гравітаційної або механічної витікально-притікальної вентиляції приміщення.

Четвертий стандарт кухні є найбільш сприятливий для мешканців. Відсутність газу як палива не вимагає безпосереднього притікання зовнішнього повітря в приміщення. Притікання повітря в кухню може бути опосередкованим від основних кімнат. СВ кухні може бути гравітаційною або механічною. Вентиляційна ґратка для витікання повітря може мати змінний живий переріз, наприклад, узалежнений від вологості внутрішнього повітря.

Ідеальна – це самочинна (автоматична) вентиляція, яка забезпечує необхідний повітрообмін без втручання людини і не погіршує умов побуту (проживання).

10.2.3. Особливості застосування і характеристики повітророзподільників

Застосування щільних вікон спричинило майже повне зникнення повітрообміну помешкань і потребу застосування керованих повітророзподільників для притікання зовнішнього повітря.

Ефективна вентиляція – це така, яка забезпечує притікання в помешкання (приміщення) відповідної кількості зовнішнього повітря і витікання з помешкання (приміщення) визначеної (нормованої) кількості зужитого або забрудненого повітря.

Безпосередні переваги застосування керованих повітророзподільників:

- відсутність скраплювання водяної пари на вікнах та інших холодних поверхнях;
- менші витрати теплової енергії порівняно з нормально відкритими або напіввідкритими вікнами;
- тепловий комфорт в приміщенні – відсутність відчуття протягу (чого не спостерігається за напіввідкритих вікон);
- автоматизація систем вентилявання.

Конструкційне розв'язання з ручним відкриванням повітророзподільника застосоване у деяких видах віконних блоків. Ці повітророзподільники здатні забезпечити нормативний повітрообмін у разі правильної їх експлуатації мешканцями.

Вентиляційні потреби помешкань змінюються в часі і залежать від: зміни кількості мешканців, які постійно проживають в помешканні; зміни навантажень приміщень протягом року, наприклад, періоду праці і відпустки, шкільного року і періоду канікул; випадкових змін (гостьові відвідання); тижневих змін (робочі дні – відпочинок); добових змін: нічний відпочинок, ранковий туалет, приймання їжі тощо.

Вентиляційні потреби змінюються також в окремих приміщеннях і ніколи не є однаковими для всіх приміщень; вночі вентиляція більшої продуктивності потрібна в спальнях, в процесі готування їжі – в кухні, а в процесі купання – у ванній кімнаті тощо.

"Умовно автоматичні" повітророзподільники, в яких зміна витрати притікального (зовнішнього) повітря залежить від різниці тисків і температур, виконують подібну функцію як нещільності в звичайних дерев'яних вікнах.

Є такі типи цих повітророзподільників: віконні, так звані шибкові вкладки, розміщені замість фрагмента верхньої частини шибки (ефективні); віконні – розміщені в рамі або крилі вікна; стінові.

Їхні переваги – проста будова і відносно невисока ціна; недоліки – ручне керування (відкрито–закрито); неможливість ефективного очищення (у деяких моделях); слабе заглушення зовнішнього шуму; можливі високі енерговитрати, якщо забувати їх закривати за відсутності людей в приміщенні.

Потрібно зазначити, що технічне розв'язання, яке уможливило регулювання інтенсивності вентиляції залежно від різних чинників, існує. В практиці лише три чинники використовуються конструкторами як регулятори витрати повітря: наявність мешканців (або кількість осіб); зміна вмісту CO₂; зміна відносної вологості.

Перший регулятор (який реагує на кількість осіб) призначений найперше для приміщень, в яких повітрообмін визначається кількістю осіб, наприклад, житлових кімнат. Очевидно, що цей показник може бути помилковим в таких приміщеннях, як кухня чи ванна кімната. Сенсори (давачі) наявності людини використовуються в офісних приміщеннях і то обмежено.

Другий регулятор реагує на вміст CO₂ у внутрішньому повітрі. Двоокис вуглецю є стійкою сполукою, що не проникає в огорожі помешкання. Його вміст у зовнішньому повітрі є приблизно сталим і, натомість, у внутрішньому повітрі є змінним (вплив метаболізму живих істот, життєдіяльності кімнатних рослин). Цим регулятором можна забезпечувати потрібний повітрообмін за умови, що не часто виникають причини раптової необхідності збільшення повітрообміну (купання, висушування випраних речей). Недоліком використання CO₂ в якості регульованого чинника є те, що давач цього газу дорогий і вимагає регулярного калібрування.

Сенсори (первинні перетворювачі), які реагують на CO₂, застосовуються у великих приміщеннях зі змінним режимом використання (кінозали, конференційні зали).

Третій регулятор, який реагує на вміст водяної пари у внутрішньому повітрі, окрім недоліків (легке проникнення в будівельні конструкції і змінний вміст у зовнішньому повітрі), якнайкраще відображає не тільки наявність людини в приміщенні (вологовиділення від неї), але й інші чинники, пов'язані з експлуатацією помешкання (купання, прання, готування їжі тощо).

Перевагою використання вмісту водяної пари в повітрі для контролю повітрообміну є також недопущення найважливішої загрози для всього будинку, – скрапловання в будівельних конструкціях надмірної вологості і утворення грибка (плісняви).

Отже, *гігрокерування* повітророзподільником полягає в узалежненні витрати притікального повітря від вмісту водяної пари у внутрішньому повітрі.

Водяна пара є умовним забрудником внутрішнього повітря, а її кількість залежить від кількості осіб у приміщенні і від виду побутових процесів (прання, готування їжі, сушіння випраних речей тощо). Дослідження, проведені за участю фірми “Aereco” в 1989–1991 рр. у Бельгії, Голландії і Франції показали, що вентиляція, яка ґрунтується на керуванні, пов’язаному із вологістю внутрішнього повітря, є ефективною і вибір гігрокерованих засобів регулювання витрати притікального повітря не спричиняє зростання вмісту інших забрудників, небезпечних для людини, наприклад, CO₂.

Основним конструкційним елементом гігроскопічного повітророзподільника фірми “Aereco” (рис. 10.4) є механічний первинний перетворювач із пасків гігроскопічного поліаміду, який приводить в дію регулятор витрати повітряного потоку. Фірма випускає також самочинні вентиляційні ґратки, повітропродуктивність яких змінюється залежно від відносної вологості витікального повітря. Це запобігає протягам і небажаним втратам енергії з витікальним (теплим) повітрям.

Дія самочинних гігрокерованих повітророзподільників є такою: в конструкції повітророзподільника передбачено первинний перетворювач із восьми поліамідних пасків. Ці паски під впливом змін вмісту водяної пари у внутрішньому повітрі змінюють власну довжину, що спричиняє більше або менше відкривання щілинного отвору повітророзподільника, а тим самим перетікання в приміщення більшого або меншого за витратою повітряного потоку. Регульовані повітророзподільники діють у межах відносної вологості внутрішнього повітря від 30 до 70 %. Якщо відносна вологість повітря менша або дорівнює 30 %, то повітророзподільник майже закритий і в приміщення притікає мінімальна кількість зовнішнього повітря. Зі зростанням відносної вологості внутрішнього повітря повітророзподільник привідкривається, і якщо її значення більше або дорівнює 70 %, забезпечує максимальну витрату зовнішнього повітря. Конструкція повітророзподільників така, що зовнішнє повітря не контактує безпосередньо з сенсором рівня вологості; з ним безпосередньо контактує внутрішнє повітря, яке циркулює в приміщенні (завдяки перетіканню внутрішніх потоків, що спричинені дією вентиляції і явищами конвекції).

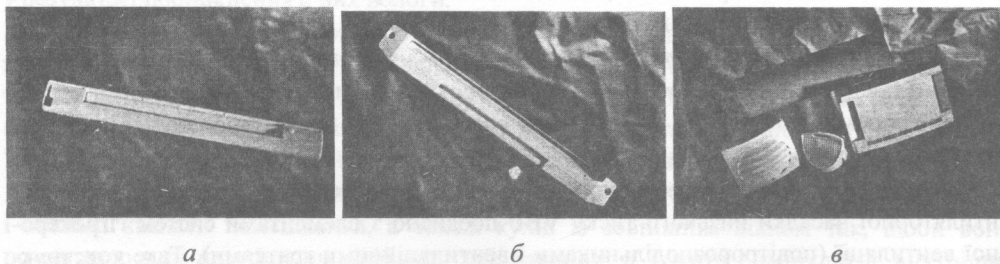


Рис. 10.4. Зовнішній вигляд гігрокерованого повітророзподільника фірми “Aereco”:
а – тип ЕММ; б – тип ЕНА; в – тип ЕНТ

Додатковою перевагою деяких гідрокерованих повітророзподільників є підвищена акустична ізоляційність щодо зовнішнього шуму при відкритому або напіввідкритому положеннях.

Продуктивність повітророзподільників фірми "Aereco", за перепаду тисків 10 Па, змінюється в межах 5 – 50 м³/год, а гідрокерованих вентиляційних ґраток, за аналогічної різниці тисків, – у межах 15 – 120 м³/год. Звукопоглинальна здатність повітророзподільників до 42 дБ (А); власний шум вентиляційних ґраток при перепадах тисків 70–130 Па змінюється в межах від 21 до 34 дБ(А).

Зазвичай сьогодні найефективнішими і відносно недорогими є системи самочинної гідрокерованої вентиляції помешкань.

Переваги застосування самочинних повітророзподільників: забезпечують ефективне вентилявання окремих приміщень і помешкання загалом; винятково велика енергоощадність порівняно з традиційними розв'язаннями (до 50%); збереження добрих теплових та акустичних властивостей вікон і теплового комфорту приміщень (уникнення протягів); висока опірність щодо проникання атмосферних опадів і комах; широкі можливості застосування (вікна дерев'яні, полівінілхлоридні (ПВХ), алюмінієві).

До недоліків можна віднести: неможливість ефективного очищення і можливі витрати енергії за відсутності людей в приміщенні.

10.2.4. Системи гідрокерованої вентиляції помешкань

Система *гідрокерованої природної вентиляції* помешкання складається принаймні з двох основних елементів: гідрокерованих повітророзподільників, розміщених переважно у верхній частині вікон житлових кімнат і гідрокерованих вентиляційних ґраток, розташованих у допоміжних приміщеннях (санвузлах, ванних кімнатах). При цьому кожний складовий елемент реагує самочинно і забезпечує необхідний для потреб приміщення, в якому знаходиться, повітрообмін.

Із застосуванням гідрокерованих природних СВ забезпечується дотримання вимог щодо якості внутрішнього повітря, а технічний стан будинку не є під загрозою.

Зовнішнє повітря містить взимку менше вологи і є більше придатним для зменшення вологості в помешканні, завдяки чому притікання зовнішнього повітря може бути зменшеним, а отже, меншими можуть бути витрати тепла на його нагрівання. Але принциповою проблемою є тоді належне перетікання повітря через помешкання і спрямування притікання зовнішнього повітря до приміщень, де настає така необхідність. Зводиться це до керованого (автоматичного) розрізнення таких потреб, оскільки вони підлягають тривалим змінам як в часі, так і в просторі.

Системи *механічної витікальної вентиляції з гідрокерованими вентиляційними ґратками* поєднано з гідрокерованими повітророзподільниками забезпечують необхідний повітрообмін помешкань. Розміщення елементів СВ аналогічне, як і в системах гідрокерованої природної вентиляції.

Найкращий ефект забезпечує застосування в системах витікальної вентиляції вентиляторної насадки низького тиску VBP поєднано з елементами систем гідрокерованої вентиляції (повітророзподільниками і вентиляційними ґратками). Таке конструкційне розв'язання дає змогу ефективно вентилювати приміщення помешкання, достосовуючи їх повітрообмін до реальних потреб.

10.2.5. Практичні способи оцінювання ефективності вентиляювання помешкань

Про безпеку і добре самопочуття мешканців у зоні обслуговування (ЗО) приміщень помешкання свідчать хімічний склад повітря та його параметри, тобто температура, відносна вологість і швидкість руху (рухливість).

Некорисний вплив хімічного складу повітря може виникати із порушення природних пропорцій основних складників повітря, наприклад, нестачі кисню, наявності забрудників.

Параметри повітря можуть діяти на людину безпосередньо, впливаючи на стан теплової рівноваги організму, або опосередковано, спричиняючи розвиток мікроорганізмів.

Погане самопочуття мешканців від легкого впливу на них некорисних чинників має назву “синдром хворого будинку”.

Зазвичай в Україні бракує будь-яких формальних правничих підстав для директивного або методичного оцінювання якості вентиляції. Такі методики запропоновані нами [51, 52] або можуть бути розроблені на підставі:

- безпосереднього оцінювання на основі вимірювання реального вмісту забрудників повітря і порівняння їх з граничнодопусковою концентрацією (ГДК). Методика надається для виробничих приміщень;

- опосередкованого оцінювання на підставі контролю реальної продуктивності СВ. При цьому визначають: витрати повітря у вентиляційних ґратках кухні, ванни, санвузла (ватерклозета); хімічний склад внутрішнього і зовнішнього повітря (вміст CO, CO₂ і O₂). Методика надається для помешкань;

- оцінювання здатності приміщень до повітрообміну, (кратності повітрообміну), визначеному за умовного перепаду тисків 50 Па у так званому “тисковому тесті”.

Висновки і рекомендації

- Якщо мешканець відчуває задуху, віконні шибки в кухні запотіли і запах готованих страв поширюються помешканням, то це означає, що вентиляція працює неефективно (не якісно).

Видимими наслідками поганого вентиляювання помешкання є пліснява на будівельних конструкціях, запаровані шибки вікон, притікання зовнішнього повітря через вентиляційні ґратки в кухні або ванній кімнаті (зворотна циркуляція).

Невидимими наслідками поганого вентиляювання помешкання є: шкода здоров'ю мешканців (алергія, хвороби дихальних шляхів, болі голови – спричинені недостатнім повітрообміном); поступове нищення конструкцій будинку (переважно зовнішніх стін) у результаті проникнення в них вологи.

- Ефективне і енергоощадне вентиляювання помешкань можна забезпечити завдяки застосуванню на верхівці вентиляційних трубопроводів (каналів) низькотискових вентиляторних насадок VBP фірми “Аерекко”; витрата електроенергії приблизно в 14 разів менша, ніж із застосуванням традиційних систем механічної вентиляції поєднано із регульованим “природним” притіканням зовнішнього повітря (тобто керованої “гібридної” вентиляції).

- Притікання зовнішнього повітря потрібно передбачати в житлові приміщення і спальні кімнати помешкання, а також кухні із зовнішнім вікном так, щоби воно потрапляло в ці приміщення найменш забрудненим, а зужите і забруднене внутрішнє повітря витікало з допоміжних приміщень (кухні, ванни, санвузла (ватерклозета) через ґратки трубопроводів (каналів) систем витікальної вентиляції.

Для перетікання повітря через приміщення їхні вхідні двері підрізають для утворення щілинних отворів, або в їх нижній частині передбачають вентиляційні ґратки нормованих розмірів.

- За наявності в приміщенні котла, з погляду на більше споживання газу і нормальне його спалювання, вимагається постачання нормативної кількості зовнішнього повітря сталої витрати.

- За відсутності в кухні притікання зовнішнього повітря і при виконанні її вхідних дверей щільними повітрообмін в приміщенні практично відсутній.

- Помилкою, яка від'ємно впливає на функціонування вентиляції на етапі експлуатації помешкання, є встановлення в кухнях вентиляційних ковпаків (зонтів), що приєднуються безпосередньо до спільного вентиляційного трубопроводу (шахти). Приєднання до збірного трубопроводу вентиляційного ковпака спричиняє перетікання повітря до сусідніх кухонь на інших поверхах будинку.

- Оскільки мешканці не спроможні визначити необхідний повітрообмін приміщень і вони переважно не знають, як можна його забезпечити, а також беручи до уваги складність функціонування помешкання, рекомендується забороняти СВ, дія яких узалежнена від волі і свідомості мешканців.

- Вікна, оснащені системою мікровентиляції (тобто з ручним відкриванням вікон), не є досконалим вирішенням проблеми повітрообміну, тому що ефективне і енергоощадне вентилування приміщень помешкання повинно бути автоматично керованим.

- Ефективною вентиляція помешкання може бути за забезпеченості керованої притікальної вентиляції, поєднаної з регульованим "природним" притіканням зовнішнього повітря за допомогою спеціальних повітророзподільників.

Конструкційне розв'язання повітророзподільників з ручним відкриванням може забезпечити нормативний повітрообмін за умови правильного їх використання мешканцями.

Умовно автоматичні повітророзподільники, в яких зміна витрати притікального (зовнішнього) повітря залежить від різниці тисків і температур, є недосконалими і діють подібно як нещільності вікон.

Найефективнішим є застосування самочинних, наприклад, гідрокерованих повітророзподільників, витратна характеристика яких узалежнена, найперше, від відносної вологості і тиску внутрішнього повітря.

- Завдяки застосуванню СВ з гідрокерованими повітророзподільниками і вентиляційними ґратками повітрообмін приміщень помешкання автоматично пристосовується до потреб, які змінюються залежно від способу експлуатації помешкання, параметрів зовнішнього повітря й інших чинників.

- Наслідком дії гідрокерованої СВ є ощадність енергії порівняно з дією СВ із незмінним повітрообміном, що достосована до найбільш некорисної ситуації, яка може виникнути в процесі експлуатації помешкання.

Із застосуванням гідрокерованих природних СВ забезпечуються вимоги щодо якості внутрішнього повітря в зимовий період року, а технічний стан будинку не є під загрозою.

Найкращий ефект забезпечує застосування в системах витікальної вентиляції низькотискової вентиляторної насадки VBP фірми "Aereco" поєднано з гідрокерованими повітророзподільниками і вентиляційними ґратками (гібридна вентиляція).

- В Україні бракує формальних правничих підстав для директивного або методичного оцінювання якості вентиляції приміщень помешкань.

10.3. ВЕНТИЛЮВАННЯ КУХОНЬ

Кухні вимагають інтенсивної вентиляції, оскільки внутрішнє повітря в них значно забруднюється тепло- і вологовиділеннями, запахами і жировими випарами. Кількість цих забрудників залежить від конструкційних розв'язань кухонь і способу їх використання.

З погляду вентиляційної техніки розрізняють три групи кухонь: малі кухні, кухні середньої величини і великі кухні.

10.3.1. Вентилювання малих кухонь [31]

Маються на увазі кухні помешкань, малих ресторанів і готелів, в яких протягом двох годин виділяються 0,5 ... 1,0 кг/год водяної пари. Провітрювання через відкриті вікна (віконна вентиляція) є найпростішим, але не завжди задовільним. Найкориснішими є вікна з висувними рамами, за допомогою яких зовнішнє повітря притікає в кухню через отвір над підвіконною дошкою, а забруднене внутрішнє повітря витікає через отвір верхньої частини вікна.

Системи природної витікальної вентиляції із мурованими каналами розміром 140 x 140 мм або 140 x 270 мм забезпечує тільки мінімально потрібний повітрообмін, якого найчастіше не вистачає для усунення запаху і вологовиділень.

Найкращим способом вентилявання кухонь односімейних будинків є системи механічної витікальної вентиляції з вентиляторами, які умонтовані в зовнішньостіновий чи віконний отвори, або з вентиляторами на верхівці вентиляційного трубопроводу (каналу) рис. 10.5.

Кратність повітрообміну потрібно приймати в межах 20–30 год⁻¹, відповідно до розмірів кухні, з можливістю регулювання витрати. Важливим є забезпечення певного напрямку притікання повітря до кухні (найперше через вентиляційні отвори в нижній частині дверей).

У багатосімейних (багатоквартирних) будинках кожна кухня повинна мати свій вентиляційний канал. Але можна передбачати і один збірний канал, з умонтованими в ньому пристроями типу труби Вентурі (рис. 10.5), і вентилятором на верхівці.

Кращою є індивідуальна вентиляція кухонь з вертикальною збірною шахтою (рис. 10.6).

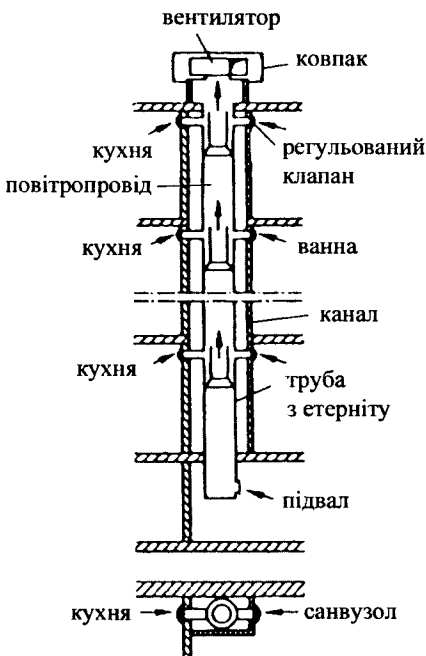


Рис. 10.5. Механічна вентиляція кухонь і ванних кімнат помешкань кількаповерхового житлового будинку з вентилятором на верхівці вертикального збірного трубопроводу із етерніту

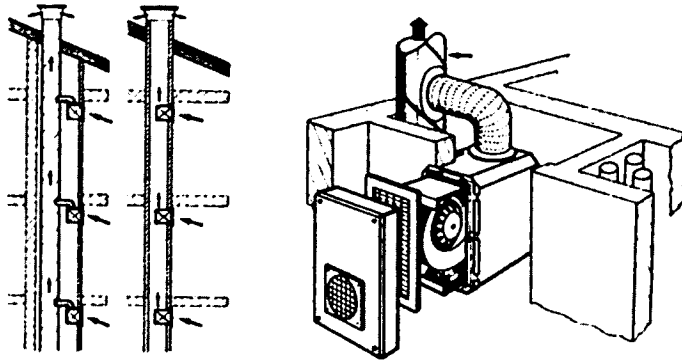


Рис. 10.6. Системи механічної витікальної вентиляції кухонь помешкань зі спільною збірною шахтою і радіальними вентиляторами типу "Lunos"

У цьому випадку припадає один вентилятор на кожен кухню (або ванну кімнату чи санвузол); він може працювати з однією чи двома швидкостями або мати безступеневе регулювання обертів. Вентилятори мають бути в парі із вогнезахисними клапанами.

Часто вживають над кухонною (газовою) плитою вентиляційний ковпак з умонтованим вентилятором. В місцевих надкухонних вентиляційних ковпаках (зонтах) належить передбачати вловлювачі (фільтри) жиру, які вимагають частого очищення (рис. 10.7).

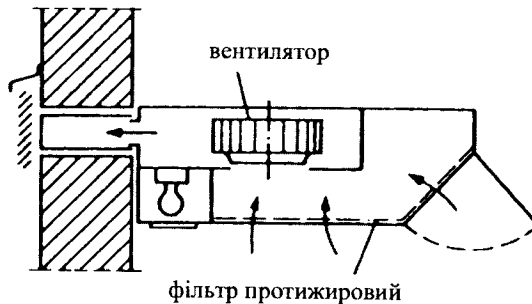


Рис. 10.7. Вентиляційний ковпак (зонт) над кухонною плитою

Для природного провітрювання жаровень потрібні два отвори по 100 см^2 , один в нижній, а другий у верхній частині шафи.

10.3.2. Вентилювання кухонь середньої величини в ресторанах, готелях і їдальнях

До пересічного кухонного устаткування належать піч, котел перекидний, сковорода перекидна і мийка для посуду. В кухнях середньої величини зазвичай провітрювання тільки витікальною вентиляцією є недостатнім, а тому в них передбачають механічну витікально-притікальну вентиляцію (вимушене постачання зовнішнього повітря) за умови недопущення забруднення повітря сусідніх приміщень і запобігання

виникненню протягів завдяки неконтрольованому притіканню зовнішнього повітря. В кухні потрібно уникати додатнього надлишкового тиску, який може спричинити поширення кухонних запахів до кімнат і залів для відвідувачів.

У ФРН заборонене притікання до кухні забрудненого повітря із зали для відвідувачів. В холодний період року (ХПР) зовнішнє повітря потрібно нагрівати до 20 °С, а в літній період – охолоджувати до цієї температури. Належить передбачати зовнішні сонцезахисні заслони вікон. У повітроготувальнику системи притікальної вентиляції кухні рекомендується фільтр доброї якості очищення зовнішнього повітря (клас EU3). Повітропроводи рекомендуються з алюмінієвої або оцинкованої сталеві бляхи. Як повітропроводи не рекомендується використовувати канали (трубопроводи з будівельних матеріалів).

Повітропроводи систем витікальної вентиляції повинні бути щільними, щоби через них не проникали скраплені волога і жир. Горизонтальні ділянки повітропроводів повинні бути якомога коротшими і похиленими (в найнижчих місцях необхідно передбачитись відведення конденсату). Повітропроводи, по яких рухається “зажирене” повітря, повинні оснащуватись вогневідpornими клапанами (при цьому не потрібні вогнезахисні клапани). Необхідно передбачати отвори для очищення повітропроводів від жирових осадів. В отворах для витікання внутрішнього повітря належить передбачати жировловлювальні фільтри.

Вентиляційні ковпаки над кухонними плитами (рис. 10.8) є добрими з того погляду, що через них одночасно витікають теплові конвекційні потоки та інші забрудники. Вони виготовляються прямокутного або трапецеподібного перерізів з жировловним фільтром. Як матеріал виготовлення вживають хромонікелеві сталі або мідь. Найчастіше в ковпаках вмонтовано освітлювальні засоби.

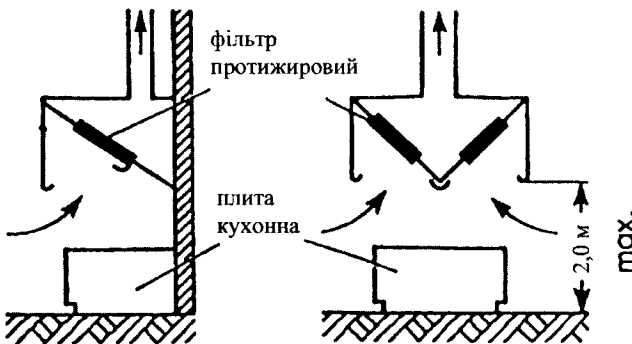


Рис. 10.8. Кухонні вентиляційні ковпаки з жировловними фільтрами

Обов'язковим є систематичне очищення вентиляційних ковпаків, оскільки вони швидко забруднюються і затіняють приміщення. Витікальне з кухні повітря потрібно розвіювати в атмосферу вертикально найвище понад дахом будинку із швидкістю 10 ... 13 м/с (для того, щоб запахи не розвіювались в аеродинамічній тіні забудови і поширюючись в ній не потрапляли до помешкань, які знаходяться поблизу). Потрібно звертати увагу на спрямування вітрів і у разі необхідності передбачати високу швидкість витікання потоку в атмосферу. При прокладанні повітропроводів систем витікальної вентиляції через холодне горище їх треба теплоізулювати (з метою недопущення

скраплювання вологи). Канали належить захищати від дії вологи (наприклад, за допомогою їх фарбування). Залежно від конструкції вентилятор системи витікальної вентиляції повинен мати в корпусі отвір для його очищення і патрубок для відведення конденсату. Спонукач вентилятора не повинен перебувати в потоці витікального повітря. У деяких випадках у трубопроводі СВ передбачають фільтр з активованим вугіллям для адсорбування кухонних запахів.

Залежно від будівельного розв'язання приміщення кухні існують різні варіанти загальної витікально-притікальної вентиляції (рис. 10.9).

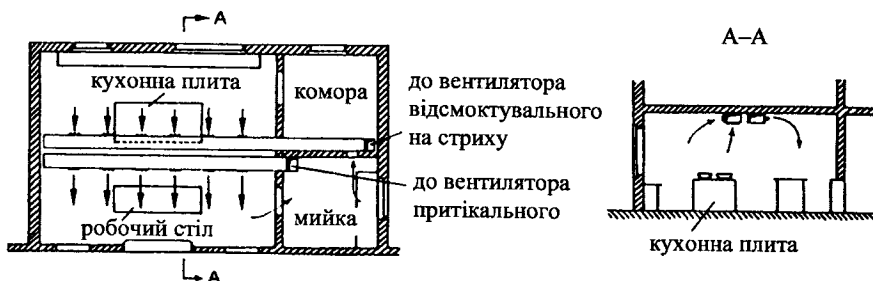


Рис. 10.9. Схема загальної притікально-витікальної вентиляції кухні середньої величини

Корисним з архітектурного погляду є умонтування повітропроводів СВ у підвісній стелі. Застосовуються повітропроводи з алюмінію або неіржавійної сталі (рис. 10.10).

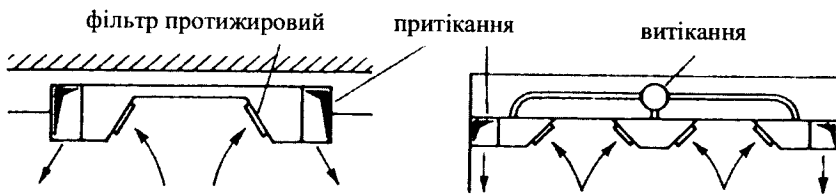


Рис. 10.10. Вентиляційні повітропроводи систем загальної притікально-витікальної вентиляції, умонтовані в підвісну стелю кухні

10.3.3. Вентилювання великих кухонь [32–34]

Стационарні армійські кухні, а також кухні лікарень, фабрик і заводів тощо, вимагають завжди механічної притікально-витікальної вентиляції. Головним технологічним устаткуванням цих кухонь, окрім іншого устаткування, є котли для варіння їжі, з яких при відкриванні накривок (покришок) виділяється в приміщення значна кількість водяної пари. Окрім головного приміщення (кухонної зали), велика кухня має певну кількість допоміжних приміщень. Частково потрібна в них вентиляція, насамперед йдеться про приміщення для миття посуду і дієтичну кухню. В цьому і в інших випадках існує багато варіантів прокладання трубопроводів систем витікально-притікальної вентиляції (два приклади показані на рис. 10.11 і рис. 10.12).

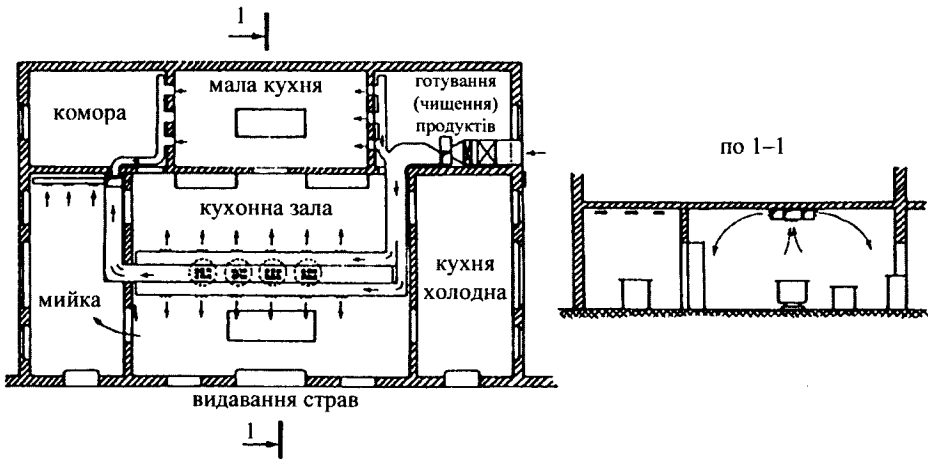


Рис. 10.11. Схема системи механічної притікально-витікальної вентиляції великої кухні з модульованим витікально-притікальним устаткуванням і котлами для готування їжі

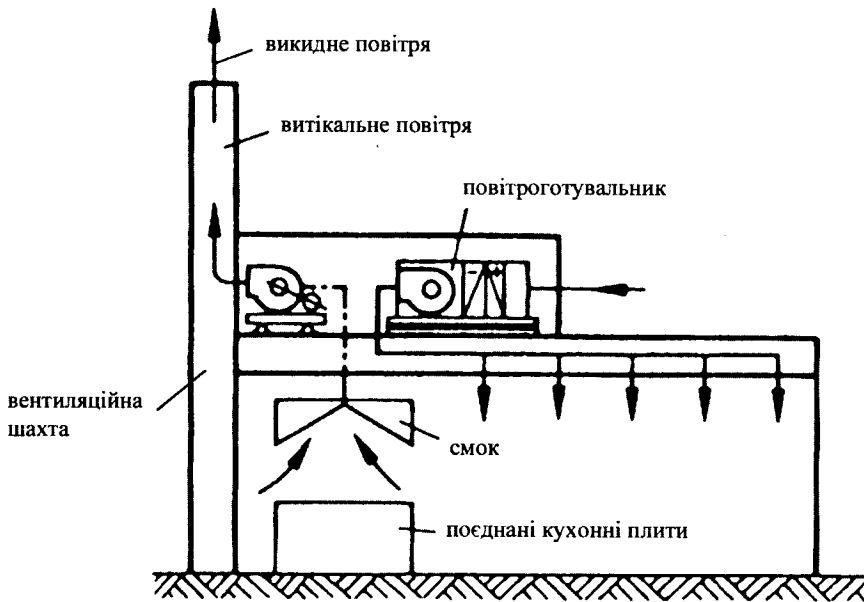


Рис. 10.12. Схема механічної притікально-витікальної вентиляції великої кухні з вентиляційною шахтою для витікального повітря

У великих кухнях обов'язковими є також конструкційні вимоги, які ставляться до кухонь середньої величини.

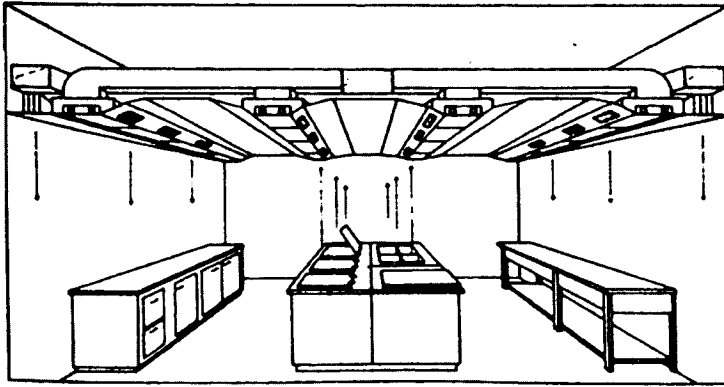


Рис. 10.13. Комплексне розв'язання підвісної вентиляційної стелі з трубопроводами систем притікально-витікальної вентиляції та електричним освітленням великої кухні (устаткування фірм Wimböck, Reit im Winkel)

Повітроготувальник системи притікальної вентиляції найчастіше розміщується в підвальному приміщенні або в одному із сусідніх допоміжних приміщень (рис. 10.11). Витікальне з кухні повітря належить розвіювати в атмосфері вище від верхівок дахів сусідніх будинків (вимога охорони довкілля). Схему прокладання вентиляційних трубопроводів і шахти (каналу) витікального повітря зображено на рис. 10.12. Верхівка шахти викидного повітря повинна перевищувати щонайменше на 5 м найвищу позначку даху будинку, де розмішена кухня, або сусіднього будинку.

Сьогодні використовують також замкнені (ущільнені) вентиляційні стелі, в яких умонтовані також засоби освітлення (рис. 10.13). Жировловні фільтри, які мають ефективність 99,8 %, треба встановлювати так, щоби було зручно демонтувати (переважно в отворах систем витікальної вентиляції). Крім цього, повинна передбачатись можливість їх зручного встановлення в місцях, в яких є найбільше забрудників. Вони повинні зручно очищатись від жирових осадів (промивання гарячою водою).

• ПРОДУКТИВНІСТЬ ВЕНТИЛЯТОРІВ

Повітрообмін (зокрема і продуктивність вентиляторів) систем загальної притікальної і витікальної вентиляції рекомендується найчастіше в $\text{м}^3/\text{год}$ на 1 м^2 поверхні підлоги (табл. 10.1, VDI 2052, 03.84).

Кращим є метод визначення повітрообміну відповідно до кількості і виду кухонного устаткування та його встановлюваної (номінальної) потужності (табл. 10.2). В цьому методі коефіцієнт одночасності задіяння устаткування великих і середніх кухонь приймають 0,5...0,8, а малих кухонь 0,8...1,0.

Нормований повітрообмін кухонь, м³/год на 1 м² підлоги [35]

Тип кухні	Для кухні загалом, м ³ /(год·1м ²)	Для окремих приміщень кухні в м ³ /(год·1м ²), які призначені для:			
		варіння	смаження, обпікання і випікання	миття і змивання	допоміжних технологічних процесів
Кухня при барі чи буфеті	80	-	120	-	-
Кухня в ресторані, кав'ярні	60	105	120	120	45
Кухня в клубі, їдальні	90	105	120	120	45
Кухня в лікарні: – головна кухня – кухня відділення і роздавання порцій	90 60	105 -	120 -	150 -	45 -
Кухня в будинку престарілих	60	105	120	120	45
Кухня для готування страв на винос	80	105	120	120	120
Кухня морожених продуктів, кухня на кораблі, кухня в центральних закладах	90	120	120	-	60

Заувага: Годинну кратність повітрообміну одержують, якщо величину, подану в табл. 10.1, поділити на висоту приміщення. Приклад: В кухні ресторану висота приміщення 3 м. Відповідно повітрообмін кухні $K = 60 : 3 = 20 \text{ год}^{-1}$.

Дотепер існувала тенденція розріджувальної вентиляції кухонь (перевищення витрати витікального повітря над витратою притікального повітря). Однак сьогодні згідно з VDI 2052 (03.84) рекомендується вентиляція нульового надлишкового тиску, тобто баланс повітрообміну за умови застосування шлюзів (шлюзових приміщень), якими кухні поєднуються із залами для відвідувачів (в шлюзах плюсовий баланс завдяки задіянню тільки притікальної вентиляції).

Розріджувальна вентиляція допускається ще для малих кухонь, а інколи і для кухонь середньої величини.

Належить забезпечувати в критичних щодо гігієнічних вимог зонах кухні (холодна кухня, готування м'яса) збільшене притікання зовнішнього повітря, ніж, наприклад, в зонах готування картоплі і овочів.

У кухнях заборонено рециркуляцію повітря.

З метою зменшення продуктивності систем вентиляції і споживання енергії вентиляційним устаткуванням належить застосовувати теплову ізоляцію відповідних поверхонь кухонного устаткування. У випадку невеликої завантаги (завантаження) кухонного устаткування необхідно обмежувати продуктивність систем вентиляції, наприклад, через регулювання числа обертів вентиляторів СВ.

**Явні і приховані тепло- та вологовиділення в приміщеннях кухонь,
а також повітрообмін під час асиміляції тепловиділень (при $\Delta t_p = 8^\circ \text{C}$)
і вологовиділень (при $\Delta d = 5 \text{ г/кг.с.пов}$) згідно з VDI 2052-03.84**

Зона кухні /вид устаткування/	Устаткування з електричним нагріванням*					
	повні теплови- длення, Вт/кВт	явні теплови- длення, Вт/кВт	приховані теплови- длення, Вт/кВт	виділення водяної пари, г/(год.кВт)	повітрообмін**, м ³ /год при	
					$\Delta t_p = 8^\circ \text{C}$	$\Delta d = 5$ г/кг.с.пов
1	2	3	4	5	6	7
Зона готування:						
– котли для варіння з доброю теплоізоляцією;	111	41	70	102	15	17
– котли для варіння під тиском;	87	58	29	43	22	7
– автомати для готування;	81	29	52	77	11	13
– потужні випарники;	116	46	70	102	17	17
– грійні повітряні шафи;	325	58	267	395	22	66
– грійні парові шафи	407	105	302	446	39	74
Зона смаження, обпікання і випікання:						
– сковороди перекидні або плити для смаження і обпікання;	714	377	337	497	141	83
– устаткування для обпікання типу саламандри;	906	732	174	257	273	43
– пічки для смаження і випікання;	540	383	157	231	143	39
– устаткування на гаряче повітря;	407	105	302	446	39	74
– автомати для смаження і обпікання малих порцій;	488	256	232	343	96	57
– те саме, великих порцій	233	198	35	51	74	9
– автомати для соусів;	343	180	163	240	67	40
– апарати для смаження фрі;	803	93	715	1054	35	176
– автомати для смаження фрі;	564	41	523	770	15	128
Різні зони кухні:						
– пічки і котли для готування, розміщені на підлозі;	499	418	81	120	156	20
– пічки мікрохвильові	291	279	12	17	104	3
– ванни водні	419	105	314	463	39	77
– теплі креденси;	552	552	-	-	206	-
– шафи для підігрівання;	349	349	-	-	130	-
– шафи охолоджувальні;	726	726	-	-	271	-
– роботи кухонні;	174	174	-	-	65	-
– переносники	1000	1000	-	-	374	-
Видавання страв:						
– експреси, які видають гарячу каву	290	75	215	317	28	-
– експреси, які видають холодну каву	726	726	-	-	271	-
Видавання посуду	296	296	-	-	111	24
Устаткування для приготування гарячих напоїв	198	99	99	145	37	-

Зуваги: для устаткування з місцевими смоками величина табличних даних зменшується: при $\Delta t_p = 8^\circ \text{C}$ на 20 %; при $\Delta d = 5 \text{ г/кг.с.пов}$ – на 30 %;

* устаткування з газовим і паровим обігріванням і обігріванням гарячою водою – див. VDI 2052 (03.84); там же подані дані, які стосуються мийок посуду;

** повітрообмін вказаний за відсутності біля устаткування смоків (вентиляційних ковпаків, локалізаторів).

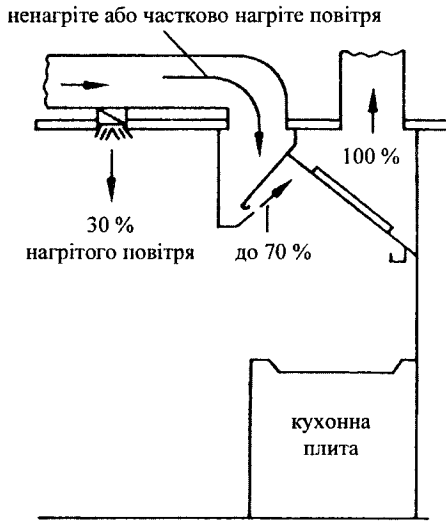


Рис. 10.14. Спеціальний, активований плоским притікальним струменем ненагрітого (частково нагрітого) зовнішнього повітря, вентиляційний ковпак над кухонною плитою

Метою зменшення коштів на нагрівання повітря є конструкційне розв'язання, схему якого зображено на рис. 10.14. Завдяки застосуванню спеціального смока (вентиляційного ковпака) зі щілинним отвором в його нижній частині деяка кількість зовнішнього повітря, без підігріву або з частковим підігрівом (близько 70 %), не розподіляється в приміщенні, а безпосередньо плоским притікальним струменем в напрямку жировловного фільтра, завдяки чому над плитою формується вертикальний, а не розширюваний, конвекційний потік. За стабілізованого процесу такого вентилявання вилучається тільки 30 % внутрішнього повітря. Відповідно таку саму кількість зовнішнього повітря належить нагрівати до необхідного рівня взимку.

Рівень акустичного тиску в кухні не повинен перевищувати 50 ... 60 дБ (А).

• Зауваги щодо будівельних розв'язань

Кількість кухонного устаткування, яке виділяє теплоту, повинна бути оптимальною щодо площі приміщення. У разі накопичення значної кількості устаткування на малій площі реалізувати ефективну вентиляцію неможливо.

Можна приймати, що максимальні надходження теплоти 80 ... 100 Вт/м². Якщо є можливість, то за великої кількості кухонного устаткування потрібно застосовувати системи місцевої витікальної вентиляції зі смоками від устаткування, навіть при мийках посуду. Стіни і стеля повинні бути лицьовані тиньком, що добре поглинає (вбирає) вологу (з метою поглинання з внутрішнього повітря певної кількості вологи). **Не можна застосовувати фарбування олійними фарбами.** Якщо є можливість, то треба застосовувати подвійні і не дуже великі вікна, аби уникати скраплювання на них водяної пари. Санвузол (ватерклозет) повинен знаходитись якомога далі від кухонної зали, щоби можна було створити природні протизапахові шлюзи.

Вентиляційні трубопроводи бажано виконувати з оцинкованої сталеві бляхи. Трубопроводи систем витікальної вентиляції, що прокладаються через холодні приміщення, повинні теплоізолюватись, аби запобігати скраплюванню в них водяної пари. Повітропроводи повинні бути ущільнені (наприклад, з пропаяними фальцевими з'єднаннями).

• Протипожежна безпека

У зажирених трубопроводах систем витікальної вентиляції може легко виникнути пожежа. Тому в місцях поворотів трубопроводів і при жировловних фільтрах потрібно передбачити отвори для чищення. З метою обмеження можливості поширення вогню належить відразу поза кухнею в трубопроводах передбачати вогнезахисні клапани (заслінки) і відповідні конструкції повітропроводів.

10.4. ВЕНТИЛЮВАННЯ САНВУЗЛІВ (ВАТЕРКЛОЗЕТІВ) І ДУШОВИХ КІМНАТ

Санвузли належать до тієї групи приміщень, в яких завданням вентиляції є запобігання поширенню запахів. З цієї причини в них повинна діяти розріджувальна вентиляція.

Найпростішим розв'язанням, якщо не брати до уваги віконне провітрювання, є задіяння осьового вентилятора у віконному або в зовнішньостіновому отворах. Можливі збурення за рахунок вітрового підпору.

Кращим розв'язанням є застосування вентиляційної шахти з вентилятором на найвищому поверсі або на стриху (покрівлі). До цієї шахти приєднуються всі санвузли будинку, які розміщені один над одним. Вікна у так вентильованих приміщеннях повинні бути закриті.

Не треба передбачати загального спеціального отвору, крізь який мало би опосередковано притікати зовнішнє повітря, а передбачати декілька менших вентиляційних отворів (розміром близько 150 см²) у дверях тамбура санвузла.

Можна також передбачати щільні отвори у нижній частині дверей над підлогою висотою 1 – 2 см (підрізани знизу двері). Найчастіше як двері, так і вікна є нещільними і завдяки цьому забезпечується достатнє опосередковане притікання зовнішнього повітря. Належить також звертати увагу на рекомендовані приписи протипожежної безпеки.

Кратності повітрообміну в санвузлах:

громадських на вулицях і площах	10...15 год ⁻¹ ;
будинків виробничого призначення	8...10 год ⁻¹ ;
службових (адміністративних) будинків	5...8 год ⁻¹ ;
помешкань	4...5 год ⁻¹ .

На увагу заслуговують санвузли і ванні кімнати без зовнішніх вікон, які не межують із зовнішніми будівельними огорожами (розміщені всередині помешкань). Щодо природної вентиляції цих приміщень існують рекомендації норми DIN 18017, частина 1 (02.87), які стосуються нового будівництва з ущільненими вікнами. При цьому передбачається власний вентиляційний канал для кожного приміщення санвузла, яке повинно бути вентильованим. Верхня частина цього каналу слугує для витікання внутрішнього повітря і закінчується шахтою, умонтованою в дах; натомість виокремлена нижня (долішня) частина каналу слугує для притікання зовнішнього повітря в надпідлоговий простір санвузла (рис. 10.15).

Провітрювання завдяки дії **природних (гравітаційних) сил** в такому каналі є недостатнім, особливо влітку. Набагато ефективнішою є **механічна витікальна вентиляція** за допомогою вентилятора, який розмішують переважно на найвищому рівні (на стриху). Перенесення звуків і запахів з одного поверху до другого уникають, передбачаючи окремі вентиляційні трубопроводи діаметром 50...60 мм для кожного санвузла, який розміщений всередині помешкання (будинку), або спільний трубопровід з відгалуженнями, в яких передбачені клапани і глушники шуму (звуків), див. рис. 10.16. Важливим є правильний вибір вентиляційних ґраток для витікального повітря, які повинні мати певний регульований опір (приблизно 100 Па), щоби на процес витікання внутрішнього повітря негативно не впливали такі явища, як дія вітру, відкриття вікна тощо. Вентилятор повинен мати спадну (вертикальну) характеристику, завдяки чому під час змін опору СВ тільки незначно змінюється його повітропродуктивність.

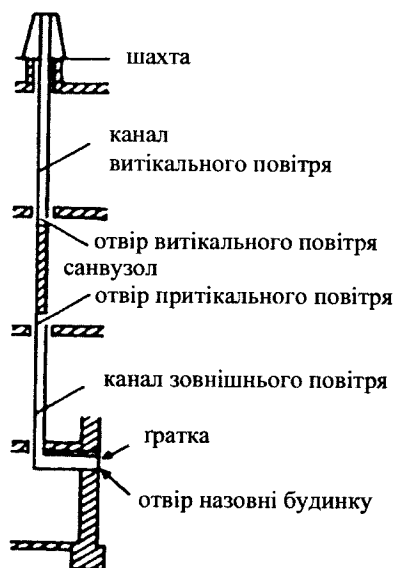


Рис. 10.15. Природна витікально-притікальна вентиляція санвузлів, які розміщені всередині будинку (за відсутності в санвузлах вікон)

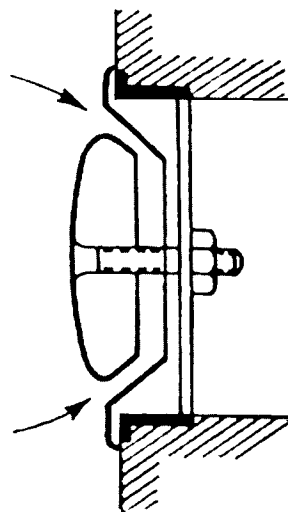


Рис. 10.16. Клапан для регулювання витрати витікального із санвузлів повітряного потоку

Інше розв'язання показане на рис. 10.17, де застосовано децентралізовану енергоощадну витікальну вентиляцію.

Згідно з нормою DIN 18017, частина 3 (04.88) вимагаються повітрообміни:

- мінімальний в душовій кабіні 40 м³/год;
- мінімальний в санвузлі 20 м³/год.

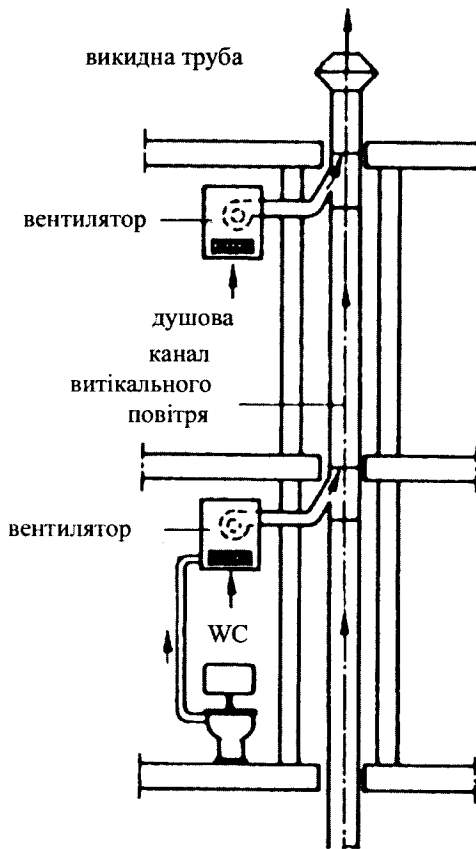


Рис. 10.17. Децентралізована витікальна вентиляція санвузлів і душових кабін (система "Limodor")

Вказані величини повітрообмінів є обов'язковими, якщо СВ задіяна щонайменше 12 год на добу. У випадку, коли СВ задіяна 24 год/добу, допускається зменшення повітрообміну (наприклад, в нічний час) наполовину від вище вказаних величин.

У СВ, у якій існує можливість відсікання (перекривання) притікання повітря, належить забезпечити додаткове вилучення 5 м^3 повітря після вимкнення вентилятора. Це означає, що в системі регулювання вентилятора або закривання клапана в устаткованні для витікання повітря повинен бути відповідний регулювальний засіб.

Максимальна витрата притікального повітря не повинна перевищувати вище-вказаних подвоєних величин повітрообміну.

Розрізняють такі системи витікальної вентиляції: **індивідуальні** з власним (індивідуальним) вентилятором; **центральні**: з *нерегульованими клапанами* витікального повітря; з *регульованими клапанами* витікального повітря; з клапанами витікального повітря за сталої витрати притікального повітря.

В усіх випадках належить звертати увагу, аби при відкриванні всіх клапанів порівняно з дією тільки одного відкритого клапана забезпечувалась планована міні-

мальна витрата витікального повітря в найнижчому клапані. Допускне відхилення – до 10 %. Завдяки дії вітрових або гравітаційних сил планова (проектна) витрата притікального повітря не може змінюватись більше ніж на $\pm 15\%$. Отже, при налагодженні СВ треба старанно добирати характеристики клапанів і вентиляторів.

Якщо йдеться про час задіяння вентилятора, то можливі різні варіанти:

1. Вентилятор вмикається у кожному приміщенні, які приєднані до системи, а вимикається завдяки часовому вимикачу.

2. Вентилятор вмикається годинниковим механізмом тільки в певний означений час, наприклад, вранці, в полудень і ввечері, причому кожного разу на 2...3 години або більше.

3. Вентилятор діє постійно, але вночі переважно зі зменшеною повітропродуктивністю.

У багатосімейних будинках найоптимальнішою є система центральної витікальної вентиляції з регульованими клапанами витікального повітря і безступінчастим регулюванням продуктивності вентилятора.

Просту енергоощадну систему регулювання витрати витікального повітря за допомогою клапана показано на рис. 10.18. Клапану властиві два положення: клапан в положенні **закрито**, при якому витрата витікального повітря залежить від величини отвору в клапані, і становить, наприклад, $15 \text{ м}^3/\text{год}$; клапан в положенні **відкрито** – витрата приблизно $100 \text{ м}^3/\text{год}$.

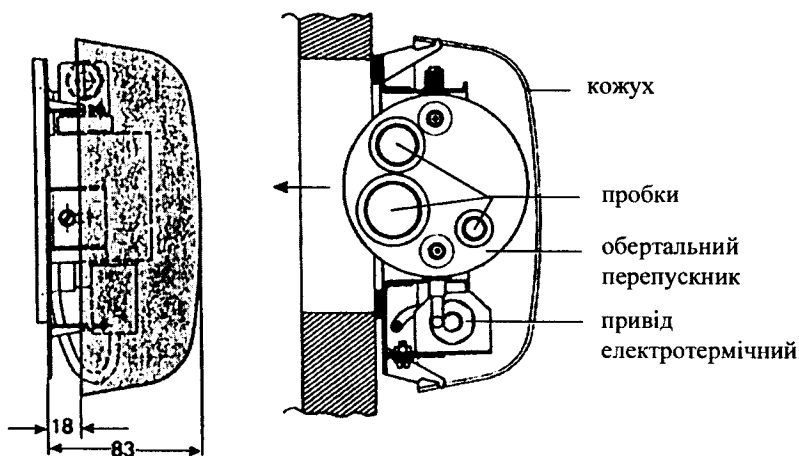


Рис. 10.18. Регульовальний автомат витрати витікального повітря з електротермічним спонукачем і вимикачем зі спізненням в часі (фірма "Temset")

Клапан відкривається завдяки дії, наприклад, вимикача системи освітлення або під впливом електротермічного спонукача, який відразу після вимкнення, внаслідок теплової інерції, втримує клапан (перепускник) відкритим ще протягом 5 ... 10 хв і забезпечує тим самим надійність вентилявання. Завдяки цьому настає пригнічення вентилятора системи витікальної вентиляції і зменшення річної витрати енергії на вентиляцію.

Існують також розв'язання вентиляції окремих санвузлів, з керуванням від накривки унітазу або від вхідних дверей. В тих розв'язаннях відсмоктується повітря

безпосередньо з мушлі унітазу і викидається назовні або це повітря перетікає через фільтр з активованого вугілля і розподіляється знову в приміщеннях санвузла (повна рециркуляція, фірми “Euosmann”, “Exodor” та інші).

Після запровадження теплоощадного будівництва і застосування ущільнених вікон вимагається механічна притікально-витікальна вентиляція з рекуперацією теплоти витікального повітря. Треба зауважити, що в душових (ваннах) кімнатах, які розміщені в глибині будинку, наявний повітрообмін є достатнім і відповідає вимогам DIN 18017, частина 4 (04.1988).

10.5. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВЕНТИЛЮВАННЯ ДЕЯКИХ ОСНОВНИХ ПРИМІЩЕНЬ ГРОМАДСЬКИХ БУДИНКІВ

У приміщеннях театрів рекомендуються системи механічної притікально-витікальної вентиляції, окремі для глядацького та сценічного комплексів, кімнат для паління, санітарних вузлів, підсобних приміщень буфетів, світлопроекційних [24]. Вентиляцію кімнат для паління та санвузлів допускається об'єднувати в одну систему.

Основними забрудниками є теплота, волога та диоксид вуглецю (CO_2), які виділяються від глядачів, артистів і обслуги, а також теплонадходження від штучного освітлення та сонячного випромінювання.

У СВ глядацької зали та інших приміщень допускається використання рециркуляційного повітря. Кількість зовнішнього повітря приймають з розрахунку розчинення CO_2 у внутрішньому повітрі до ГДК, але не менше ніж $20 \text{ м}^3/\text{год}$ на 1 особу. Як зовнішнє, так і рециркуляційне повітря обов'язково очищається від пилу.

Повітророзподільники систем притікальної вентиляції повинні бути регульованими.

У глядацькій залі з колосниковою сценою витрата витікального повітря 90 % від витрати притікального повітря (з метою забезпечення додатнього надлишкового тиску “підпору”). Витікання повітря зі сцени приймають в кількості 17 % загального витоку із зали.

Тром сцени (сценічна яма) вентилюється окремою механічною системою витікальної загальної вентиляції.

У приміщеннях репетиційних залів, артистичних, апаратних звукозапису, звукофіксації, телебачення та кабін дикторів необхідно передбачати окремі системи витікально-притікальної загальної вентиляції.

Системи механічної місцевої витікальної вентиляції зі смоками передбачаються від клеєварок в столярних, бутафорських та декоративних майстернях.

У приміщеннях пралень, фарбування та просочення декорацій передбачається система механічної притікальної загальної вентиляції, а також системи механічної витікальної місцевої і загальної (змішаної) вентиляції.

Системи вентиляції повинні мати пристрої вібrogасіння та шумоглушіння, автоматичного регулювання, дистанційного та місцевого контролю і сигналізації.

Кінотеатри. Рекомендації щодо вентиляції приміщень кінотеатрів вказані в приписах нормативної літератури [21, 28].

У приміщеннях кінотеатрів передбачають притікально-витікальну загальну вентиляцію. Рекомендуються системи механічної притікальної вентиляції з підігріванням зовнішнього повітря в ХПР. Витікання повітря із глядацьких залів та інших приміщень, крім комплексу приміщень кінопроекційної, передбачається системами природної вентиляції (що сьогодні є застарілим і не ошадним розв'язанням).

У багатозальних кінотеатрах із загальною місткістю залів до 800 місць рекомендується передбачати одну систему притікальної вентиляції для декількох залів. При цьому на відгалуженнях системи до кожної зали треба передбачати додатковий підігрівник повітря та шумоглушник. Підігрівання повітря в центральному повітроготувальнику такої СВ понад + 6 °С. Спонування руху витікального (рециркуляційного) повітря – механічне.

У разі загальної місткості глядацьких залів 600 місць і більше необхідно для фойє та вестибюлів передбачати зональне розподілення підігрітого зовнішнього (або суміші зовнішнього і рециркуляційного) повітря.

У глядацьких залах у вигляді амфітеатрів на 200–600 місць розподілення притікального повітря може передбачатись як з боку кінопроекційної, так і від екрана. Для повітророзподілення рекомендуються повітропроводи рівномірного витікання.

У глядацьких залах на понад 600 місць передбачають стельові повітророзподільники або горизонтальне розподілення повітря з боку, протилежного до екрана. Витікання повітря передбачають з верхньої зони або з верхньої і частково нижньої зон зали.

У глядацьких залах, ширина яких близька до довжини, притікальне повітря розподіляється крізь стельові отвори біля однієї із бокових стін (або торцевої стіни, залежно від того, яка із стін довша). Витікання внутрішнього повітря передбачається через стельові отвори протилежної бокової (або торцевої) стіни. Можливий варіант розподілення притікального повітря через стельові отвори біля бокових (торцевих) стін, а витікання внутрішнього повітря через отвори посередині стелі.

За наявності у глядацькій залі балконів притікальне повітря розподіляється під стелею балкону з боку кінопроекційної в об'ємі, який відповідає кількості місць на балконі.

Притікальне повітря розподіляється у верхню зону фойє за допомогою окремої СВ або СВ, суміщеної з системою притікальної вентиляції зали.

В санітарних вузлах та кімнатах для паління передбачають системи механічної витікальної загальної вентиляції. Притікання повітря в об'ємі витікання організують в суміжні приміщення (фойє, кулуари тощо). При висоті приміщень для паління і санітарних вузлів > 3 м, вентиляційні ґратки для витікання внутрішнього повітря передбачають у двох рівнях – під стелею та на висоті 2 м, а при їх висоті < 3 м витікання повітря передбачають тільки з верхньої зони.

Притікальне у вестибюль повітря може розподілятися у фойє, розподільчих кулуарах або безпосередньо у вестибюлі. Можна об'єднувати в одній системі витікальну вентиляцію із санітарних вузлів та кімнат для паління.

Із приміщень кінопроекційної і одночасно від кінопроекторів, перемотувальної, кімнат кіномеханіка і радіовузла витікання повітря передбачають за допомогою механічної СВ.

Повітрообмін глядацької зали місткістю до 800 місць в ТПР не повинен перевищувати 80 м³/год на одне глядацьке місце.

Шахти для витікального повітря з глядацької зали оснащуються утепленими клапанами з дистанційним керуванням та піддонами для збирання і відведення конденсату.

Вентиляційні камери не можуть розташовуватись над і під глядацькими залами. Вентиляційні трубопроводи, які прокладаються на горищі, обов'язково утеплюються.

У клубах [23] рекомендуються системи загальної притікально-витікальної вентиляції, окремі для приміщень глядацької зали та клубної частини з приміщеннями обслуговування і адміністративними приміщеннями.

Передбачається система механічної притікальної вентиляції глядацької зали та приміщень, призначених для її обслуговування, а також фойє. Допускається рециркуляція повітря з глядацької зали.

Рекомендуються самостійні системи механічної витікальної вентиляції із санвузлів, кімнат для артистів, кімнат для паління, акумуляторних та кислотних.

Природна витікальна вентиляція рекомендується із глядацької зали, приміщення сцени, адміністративно-господарських приміщень (таке розв'язання є застарілим і енергозатратним).

У клубній частині рекомендується вентиляція: механічна притікальна в кімнатах для гурткової роботи, бібліотеках, вестибюлях, виставкових залах, приміщеннях дитячого сектора; окрема система механічної притікальної вентиляції для спортивної зали, яка може задіюватись в режимі обігрівальної вентиляції. При цьому допускається рециркуляція повітря. Системи природної витікальної вентиляції рекомендуються для всіх інших приміщень, крім санвузлів та душових кімнат (у цих приміщеннях рекомендується система механічної витікальної вентиляції).

Повітророзподільники у глядацькій залі рекомендується через повітророзподільники, розташовані у площині середньої зони стелі для залів до 400 місць (без балконів); через горизонтальні струминні повітророзподільники, які розташовані у площині торцевої стіни для залів на 400 місць і більше; через вентиляційні ґратки в торцевій стіні під стелею балконів, за наявності останніх.

Витікання внутрішнього повітря з глядацької зали рекомендується через отвори в площині стелі або в площині верхньої частини стіни біля порталу чи перед завісою.

Рециркуляційне повітря відбирається від системи витікальної вентиляції глядацької зали або постачається за допомогою окремих рециркуляційних СВ, повітрязабірні отвори яких розташовані у верхній частині площини внутрішніх капітальних стін.

Розподілення притікального повітря не повинно спричиняти утворення пасивних (непровітрюваних) зон.

У приміщеннях фойє і кулуарах рекомендується тільки притікальна вентиляція з розподіленням повітря у верхню зону і 10 % позитивним дебалансом (вентиляція плюсового надлишкового тиску) щодо кількості повітря, яке витікає із приміщень буфету, санвузлів, гардеробу і кімнат для паління з додатковим двократним притоком у вестибюль.

Проектування вентиляції приміщень для паління, кінопроекційних і подібних як в кінотеатрах приміщень здійснюється за аналогією з приміщеннями кінотеатрів.

У загальноосвітніх школах і школах-інтернатах, професійно-технічних і середніх спеціальних навчальних закладах рекомендуються системи механічної і природної загальної вентиляції. Рециркуляція повітря в системах вентиляції навчальних приміщень не допускається.

В основних приміщеннях передбачається механічна притікально-витікальна вентиляція з підігріванням зовнішнього повітря в ХПР.

10.6. ХАРАКТЕРНІ ОСОБЛИВОСТІ ВЕНТИЛЮВАННЯ ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕНЬ

У зв'язку з великим різноматттям виробничих приміщень існують різні вимоги щодо готування притікального повітря.

Системи вентиляції (СВ) застосовують для підтримання у виробничих приміщеннях умов, які потрібні для нормального здійснення технологічних процесів [36, 37]. При цьому

найперше звертають увагу на умови праці людей і раціональне споживання енергії [38, 39]. При проектуванні СВ нового виробничого приміщення найперше звертають увагу на локалізацію виділень забрудників від технологічного устаткування і потрібне для цього вентиляційне устаткування, на необхідну кількість зовнішнього повітря, на температуру, вологість, рухливість і тиск внутрішнього повітря, наявність електростатичних зарядів, забруднення повітря, шум і вібрації, споживання енергії.

Зазвичай інколи вистачає загальної притікально-витікальної вентиляції або тільки притікальної. Системи кондиціонування (СК) повинні забезпечувати вищі вимоги щодо температури, вологості і чистоти повітря і застосовуються, наприклад, в текстильних і ткацьких виробництвах, при виробництві паперу і сигарет, в електронній промисловості тощо.

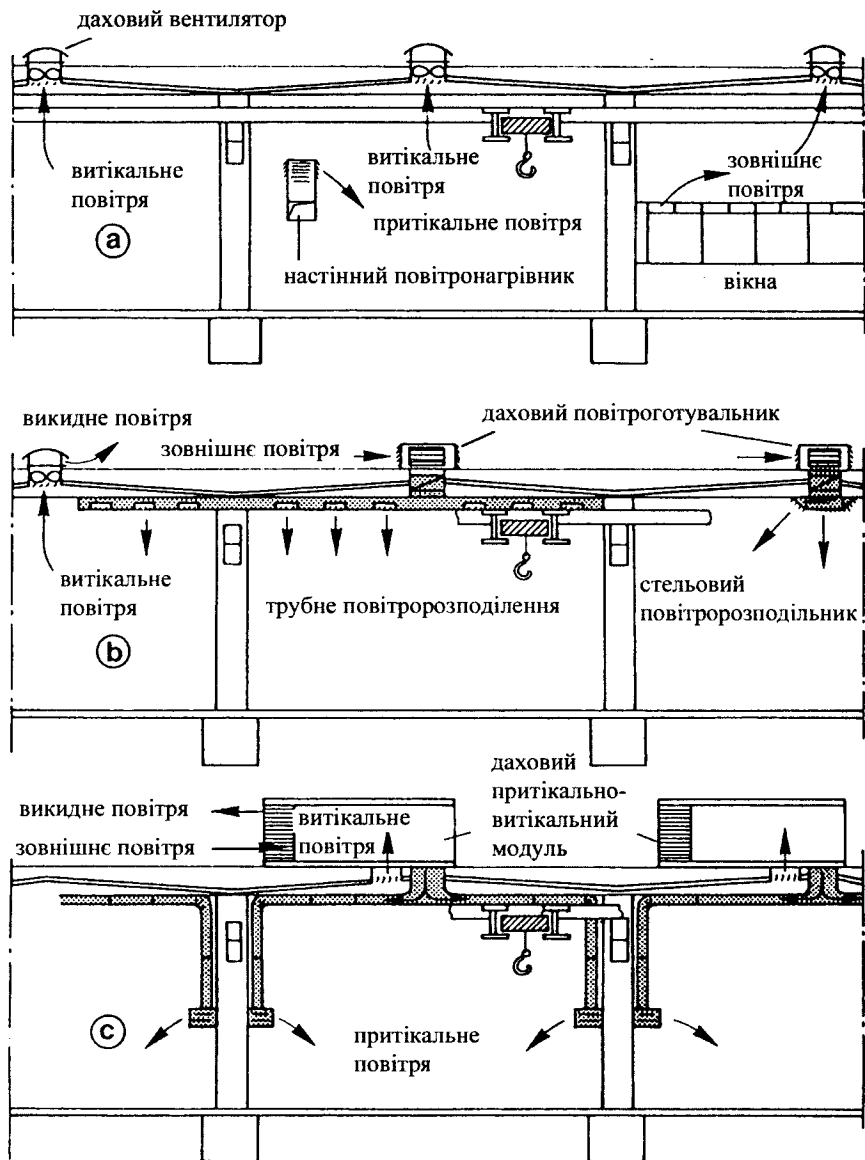
Якщо в великозальних виробничих приміщеннях є невелика кількість місць праці, на які діє велике теплове випромінювання (наприклад, основні корпуси ТЕЦ, металотопильні, виробництво скла), то не потрібно забезпечувати працівникам відповідний тепловий комфорт. Кращим розв'язуванням у цьому випадку є обмеження часу праці, використання охоронного одягу або місцеві водяні екрани.

10.6.1. Особливості повітророзподілення у виробничих приміщеннях

Якщо в результаті технологічного процесу забруднюється внутрішнє повітря, то притікальне (зовнішнє) повітря повинно перетікати від людини до технологічного устаткування або продукту. Забрудники (шкідливі виділення) повинні вилучатись, наскільки це є можливим, від місць їх утворення. У зв'язку з цим в місцях праці підтримується мала теплова навантага і мінімізується виділення забрудників. Під поняттям ступеня навантаги розуміють відношення теплової навантаги і кількості забрудників в місці праці до відповідної їх навантаги в приміщенні. В особливих випадках, коли вимагається висока чистість в зоні виробничого процесу (чисті приміщення), допускається скерування руху притікального повітря від виробничого процесу до людини за умови, що відсутня ежекція забрудників.

Розглядаючи повітророзподілення належить звертати увагу на градієнт температури внутрішнього повітря. *У більшості виробничих приміщень значної висоти (наприклад, 6–10 м) бажаним є повітророзподілення безпосередньо в робочу зону (РЗ) [43–46], див. рис. 10.19.* Передбачаючи вертикальні повітропроводи на стінах чи колонах, необхідно звертати увагу на наявність технологічних кранів (особливість їх закріплення і переміщення). В приміщеннях зі значними локальними джерелами тепловиділень передбачають системи місцевої витікальної вентиляції. З погляду на теплову навантагу повітряне обігрівання не є обов'язковим.

Якщо немає іншої можливості повітророзподілення як тільки через стелю (покрівлю), то у випадку обігрівальної вентиляції застосування додаткових вентиляторів запобігає температурному розшаруванню внутрішнього повітря [40]. Струмінні вентилятори можуть бути використані для забезпечення пристельового повітророзподілення, і, відповідно, для переміщення теплого повітря із ВЗ в РЗ приміщення. Таке розв'язання є можливим за низьких концентрацій забрудників. Забруднене внутрішнє повітря повинно витікати із приміщення крізь дахові отвори систем загальної витікальної вентиляції. З погляду витрат коштів трубопровідні СВ не рекомендується до застосування.



*Рис. 10.19. Схеми перетікання повітря крізь виробничі приміщення:
 а – витікання повітря крізь дахові отвори за допомогою дахових вентиляторів,
 притікання повітря крізь фрамуги вікон або за допомогою настінних повітрянагрівників;
 б – витікання повітря крізь дахові отвори за допомогою дахових вентиляторів,
 притікання повітря крізь вентиляційні ґратки пристельових повітропроводів
 або від пристельового повітророзподільника (нагрівально-вентиляційного агрегата);
 с – даховий повітроготувальник з утилізатором теплоти витікального (викидного) повітря
 і повітророзподіленням безпосередньо в РЗ*

10.6.2. Загальний повітрообмін виробничих приміщень

Загальний повітрообмін визначається на основі холодильної навантаги приміщення, вмісту забрудників у внутрішньому повітрі або експериментально встановлених кратностей повітрообміну (див. табл. 10.3).

Таблиця 10.3

Величини кратностей повітрообміну деяких виробничих приміщень, год⁻¹ [35]

№ з/п	Призначення приміщення, технологічний процес	Кратність повітрообміну, год ⁻¹
1	Оброблення металовиробів на верстагах	3 – 6
2	Деревообробні виробництва з відходами	3 – 6
3	Зварювання	5 – 8
4	Механіка прецизійна	8 – 12
5	Лакування	10 – 30
6	Склади машинобудівної промисловості	1 – 2
7	Перероблення овочів і фруктів	4 – 8
8	Склади продуктів харчування	4 – 10
9	Перероблення тютюну	8 – 25
10	Вироблення паперу	6 – 15
<i>Ткацьке виробництво:</i>		
11	Волокна натуральні і синтетичні	4 – 25
12	Волокна хімічні	4 – 100
13	Вироблення готового одягу	4 – 20

За низьких зовнішніх температур повітрообмін виробничих приміщень з метою економії коштів допускається зменшувати до 50 % [35].

Таблиця 10.4

Температура приміщень з теплими і гарячими технологічними процесами згідно VDI 3802 (E.12.79)

Температура зовнішня, °C	Температура максимальна, °C		Температура рекомендована, °C	
	технологія тепла	технологія гаряча	технологія тепла	технологія гаряча
від -18 до +10	23±3	26±3	18 ±3	23±3
від +10 до +26	28±3	32±3	26±3*	29±3*
від+26 до +32	31±1*	35±1	29±1*	32±1*

Заувага: * – найчастіше досягається завдяки охолодженню.

10.6.3. Утилізація теплоти витікального (викидного) повітря [41-42]

Утилізація теплоти витікального (викидного) повітря в СВ виробничих приміщень в останні роки набуває все більшого поширення. За великих кратностей повітрообміну і навіть при 2–3-кратному повітрообміні частка теплоти у притікальному і витікальному

повітрі стосовно повного споживання теплоти приміщенням є дуже високою. Тому утилізація теплоти витікального повітря є важливою для ощадності енергії. Наприклад, в типовому виробничому приміщенні з доброю теплоізоляцією (див. рис. 10.20) споживання теплоти на підігрівання притікального (зовнішнього) повітря становить 80 % повного споживання теплоти. Впровадження теплоутилізації з коефіцієнтом ефективності $\Phi = 69\%$ може забезпечити ощадність близько 55 % від повних потреб теплоти.

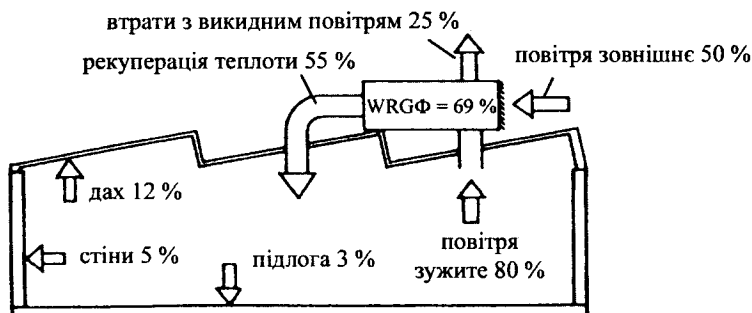


Рис. 10.20. Тепловий баланс сучасного виробничого приміщення при 6-кратному повітрообміні і 50 % частці розрахунково потрібної кількості зовнішнього повітря:

WRG – рекуперация теплоти;
 Φ – коефіцієнт рекуперации теплоти

ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ 10

1. Строительные нормы и правила: Жилые здания: СНиП 2.08.01-89* / - Изд.офиц. – М.: Минстрой России, 1995. – 18 с.
2. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди. Громадські будинки та споруди. Основні положення: ДБН В.2.2.-9-99. Вид. офіц. – К.: Держбуд України, 1999. – 94 с.
3. Строительные нормы и правила. Административные и бытовые здания: СНиП 2.09.04 – 87*. – Изд. офиц. – М.: ГП ЦПП, 1995. – 16 с.
4. Строительные нормы и правила. Холодильники: СНиП 2.11.02-87. – Изд. офиц. – М.: ЦИТП, 1987. – 8 с.
5. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди цивільної оборони: ДБН В.2.2.-5-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 161 с.
6. Державні будівельні норми України: Будинки та споруди дитячих дошкільних закладів: ДБН В.2.2.-4-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1998. – 49 с.
7. Строительные нормы и правила. Профессионально-технические и средние специальные учебные заведения: СНиП П-66-78. – М.: Стройиздат, 1978. – 26 с.
8. Строительные нормы и правила. Высшие учебные заведения: СНиП П-68-78. – М.: Стройиздат, 1979. – 20 с.
9. Строительные нормы и правила. Лечебно-профилактические учреждения: СНиП П-69-78. – М.: Стройиздат, 1978. – 26 с.

10. Строительные нормы и правила. Санатории: СНиП II-70-76. – М.: Стройиздат, 1976. – 24 с.
11. Строительные нормы и правила. Оздоровительные учреждения и учреждения отдыха : СНиП II-71-79. – М.: Стройиздат, 1979. – 25 с.
12. Строительные нормы и правила. Спортивные сооружения: СНиП II-76-79. – М.: Стройиздат, 1979. – 84 с.
13. Строительные нормы и правила. Магазины: СНиП II-77-81. – М.: Стройиздат, 1981. – 16 с.
14. Строительные нормы и правила. Гостиницы: СНиП II-79-78. – М.: Стройиздат, 1978. – 17 с.
15. Строительные нормы и правила. Предприятия бытового обслуживания населения: СНиП II-80-76. – М.: Стройиздат, 1976. – 29 с.
16. Строительные нормы и правила. Здания конструкторских и проектных организаций: СНиП II-83-78. – М.: Стройиздат, 1978. – 15 с.
17. Строительные нормы и правила. Здания управлений: СНиП II-84-78. – М.: Стройиздат, 1978. – 17 с.
18. Строительные нормы и правила. Вокзалы: СНиП II-85-82. – М.: Стройиздат, 1982. – 15 с.
19. Строительные нормы и правила. Предприятия по обслуживанию автомобилей: СНиП II-93-75. – М.: Стройиздат, 1975. – 17 с.
20. Державні будівельні норми України: Будинки і споруди навчальних закладів: ДБН В.2.2.-3-97. – Вид. офіц. – К.: Держкоммістобудування України, 1997. – 80 с.
21. Строительные нормы и правила. Кинотеатры: СНиП II-73-76. – М.: Стройиздат, 1977. – 17 с.
22. Строительные нормы и правила. Предприятия общественного питания: СНиП II-Л.8-71. – М.: Госстрой СССР, 1972. – 33 с.
23. Строительные нормы и правила. Клубы: СНиП II-Л.16-71. – М.: Госстрой СССР, 1972. – 28 с.
24. Строительные нормы и правила. Театры: СНиП II-Л.20-69. – М.: Госстрой СССР, 1970. – 41 с.
25. Строительные нормы и правила. Бани: СНиП II-Л.13-62. – М.: Госстрой СССР, 1963. – 35 с.
26. Строительные нормы и правила. Прачечные: СНиП II-Л.14-62. – М.: Госстрой СССР, 1963. – 19 с.
27. Строительные нормы и правила. Средние специальные учебные заведения: СНиП II-Л.18-71. – М.: Госстрой СССР, 1972. – 25 с.
28. СНиП 2.04.05-91. Отопление, вентиляция и кондиционирование. /Госстрой СССР. М.: АПП ЦИТП, 1992. – 64 с.
29. PN – 83/B – 03430. Wentylacja w budynkach mieszkalnych zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej. Wymagania. (Dz. Norm. i Miar nr 5/1983, poz. 8). Wydanie 2. Wydawnictwo Normalizacyjne “ALFA”, 1987. – 4 с.
30. PN – 87/B – 03433. Wentylacja. Instalacje wentylacji mechanicznej wywiewnej w budynkach mieszkalnych wielorodzinnych. Wymagania. (Dz. Norm. i Miar nr 2/1988, poz. 3). Wydawnictwo Normalizacyjne “ALFA”, 1988. – 3 с.

31. Klippe J.: Zeitschrift für Sanitär-Heizung-Klima (IKZ) nr 3/80, s. 4.
32. Oetjen H.: Kälte und Klimatechnik (KKT) nr 4/80, s.146–149.
33. Wimböck G.: Technik am bau (TaB) nr 2/82, s. 133–134.
34. Kittler H.: KKT nr 9/84, s. 406.
35. Tauschenbuch für Heizung und Klimatechnik 92/93. R.Oldenbourq Verlaq GmbH. – München.
36. VDI 3802 (8.12.79): RLT – Anlagen für Fertigungswerkstätten.
37. Keppler P.:Ges. – Inq. Nr 6/81, s.281–286, 327–329.
38. FTA – Fachbericht 3, 1980, Resch-Verlaq, Gräfelinq/ München.
39. VDI – Bericht. 435. Taqunq München 1982, VDI – Verlaq, Düsseldorf.
40. Flaiq K.: VVII Int. Kongreß TGA. Berlin nr 10/88, s.44 u.a.
41. FTA – Bericht 3: Wärmerückgewinnung bei Be- und Entlüftung in Industriehallen 1980, Resch Verlag. München.
42. VDI – Bericht 435, Taqunq München, 1982.
43. Schöfer E. TaB nr 9/78, s. 751–755.
44. Ossadnik H. VDI Bericht nr 425 (1981), s. 39–46.
45. Bach H., Dittes W.: HLN nr 8/86, s. 411–418.
46. Lorenz W.: Ges.-Ing. nr 6/85, s. 259–273.
47. Жуковський С.С. Кінаш О.В. Особливості енергоощадного вентилявання помешкань з щільними вікнами // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Теорія і практика будівництва”. – 2005. – № 496.
48. Лівчак І., Мелік-Аракемян Т. Особливості вентиляції висотних житлових будинків. // Ринок інсталяцій. – 2004. – № 7–8. – С.11–14.
49. СНиП 2.04.05-86. Отопление, вентиляция и кондиционирование. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. – 64 с.
50. СНиП 2.04.05-91*У. Отопление, вентиляция и кондиционирование. Издание неофициальное. – К.: Киев ЗНИИЭП, 1996. – 66 с.
51. Жуковський С.С. Температурна ефективність загальнообмінної вентиляції // Ринок інсталяцій. – 2003. – №7. – С. 6-8.
52. Жуковський С.С. Ефективність загальнообмінної вентиляції щодо переміщення шкідливих речовин поза межі приміщення // Вісник Нац. ун-ту “Львівська політехніка” “Теорія і практика будівництва”. – 2004. – №495. – С. 72–78.

Розділ одинадцятий

АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Аеродинамічний розрахунок системи вентиляції (СВ) виконують після розроблення планів, на основі яких викреслюють переважно масштабну аксонометричну схему. За аксонометричною схемою і планами визначають довжину окремих ділянок, відгалужень і розрахункової магістралі СВ.

Розрізняють дві задачі аеродинамічного розрахунку СВ:

- **пряму**, в результаті розв'язування якої визначають розміри поперечного перерізу всіх ділянок трубопроводної системи за відомої витрати повітряних потоків (повітря) в них, втрати тиску на окремих ділянках і розрахункової магістралі загалом; забезпечують ув'язання втрат тиску у відгалуженнях від магістралі; визначають втрати тиску в системі із врахуванням втрат тиску в устаткованні.
- **обернену**, в результаті розв'язування якої, за відомої конфігурації системи і розмірів окремих ділянок, визначають витрати повітря як в окремих ділянках, так і в системі загалом.

Необхідно зазначити, що пряма задача розв'язується на стадії проектування СВ, а обернена – під час пусконаладжувальних робіт і реконструкції СВ.

11.1. ІНЖЕНЕРНІ МЕТОДИ ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ ТИСКУ В ТРУБОПРОВОДАХ СВ

Під час руху повітряного потоку в трубопроводі, у пристінній його області (зоні) виникає опір тертя. Рівнодійна сил опору скерована у протилежний до напрямку руху потоку бік і паралельна до нього.

Втрати тиску на подолання опору тертя називають втратами тиску на тертя (лінійними втратами тиску) і позначають $\Delta p_{\text{тр}}$ (Δp_l).

Тертя не є єдиною можливою причиною, яка спричиняє втрати тиску. Різкі зміни перерізу потоку і зміна напрямку його руху також спричиняють втрати тиску. Ці втрати називають місцевими втратами тиску (втратами тиску в місцевих опорах) і позначають Δp_m .

Отже, втрати тиску на ділянці трубопроводної мережі під час руху повітряного потоку в ній складаються з втрат тиску на тертя і втрат тиску в місцевих опорах

$$\Delta p_v = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_m . \quad (11.1)$$

Різницю тисків, зумовлену опорами тертя, визначають за залежністю Дарсі–Вейсбаха

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d_{\text{ек.в}}} \cdot \frac{\rho v^2}{2} , \quad (11.2)$$

де λ – коефіцієнт тертя; l – довжина трубопроводу (ділянки трубопроводу), м; ρ – густина потоку, кг/м^3 ; v – середня за витратою швидкість потоку, м/с; $d_{\text{ек.в}}$ – еквівалентний за швидкістю діаметр (серединник) трубопроводу, м.

Сьогодні використовують повітропроводи прямокутного, круглого і еліптичного (спірально-навивні) перерізів.

Вибір між повітропроводами прямокутного і круглого перерізів є компромісним розв'язанням, за якого враховують різні чинники, а саме: втрати корисного об'єму приміщень і будинку загалом; інвестиційні витрати; жорсткість і міцність повітропроводів.

Прямокутні повітропроводи традиційно застосовують для малошвидкісних СВ громадсько-житлових будинків, а круглі (еліптичні) – для високошвидкісних СВ будинків різного призначення. Круглі повітропроводи мають більшу жорсткість, порівняно з прямокутними, а тому можуть виготовлятися із тоншого матеріалу. Крім цього, підвищена жорсткість знижує вібрацію стінок під час руху повітря.

Всі повітропроводи розраховують спочатку як круглі. Для переходу від прямокутних (еліптичних) до круглих використовують еквівалентні діаметри. Останні визначаються за умов: рівності витрат повітря і втрат тиску за різних швидкостей його руху; рівності швидкостей і втрат тиску за різних витрат повітря. У вітчизняній практиці найчастіше використовують другий спосіб, а в зарубіжній – перший.

• *Еквівалентний діаметр* (серединник) за рівності швидкостей і втрат тиску визначають за формулою

$$d_{ек.в} = \frac{2a \cdot b}{a + b}, \quad (11.3)$$

де a і b – розміри сторін прямокутного повітропроводу.

• *Еквівалентний діаметр*, за рівності витрат повітряного потоку і втрат тиску, визначають за формулою

$$d_{ек.L} = 1,265 \cdot \left[\frac{(a+b)^3}{a+b} \right]^{0,2}. \quad (11.4)$$

Різницю тисків на довжині 1 м трубопроводу називають одиничним падінням тиску R (питомим опором трубопроводу). Величину R визначають із залежності $\Delta p_v = R \cdot l$, тобто

$$R = \frac{\lambda}{d_{ек.в}} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}. \quad (11.5)$$

Для гладких трубопроводів λ залежить тільки від числа Re , а для шорстких – від числа Re і відносної шорсткості $k / d_{ек.в}$ (де k – виміряна у мм абсолютна шорсткість стінок трубопроводу).

Зручними для визначення λ у разі турбулентного режиму руху є формули:

• Альтшуля для шорстких трубопроводів

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k}{d_{ек.в}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}; \quad (11.6)$$

• в гладких трубопроводах при $Re > 2 \cdot 10^3$

$$\lambda = 0,3164 / Re^{0,25}. \quad (11.7)$$

Число Re визначають за формулою

$$Re = v \cdot d_{ек.в} / \nu , \quad (11.8)$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря (табл.11.1).

Таблиця 11.1

Значення кінематичної в'язкості деяких газів [1]

Газ	$\nu \cdot 10^4, \text{ м}^2/\text{с}$, при температурі			
	0	20	50	100
Повітря	0,133	0,151	0,178	0,232
Метан	0,145	0,165	0,197	0,256
Етилен	0,075	0,086	0,104	0,138

Абсолютна шорсткість k матеріалу повітропроводів відповідає усередненій висоті виступів шорсткості в мм і приймається: для листової сталі (бляхи) і вініпласту – 0,1; для шлакогіпсових плит – 1,0; для цегляних необтинькованих каналів – 5 ... 10; для цегляних обтинькованих каналів – 3 ... 6; для гумових вентиляційних рукавів – 0,006 ... 0,01.

Якщо в формулі Дарсі–Вейсбаха (11.2) замінити величину $\left(\frac{\lambda}{d_{ек.в}} \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2} \right)$ питомими втратами тиску на подолання опору тертя R , Па/м, то отримаємо залежність, яка використовується в інженерних методах розрахунків повітропроводів

$$\Delta p_{тр} = R \cdot l \cdot \beta_{ш} , \text{ Па} \quad (11.9)$$

де $\beta_{ш}$ – коефіцієнт, який враховує шорсткість матеріалу трубопроводу (табл. 11.2).

Таблиця 11.2

Значення поправкового коефіцієнта $\beta_{ш}$ [2]

Швидкість $v, \text{ м/с}$	$\beta_{ш}$, при k в мм							
	0,01	0,2	0,5	2	5	10	15	20
0,3	0,996	1,005	1,019	1,082	1,183	1,309	1,407	1,488
0,5	0,993	1,008	1,031	1,127	1,267	1,413	1,552	1,650
1,0	0,986	1,015	1,057	1,216	1,420	1,637	1,792	1,915
2,5	0,966	1,034	1,120	1,388	1,682	1,973	2,173	2,329
3	0,960	1,039	1,136	1,429	1,740	2,045	2,254	2,418
5	0,938	1,057	1,189	1,549	1,908	2,253	2,487	2,669
10	0,894	1,088	1,270	1,712	2,130	2,524	2,790	2,996
15	0,861	1,107	1,316	1,800	2,247	2,666	2,948	3,166

Величину R приймають за номограмами (наприклад, рис. 11.1, 11.2) або таблицями аеродинамічного розрахунку металевих круглих повітропроводів [3].

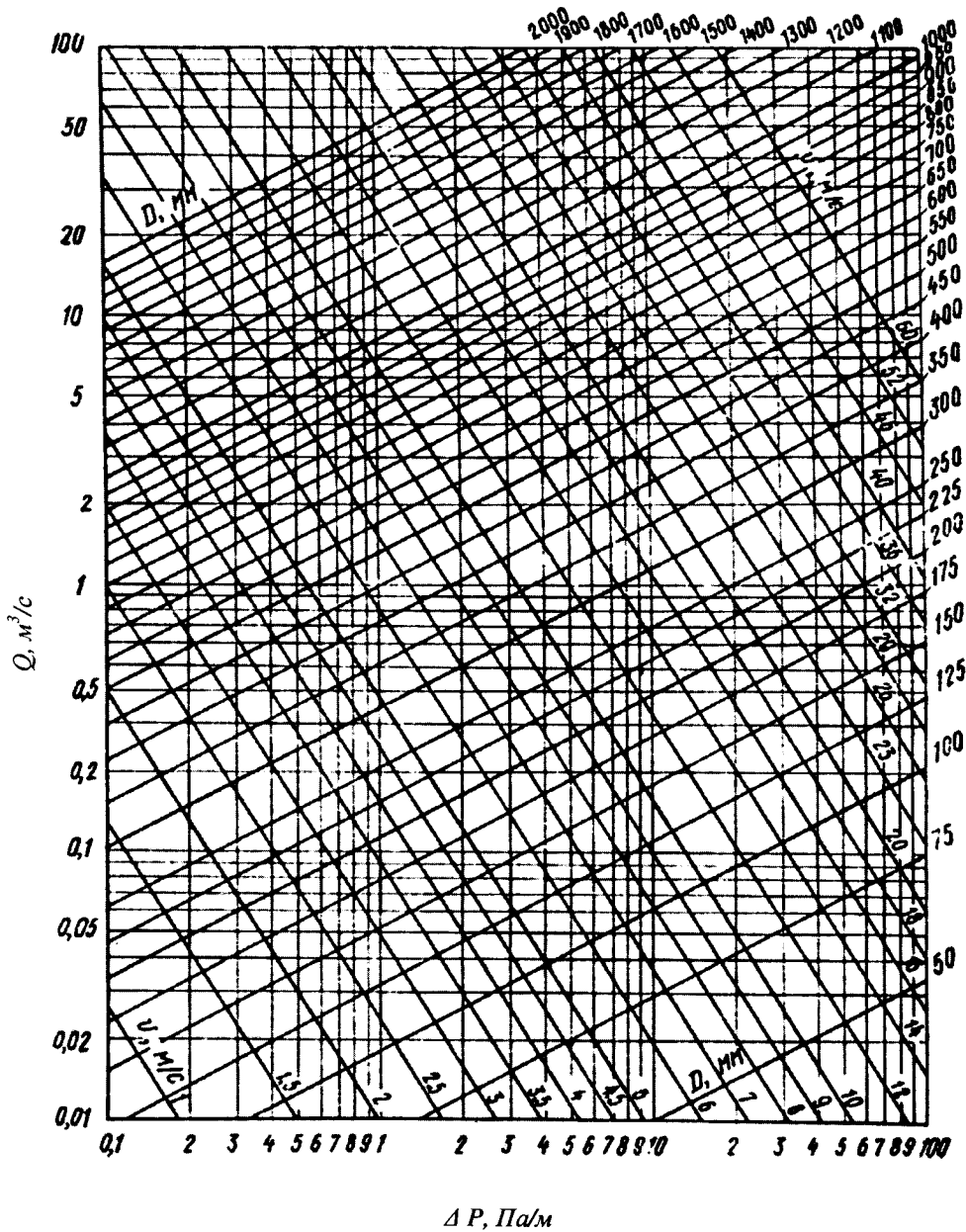


Рис. 11.1. Номограма для розрахунку сталевих повітропроводів круглого перерізу [4]

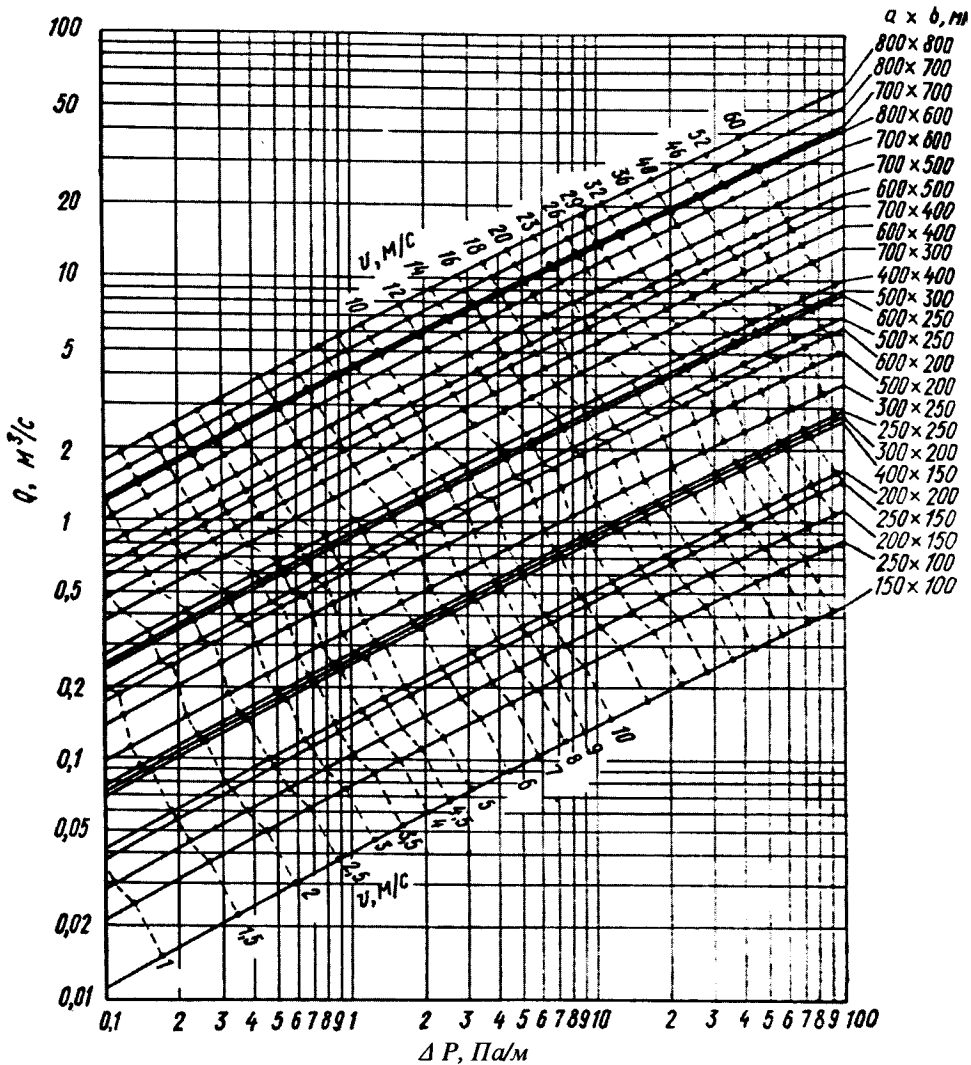


Рис. 11.2. Номограма для розрахунку сталевих повітропроводів прямокутного перерізу [4]

Номограми (рис. 11.1, 11.2) побудовані для стандартного повітря з густиною $1,2 \text{ кг/м}^3$ і температурою $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Втрати тиску за інших температур повітряних потоків можна розрахувати за формулою

$$\Delta p_t = \Delta p \cdot \frac{293}{273+t} \cdot C, \quad (11.10)$$

де C – поправковий коефіцієнт (табл. 11.3).

Значення поправкового коефіцієнта C

Температура повітря, °C	50	75	100	125	150
C	1,014	1,029	1,035	1,045	1,054

Коефіцієнт тертя, а отже, і величина R , залежить від тиску і густини (температури) повітряного потоку. Для двох різних умов температури і тиску (t_0, p_0) і (t, p) справедливе співвідношення

$$\frac{\Delta p_{t,p}}{\Delta p_{t_0,p_0}} = \frac{\lambda_{t,p}}{\lambda_{t_0,p_0}} \cdot \left(\frac{\rho_{t_0,p_0}}{\rho_{t,p}} \right)^2 = \frac{R_{t,p}}{R_{t_0,p_0}} \cdot \left(\frac{\rho_{t_0,p_0}}{\rho_{t,p}} \right)^2. \quad (11.11)$$

У результаті експериментальних досліджень встановлено, що коефіцієнти тертя для труб із поліетилену, перхлорвінілу та інших пластмас, скла, азбестоцементу, алюмінію, латуні, міді і свинцю (свинцю) можна приймати як для гладких труб. Також встановлено, що опір тертя пластмасових труб на 30 % менший від опору тертя оцинкованих сталевих труб, а тому пластмасові повітропроводи можна розраховувати як гладкі.

Втрати тиску в місцевих опорах розрахункової ділянки трубопроводу визначають за формулою Вейсбаха

$$\Delta p_M = \sum_{i=1}^n \zeta_i \cdot \frac{\rho v^2}{2}, \quad (11.12)$$

де $\sum_{i=1}^n \zeta_i$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів на розрахунковій ділянці (кожний i -й

місцевий опір приведений до розрахункової швидкості v на ділянці).

Коефіцієнти місцевих опорів вказано в довідковій літературі [4, 5, 6].

Необхідно пам'ятати, що при розрахунках суміжних ділянок, які поєднані спільним місцевим опором (трійником, хрестовиною тощо), коефіцієнт місцевого опору переважно стосується швидкості на ділянці з меншою витратою.

Загальні втрати тиску у вентиляційній системі дорівнюють сумарним втратам тиску в ділянках розрахункової магістралі СВ із врахуванням втрат тиску в устаткованні (обладнанні), агрегатах і елементах.

Розрахункова магістраль СВ відповідає найдовшому і найскладнішому шляху руху повітря в системі та найзавантаженішому за витратою і складається із послідовно поєднаних ділянок.

Ділянкою СВ називають повітропровід певної довжини, у межах якого витрата і швидкість, а також форма і матеріал повітропроводу незмінні. Границею між окремими ділянками системи переважно слугують трійники і хрестовини.

Підставивши значення $\Delta p_{тр}$ (11.2) і Δp_M (11.12) до формули (11.1), одержують формулу для визначення сумарних втрат тиску на розрахунковій ділянці трубопроводної мережі

$$\Delta p_v = \left(\frac{\lambda}{d_{екв.v}} \cdot l + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}. \quad (11.13)$$

11.2. МЕТОДИ АЕРОДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ МЕХАНІЧНИХ СВ

Аеродинамічний розрахунок трубопроводів СВ виконують за два етапи:

- розрахунок ділянок магістралі системи;
- розрахунок ділянок відгалужень від магістралі.

Існують три принципові підходи в розрахунках повітропроводів СВ:

а) зменшення швидкостей в напрямку руху повітря; б) дотримання однакових втрат тиску у вузлових точках; в) врахування відновлення статичного тиску.

Вибір значень швидкості ґрунтується на досвіді і є компромісом двох протилежних рішень: прийняття високих швидкостей і малих поперечних перерізів повітропроводів, що пов'язано з економією об'єму для трубопроводів та інвестиційних витрат; прийняття помірних швидкостей, за яких досягають оптимального рівня шуму і вібрації, а також економічних тисків вентиляторів. Метод врахування відновлення статичного тиску пов'язаний з ефективним використанням енергії, що вивільняється.

Потрібно враховувати, що втрати і надходження теплоти через стінки трубопроводів зростають зі збільшенням розмірів поперечного перерізу і зменшенням швидкостей повітря.

а) зменшення швидкостей повітря від вентиляторів до кінцевих отворів СВ.

Для малошвидкісних систем швидкості повітря приймають згідно з рекомендаціями табл. 11.4 і 11.5. Метод придатний для конструкційно нескладних схем СВ. Для ув'язання втрат тиску у відгалуженнях вимагається встановлення регуляторів витрати (клапанів).

У високошвидкісних системах швидкість повітряних потоків в трубопроводах 12 ... 25 м/с (а в деяких проєктах США – до 40 м/с). Тиск вентиляторів 2 ... 4 кПа. Переваги цих систем: економія об'єму для розміщення повітропроводів; монтажна гнучкість; висока чутливість щодо регулювання витрати, спричиненої високим тиском.

Ці переваги мінімізуються зростанням споживання енергії, вищим рівнем шуму і вібрації, підвищеними вимогами до жорсткості й якості виготовлення повітропроводів.

У повітропроводах (сталевих, пластмасових, керамічних) рекомендуються більші швидкості, ніж у вентиляційних каналах (цегляних, бетонних тощо).

Таблиця 11.4

Рекомендовані швидкості повітря без твердих домішок у трубопроводах СВ будинків різного призначення [4]

Будинки і приміщення	Магістральні трубопроводи		Відгалуження	
	для притоку*	для рециркуляції	для притоку	для рециркуляції
Житлові	3 ... 5	4	3	3
Готельні номери	5 ... 7	7	6	5
Офіси, бібліотеки	6 ... 10	7	8	6
Театри, концертні зали	4 ... 7	6	4	4
Установи, ресторани, універсальні торгові центри, банки	7 ... 10	7	4	3

Заувага. * Менші значення приймають для мінімізації рівня шуму, спричиненого рухом повітря, а більші – як оптимальні щодо втрат тиску на тертя.

**Рекомендовані швидкості повітря (без твердих домішок)
на ділянках, в пристроях і устаткованні СВ [7]**

Ділянки, пристрої і устаткування	Рекомендовані швидкості повітряного потоку, м/с, при спонуканні руху в системі		
	природному	механічному	
		громадські будинки	промислові будинки
Жалюзі повітрязабору	0,5 ... 1,0	2 ... 4	4 ... 6
Шахти для притікального повітря	1 ... 2	2 ... 6	4 ... 6
Горизонтальні і збірні повітропроводи	1 ... 1,5	5 ... 8	6 ... 10
Вертикальні повітропроводи	1 ... 1,5	2 ... 5	5 ... 8
Повітророзподільні гратки біля стелі	0,5 ... 1,0	0,5 ... 1,0	1,0 ... 2,5
Гратки для витікального повітря	0,5 ... 1,0	1 ... 2	1 ... 3
Труби і шахти для витікального повітря	1,5 ... 2,0	3 ... 6	5 ... 8

б) забезпечення однакових втрат тиску у відгалуженнях від вузлових точок.

Метод особливо придатний для симетричних СВ. За ним легше ув'язуються опори відгалужень від вузлових точок порівняно з першим методом (методом "а"). У відгалуженнях різної довжини необхідно приймати різні питомі втрати тиску на тертя (більші для коротких відгалужень, а менші – для довгих відгалужень). Максимальна швидкість у нагнітальному отворі вентилятора приймається за умови малошумності його дії. Для ув'язання опорів (втрат тиску) відгалужень використовують регулятори витрати (дросель – клапани) і автоматичні пристрої в кінцевих повітророзподільниках системи.

в) відновлення статичного тиску. Принцип методу полягає у використанні відновленого статичного тиску в трійниках систем притікальної вентиляції (при розділенні сумарного потоку на два потоки) для компенсації втрат тиску на наступній за кожним трійником ділянці. Простий приклад зображений на рис. 11.3. Розмір поперечного перерізу повітропроводу на ділянці 0–1 знаходять за методом "а" чи "б". Нехай коефіцієнт відновлення статичного тиску в трійнику R^* . Тоді корисне відновлення статичного тиску в трійнику 1–2 дорівнюватиме $R^* \cdot p_{дин}$. Цей тиск можна використати для подолання опору тертя на ділянці 2–3. Схожий розрахунок виконують для трійника 3–4 та всіх інших трійників і ділянок розрахункової магістралі системи. Одним із переваг цього методу є те, що статичний тиск в кожному із відгалужень магістралі є однаковим, що полегшує ув'язання втрат тиску.

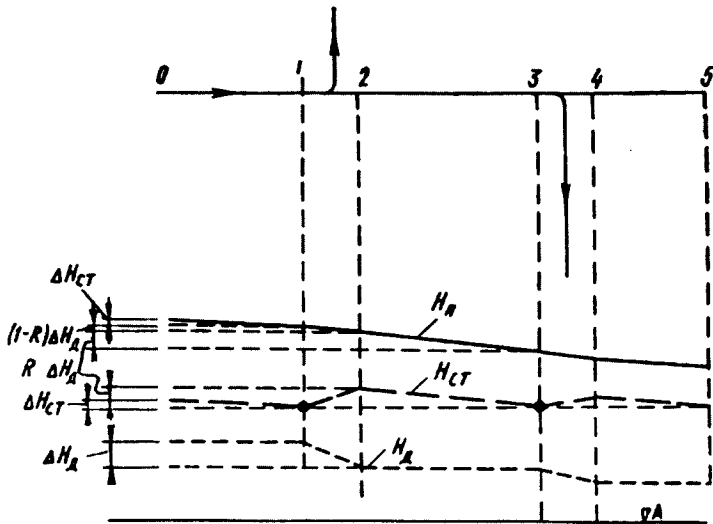


Рис. 11.3. Схема застосування методу відновлення статичного тиску при розрахунках повітропроводів СВ

11.3. ОСОБЛИВОСТІ АЕРОДИНАМІЧНОГО РОЗРАХУНКУ МАЛОШВИДКІСНИХ СВ

Аеродинамічний розрахунок СВ складається з двох етапів: розрахунку ділянок магістралі системи; розрахунку відгалужень від магістралі і ув'язання втрат тиску в них.

Розрахунок виконують у такій послідовності:

1. Визначають довжину окремих ділянок системи (з точністю до 0,1 м) і витрату повітряного потоку в них, починаючи з периферійних ділянок системи.

2. Вибирають основний напрямок – магістраль системи. Виявляють найбільш протяжений ланцюжок послідовно поєднаних ділянок із найбільшими витратами повітря. Фіксують устаткування, агрегати і елементи, в яких відбуваються втрати тиску: повітрязабір, послідовно поєднане устаткування і агрегати повітроготувальника, повітророзподільник тощо.

3. Нумерують ділянки магістралі. Нумерацію починають від ділянки з найменшою витратою повітря. Номер, витрату і довжину кожної наступної послідовно поєднаної ділянки магістралі заносять в таблицю аеродинамічного розрахунку (табл. 11.8). Потім нумерують ділянки відгалужень від магістралі.

4. Орієнтуючись на рекомендовані швидкості повітря (табл. 11.4, 11.5) і потрібні витрати повітря, за номограмами (рис. 11.1, 11.2) або таблицями [3] визначають розміри поперечного перерізу повітропроводів і фактичну швидкість руху повітря в них, а також питомі втрати тиску на подолання опору тертя R , Па/м.

Втрати тиску в ділянці системи на додання опору тертя обраховують за формулою

$$\Delta p_{тр} = R \cdot l \cdot \beta_{ш} \cdot k_1, \text{ Па}, \quad (11.14)$$

де k_1 – поправковий коефіцієнт на температуру повітря, табл. 11.6.

5. Визначають суму коефіцієнтів місцевих опорів розрахункової ділянки $\sum \zeta$, скориставшись рекомендаціями літературних джерел (табл.12.18–12.49 [3], табл. 4.49–4.55 [5], табл. 9.3 [8]).

Якщо рекомендований табличний коефіцієнт $\zeta_{\text{табл}}$ не стосується швидкості на розрахунковій ділянці, то його значення необхідно уточнити, зробивши перерахунок за формулою

$$\zeta_p = \zeta_{\text{табл}} \cdot \left(\frac{v_{\text{табл}}}{v} \right)^2, \quad (11.15)$$

де $\zeta_{\text{табл}}$ – таблична величина місцевого опору; $v_{\text{табл}}$ – швидкість повітря, яку використавано для визначення $\zeta_{\text{табл}}$; v – дійсна швидкість повітря в розрахунковій ділянці.

6. Визначають втрати тиску в місцевих опорах розрахункової ділянки за формулою:

$$\Delta p_m = \sum \zeta \cdot \frac{\rho v^2}{2} \cdot k_2, \quad \text{Па}, \quad (11.16)$$

де k_2 – поправковий коефіцієнт на температуру повітря, табл. 11.6

Таблиця 11.6

Значення поправкових коефіцієнтів на температуру повітря [9]

Температура повітряного потоку, °С	Поправкові коефіцієнти		Температура повітряного потоку, °С	Поправкові коефіцієнти	
	k_1	k_2		k_1	k_2
-30	1,15	1,20	30	0,98	0,97
-20	1,12	1,16	40	0,95	0,94
-10	1,09	1,11	50	0,93	0,91
0	1,05	1,07	60	0,91	0,88
10	1,02	1,03	70	0,89	0,86
20	1,00	1,00	80	0,87	0,83

7. Визначають втрати тиску в розрахунковій ділянці системи

$$\Delta p_{\text{діл}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_m, \quad \text{Па}. \quad (11.17)$$

8. Визначають втрати тиску в магістралі системи (як суму втрат тиску в послідовно поєднаних ділянках цієї магістралі)

$$\Delta p_{\text{втр}} = \sum_{i=1}^n (\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_m)_i, \quad \text{Па}.$$

9. Втрати тиску в СВ дорівнюють сумі втрати тиску в магістралі системи і в повітро- готувальному та іншому вентиляційному устаткуванні, тобто

$$\Delta p_{\text{сист}} = 1,1 \Delta p_{\text{втр}} + \sum \Delta p_{\text{уст}}, \quad (11.18)$$

де $\sum \Delta p_{\text{уст}}$ – сумарні втрати тиску у разі перетікання повітряного потоку через устаткування, Па; 1,1 – підвищувальний коефіцієнт на невраховані втрати тиску в магістралі системи.

10. Виконують аеродинамічний розрахунок відгалужень від вузлових точок магістралі СВ із забезпеченням ув'язання втрат тиску в них.

Методика розрахунку відгалужень аналогічна розрахунку ділянок магістралі. Відмінність лише в тому, що під час розрахунку відгалуження наперед відомі втрати тиску в ньому. Втрати тиску у відгалуженні повинні дорівнювати тиску у вузловій точці відгалуження (трійнику, хрестовині), з допускним відхиленням в межах $\pm 10\%$. Розрізняють прості (з однієї ділянки) і складні (з декількох ділянок) відгалуження. Найперше розраховують магістраль складного відгалуження за умови, що втрати тиску у послідовно поєднаних ділянках цієї магістралі дорівнювали наявному тиску у вузловій точці відгалуження.

Якщо в результаті розрахунку втрати тиску у відгалуженні відрізняються від наявного тиску у вузловій точці, то за збереження витрати у відгалуженні, шукають новий діаметр відгалуження d_n (замість попередньо прийнятого d), за формулою

$$\frac{d}{d_n} = \left(\frac{\Delta p_n}{\Delta p} \right)^{0,2} \quad (11.19)$$

Звідки

$$d_n = d \cdot \left(\frac{\Delta p}{\Delta p_n} \right)^{0,2}$$

Нормалізовані розміри круглих і прямокутних сталевих повітропроводів вказані, відповідно, в додатках (13.1 і 13.2).

Аеродинамічний розрахунок трубопроводів СВ виконують переважно в табличному вигляді.

У СВ зазвичай застосовують повітропроводи нормалізованих розмірів, які можуть відрізнитись від визначених розрахунком. У цьому випадку витрати повітряних потоків по відгалуженнях перерозподіляються, в результаті чого можуть змінитися проектні вимоги. Для запобігання цьому (якщо неможливо добитися ув'язання втрат тиску зміною діаметра) потрібно передбачати додатковий місцевий опір у вигляді шайби, прикритої засувки (шибера), клапана регулювання витрати тощо. Найоптимальнішого ув'язання втрат тиску у відгалуженні за відсутності у повітрі твердих домішок можна досягти діафрагмою (табл. 11.7), визначивши величину її коефіцієнта місцевого опору

$$\zeta_{\text{дф}} = \frac{2 \Delta p_{\text{дф}}}{\rho v^2} \quad (11.20)$$

де $\Delta p_{\text{дф}} = p_B - \Delta p$ – різниця тиску у вузловій точці (p_B) і фактичних втрат тиску у відгалуженні (Δp), Па; v – швидкість повітряного потоку у відгалуженні, м/с.

**Діаметри отворів діафрагм для повітропроводів
круглого поперечного перерізу [5]**

$\zeta_{дф}$	Діаметр отвору діафрагми, мм при діаметрі повітропроводу мм													
	100	125	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,3	91	114	128	146	164	182	205	228	255	287	324	365	410	456
0,4	90	112	125	143	161	179	201	224	251	282	318	358	403	448
0,5	88	110	123	141	159	176	198	220	247	278	313	353	397	441
0,6	87	109	122	139	156	174	196	217	243	274	309	348	391	435
0,7	86	107	120	137	155	172	193	215	240	270	305	343	386	429
0,8	85	106	119	136	153	170	191	212	238	267	301	339	382	424
0,9	84	105	117	134	151	168	189	210	235	264	298	336	378	420
1,0	83	104	116	133	150	166	187	208	233	262	295	332	374	416
1,1	82	103	115	132	148	165	185	206	230	260	292	329	370	411
1,2	82	102	114	131	147	163	184	204	228	257	290	326	367	408
1,3	81	101	113	129	146	162	182	202	226	255	287	323	364	404
1,4	80	100	112	128	144	160	181	201	225	253	285	321	361	401
1,6	79	99	111	126	142	158	178	198	221	249	281	316	356	395
1,8	78	97	109	125	140	156	175	195	218	246	277	312	351	390
2,0	77	96	108	123	138	154	173	192	215	242	273	308	346	385
2,2	76	95	106	122	137	152	171	190	213	239	270	304	342	380
2,4	75	94	105	120	135	150	169	188	211	237	267	301	338	376
2,6	74	93	104	119	134	149	167	186	208	234	264	298	336	372
2,8	74	92	103	118	133	147	166	184	206	232	261	295	331	368
3,0	73	91	102	117	131	146	164	182	204	230	259	292	328	365
3,2	72	90	101	116	130	145	163	181	202	228	257	289	325	361
3,4	72	90	100	115	129	143	161	179	201	226	254	287	323	358
3,6	71	89	100	114	128	142	160	178	199	224	252	284	320	355
3,8	71	88	99	113	127	141	159	176	197	222	250	282	317	353
4,0	70	87	98	112	126	140	157	175	196	220	248	280	315	350
4,5	69	86	96	110	124	137	155	172	192	217	244	275	309	344
5,0	68	85	95	108	122	135	152	169	189	213	240	271	304	338
5,5	67	83	93	107	120	133	150	167	187	210	236	266	300	333
6,0	66	82	92	105	118	131	148	164	184	207	233	263	296	328
6,5	65	81	91	104	117	130	146	162	181	204	230	259	292	324
7,0	64	80	90	102	115	128	144	160	179	202	227	256	288	320
7,5	63	79	89	101	114	127	142	158	177	199	225	253	285	316
8,0	63	78	88	100	113	125	141	156	175	197	222	250	282	313
8,5	62	77	87	99	111	124	139	155	173	195	220	248	279	310
9,0	61	77	86	98	110	123	138	153	172	193	218	245	276	306
9,5	61	76	85	97	109	121	137	152	170	191	215	243	273	303
10	60	75	84	96	108	120	135	150	168	189	213	241	271	301
11	59	74	83	95	106	118	133	148	165	186	210	236	266	296
12	58	73	81	93	105	116	131	145	163	183	206	233	262	291
13	57	72	80	92	103	115	129	143	160	180	203	229	258	286
14	56	71	79	90	102	113	127	141	158	178	201	226	254	282
15	56	70	78	89	100	111	125	139	156	176	198	223	251	279

Аеродинамічний розрахунок повітропроводів системи вентиляції за питомими втратами тиску на тертя

1	Номер ділянки	
2	Витрата повітря на ділянці L , м ³ /год	
3	Розрахункова довжина ділянки l , м	
4	Розміри поперечного перерізу повітропроводу $a \times b$, мм або d , мм	
5	Еквівалентний діаметр d_0 , мм	
6	Площа поперечного перерізу повітропроводу f_0 , м ²	
7	Дійсна швидкість повітря в перерізі повітропроводу v , м/с	
8	Коефіцієнт шорсткості β_m	
9	Коефіцієнт k_1	
10	Втрати тиску на тертя питомі на 1 п.м R , Па/м	
11	на всій ділянці $\Delta p_{тр} = R \cdot l \cdot \beta_m \cdot k_1$ Па	
12	Швидкісний (динамічний) тиск на ділянці $p_{дин} = (\rho \cdot v^2)/2$, Па	
13	Сума коефіцієнтів місцевих опорів на ділянці, $\Sigma \zeta$	
14	Коефіцієнт k_2	
15	Втрати тиску в місцевих опорах ділянки, $\Delta p_m = \Sigma \zeta \cdot p_{дин} \cdot k_2$, Па	
16	Сумарні втрати тиску на ділянці, $\Delta p_{дл1} = \Delta p_{тр} + \Delta p_m$, Па	
17	Сумарні втрати тиску в магістралі системи, Па	
18	Зауваги	

11.4. АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ТРУБОПРОВІДІВ СИСТЕМ ТРАНСПОРТУВАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Вихідними даними для розрахунку транспортувальної вентиляції є: характеристика і кількість відходів чи матеріалів, які транспортуються повітряними потоками (повітрям); витрати цих повітряних потоків; вибрана траса мережі повітропроводів і місця встановлення вентиляторів та очищувальних пристроїв.

Характеристики відходів (матеріалів) та їх кількість приймають згідно з параметрами роботи технологічного устаткування, а витрата повітряного потоку встановлюється дослідним шляхом і вказується в довідковій літературі [6, 3]. Витрата повітряного потоку повинна бути достатньою для транспортування механічних домішок. Для запобігання забиванню вертикальних ділянок цими домішками швидкість двофазного потоку повинна перевищувати транспортну швидкість $v_{тр}$ на величину швидкості витання домішок v_s , тобто

$$v_{\text{верт}} = v_{\text{тр}} + v_s \quad (11.21)$$

Збільшення швидкості на вертикальних ділянках трубопроводів забезпечується зменшенням їх поперечного перерізу. Перехід з більшого перерізу на менший передбачається в кінці горизонтальної ділянки з таких міркувань, щоби після переходу до відводу залишалася ділянка стабілізації (5...6) $\cdot d$, де d – діаметр (серединник) повітропроводу.

Мінімальні діаметри трубопроводів приймають: для сухого зернистого пилю – 80 мм; для пилю середньої волокнистості (тирса, стружка деревна, бавовна, вовна) – 100 мм; для грубої стружки – 125, 140 мм і більше.

Розрахункову масову витратну концентрацію двофазного потоку визначають як відношення масової витрати твердих частинок (матеріалів) до масової витрати повітряного потоку

$$x_p = \frac{G_2}{G_1} \quad (11.22)$$

При транспортуванні деревної тирси і стружки: $x_p = 0,1...0,6$ – в системах низького тиску; $x_p = 0,7...2,0$ – в системах середнього тиску; $x_p = 2...5$ – в системах високого тиску.

Втрати тиску в трубопроводах початково розраховують як для однофазних (без твердих частинок) повітряних потоків. Умовно однофазними вважаються потоки з $x_p < 0,1$ кг/кг [6]. При $x_p \geq 0,01$ потоки вважаються двофазними, і методика аеродинамічного розрахунку СВ є такою.

1. Приймають для напівзакритих (табл. 7.28 [6]) чи повністю закритих (табл. 7.26 [6]) місцевих смоків (локалізаторів) витрату витікального повітря через них.

2. Приймають (табл. 7.28 [6]) мінімальну швидкість повітря в трубопроводі від місцевого смока (локалізатора), а також характеристики місцевого смока, зокрема і його коефіцієнт місцевого опору.

Мінімальні розрахункові швидкості в горизонтальних і вертикальних трубопроводах рекомендується приймати за даними таблиці 11.9.

**Розрахункові величини для проєктування систем
транспортувальної вентиляції**

Матеріал, який транспортується	Густина ρ_m кг/м ³	Швидкість повітря в трубопроводах v , м/с		Масова концентрація суміші x_p кг/кг	Дослідний коефіцієнт k_n
		вертикальних	горизонтальних		
1	2	3	4	5	6
Земельний і пісковий пил, оборотна (горіла) земля, формувальна земля *	2600	13	15	0,8	0,7
Вологі земля і пісок	2800	15	18	-	-
Мелена глина *	2400	14	17	0,8	0,6
Шамот	2200	14	17	0,8	0,6
Дрібний мінеральний пил	-	12	14	-	-
Пил від полірувальних кругів із матерії	-	10	12	-	-
Вугільний пил	900	14	15	1	1
Наждаковий мінеральний пил *	4000	15,5	19	-	-
Гіпс, тонкозмелене вапно	1250	10	11	-	-
Вовна:					
замашена	-	18	19	-	-
незамашена	-	19	20	-	-
штучна	-	17	20	-	-
мериносова (замашена і незамашена)	-	14	15	0,1...0,2	-
лоскут	-	16	18	-	-
розпушені і грубі очоси	-	17	18	-	-
Льон (коротке волокно і льонова костра)	-	16	18	-	-
Ошурки :					
чавунні *	7300	19	23	0,8	0,85
сталеві *	7800	19	23	0,8	-

Зауваги: 1. Для матеріалів, які зазначені зірочкою, при переміщенні кусків розміром до 20 мм швидкості необхідно підвищити на 25–30 %.

2. Коефіцієнти x_p і k_n , які не вказані в таблиці, треба приймати за відомчими нормами.

Транспортувальну швидкість в горизонтальних трубопроводах СВ можна визначити за формулою

$$v_{\text{гор}} = c \cdot \left(\frac{4 \cdot x_p}{v_m} + 0,01 \cdot \rho_m + B \right), \quad (11.23)$$

де c – коефіцієнт, який враховує зниження швидкості твердих частинок в місцевих опорах: для внутрішніх систем – $c = 1,1 \dots 1,15$; для місцевих довжиною до 30 м – $c = 1,05 \dots 1,1$; те саме, довжиною > 30 м – $c = 1$; $\bar{v}_m = v_m / v_{пов}$ – відносна швидкість переміщення частинок (табл. 11.10); $v_m, v_{пов}$ – швидкості, відповідно, твердої частинки і повітря, м/с; B – коефіцієнт, який залежить від виду матеріялу (табл. 11.10).

Таблиця 11.10

Значення середньої відносної швидкості \bar{v}_m за стійкого руху частинок подрібненої деревини в горизонтальному повітропроводі і коефіцієнта B [7]

Матеріал, який транспортується	\bar{v}_m при $x_p \leq 2$	B
Тирса:		
дрібна	0,9	7
груба	0,85	8
Стружка:		
дрібна	0,85	9
груба	0,8	10
Сортована технологічна щепка довжиною до 35 мм	0,7	11
Груба несортована щепка довжиною понад 40 мм	0,6	13

Транспортувальну швидкість повітря у вертикальному трубопроводі можна обрахувати за формулою

$$v_{вер} = v_{гор} + v_s, \quad (11.24)$$

де v_s – швидкість витання твердої частинки, м/с.

Для частинок розміром < 100 мкм при числі Рейнольдса, що визначене щодо діаметра частинки d , величиною менше за одиницю ($Re_d < 1$),

$$v_s = d \cdot \rho_m \cdot g / (18 \cdot \mu_{пов}), \quad (11.25)$$

де d – діаметр частинки, м; $\mu_{пов}$ – динамічна в'язкість повітря, Па·с; $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння.

Для деревинних відходів [6]

$$v_s = 0,14 \cdot \sqrt{\rho_m / (0,02 + \frac{a}{h}) \cdot \rho_{пов}}, \quad (11.26)$$

де a – коефіцієнт, який враховує форму частинки: за кубічної форми $a = 1,1$; за паралелепіпедоподібної – 0,9; h – товщина частинки, мм; $\rho_{пов}$ – густина повітря, кг/м³.

3. Компонують систему вентиляції і викреслюють її схему. Позначають магістраль системи, нумерують розрахункові ділянки, визначають витрати повітря в них і розрахункову довжину. Приймають швидкості руху і визначають менші діаметри трубопроводів.

4. Втрати тиску в окремих ділянках трубопровідної мережі рекомендується визначати за формулою

$$\Delta p_v = \left(\frac{\lambda}{d} \cdot l + \sum_{i=1}^n \zeta_i \right) \cdot \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (11.27)$$

де величину λ/d приймати по табл. 11.11, 11.12.

Таблиця 11.11

**Значення λ/d для металевих повітропроводів
під час переміщення ними пилових частинок різних речовин [11]**

d, мм	λ/d за швидкості повітря, м/с							
	0,1...3	3,1...6	6,1...9	9,1...12	12,1...15	15,1...18	18,1...21	21,1...25
80	0,418	0,318	0,28	0,257	0,245	0,237	0,231	0,225
100	0,316	0,24	0,212	0,198	0,189	0,183	0,178	0,173
110	0,281	0,213	0,188	0,177	0,169	0,164	0,159	0,155
125	0,239	0,181	0,161	0,153	0,146	0,141	0,137	0,133
140	0,208	0,158	0,141	0,133	0,129	0,123	0,12	0,117
160	0,176	0,133	0,121	0,114	0,109	0,106	0,103	0,1
180	0,152	0,115	0,105	0,1	0,096	0,092	0,09	0,087
200	0,133	0,101	0,093	0,088	0,084	0,081	0,079	0,077
225	0,115	0,088	0,081	0,077	0,073	0,071	0,069	0,067
250	0,101	0,078	0,072	0,068	0,065	0,063	0,061	0,059
280	0,088	0,068	0,063	0,059	0,057	0,055	0,054	0,052
315	0,075	0,06	0,055	0,052	0,05	0,048	0,047	0,045
355	0,065	0,052	0,048	0,045	0,043	0,042	0,041	0,039
400	0,056	0,045	0,041	0,039	0,038	0,036	0,035	0,034
450	0,048	0,039	0,036	0,034	0,033	0,032	0,031	0,03
500	0,042	0,035	0,032	0,029	0,029	0,028	0,027	0,026
560	0,037	0,03	0,028	0,026	0,025	0,025	0,024	0,023
630	0,032	0,027	0,024	0,023	0,022	0,021	0,021	0,02
710	0,028	0,023	0,021	0,02	0,019	0,019	0,018	0,018
800	0,024	0,02	0,018	0,017	0,017	0,016	0,016	0,015
900	0,021	0,018	0,016	0,015	0,015	0,014	0,014	0,013
1000	0,019	0,015	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,012
1120	0,016	0,014	0,012	0,012	0,011	0,011	0,011	0,01
1250	0,014	0,012	0,011	0,01	0,01	0,01	0,009	0,009
1400	0,013	0,01	0,01	0,009	0,009	0,009	0,008	0,008
1600	0,011	0,009	0,008	0,008	0,007	0,007	0,007	0,007

**Значення λ/d для металевих повітропроводів
за переміщення ними деревних відходів [3]**

d, мм	Значення λ/d за швидкості повітря v , м/с							
	0,1...3	3,1...6	6,1...9	9,1...12	12...15	15,1...18	18,1...21	21,1...25
100	0,327	0,263	0,243	0,232	0,225	0,221	0,217	0,214
110	0,29	0,233	0,215	0,206	0,2	0,196	0,193	0,19
125	0,247	0,199	0,184	0,175	0,17	0,167	0,164	0,162
140	0,215	0,173	0,159	0,152	0,148	0,145	0,143	0,141
160	0,181	0,146	0,135	0,129	0,125	0,123	0,121	0,119
180	0,157	0,126	0,116	0,111	0,108	0,106	0,104	0,103
200	0,137	0,11	0,102	0,097	0,094	0,092	0,091	0,09
225	0,119	0,095	0,088	0,084	0,082	0,08	0,079	0,078
250	0,104	0,084	0,077	0,074	0,072	0,07	0,069	0,068
280	0,09	0,073	0,067	0,064	0,062	0,061	0,06	0,059
315	0,079	0,063	0,058	0,055	0,054	0,053	0,052	0,051
355	0,067	0,054	0,05	0,048	0,046	0,045	0,045	0,044
400	0,058	0,047	0,043	0,041	0,04	0,039	0,038	0,038
450	0,05	0,04	0,037	0,035	0,034	0,034	0,033	0,033
500	0,044	0,035	0,032	0,031	0,03	0,03	0,029	0,029
560	0,038	0,031	0,028	0,027	0,026	0,026	0,025	0,025
630	0,033	0,026	0,024	0,023	0,023	0,022	0,022	0,021
710	0,028	0,023	0,021	0,02	0,019	0,019	0,019	0,018
800	0,024	0,02	0,018	0,017	0,017	0,016	0,016	0,016
900	0,021	0,017	0,016	0,015	0,014	0,014	0,014	0,014
1000	0,018	0,015	0,014	0,013	0,013	0,012	0,012	0,012
1120	0,016	0,013	0,012	0,011	0,011	0,011	0,011	0,01
1250	0,014	0,011	0,01	0,01	0,01	0,009	0,009	0,009
1400	0,012	0,01	0,009	0,009	0,008	0,008	0,008	0,008
1600	0,01	0,008	0,008	0,007	0,007	0,007	0,007	0,007

Коефіцієнт місцевого опору нормалізованих трійників систем вентиляції, за переміщення ними пилових частинок різних речовин, рекомендується приймати за графічними залежностями, зображеними на рис. 11.4 і 11.6.

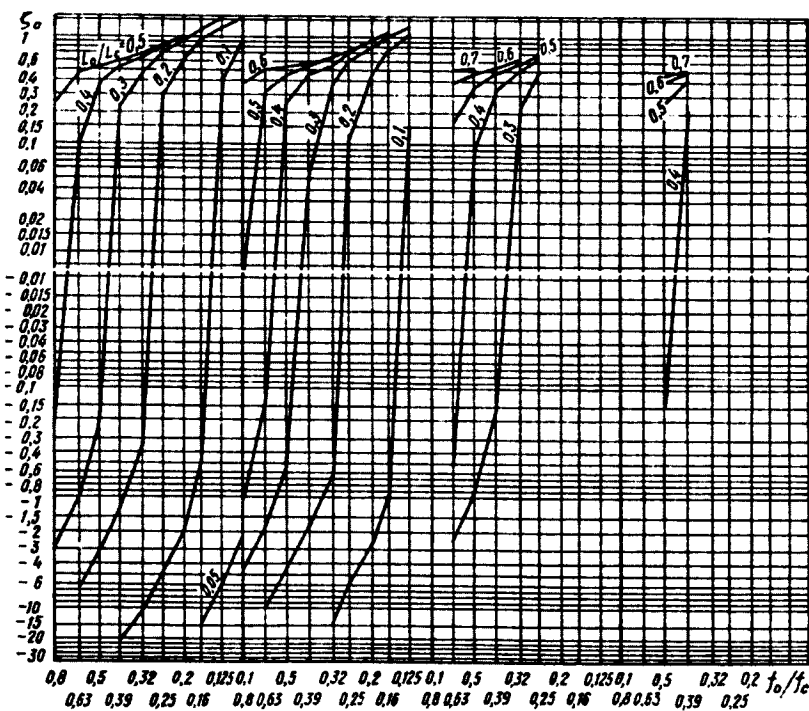
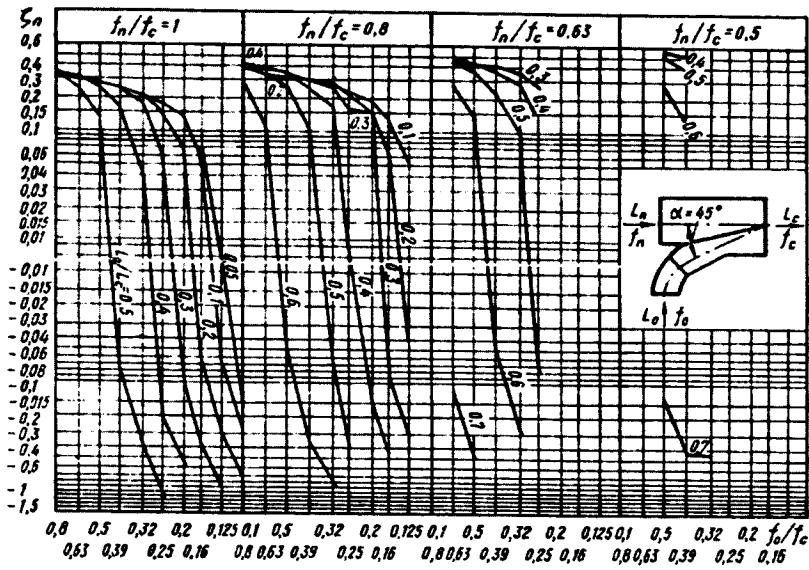


Рис. 11.4. Коефіцієнти місцевого опору нормалізованого трійника з кутом відгалуження 45° систем транспортувальної витікальної вентиляції (за переміщення крізь нього пилових частинок) [6]

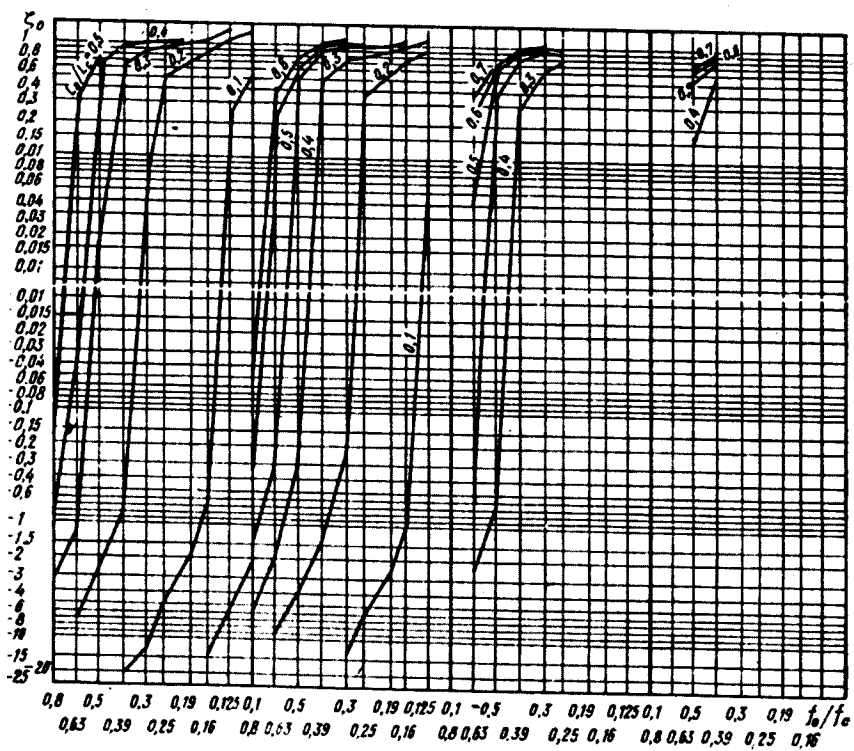
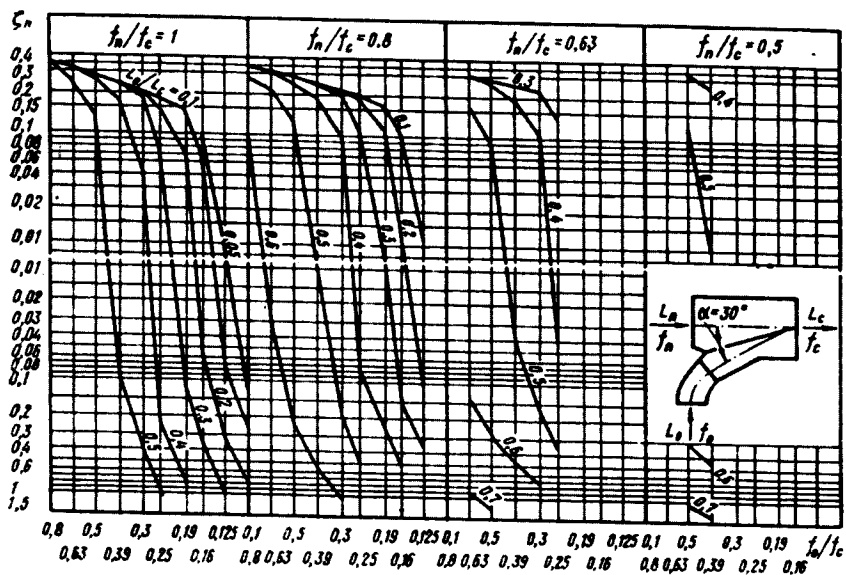


Рис. 11.5. Коефіцієнти місцевого опору нормалізованого трійника з кутом відгалуження 30° систем транспортувальної витікальної вентиляції (за переміщення крізь нього пилових частинок) [6]

Коефіцієнти місцевого опору трійників СВ за переміщення крізь них деревних відходів рекомендується приймати за табл. 12.49 [3].

Коефіцієнти місцевого опору відводів рекомендується приймати згідно з даними табл. 11.13.

Таблиця 11.13

Умовний коефіцієнт місцевого опору відводу під кутом 90° з радіусом заокруглення $R = 2d$ [7]

Масова внутрішня концентрація суміші x_p , кг/кг	Значення ζ					
	у разі зміни напрямку потоку з горизонтального на вертикальний висхідний			у разі зміни напрямку потоку з вертикального висхідного на горизонтальний		
	тирса	стружка	щепа	тирса	стружка	щепа
0,5	0,48	0,48	0,49	0,71	0,71	0,67
1	0,6	0,61	0,62	0,95	0,95	0,91
2	0,72	0,74	0,77	1,23	1,22	1,18
3	0,79	0,82	0,85	1,37	1,37	1,32
4	0,83	0,85	0,9	1,45	1,45	1,42
5	0,86	0,89	0,94	1,51	1,52	1,48

5. Особливу увагу звертають на ув'язання втрат тиску у відгалуженнях від магістралі з наявним тиском у вузлових точках магістралі (допускається нев'язка до $\pm 5\%$).

Конусні діафрагми (рис. 11.7) допускається встановлювати на вертикальних ділянках повітропроводів відгалужень за умови, що переміщується сухий, незлипний і неволокнистий пи́л. За подібних умов допускається встановлення і шторкових діафрагм з дистанційним ручним приводом.

Для забезпечення допускних ув'язань втрат тиску допускається на ділянках відгалужень передбачати вставки повітропроводу меншого діаметра.

За неможливості використання конусної діафрагми і трубної вставки потрібно збільшити витрату повітря на ділянці.

Приріст витрати повітря додають до витрат кожної відповідної ділянки магістралі і розраховують відповідні втрати тиску.

Аеродинамічний розрахунок транспортувальної СВ виконують переважно в табличному вигляді (табл. 11.14).

Аеродинамічний розрахунок системи транспортувальної вентиляції

№ верстага	№ ділянки	Верстат або характеристика ділянки	Марка верстага	Задані величини			Прийняті величини				$\zeta_{\text{звм}} = \lambda/d \cdot l$	$\sum \zeta_i$	$\zeta_{\text{звм}} + \sum \zeta_i$	$P_0 = (\rho \cdot v^2)/2$, Па	Втрати тиску $\Delta p = (\zeta_{\text{звм}} + \sum \zeta_i) \cdot P_0$, Па	Підрахунок $\sum \zeta_i$	Зауваги
				Мінімальна витрата повітря $L_{\text{мін}}$, м ³ /год	Мінімальна швидкість повітря $v_{\text{мін}}$, м/с	Розрахункова довжина ділянки l , м	L , м ³ /год	v , м/с	d , мм	λ/d							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18

Заувага. Приклад аеродинамічного розрахунку системи транспортування вентиляції деревинних відходів розглянутий в табл. 12.60 [3].

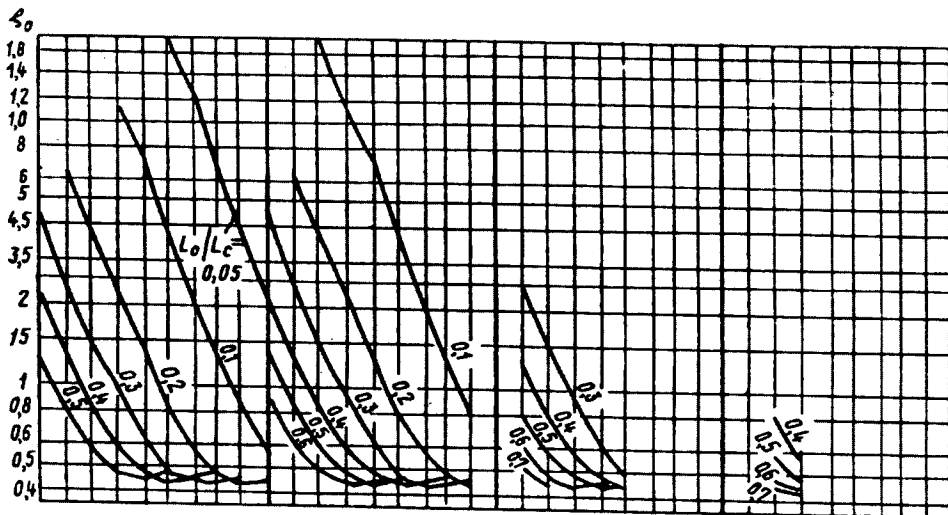
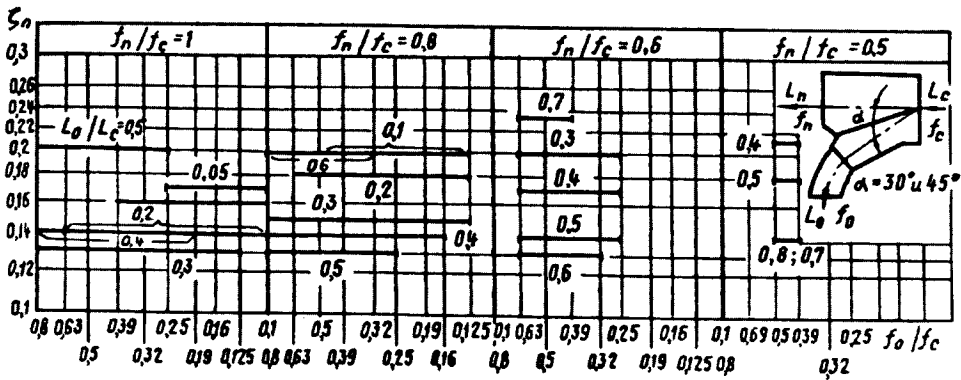


Рис. 11.6. Коефіцієнти місцевого опору нормалізованого трійника з кутом відгалуження 30° і 45° систем транспортувальної витікальної вентиляції за переміщення крізь нього пилових частинок [6]

6. Втрати тиску для добору вентилятора Δp_v , Па, рекомендується приймати із врахуванням втрат тиску в магістралі системи Δp_m , очищувальних пристроях Δp_o і висоти h підймання твердих частинок (матеріалів), що транспортуються в повітропроводах та 10% запасом. Наприклад, для систем транспортувальної вентиляції деревинних відходів.

$$\Delta p_v = 1,1 \Delta p \cdot v_m \cdot (1 + k_n \cdot x_p) + x_p \cdot \rho_{пов} \cdot h \cdot g \cdot \frac{v_{пов}}{v_m - v_s} + \Delta p_o \quad (11.28)$$

Для інших систем транспортувальної вентиляції

$$\Delta p_B = 1,1 \Delta p \cdot v_M \cdot (1 + k_n \cdot x_p) + g \cdot h \cdot \beta_p, \quad (11.29)$$

де $\beta_p = W_2 / W_1$ – розрахункова об'ємна концентрація суміші, $\text{кг}/\text{м}^3$.

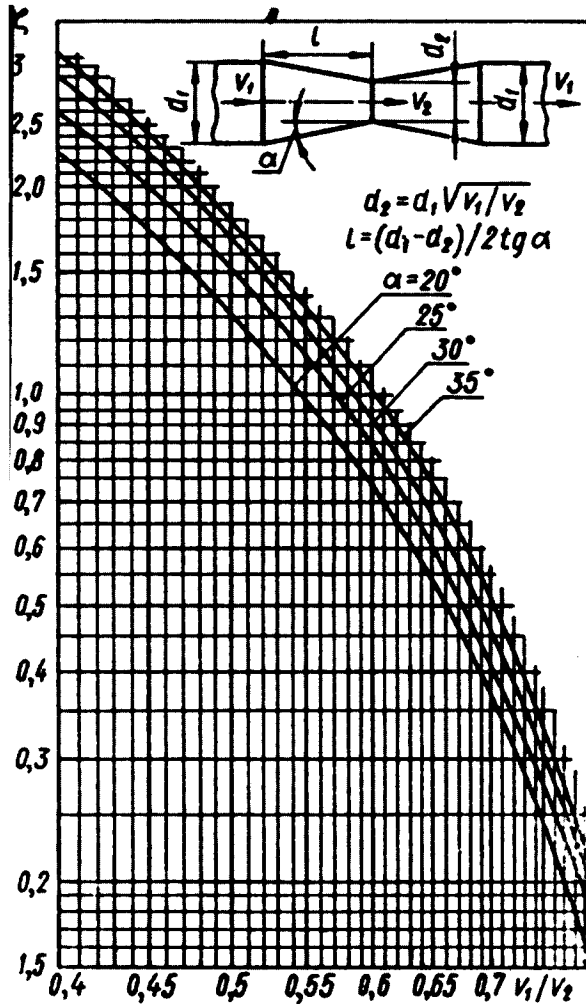


Рис. 11.7. Аеродинамічні характеристики конусної діафрагми [6]

11.5. АЕРОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ ПРИРОДНОЇ ВИТІКАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Такі системи характеризуються невеликими швидкостями руху повітряних потоків в теплий (ТПР) і перехідний (ППР) періоди року.

Рекомендований радіус дії системи до 8...10 м.

Наявний перепад природного тиску в системі визначають за формулою

$$\Delta p = \Delta p_{гр} + \Delta p_{вітр} , \quad (11.30)$$

де $\Delta p_{гр}$ – перепад гравітаційних тисків в системі, Па ; $\Delta p_{вітр}$ – перепад тисків в системі, який спричинений дією вітру на будинок, Па,

$$\Delta p_{вітр} = h \cdot (\rho_3 - \rho_{в.сер}) \cdot g , \quad (11.31)$$

де h – відстань по вертикалі від центра отвору для витікання внутрішнього повітря до найвишого рівня верхівки системи, м ; ρ_3 – густина зовнішнього повітря, кг/м^3 , при його температурі $+5$ °C; $\rho_{в.сер}$ – середня густина внутрішнього повітря (густина витікального повітря при розрахунковій внутрішній температурі за дії CO), кг/м^3 ; $g = 9,81$ м/с²; $\rho_{в.сер} = 1,2$ кг/м^3 .

$$\Delta p_{вітр} = 0,25 v_s^2 \cdot \rho_3 \cdot (C_H - C_3) ,$$

де v_s – розрахункова швидкість вітру в ТПР, м/с ; C_H , C_3 – аеродинамічні коефіцієнти відповідно для навітряної зони будівлі і зони, прилеглої до дахового провітрювача (дефлектора) системи (див.[12]).

Перепад тисків $\Delta p_{вітр}$ враховують за наявності в системі дефлектора (або іншого дахового провітрювача).

За відсутності в системі дефлектора

$$\Delta p = \Delta p_{гр} . \quad (11.32)$$

Втрати тиску Δp_v по розрахунковій магістралі системи повинні бути менші від величини Δp на 5...10%, тобто

$$5\% \leq \frac{\Delta p - \Delta p_v}{\Delta p} \cdot 100 \leq 10\% . \quad (11.33)$$

Розрахунковою вважається магістраль з найбільшими витратами повітря і найменшою відстанню h .

Ув'язання відгалужень від магістралі виконують із врахуванням величини Δp окремих відгалужень. Приклад аеродинамічного розрахунку системи вказано в [7].

ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ 11

1. Альтшуль А.Д., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат 1987. – 414 с.
2. Богословский В.Н. Строительная теплофизика. – М.: Высшая школа, 1982. – 415 с.
3. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. В 2-х ч. – Ч.2: Вентиляция и кондиционирование воздуха / Под ред. И.Г. Староверова. – М.: Стройиздат, 1978. – 510 с.
4. Крум Д., Робертс Б. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий: Пер. с англ. (Под ред. Е.Е. Карписа). – М.: Стройиздат, 1980. – 399 с.
5. Русланов Г.В., Розкин М.Я., Ямпольский Э.Л.. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий : Проектирование : Справочник. – К.: Будівельник, 1983. – 272 с.
6. Проектирование промышленной вентиляции: Справочник / Б.М. Торговников, В.Е. Табачник, Е.М. Ефанов. – К.: Будівельник, 1983. – 256 с.
7. Богословский В.Н. Отопление и вентиляция: Учебник для вузов. Ч. 2. Вентиляция / Под ред. В.Н. Богословского. – М.: Стройиздат, 1976. – 440 с.
8. Щекин Р.В., Корневский С.М., Бем Г.Е. и др. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Кн. 2-я. – К.: Будівельник, 1976. – 352 с.
9. Зінич П.Л. Вентиляція громадських будівель і споруд: Конспект лекцій. – К.: КНУБА, 2001. – 228 с.
10. Рысин С.А. Вентиляционные установки машиностроительных заводов. – М.: Машиностроение, 1964. – 704 с.
11. Руководство по расчёту воздухопроводов из унифицированных деталей. Серия АЗ – 804. – М.: ГПИ Сантехпроект, 1979. – 204 с.
12. СНиП 2.01.07 – 85. Нагрузки и воздействия /Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. – 36 с.

Розділ дванадцятий

СИСТЕМИ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

В уставах (установках) систем вентиляції (СВ) системи автоматичного регулювання (САР) застосовують для виконання функцій:

- *регулювання*, тобто підтримання температури, вологості або тиску на бажаному рівні в наперед заданих межах;
- *безпеки*, тобто попередження перевищення температури, вологості або тиску за безпечні границі і запобігання задіяння устаткування поза безпечними межами;
- *керування*, тобто вимкнення і увімкнення СВ у відповідні моменти часу в наперед заданій (зблокованій) послідовності для забезпечення економічності задіяння.

Автоматичне регулювання температури, вологості та інших параметрів у вентиляваному (кондиціонованому) приміщенні потрібне для: підтримання параметрів мікроклімату приміщення, необхідних для ефективної праці в ньому людей, правильності різних технологічних процесів, забезпечення цілісності і якості зберігання продуктів; запобігання перегріванню і переохолодженню приміщення, які спричиняють невиправдані витрати енергії; надання можливості користувачам (мешканцям) реалізувати власні вимоги щодо температури у наперед означених розумних межах.

Дуже важливо, щоб СВ і САР проєктувались поєднано. Повітронагрівники та повітроохолодники і їх регулювальні клапани та заслінки повинні бути правильно підібрані. Ефект запізнювання в САР і в СВ треба аналізувати.

По суті САР складається із контролера, тобто регулювального пристрою і джерела енергії.

Контролер – це прилад, який вимірює зміну параметра і відповідну дію (дії) або спричиняє імпульс для передавання регулювальному приладу команди протидії змінам контрольованого параметра. Приклади контролерів – термо- і вологорегулятори.

Регулювальний прилад (корегульвальний агрегат) реагує на сигнал, отриманий від контролера, і змінює витрату регульованого середовища. Приклади регулювальних приладів – клапани, заслінки, електричні реле й електроспонукачі вентиляторів та насосів.

Нижче подаються основні терміни, які застосовуються в системах автоматичного регулювання.

Регулювальним агентом називається середовище, параметр (параметри) течії якого змінює регулювальний прилад; цим середовищем можуть бути водяний або паровий потік, які протікають крізь клапан, або повітряний потік, який протікає крізь заслінку тощо.

Регульована змінна (регульована умова, кондиція) – це параметр, який підлягає регулюванню.

Бажане значення – це значення регульованого параметра.

Точка налагодження (налагоджувальне значення) – це значення, на яке налагоджено регулятор; воно зазвичай є бажаним значенням регульованої змінної. Однак точка налагодження може відрізнятися від бажаного значення (різницю часто називають вимірюваним відхиленням).

Регульована точка – це дійсне значення регульованої змінної, за якої контролер виконує свою функцію.

Відхилення – це різниця між точкою налагодження і значенням регульованої змінної в деякий момент часу (часто називають дійсним відхиленням).

Зсув – це тривале відхилення між точкою налагодження і дійсним значенням регульованої змінної за сталих умов.

Диференціал стосовно двопозиційного регулювання означає різницю між налагодженнями, при яких контролер працює в граничних положеннях.

При “плавальному” пропорційному регулюванні диференціал – це зміна регульованого параметра, потрібна для переміщення за командою контролера регульовального приладу із одного граничного положення в інше.

Нестійкість (або циклічність) – це періодична зміна регульованої змінної від одного значення до іншого.

Багатоступінчасте (або погоджене) регулювання – це робота регульовальних ступенів у наперед заданій послідовності. Воно може бути потрібним при регулюванні температури зміною витрати двох або більше потоків речовини. Погоджене регулювання при кондиціонуванні приміщення в загальному випадку може полягати в управлінні: СО за допомогою клапана на трубопроводі підведення теплоносія до повітрянагрівника; СВ – за рахунок зміни співвідношення витрат потоків зовнішнього і рециркуляційного повітря за допомогою змішувальних повітряних клапанів; охолодженням – за допомогою клапана на трубопроводі підведення охолодженої води до повітроохолодника.

Компенсаційне регулювання – метод регулювання, за якого параметри в будь-якій точці налагоджуються автоматично, якщо змінюються умови в іншій точці. Наприклад, в теплий період року (ТПР) температура в приміщенні підвищується зі збільшенням температури зовнішнього повітря. Іншими формами цього регулювання є “зимова компенсація” і компенсація притікання.

Графік регулювання (або регульоване перемикання) – задана програма, в якій допускається зміна одного параметра за наперед заданим порядком при зміні іншого параметра. Цей термін часто використовують для компенсаційного регулювання (наприклад, зимовий графік, літній графік).

Авторитет – термін, який характеризує відношення компенсаційного терморегулятора щодо основного. Так, при 10-відсотковому авторитеті зміна температури в компенсаторі на 10 °С викликає зміну температури в контролері на 1 °С.

Ступені перемикання – налагоджувальна основа багатоступінчастих систем, яка забезпечує “мертву зону”, або “перекривання” дроселювальних діапазонів пропорційних ступенів, або диференціалів двопозиційних ступенів.

Пасивна (мертва) зона – інтервал між закінченням однієї стадії і початком наступної, протягом якого допускається зміна регульованої змінної на наперед встановлену величину без корегувальної дії. Часто використовується для економії експлуатаційних витрат перед переходом до стадії охолодження повітря.

Перебивання – сумісна дія двох регульовальних пристроїв, ефект яких протилежний (наприклад, відкривання клапана теплоносія до закриття клапана холодоносія).

Запізнювання – час затримки реагування однієї частини системи на зміни умов в іншій частині; суть його полягає в запізнюванні контролера і запізнюванні системи. Запізнювання контролера складається головним чином із запізнювання вимірювання,

наприклад, передавання теплоти до чутливого балона регулятора температури; в нього входить також і запізнювання в дії регулювального приладу.

Кожна частина системи вносить свою частку в загальне запізнювання, яке може бути значним, особливо при увімкненні системи (наприклад, у разі такого "ланцюжка"): за команди на обігрівання газовий паливник котла починає підігрівати воду; підігріта вода циркулює крізь повітропідігрівник, встановлений в трубопроводі СВ, яким вентилятором переміщується повітряний потік; теплота передається до цього потоку і потім він підігрітим притікає в приміщення; зміни в надходженні теплоти виявляються терморегулятором.

Для точного і надійного регулювання в деяких випадках треба попередньо виявити час запізнювання в системі нагрівання або охолодження. Це особливо важливо, якщо час запізнювання приміщення (будинку) малий порівняно з часом запізнювання системи (наприклад, коли значне заскління зовнішніх стін, мала теплоакумуляційна здатність будівельних конструкцій (огорож)) і зміни зовнішніх умов (наприклад, потоку сонячного випромінення) спричиняють необхідність швидкої зміни холодильного навантаження (навантаги). У більшості випадків, якщо контролер встановлений в трубопроводі рециркуляційного повітря і кратність повітрообмінів приміщення $< 8 \text{ год}^{-1}$, забезпечується задовільне регулювання системи.

Система регулювання діє так. Вимірювальний елемент контролера реагує на зміну регульованої змінної, а регулювальний елемент перетворює цю зміну в зміну сили або енергії і передає її по з'єднувальних частинах регулювального ланцюга (електричних провідниках, трубопроводах стисненого повітря або важільному механізмі) до регульовального приладу. Сила (або енергія) використовується для переміщення кінцевого регульовального елемента і викликає зміну регульованого параметра. Вимірювальний елемент виявляє закінчення корегувальної зміни, і система обмежує команду на корегувальну дію. Більша частина систем регулювання закритого типу, тобто контролер вимірює і відкликається (реагує) на зміну регульованої змінної і впливає на регулювальний прилад (пристрій) для того, щоби спричинити протилежну зміну, яка знову вимірюється контролером. Передавання інформації про результати регульовальної дії знову до джерела називають *зворотним зв'язком*. Схему закритої системи зі зворотним зв'язком зображено на рис. 12.1.

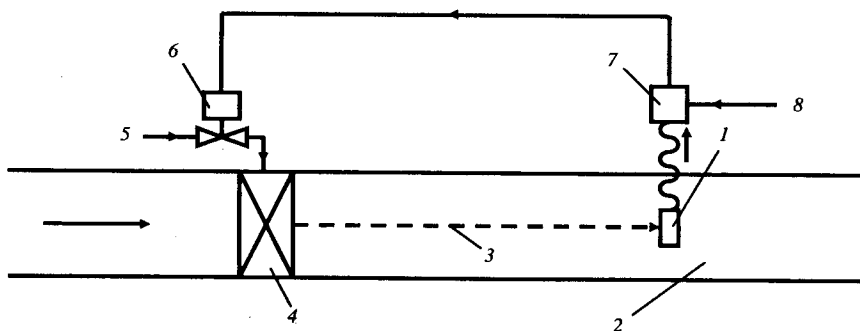


Рис. 12.1. Схema закритої системи регулювання температури води зі зворотним зв'язком:

- 1 – вимірювальний елемент (дистанційний термометр);
- 2 – повітропровід;
- 3 – зворотний зв'язок;
- 4 – повітряна нагрівка;
- 5 – трубопровід подачі регульованого агента (пара, гаряча вода);
- 6 – регулювальний клапан;
- 7 – контролер (термостат);
- 8 – підведення джерела енергії

Відкрита система – це система без зворотного зв'язку, яка використовується інколи для регулювання. Прикладом може бути зовнішній терморегулятор, який змінює надходження теплоти до будинку пропорційно до тепловтрат за зміни зовнішньої температури. Ця система виконує регулювання відповідно до заданого співвідношення між температурою зовнішнього повітря і надходженням теплоти в будинок. Дійсні температури в приміщеннях не впливають на контролер і, оскільки зворотний зв'язок відсутній, регулятор може тільки корегувати зміну кімнатної температури за її теоретичною залежністю від температури зовнішнього повітря.

12.1. ТИПИ СИСТЕМ РЕГУЛЮВАННЯ

Система прямої дії (автономна) поєднує в собі контролер і регулювальний прилад і використовує силу, яка виникає у вимірювальному елементі, для виконання потрібної регулювальної дії.

У *гідравлічній системі* використовують як джерело енергії для спонукання регулювальних приладів рідину, зазвичай оливу (під тиском). Система застосовується тоді, коли для переміщення регулювальних приладів потрібні значні зусилля, наприклад, в деяких поршневих (толокових) компресорах холодильних устав для регулювання холодопродуктивності шляхом розвантаження циліндрів.

В *електричній системі* використовують змінний струм напругою 110...120 В чи 200...250 В або низьку напругу 20...24 В. Подача електричної енергії до регулювального приладу регулюється контролером безпосередньо або через реле.

В *електронній системі* для спонукання стандартних регулювальних приладів використовують електроенергію через електронні посилювачі малих змін напруги у вимірювальних елементах.

У *пневматичній системі* як джерело енергії використовують стиснене повітря. Контролер отримує повітря з надлишковим тиском 100...160 кПа і подає його за змінного тиску по відгалуженнях до регулювального приладу.

В *електронно-пневматичній системі* через відповідне реле використовують чутливість і швидкість реагування електронного регулятора для задіяння пневматичних регулювальних приладів.

В СВ (СК) застосовують електричні, електронні і пневматичні системи регулювання та різні їх комбінації.

12.2. ТИПИ РЕГУЛЮВАЛЬНИХ ДІЙ

Регулювальна дія – співвідношення між відхиленням і зміною вихідного сигналу від контролера.

Переривчаста регулювальна дія – дія контролера, вихідний сигнал від якого є переривчастою функцією відхилення (наприклад, регулювання за способом “відкрито – закрито”).

Безперервна регулювальна дія – дія контролера, вихідний сигнал від якого слугує неперервною функцією відхилення (наприклад, пропорційне регулювання).

Двопозиційне регулювання (або “відкрито – закрито”) – це регулювання, за якого регульовальний прилад знаходиться тільки в максимальному і мінімальному положеннях, тобто відкритому або закритому. Прикладом може слугувати контролер, який запускає і зупиняє вентилятор у разі зміни температури повітря.

Тимчасове двопозиційне регулювання – варіант простого позиційного регулювання, за якого тривалість періоду “відкрито” наперед скорочено. Цей принцип дії застосований тільки в деяких кімнатних терморегуляторах, які протягом періоду “відкрито” на “підйомній” ділянці температурного циклу для зменшення диференціалу живляться енергією, генератор якої вмонтовано в нагрівальний елемент.

Плавальне регулювання полягає в тому, що регулятор переміщує регульовальний прилад (пристрій) зазвичай на сталу величину в напрямку відкривання або закривання. Між двома цими положеннями, як правило, існує нейтральна зона, яка зупиняє регульовальний прилад у деякому положенні із досягненням встановленого значення регульованого параметра. Таке регулювання відоме як одношвидкісне плавальної дії. Деякі контролери для плавального регулювання оснащуються механізмами, які дають змогу підібрати час реагування контролера за часом реагування регульованої устави (установки) з метою, щоби регульовальний прилад не перемістився повністю в граничне положення раніше, ніж вимірювальний елемент виявить зміну, яку внесено в регульовану умову. Типові приклади – регулювання статичного тиску заслінками і температури в багатоступінчастих водоохолоджувальних холодильних машинах за відсутності ємності для води.

Пропорційне регулювання – дія, за якої регульовальний прилад переміщується в прямій пропорції з параметром, що вимірюється контролером. Це регулювання часто називають модульовальним (в електричних системах) і диференціальним (різницевим) (в пневматичних). Прикладом пропорційного регулювання може слугувати зміна витрати пари (гарячої води) в повітрянагрівнику за допомогою автоматичного клапана, який керується контролером, що вимірює температуру притікального повітря.

Пропорційне регулювання з інтегральною дією – це регулювання, за якого застосовують контролер разом з пристроєм для зменшення властивого системі пропорційного регулювання зсуву.

Інтегральна, або “перенастановочна” дія автоматично і постійно переналагоджує контролер на зменшення зсуву. Автоматичне переналагодження діє сповільнено і його треба застосовувати тільки тоді, коли зміни навантажень (навантаг) відбуваються протягом достатньо тривалого періоду.

Довільне регулювання – регулювання, за якого через регульовальний прилад пропорційно щодо швидкості відхилення відбувається корегувальна дія, завдяки чому враховується швидкість зміни навантаги.

12.3. ВИМІРЮВАЛЬНІ ЕЛЕМЕНТИ

12.3.1. Типи елементів для вимірювання температури

Біметалеві елементи виготовляють із двох тонких смужок металу з різними коефіцієнтами лінійних видовжин. Їх зварюють і надають різної форми – прямих

пластин, U-подібну, спіральну. Зміна температури викликає деформацію елемента і зміну його положення в приладі.

Трубчато-стрижневий елемент є металевою трубкою з високим коефіцієнтом лінійних видовжин, всередині якої міститься маловидовжуваний стрижень, один кінець якого закріплений в дні трубки так, що температурні зміни викликають рух вільного кінця.

Герметичний ємнісний елемент – це вакуумована і заряджена рідиною, газом або паром ємність, яка переміщується або розвиває зусилля із зміною температури довкілля (змінюється об'єм або тиск речовини, що наповнює ємність).

Дистанційний патронний елемент – це герметична ємність (або діафрагма), до якої за допомогою капілярної трубки приєднано патрон, а вся система заповнена рідиною, газом або паром. Температурні зміни середовища навколо патрона передаються у вигляді тиску або зміни об'єму по капілярній трубці до ємності (або діафрагми).

12.3.2. Типи елементів для вимірювання вологості повітря

Прийнятними для вимірювання вологості повітря є елементи із органічних речовин, оскільки вони гігроскопічні. Їх зазвичай виготовляють із людського волосся, паперу, шовку, тваринних плівок або інших матеріалів, які змінюють свою довжину зі зміною рівня вологості повітря. Зміни відносної вологості повітря примушують елементи видовжуватись або стискатись.

Елемент опору застосовують в електронних системах. Зазвичай він складається з двох верств (шарів) ґраток з золотої фольги, кожна з яких приєднана до клеми і змонтована на тонкій плиті ізоляційного пластику, що покритий гігроскопічною речовиною (хлористим літєм). Електричний опір сусідніх смужок змінюється з поглинанням води плівкою адсорбента. Елемент треба підбирати для очікуваного інтервалу зміни температур (близько 5 °С). Його не можна застосовувати за наявності в повітрі пилу або хімічних речовин.

Існує елемент, який складається із зовнішньої вологочутливої поверхні і внутрішнього малочутливого стрижня (осердя), в який умонтовані з'єднувальні частини із електропровідного матеріалу. Зміни вологості спричиняють розширення зовнішньої поверхні або, навпаки, – її стискування, завдяки чому змінюється напруження в стрижні і електричний опір з'єднувальних частин.

12.3.3. Елементи для вимірювання тиску

Вимірювальні елементи для низького додатного тиску або розрідження (наприклад, статичного тиску в повітропроводі) зазвичай мають вигляд великої слабкої діафрагми або гнучкої ємності. В одному типі регулятора статичного тиску з'єднані важілем два дзвони, розміщені в бачку з оливою. Зі зміною тиску під одним із дзвонів він і важіль переміщуються, і електричний ланцюг замикається. Більша частина елементів для вимірювання тиску реагує на перепад (різницю) тисків і при з'єднанні з вимірювачами (трубками) Піто, діафрагмами, вимірювачами (трубками) Вентурі вони можуть бути використані для вимірювання швидкості, витрати або рівня речовини.

Вимірювальні елементи високого плюсового надлишкового тиску або мінусового надлишкового тиску (в діапазоні сотень кілопаскалів) зазвичай є ємностями, діафрагмами або трубками Бурдона. Якщо один кінець елемента поєднується з атмосферою, то він стає придатним для вимірювання тисків більших або менших від атмосферного.

12.3.4. Спеціальні вимірювальні елементи

Для повного автоматичного регулювання і сигналізації в СВ часто потрібні різні спеціальні чутливі елементи. Так, реле повітряного потоку у вигляді плавникової пластинки може бути поєднане з електроповітрянагрівником для його захисту від перегрівання у разі можливої аварії вентилятора. Застосовуються й інші елементи: для вимірювання диоксиду вуглецю CO_2 (оцінюється ефективність вентилявання приміщень); оксиду вуглецю CO ; виявлення диму і вогню.

12.4. РЕГУЛЮВАЛЬНІ ЕЛЕМЕНТИ

Регулювальні елементи діють за допомогою електроенергії або стисненого повітря і відрізняються характером дії, яка виконується ними.

Електричні елементи можуть виконувати декілька звичайних регулювальних дій і працювати на електричному струмі високої і низької напруг. Лінійна напруга однофазного змінного електричного струму, який підводиться до терморегуляторів, зазвичай 200...240 В.

У випадку застосування приладів низької напруги встановлюють трансформатор, який знижує напругу до 24 В і нижче.

При двопозиційному регулюванні електричний регулювальний елемент може вмикати або вимикати електричні контакти задіяння спонукачів вентилятора, насоса чи повітряного клапана. Схожий тип елемента вмикає один контакт, вимикаючи інший, й слугує для регулювання реверсивних спонукачів. Обидва типи можуть бути використані для забезпечення тимчасової двопозиційної дії за наявності невеликого нагрівника опору.

Під час пропорційного регулювання використовується контакт, що рухається по потенціометру. При цьому змінюється напруга перед балансовим реле, яке регулює роботу реверсивного спонукача і відновлює баланс після переміщення регулювального приладу. Балансувальний потенціометр розміщений в корпусі пропорційного спонукача і в електричному відношенні ідентичний потенціометру регулятора (рис. 12.2).

У разі плавального регулювання використовують два контакти із середньою нейтральною зоною, в якій контакти відсутні. Таку схему зазвичай застосовують для приводу реверсивних клапанів або заслінок.

Електронний регулювальний елемент має електронний посилювач, який стимулює малі електричні сигнали від вимірювального елемента, посилює їх і передає для задіяння одного або декількох реле. Для двопозиційного, плавального або пропорційного регулювання можуть бути застосовані різні посилювально-релейні пристрої.

Електронно-пневматичні регулювальні елементи містять електронний посилювач з електропневматичним (ЕП) реле різних типів і пристрої, які виконують або двопозиційну, або пропорційну дію.

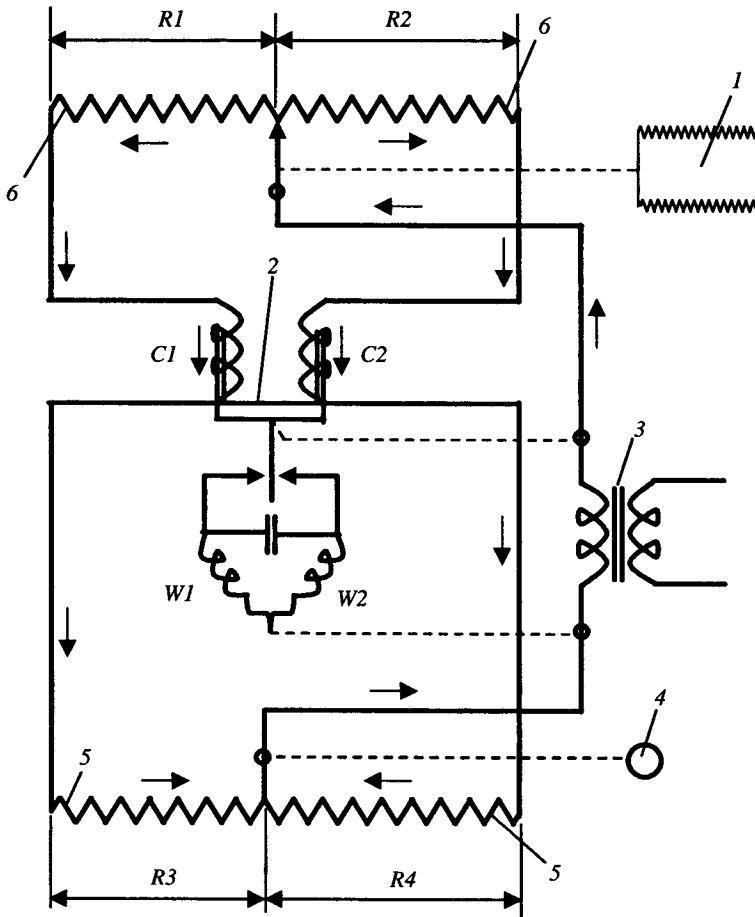


Рис. 12.2. Схема потенційного електроспонукача з балансувальним потенціометром.

Спонукач перебуває в стані спокою, система в рівноважному стані:

- 1 – контролер; 2 – балансове реле; 3 – трансформатор;
- 4 – вал електроспонукача; 5 – балансувальний потенціометр електроспонукача; 6 – те саме, контролера;
- R_1, R_2, R_3, R_4 – опори; C_1, C_2 – котушки реле;
- W_1, W_2 – обмотки електроспонукача

Пневматичний регулювальний елемент за своїми властивостями є пропорційним (модульовальним), а диференційний або пропорційний контролер плавно змінює тиск у відгалуженні при певному тиску для кожного значення параметра вимірюваного середовища. Пневматичний регулювальний елемент може бути застосований і для двопозиційної дії.

Пневматичні контролери поділяються на прилади прямої і зворотної дії, з витіканням і без витікання повітряного струмінця.

У модифікованому варіанті основної пневматичної системи використовують дистанційний чутливий або регулювальний елемент, який за незначної зміни тиску в чутливій лінії спричиняє відносно велику зміну тиску у відгалуженні до регулювального приладу. Для регулювання температури зазвичай застосовують чутливі елементи трубчасто-стрижневого типу, а для регулювання вологості – нейлонові. Обидва прилади є пневматичними посилювачами, які працюють за принципом зрівноважування зусиль.

Пневматичний контролер з витіканням повітряного струмінця (нерелейний) постачається стисненим повітряним потоком порівняно малої витрати (рис. 12.3).

Повітряний потік витікає через сопельце або отвір, який прикривається заслінкою, що змонтована на вимірювальному елементі. Залежно від ступеня прикривання сопельця (отвору) змінюється тиск стисненого повітря у відгалуженні до регулювального приладу. Контролери цього типу застосовують на об'єктах, де загальна витрата стисненого повітряного потоку невелика.

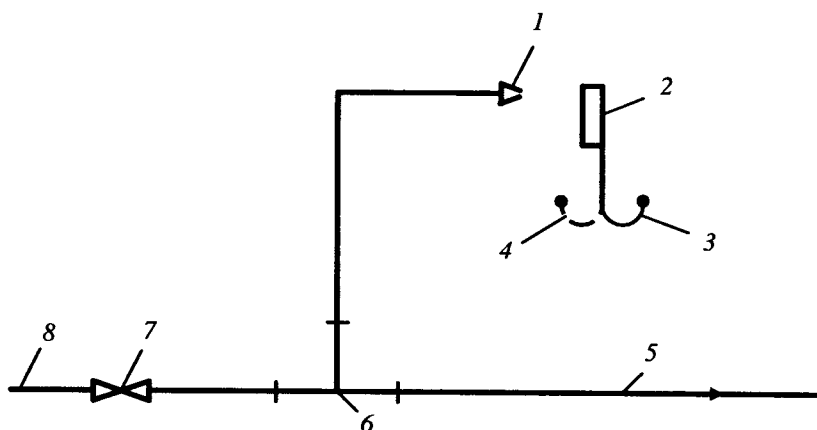


Рис. 12.3. Схема пневматичного контролера з клапаном витікання:

1 – сопельце; 2 – заслінка; 3 – термочутливий елемент прямої дії;

4 – те саме, зворотної дії; 5 – відгалуження пневмопроводу

до регулювального приладу; 6 – трійник;

7 – обмежник витрати повітряного потоку;

8 – трубопровід стисненого повітря

Пневматичний контролер без витікання повітряного струмінця (релейний) вміщує клапани живлення і витікання повітря (рис. 12.4), виконані так, що клапан витікання повітря закривається раніше, ніж відкривається клапан живлення. Коли вимірювальний елемент “вимагає” зміни тиску у відгалуженні до регулювального приладу, то обидва клапани закриті. Контролери цього типу живляться повітряним потоком при підвищенні тиску у відгалуженні.

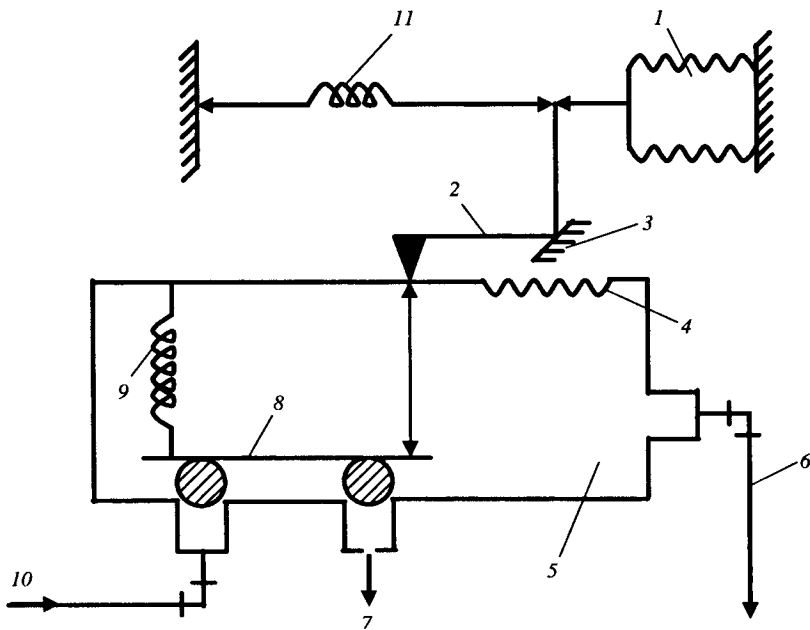


Рис. 12.4. Схема пневматичного релейного контролера без клапана витікання повітряного струмінця: 1 – термочутливий елемент; 2 – важіль прямої дії; 3 – вісь; 4 – діафрагма; 5 – камера; 6 – відгалуження пневмопроводу до регульовального приладу; 7 – клапан випускання (стравлювання) повітря в атмосферу; 8 – важіль; 9 – пружина клапана; 10 – трубопровід стисненого повітря; 11 – основна пружина регулятора

Контролер прямої дії збільшує тиск стисненого повітря у відгалуженні до регульовального приладу зі зростанням регульованої змінної. Контролер зворотної дії, за цих самих умов, зменшує тиск стисненого повітря.

Існують контролери з показними і реєструвальними пристроями і без них.

12.5. ТИПИ КОНТРОЛЕРІВ

12.5.1. Термостати (контролери температури)

Розрізняють термостати: кімнатні; вставні (в повітропроводах); занурні (в трубопроводах і ємності); поверхневі для вимірювання температур поверхонь; денно-нічні кімнатні, які перемикаються дистанційно за допомогою годинникового механізму або вручну, або із вбудованим реле часу; зимово-літні; дистанційні, які керують налагодженням інших терморегуляторів і є відповідно керовані; різницеві (диференціальні) дистанційні, в яких є два термобалони, що вимірюють температури в різних точках; багатоступінчасті, призначені для дії на двох або більше послідовних ступенях.

12.5.2. Гумідостати (контролери вологості)

Для контролю за рівнем вологості виготовляють прилади кімнатного і вставного типів. Для зменшення вологості повітря у приміщенні в ХПП і запобігання конденсації

вологи на вікнах можна застосувати кімнатний гумідостат, який керується зовнішнім термостатом. Для точного регулювання вологості часто користуються двома термостатами, один з яких працює за принципом мокрого, а другий – за принципом сухого термометра. Перший термостат оснащують фітїлем, який змочується дистильованою водою із невеличкого резервуара.

12.5.3. Контролери тиску

Контролери тиску і статичного тиску в повітропроводах монтують безпосередньо на трубо- або повітропроводах так, що їх вимірювальні елементи сприймають тиск всередині трубо- і повітропроводів. Можливий монтаж і на панелях.

12.6. РЕГУЛЮВАЛЬНІ ПРИЛАДИ

12.6.1. Автоматичні регулювальні клапани

Прилади складаються із корпусу з отвором для протікання регульованого середовища, робочого органу і виконавчого механізму (електро- або пневмоспонукача). При правильному підбиранні клапанів підтримуються необхідні параметри, забезпечуються економічність роботи і тривалість терміну експлуатації.

12.6.2. Складові частини клапанів

Властиво *клапан* – це рухлива частина, яка вступає в контакт із сідлом в корпусі у закритому стані і змінює площу отвору для протікання середовища. Клапани переважно виконують з отворами V – подібної форми. Контурний (профільований) клапан зазвичай змінює витрату регульованого середовища кінцем спеціальної форми, яку часто називають пробкою (корком). Нижня частина пробки (спідничка) виконує дві функції: скеровує рух клапана і слугує для зміни витрати середовища. В спідничці прорізани отвори, форма яких залежить від заданого закону зміни витрати. Клапани виконано так, що при підніманні диску швидко досягають максимальної витрати.

12.6.3. Витратні характеристики клапанів

Витратна характеристика – це співвідношення між відносною висотою піднімання штока клапана і витратою середовища у відсотках від максимальної витрати.

Характеристика швидковідкривного клапана така, що максимальна витрата досягається відразу ж, як тільки починає підніматися шток.

Лінійна характеристика – співвідношення між витратою регульованого середовища і підніманням штока, яке характеризується прямою лінією.

Рівновідсоткова характеристика – це така характеристика, за якої одному і тому самому відносному підніманню штока відповідає однаковий відносний приріст витрати. Наприклад, шток клапана піднімається на 40 % і при цьому витрата дорівнює 0,3 кг/с; якщо його підняти ще на 10 %, то витрата буде 0,45 кг/с, тобто збільшиться на 50 %; за подальшого піднімання штока на 10 % витрата знову зросте на 50 % і становитиме 0,675 кг/с. Клапани з рівновідсотковою характеристикою застосовують при широко-змінних навантаженнях (навантагах).

Коефіцієнт подавання – відношення витрати потоку за певного положення клапана до витрати потоку в його повністю відкритому положенні. Наприклад, якщо клапан з підніманням в 25 мм пропускає витрату потоку 6 кг/с в повністю відкритому положенні і 3,75 кг/с при підніманні на 12,5 мм, то його коефіцієнт подавання буде $3,75/6 = 0,625$.

Кратність – відношення максимальної витрати до мінімальної регульованої витрати (наприклад, клапан з кратністю 40:1 і загальною витратою в 100 одиниць може регулювати витрату до однієї сорокової від 100, тобто до 2,5 одиниць), але за мінімальної витрати клапан не обов'язково повинен забезпечувати щільне закриття. Кратність – міра непередбачуваної стабільності регульовального клапана. Для точного регулювання оптимальними вважаються відношення 50:1 і 40:1, але це дуже завищує вартість клапана. Звичайне відношення 30:1.

Відхилення – відношення між максимально потрібною і мінімально регульованою витратами. Якщо в поданому вище прикладі максимальна витрата 100 одиниць, максимальна потрібна – 75 одиниць, а мінімальна регульована 2,5 одиниці, то відхилення клапана становитиме $75/2,5 = 30:1$. Отже, відхилення являє собою міру відносної стабільності клапана.

Щільно закривні клапани в закритому положенні не повинні взагалі пропускати або пропускати дуже мало речовини. До цієї категорії зазвичай належать тільки односідлові клапани; двосідлові в закритому положенні пропускають від 2 до 5 %.

Коефіцієнт витрати $c_v (\alpha_v)$ зазвичай визначають як витрату речовини, яка протікає за 1 хв через певний клапан при 15 °C і падінні тиску в 7 кПа. Якщо відомі коефіцієнт витрати і перепад тисків, то можна розрахувати витрату речовини (з відомими характеристиками) крізь цей клапан.

Характеристика ступеня закриття клапана – максимальне падіння тиску, яке допускається в ньому у повністю закритому положенні. Ця характеристика зазвичай залежить від зусилля, яке розвивається виконавчим механізмом. Цю характеристику не треба пов'язувати з допуском тиском на корпус клапана.

12.6.4. Типи клапанів

Односідлові клапани – щільнозакривні. Як правило, вони дешеві у виготовленні. Для їх закривання потрібні більші зусилля, ніж для закривання двосідлового клапана того ж розміру.

Двосідлові (або розвантажені) клапани сконструйовані так, що тиск речовини на два регульовані органи суттєво зрівноважується. Це сприяє зменшенню потрібного перестановлювального зусилля.

У клапанах з *допоміжним механізмом* використовується різниця тисків по обидва боки клапана для впливу на діафрагму або поршень, які переміщують клапан. Ці клапани застосовують там, де вимагаються великі перестановлювальні зусилля.

Зазвичай це односідлові клапани, призначені для двопозиційного регулювання. Різновидом цих клапанів є *маловитратні клапани*. Призначені вони для точного регулювання малих витрат. Діаметри (серединники) їх протічного отвору досягають 3 мм.

Триходові клапани виготовляють чотирьох видів: змішувальні, відхилювальні, модульовані, каскадні. Змішувальні клапани не можна використовувати як відхилю-

вальні. Останні влаштовані так, що дають змогу змінювати співвідношення витрат на затіканні і на одному з витоків, і їх можна, за потреби, використовувати як змішувальні.

Модульовані каскадні клапани призначені для регулювання витрат гарячої і холодної води в чотири- і тритрубних системах тепло – і холодопостачання клімат-конвекторів ежекційних і вентиляторних. Ці клапани не тільки змішувальні або відхилювальні, але дають змогу одночасно вибирати режим дії (на гарячій або холодній воді) і послідовно регулювати витрату або гарячої, або холодної води.

Клапани типу "метелик" мають вигляд кільця, в якому розміщений диск, що обертається відносно осі, яка проходить через центр або поблизу нього. Застосовуються за малої різниці тисків.

12.6.5. Виконавчі механізми клапанів

До таких механізмів зазвичай належать соленоїди, електро- і пневматичні спонукачі.

Соленоїди використовують для двопозиційного регулювання потоків газу, води або холодоагента через клапани відносно малих розмірів.

Електроспонукачі переміщують клапани за допомогою зубчастих або важільних передач. Їх класифікують за напругою, видом струму, навантажувальними характеристиками, виконанням і монтажними положеннями. Існують спонукачі нереверсивні, реверсивні, з поворотною пружиною (застосовуються для двопозиційного регулювання).

Пневматичні спонукачі складаються із діафрагми або гармонікоподібної мембрани (сильфона), яка з'єднана зі штоком клапана і поворотною пружиною .

Регулювальний клапан з пневматичним або електричним спонукачем може бути "нормально відкритим" або "нормально закритим". Нормально відкритий клапан відкритий за відсутності робочого зусилля; застосовується на трубопроводах живлення повітрянагрівників первинного підігріву. Нормально закритий клапан закритий за відсутності робочого зусилля; застосовується на трубопроводах живлення повітроохолодників - осушників.

12.6.6. Автоматичні регулювальні повітряні клапани

При виборі автоматичних регулювальних повітряних клапанів (заслінок) треба приділяти увагу витратним характеристикам, співвідношенню максимальної і мінімальної витрат, падінню тиску і оснащенню відповідним спонукачем з потрібними характеристиками – налагодженням, ходом, моментом. У деяких каталогах вказані площі клапанів і відповідні типи спонукачів.

У багатостулкових клапанах рами сталеві (для повітря з агресивними домішками їх виготовляють і з інших матеріалів); стулки шириною 0,13...0,26 м обертаються в кулькових вальницях (підшипниках), металевих або пластмасових втулках. Для щільного закривання краї стулок можуть бути лицьовані (личковані) фетром або неопреном.

Багатостулкові клапани великих площ перерізу складаються з двох або більше пов'язаних між собою секцій зі спільним спонукачем. Останній може бути розміщений назовні або всередині повітропроводу. Стулки можуть обертатися паралельно або назустріч одна одній. Змішувальні клапани утворюються поєднанням двох взаємно зворотних клапанів.

Одноствулкові клапани зазвичай малих розмірів, оскільки вони не забезпечують точного регулювання. Для круглих повітропроводів вони конструкційно подібні до клапана типу “метелик”.

12.6.7. Спонукачі повітряних клапанів

Вони можуть бути з важільними передачами, нереверсивними, реверсивними або з поворотною пружиною. Пневмоспонукачі принципово такі самі, як і у водяних клапанів, але мають невеликий хід. Існують пневмоспонукачі для повітряних регулювальних клапанів, які часто називають поршневыми (толоковими) або домкратовими. За допомогою пневмоспонукачів можливе як двопозиційне, так і пропорційне регулювання.

12.7. РЕГУЛЮВАННЯ ВИТРАТ

Успішна робота СВ залежить від відповідної зміни (за допомогою регулювальних приладів, які керуються контролерами) витрат парових, водяних або повітряних потоків. У багатьох СВ не досягнуто бажаних результатів, оскільки не було приділено достатньо уваги вибору регулювальних приладів. Номограми для визначення розмірів клапанів наведено в роботах [1–3].

12.7.1. Регулювання витрати парового потоку

Розмір автоматичного парового клапана визначається його потрібною максимальною пропускною здатністю, яка виражається формулою

$$W = c \cdot A \cdot \left[\frac{P_1 - P_2}{\rho_1} \right]^{0.5}, \text{ м}^3/\text{с}$$

де W – витрата пари, $\text{м}^3/\text{с}$; A – площа перерізу протічного отвору клапана, м^2 ; c – стала для певного типу протічного перерізу клапана і початкового тиску; P_1, P_2 – відповідно початковий і кінцевий абсолютні тиски пари, Па; ρ_1 – густина пари за початкового тиску P_1 , $\text{кг}/\text{м}^3$.

Клапани двопозиційної дії повинні розраховуватись на пропускання максимальної витрати парового потоку за малого перепаду тисків $P_1 - P_2$.

Клапани для пропорційного регулювання треба ретельно підбирати, щоб забезпечити стійке регулювання. Не треба передбачати надлишкових запасів. Вибір клапана повинен ґрунтуватись на сприйнятті дійсного початкового тиску P_1 безпосередньо перед клапаном. Важливо, щоб цей тиск весь час підтримувався сталим в розумних межах і, якщо потрібно, то за допомогою редуктора або стабілізатора тиску.

Тепловіддача парового теплообмінника залежить від початкового тиску пари P_1 . Небажані зміни тиску P_2 можна ліквідувати підбиранням клапана, який підтримує P_2 на максимальному рівні чи поблизу нього, або на рівні тиску, що відповідає критичній швидкості пари при відкритому клапані. На практиці падіння тиску в клапані має становити 40 % (точніше 42 %) від абсолютного тиску P_1 , тобто таким, щоби тиск P_2

все ж таки перевищував атмосферний. За відомої потрібної пропускної здатності, відомих заданих P_1 і P_2 клапан можна підібрати за даними заводів-виробників.

Часто стабільного регулювання досягають паралельним встановленням двох автоматичних клапанів (особливо біля великих теплообмінників), один з яких розрахований на пропускання $1/3$ витрати парового потоку, а другий – на інші $2/3$. Другий клапан включається в дію тільки після повного відкриття першого клапана.

Для надійного регулювання діаметри парового і конденсувального підведень до теплообмінника повинні дорівнювати діаметрам його приєднувальних натрубків. Із теплообмінника треба належним чином відводити конденсат, передбачаючи пристрої для запобігання утворенню пониженого тиску або розрідження в теплообміннику при русі крізь нього холодного повітряного потоку і закритому клапані. В інакшому випадку конденсат залишається в теплообміннику, що зумовить виникнення гідравлічного удару при повторному відкритті клапана.

Для забезпечення потрібного передавання теплоти від теплоносія до повітряного потоку теплову потужність повітрянагрівника треба розрахувати при дійсному тиску пари перед теплообмінником, який зазвичай приблизно дорівнює P_2 . Часті помилки виникають тому, що розміри теплообмінника визначають при початковому тиску P_1 , забуваючи, що падіння тиску пари відбувається при її протіканні через регулювальний клапан.

12.7.2. Регулювання витрати водного потоку

Перепускна (пропускна) здатність клапана пропорційного регулювання витрати води залежить від перепаду тисків в клапані. Оскільки вода є нестисливою речовиною, тиск на вході не має великого впливу на пропускну здатність клапана. Важливим є відношення перепаду тисків в клапані при відкритому його положенні до загального падіння тиску в трубопроводному колі, а також збільшення перепаду тисків при закритому положенні.

Якщо, наприклад, загальний опір трубопроводного кола = 20 одиниць, зокрема 1 одиниця припадає на відкритий клапан, то при закритому клапані падіння тиску в ньому буде 20 одиниць і співвідношення з опором трубопроводного кола становитиме 20:1. Таке підвищення втрати тиску в клапані відбиватиметься на характеристиці відцентрового насоса. Тому бажано зводити до мінімуму відношення збільшених втрат тиску в закритому клапані до втрат тиску в повністю відкритому клапані. Цього можна досягти збільшенням розрахункових втрат тиску у відкритому клапані. Так, при чотирьох одиницях втрат тиску в клапані відношення втрат тиску в трубопроводному колі і клапані буде 20:4, або 5:1, що значно покращить характеристики клапана. Доцільно приймати втрати тиску в клапані в розмірі мінімум 10 % від втрат тиску в трубопроводному колі і відповідно розраховувати тиск насоса. Потрібно враховувати, що тепловіддача до повітряного потоку в теплообміннику, який живиться гарячою водою, в умовах вимушеної конвекції не змінюється пропорційно до витрати води [5]. Внаслідок того, що зростає перепад температур по воді, відповідно за зниження витрати води зменшується тепловіддача теплообмінника.

Для водоповітряних теплообмінників характерні такі зміни:

Витрата водного потоку, %	100	90	80	70	60	50	40	30	20	10
Тепловіддача теплообмінника, %	100	98	96	95	93	90	85	75	65	48

Типове падіння температури води при її початковій температурі 104 °С таке:

Витрата водного потоку, %	100	45	25	15
Перепад температур, °С	11	22	33	44

Характеристики подібного типу спостерігаються в повітроохолодниках, які живляться охолодженою водою. В обох випадках краща дія клапанів забезпечується тоді, коли досягаються більші перепади температур і вибираються клапани практично мінімально можливих розмірів.

Особливу увагу треба приділяти проектуванню водяних мереж зі змінними витратами, які спричинені роботою клапанів (більшою мірою дроселювальних ніж змішувальних), оскільки в цих мережах можуть змінюватись тиски і напірно-витратні характеристики насосів. У таких системах бажано передбачати засоби для регулювання тиску. Для цього можна скористатись диференційним контролером, який діє на автоматичний клапан, що перепускає водяний потік зі сторони нагнітання на сторону всмоктування насоса.

12.7.3. Регулювання витрати повітряних потоків в трубопроводах

Раніше було розглянуто, що автоматичні регулювальні клапани для парових потоків доцільно розраховувати на пропускання максимально потрібної витрати за падіння тиску, яким забезпечується добре регулювання. Стосується це і повітряних клапанів [6–8]. Брак потрібної інформації або її неправильне трактування спричиняли до того, що клапани вибирали відповідно до розмірів повітропроводів, невиправдано великих розмірів, внаслідок чого вони були неефективними в регулюванні.

Ідеально ефективною характеристикою повітряного клапана є лінійна залежність між відносним переміщенням і відносною витратою. Однак ідеальної характеристики в стандартних клапанах не досягають. Доказано, що для регулювання температури повітряного потоку, наприклад, в системах зі змінною витратою притікального повітря, кращі характеристики мають багатостулкові клапани зі стулками зустрічного обертання, а для регулювання температури змішуванням повітряних потоків різних температурних і витратних параметрів за сталої загальної витрати – клапани зі стулками паралельного обертання. Клапани зі стулками паралельного обертання найбільш придатні для регулювання повітряного потоку, який протікає крізь повітроохолодники (зі спареними фасадним і обвідним клапанами). Однак для об'єктів, на яких важливо підтримувати сталу витрату повітряного потоку, лінійних характеристик клапанів можна досягти зміною відношення між переміщенням виконавчого механізму і обертанням втулок.

Виробникам повітряних клапанів відомі графічні залежності між опором системи і швидкістю повітряного потоку в фасадному перерізі клапанів паралельного і зустрічного обертання, які забезпечують досягнення лінійних характеристик. Правила, придат-

ні для більшості устав СВ, такі: в СВ з тиском < 250 Па швидкість повітряного потоку у фасадному перерізі клапана повинна бути близько 5 м/с; в СВ з тиском 1 кПа – 10 м/с; втрати тиску в повністю відкритому клапані – 2,5 Па; в СВ з кількісним регулюванням повітряного потоку опір клапанів зустрічного обертання у відкритому положенні повинен становити 5%. Обвідний клапан біля теплообмінника треба підбирати так, щоб його опір в повністю відкритому положенні дорівнював сумі опорів відкритого фасадного клапана і теплообмінника. Якщо великі втрати тиску по трактах обвідного клапана і теплообмінника, то їх також треба враховувати. Правильно підібрані клапани можуть мати площу протічного (живого) перерізу меншу за площу перерізу повітропроводів, де вони встановлюються. Під час монтажу таких клапанів інколи встановлюють діафрагми, які перекривають частину перерізу повітропроводів.

Належну увагу треба приділяти розміщенню клапанів відносно теплообмінників та іншого устаткування, виключаючи наявність високошвидкісних повітряних потоків при частковому відкриванні клапана, температурне верстування (розшарування) або замерзання калориферів попереднього нагрівання, витікання повітря через нещільності повітропроводів при закритих клапанах або високих тисках в системі.

12.8. ДОПОМІЖНЕ УСТАТКОВАННЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ

12.8.1. Електричне допоміжне устаткування

Допоміжне устаткування (устаткування) виконує такі функції.

Трансформатори знижують напругу в електричних мережах зазвичай до 24 В.

Електричні реле призначені для захисту, увімкнення, вимкнення і блокування вентиляторів, насосів та іншого технологічного устаткування (наприклад, електричних підігрівників великої потужності, якими неможливо керувати безпосередньо за допомогою контролера).

Потенціометри слугують для дистанційного налагодження електронних контролерів, ручного переміщення регульовальних приладів, наприклад модульовальних електроспонукачів повітряних клапанів.

Ручні вимикачі призначені для ручного управління або налагодження.

Додаткові вимикачі, які монтуються на клапанах і спонукачах заслінок, слугують для погодження дії окремих елементів устаткування, увімкнення додаткових електричних кіл.

Кроковий контролер вмикає різні ступені електричних повітропідігрівників або вмикає циліндри компресорів холодильних устав.

Реле часу автоматично вмикає і вмикає системи переналагодження з режиму на режим.

12.8.2. Пневматичне допоміжне устаткування

До допоміжного устаткування пневматичних САР належать повітряні компресори, пневмоспонукачі із мідних або пластмасових труб малого діаметра, реле (пневмоелектричні ПЕ, електропневматичні ЕП, електронно-пневматичні, пневматичні, вимикальні, перемикальні, позиційні, пропорційні, випускальні повітря із системи).

12.9. ОБ'ЄКТИ РЕГУЛЮВАННЯ

а) *регулювання головних джерел тепло- і холодопостачання.* Мається на увазі регулювання продуктивності котлів, теплообмінників, холодильних установ (установок).

б) *регулювання кінцевого кімнатного устаткування,* зокрема регулювання кліматконвекторів.

в) *регулювання розподільної системи.* Стосовно СВ (СК) – це регулювання полягає переважно в: регулюванні систем з центральними повітроготувальниками і пов'язаних з ними систем паро- і водопостачання; регулюванні мереж вторинної води, яка подається до кімнатних агрегатів.

12.10. РЕГУЛЮВАННЯ СИСТЕМ ПРИТІКАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Схема простого регулювання системи притікальної вентиляції, яка зображена на рис. 12.5, передбачає засмоктування фіксованої кількості зовнішнього повітря. З задіянням вентилятора двопозиційний спонукач М1 нормально закритого клапана відкриває його і пропускає задану витрату зовнішнього повітряного потоку. При зупинці вентилятора клапан закривається.

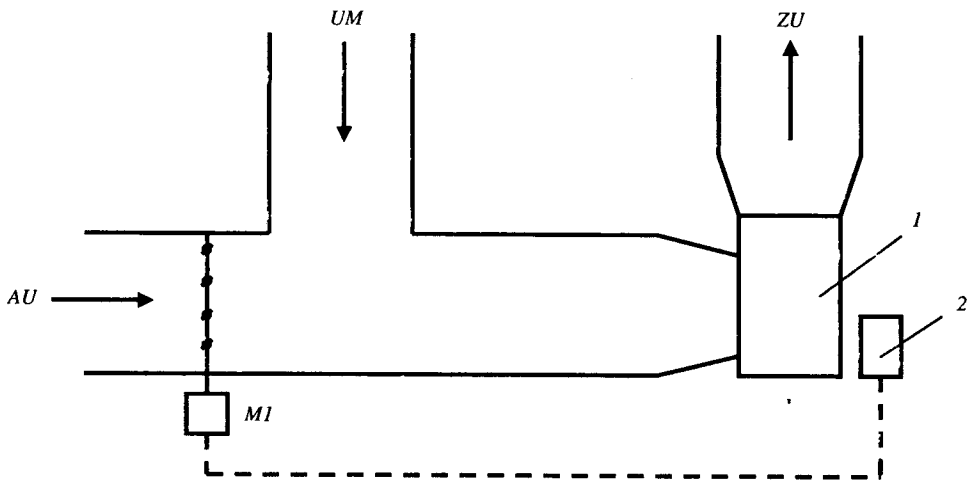


Рис. 12.5. Принципова схема регулювання системи притікальної вентиляції

при засмоктуванні фіксованої кількості зовнішнього повітря:

1 – вентилятор; 2 – електропонукач вентилятора 1;

М1 – виконавчий механізм повітряного клапана;

AU, UM і ZU – відповідно потоки зовнішнього, рециркуляційного і притікального повітря

Систему, в якій передбачене ручне налагодження витрати зовнішнього повітряного потоку, зображено на рис. 12.6. В системі є рециркуляційно-відсмоктувальний вентилятор і клапан в каналі викиду частини витікального з приміщення повітря в атмосферу зі спонукачем М2. Рециркуляційний клапан зв'язаний важільною передачею з клапаном зовнішнього повітряного потоку так, що вони працюють у взаємно протилежних скеру-

ваннях. Після задіяння вентилятора 1 одночасно відкриваються клапани зовнішнього і викидного повітряних потоків, а клапан потоку рециркуляційного повітря закривається до положення, яке визначене ручним налагодженням вимикача S1. Після зупинки вентилятора 1 всі клапани повертаються в нормальні положення.

У трубопроводі (каналі), яким транспортується суміш потоків зовнішнього і рециркуляційного повітря, може бути встановлений нижньограничний захисний термостат T1. Із падінням температури суміші нижче встановленої границі він перемикає клапан рециркуляційного повітряного потоку на пропускання більшої, ніж передбачено ручним налагодженням за допомогою вимикача S1, витрати цього потоку. Ця ж система може бути використана і в ХПР у притікально-рециркуляційних уставах (установках). Правда, в цьому випадку функції термостата T1 дещо змінюються: він керує клапанами зовнішнього і рециркуляційного повітряних потоків, підтримуючи необхідну температуру суміші. При цьому витрата зовнішнього повітряного потоку ні за яких умов не буває меншою від визначеної вимикачем ручного налагодження S1. Якщо температура зовнішнього повітря низька або велика його витрата, то потрібний підігрів.

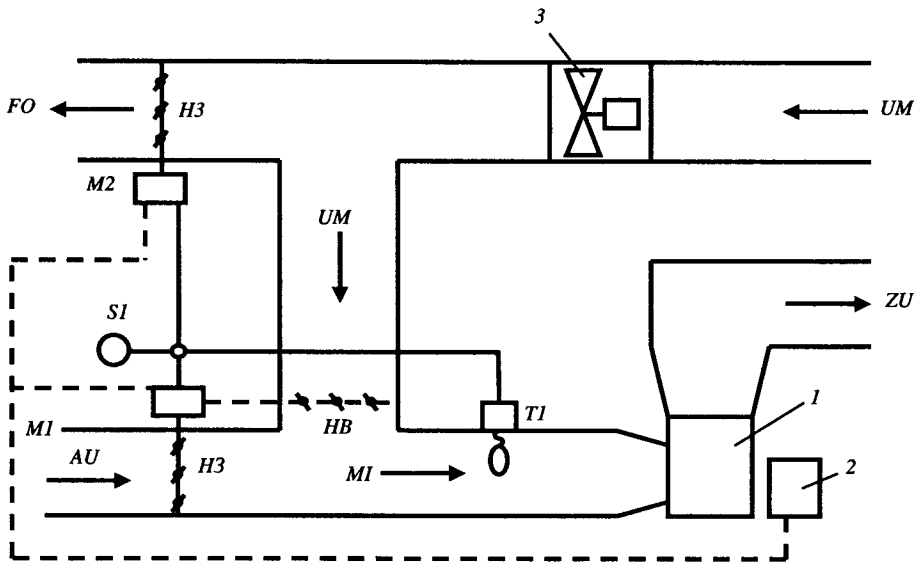


Рис. 12.6. Принципова схема регулювання системи притікально-витікальної вентиляції приміщення за ручного налагодження витрати засмоктуваного зовнішнього повітряного потоку: 1 – вентилятор; 2 – електроспонукач вентилятора 1; 3 – вентилятор системи витікальної вентиляції з електроспонукачем; H3 – нормально закритий клапан; HB – нормально відкритий клапан; T1 – термостат в потоці змішаного повітря; AU, FO, UM, MI, ZU – відповідно потоки зовнішнього, викидного, рециркуляційного, змішаного і притікального повітря

Існує варіант системи, згідно з рис. 12.6, за якого в трубопроводі потоку зовнішнього повітря передбачений додатковий контролер температури. За рівності зовнішньої і внутрішньої температур він перемикає систему на притікання в приміщення

тільки зовнішнього повітря (100 % витрати); термостат в трубопроводі суміші зовнішнього і рециркуляційного повітря працює як нижньограничний захисний.

Ця ж система може бути застосована для цілорічного задіяння. Термостат в трубопроводі суміші потоків зовнішнього і рециркуляційного повітря частково відкриває клапани потоків зовнішнього і викидного повітря у разі підвищення температури суміші до тієї границі, доки вони повністю не відкриються, а клапан рециркуляційного повітряного потоку зовсім не закриється. Коли зовнішня температура досягає налагодженого для ТПР значення, клапани встановлюються в такому положенні, що засмоктується мінімальна кількість зовнішнього повітря, яка передбачена ручним налагодженням за допомогою вимикача S1. Налагодженням цього ж вимикача визначається мінімальна витрата зовнішнього повітря, яка засмоктується в ХПР. У трубопроводі зовнішнього повітряного потоку додатково розміщують літній термостат. У складнішій системі притікальної вентиляції застосовують кімнатний або дистанційний термостат, який встановлюється в трубопроводі рециркуляційного повітряного потоку, а також повітропідігрівник.

На рис. 12.7 зображено схему СВ з регулюванням температури суміші потоків зовнішнього і рециркуляційного повітря, яка забезпечує деяку економію енергії. Коли температура в приміщенні нижча від температури налагодження кімнатного (або рециркуляційного) термостата T1, крізь клапан потоку зовнішнього повітря, відповідно до ручного налагодження за допомогою вимикача S1, відбувається мінімальна витрата потоку. Якщо температура в приміщенні підвищується, то T1 приводить в регулювання виконавчими механізмами змішувальних клапанів M1 і M2 літній термостат T3 і зимовий термостат суміші (зовнішнього і рециркуляційного повітряних потоків) T2, які встановлені відповідно в трубопроводах потоків зовнішнього і суміші зовнішнього та рециркуляційного повітря. Термостат T2 керує змішувальними клапанами, підтримуючи температуру суміші настільки тривало, наскільки температура зовнішнього повітря залишається нижчою від діапазону налагодження термостату T3. Коли температура зовнішнього повітря досягає значення, на яке налагоджено термостат T3, клапани повертаються в положення, яке відповідає мінімальній витраті засмоктуваного зовнішнього повітря, що встановлена за допомогою ручного вимикача S1. Коли вентилятор 1 подавання притікального повітря зупиняється, регулювальний клапан потоку зовнішнього повітря повністю закривається.

Аналогічну систему можна використати для економічного регулювання за засмоктуванням зовнішнім повітряним потоком (рисунок не зображений). У цьому випадку T2 працює як нижньограничний (його розміщують в трубопроводі змішаного повітря перед повітронагрівником або повітрозволожником). У трубопроводі зовнішнього повітря встановлюється додатковий зимовий термостат T4. За температури в приміщенні нижчої ніж налагоджене значення термостата T1, клапани переводяться в положення мінімальної витрати зовнішнього повітря згідно з ручним налагодженням вимикачем S1, а за температури вищого налагодженого значення клапанами керують літній T3 і зимовий T4 термостати. При цьому, якщо температура зовнішнього повітря зростає в діапазоні налагодження T4, то клапани зовнішнього і викидного повітря дещо відкриваються, а рециркуляційного повітря прикривається доти, доки перші не відкриються повністю за вищого значення діапазону налагодження T4. Коли зовнішня температура дорівнюватиме налагодженому значенню термостата T3, клапани закриваються до мінімального положення, яке визначається вимикачем S1.

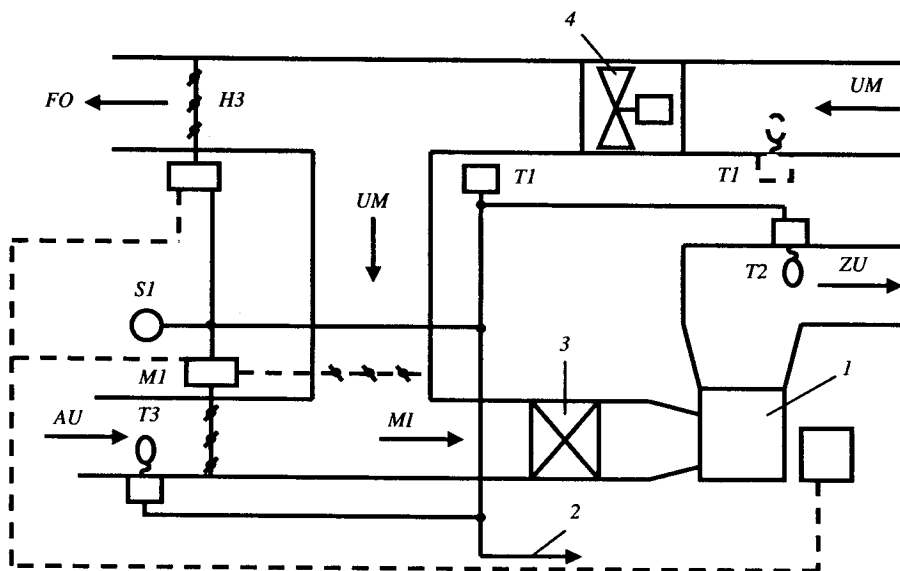
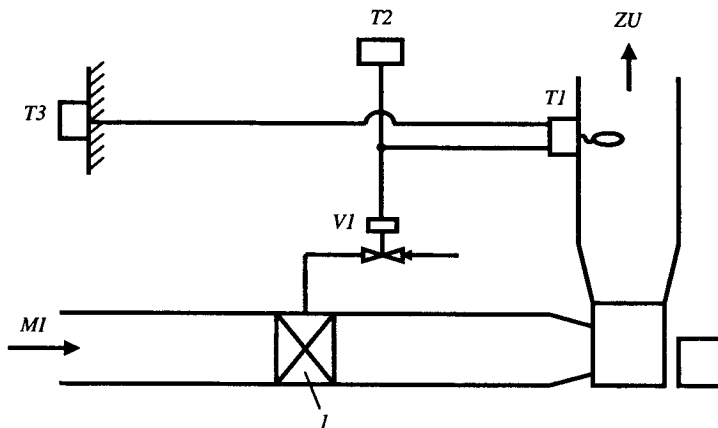


Рис. 12.7. Схема цілорічного економного регулювання системи притікально-витікальної вентиляції приміщення за температурою суміші потоків зовнішнього і рециркуляційного повітря: 1 – вентилятор подачі притікального повітряного потоку; 2 – імпульсна лінія до клапана регулювання системи обігрівання (СО); 3 – повітропідігрівник; 4 – вентилятор системи витікальної вентиляції з електроспонукачем; T1 – кімнатний термостат (пунктиром показане можливе його розміщення в трубопроводі потоку витікального повітря); AU, FO, UM, MI і ZU – відповідно, потоки зовнішнього, викидного, рециркуляційного змішаного і притікального повітря

12.11. РЕГУЛЮВАННЯ СИСТЕМ ОБІГРІВАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Схему температурного регулювання притікального повітря в системі обігрівальної вентиляції показано на рис. 12.8. Термостат T1 в потоці притікального повітря впливає на клапан V1 трубопроводу подачі теплоносія до повітропідігрівника 1. Температура повітряного потоку перед повітропідігрівником повинна бути плюсовою (вищою від 0 °С). Застосування в схемі кімнатного термостата T2 дає змогу підтримувати бажану температуру в приміщенні; в цьому випадку термостат T1 працює як нижньограничний, що захищає від пониження температури притікального повітря нижче визначеного рівня. Зовнішній компенсаційний термостат T3 дає змогу змінювати налагодження T2 і тим самим регулювати температуру притікального повітря за наперед передбаченим графіком; температура притікального повітря зростатиме із зниженням температури зовнішнього повітря. Пряме регулювання повітророзподільника є добрим, якщо СВ обслуговує одне приміщення. Під час обслуговування СВ декількох приміщень зовнішній компенсаційний термостат дає змогу підтримувати в них деяку “середню” температуру.



*Рис. 12.8. Схема температурного регулювання системи обігрівальної вентиляції:
 T1 – термостат в трубопроводі притікального повітряного потоку; T2 – кімнатний термостат; T3 – зовнішній компенсаційний термостат (замість T2);
 MI, ZU – відповідно потоки змішаного і притікального повітря*

12.12. РЕГУЛЮВАННЯ КАЛОРИФЕРА ПОПЕРЕДНЬОГО ПІДІГРІВУ ПОВІТРОГОТУВАЛЬНИКА СИСТЕМИ ПРИТІКАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Калорифер попереднього підігріву слугує для захисту встановлених за ним в напрямку руху повітряного потоку, фільтрів і тепломасообмінного устаткування від замерзання і забезпечення процесів зволоження. Властиво калорифер попереднього підігрівання також повинен бути розрахований, підібраний і встановлений в повітроготувальнику так, щоб він не замерз за дії повітроготувальника і не спричиняв перегрівання вентиляованого приміщення. Парові повітропідігрівники треба оснащувати конденсатовідвідниками, що забезпечують добре відведення конденсату і тим самим захист калориферів від замерзання.

Досвід експлуатації свідчить, що величину підігрівання в калориферах бажано обмежувати 17–20 °С; наприклад, за розрахункової зовнішньої температури в -1...-2 °С температура повітряного потоку після калориферів переважно 16...18 °С. Для глибшого підігрівання рекомендується встановлювати послідовно, за напрямком руху повітряного потоку, два або більше калориферів.

Схему регулювання калорифера попереднього підігріву показано на рис. 12.9. Термостат T1 з вузьким діапазоном налагодження керує клапаном, відкриваючи рух потоку теплоносія в повітропідігрівник при пониженні температури зовнішнього повітря нижче +2 °С. Захист підігрівника від замерзання забезпечує повітряний клапан з виконавчим механізмом M1, що заблокований з електроспонукачем вентилятора системи притікальної вентиляції. Клапан відкривається із задіянням вентилятора і закривається з його вимкненням.

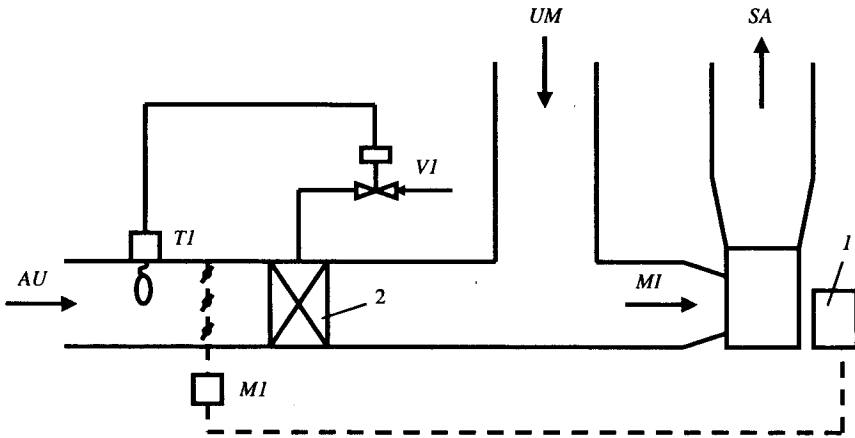


Рис. 12.9. Схема регулювання калорифера попереднього підігріву зовнішнього повітря повітроготувальника: 1 – електроспонукач вентилятора; 2 – калорифер попереднього підігріву в потоці зовнішнього повітря; AU, UM, MI і ZU – відповідно, потоки зовнішнього, рециркуляційного, змішаного і притікального повітря

12.13. РЕГУЛЮВАННЯ ВОЛОГОСТІ ПОВІТРЯ

Застосовують зазвичай зволожувальні пристрої чотирьох типів: сковородкові і парові зволожники, форсунки тонкого розпорскування води і форсункові камери.

12.13.1. Зволоження повітря сковородковим зволожником

Бажана відносна вологість внутрішнього повітря в приміщенні підтримується кімнатним гумідостатом, який впливає на витрату пари в змішувачу сковородки, що заповнена водою, через клапан V1 (рис. 12.10) пропорційного або двопозиційного регулювання. Клапан V1 закривається з вимкненням вентилятора, а також при аварії в мережі електроживлення (для цього клапан оснащений поворотною пружиною). Випаровування води з поверхні сковородки відбувається задовільно в тих випадках, коли не виникає потреба швидкої зміни вологості внутрішнього повітря і кількість випаруваної вологи невелика. Двопозиційне регулювання треба застосовувати тільки там, де допускаються дуже широкі межі (границі) зміни вологості внутрішнього повітря. Перед сковородкою зазвичай встановлюють калорифер попереднього підігріву. Одне із його призначень – підвищення вологопоглинальних властивостей зволоженого повітряного потоку. При підігріванні води парою її надлишковий тиск треба підтримувати сталим на рівні вищому за 30 кПа. Наближено можна приймати, що при зволоженні парою повітря передається 1/3 явної і 2/3 прихованої теплоти.

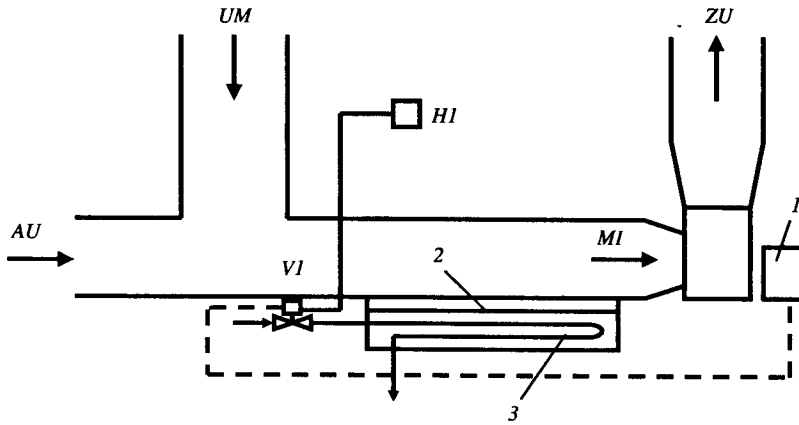


Рис. 12.10. Схема регулювання вологості повітряного потоку при випаровуванні води з відкритої поверхні сковородкового зволожника: 1 – електроспонукач вентилятора; 2 – сковородка з водою; 3 – нагрівний змійовик з теплоносієм паром; V1 – паровий клапан; H1 – кімнатний контролер вологості; AU, UM, MI, і ZU – відповідно, потоки зовнішнього, рециркуляційного, змішаного і притікального повітря

12.13.2. Зволоження повітря пароструминним зволожником

Двопозиційним або пропорційним клапаном V1 керує із приміщення контролер вологості H1 (рис. 12.11). Клапан зблокований з електроспонукачем вентилятора і закривається із вимкненням вентилятора. Паровий зволожник підтримує вологість точно і має малу інерційність. Надлишковий тиск пари ≥ 30 кПа. Зволожуваний повітряний потік повинен мати властивість насичуватись вологою. Оскільки процес зволоження паром приблизно ізотермічний, підвищення температури невелике. Зволоження повітря паром, яка відбирається від котельних устав (установок), може супроводжуватись неприємним запахом.

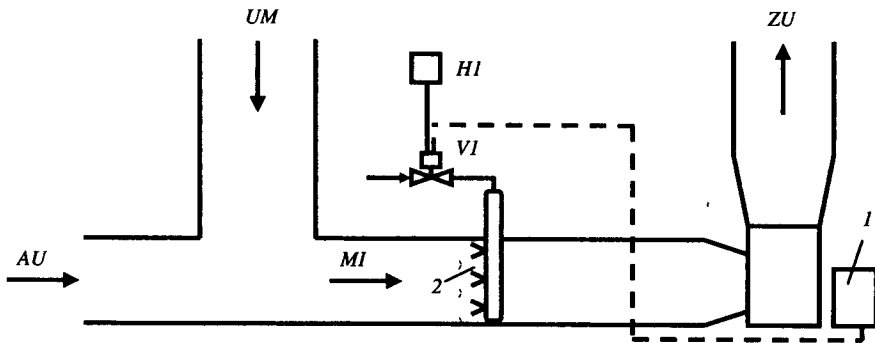


Рис. 12.11. Схема регулювання пароструминного зволожника повітряного потоку: 1 – електроспонукач вентилятора; 2 – розподільник пари; AU, UM, MI і ZU – відповідно, потоки зовнішнього, рециркуляційного, змішаного і притікального повітря

12.13.3. Зволоження повітря тонким розприскуванням води

Схема регулювання аналогічна схемі, яка зображена на рис. 12.11, і відрізняється тільки тим, що клапан V1 двопозиційний. Система малоінерційна і дає змогу регулювати вологість з високою точністю. Процес зволоження дещо відхиляється від адіабатичного, що треба враховувати при точному регулюванні.

12.13.4. Зволоження повітря в камері зрошення

За схемою, зображеною на рис. 12.12, виконується компенсаційне регулювання точки роси. Кімнатний вологоконтролер Н1 переналагоджує температуру точки роси, яка підтримується за командою термостата Т1, що розміщений в повітряному потоці за камерою зрошення. Переналагодження відбувається за наперед визначеним графіком в тому випадку, коли знижується відносна вологість внутрішнього повітря, що вимірюється Н1. Термоконтролер Т1 керує спонукачем М1 змішувальних клапанів, а потім, коли зміною співвідношення суміші потоків зовнішнього і рециркуляційного повітря не вдається досягти потрібної температури точки роси, відкривається паровий клапан і приводиться в дію пароводяний підігрівник; витрата потоку зовнішнього повітря залишається сталою і дорівнює мінімально потрібній згідно з ручним налагодженням за допомогою вимикача S1.

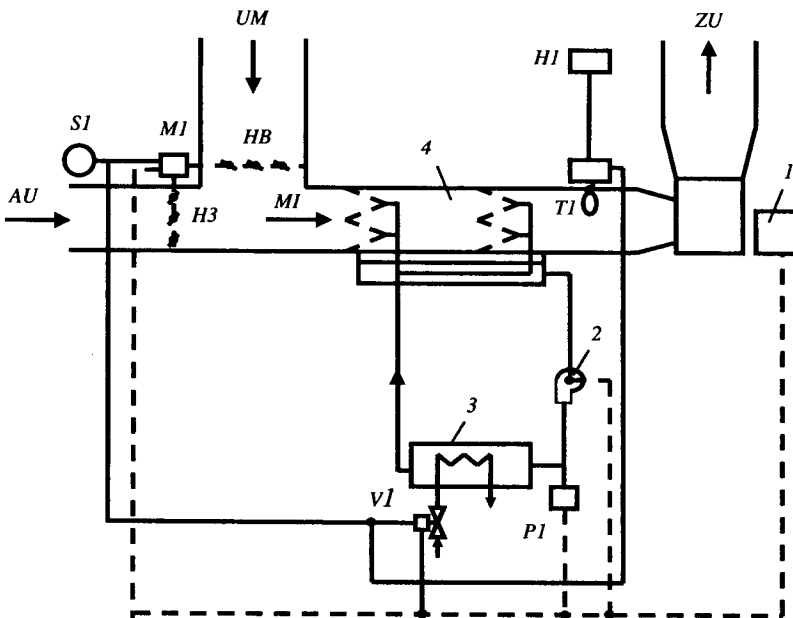


Рис. 12.12. Компенсаційне регулювання температури точки роси при зволоженні повітряного потоку у камері зрошення: 1 – електроспонукач вентилятора; 2 – насос; 3 – водопідігрівник; 4 – камера зрошення; H3 – нормально закритий клапан; HB – нормально відкритий клапан; AU, UM, MI і ZU – відповідно, потоки зовнішнього, рециркуляційного, змішаного і притікального повітря

Клапан V1 пропорційно підтримує температуру точки роси притікального повітря на бажаному рівні. Після вимкнення вентилятора притікального повітря закриваються клапан зовнішнього повітря і паровий клапан V1. Схема може бути доповнена контролером тиску P1, який закриває клапан V1 у випадку припинення подачі води. Процес зволоження можна вважати адіабатичним, якщо вода рециркулює і до неї не підводиться теплота від зовнішніх джерел.

12.14. РЕГУЛЮВАННЯ ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В ПОВІТРОГОТУВАЛЬНИКУ

На рис. 12.13 зображено схему регулювання рівня охолодження повітряного потоку зміною витрати охолодженої води, яка протікає через повітроохолодник, за допомогою трипрохідного змішувального клапана, що керується кімнатним термостатом T1. Вода притікає в теплообмінник зі сталою температурою, а її витрата через теплообмінник змінюється. Повітроохолодник приєднується до мережі холодопостачання за протитечійною схемою, що збільшує передавання теплоти від повітряного потоку до холодоносія. Для вирівнювання гідравлічного опору циркуляційних кілець через теплообмінник і байпас, а також для вирівнювання тисків перед двома вхідними патрубками трипрохідного клапана на байпасі рекомендується встановлювати ручний дроселювальний вентиль.

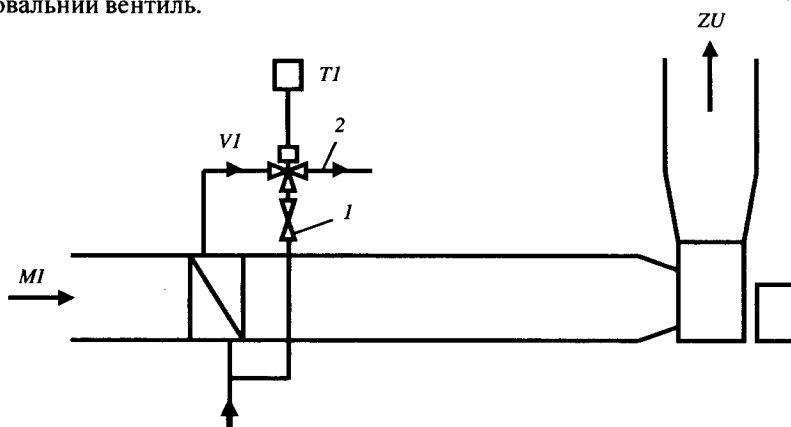


Рис. 12.13. Схема пропорційного регулювання водяного охолодника повітряного потоку: 1 – вентиль для вирівнювання гідравлічних опорів циркуляційних кілець; 2 – трубовід підігрітого холодоносія; MI і ZU – відповідно потоки змішаного і притікального повітря

У приміщенні підтримується температура внутрішнього повітря за сухим термометром і зростає його відносна вологість. Якщо її потрібно регулювати, то необхідно передбачати який-небудь метод вторинного (повторного) підігрівання. Для цієї ж мети можна застосувати і двопрхідний пропорційний автоматичний водяний клапан. Однак треба попередньо проаналізувати отримувані при цьому коливання тиску в мережі трубопроводів і переконатись, що вони є прийнятні. Якщо коливання температури в приміщенні допускається в широкому діапазоні, то можна застосувати і

двопрохідний двопозиційний клапан. У цьому випадку в приміщення по чергово витікають потоки то охолодженого, то неохолодженого повітря.

Однак явне охолодження в комфортних системах передбачається рідко. У всіх системах застосовують регулювання вологості з причини осушення повітряного потоку або його вторинного (другого) підігрівання.

У системі, яка зображена на рис. 12.14, відбувається комбіноване двопозиційне регулювання водяним клапаном V1 і пропорційне регулювання обвідним рециркуляційним повітряним клапаном з приводом M1. Коли холодильна навантага (навантаження) досягає наперед визначеного мінімального значення, термостат T1 відкриває клапан V1, а регулювання відбувається пропорційними спареними фасадним і обвідним повітряними клапанами, завдяки чому підтримується бажана температура внутрішнього повітря. Коли вентилятор притікального повітряного потоку вимикається, клапан закривається.

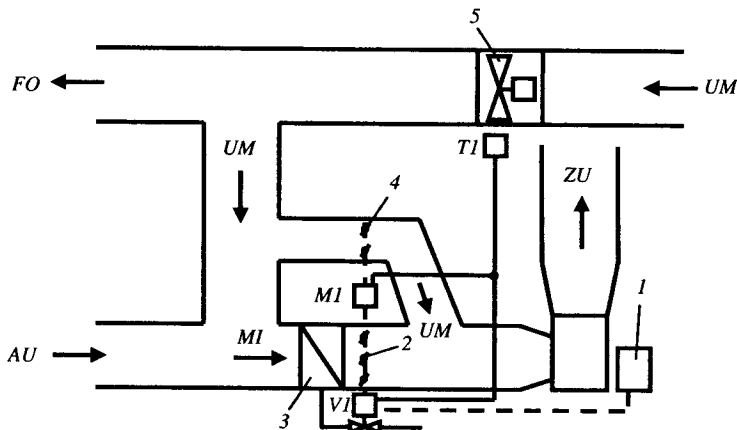


Рис. 12.14. Схема регулювання водоповітряного охолодника за допомогою двопозиційного водяного клапана і пропорційного повітряного клапана в обвідному каналі, який спарений з фасадним повітряним клапаном:

- 1 – електроспонукач вентилятора притікального повітря;*
- 2 – фасадний повітряний клапан; 3 – водоповітряний охолодник;*
- 4 – клапан в обвідному каналі; 5 – вентилятор системи витікальної вентиляції з електроспонукачем;*
- AU, FO, UM, MI і ZU – відповідно, потоки зовнішнього, відкидного, рециркуляційного, змішаного і притікального повітря*

На рис. 12.15 зображено схему двопозиційного (увімкнення – вимкнення) регулювання холодильного компресора і повітроохолодника безпосереднього кипіння холодоагента. Увімкнення спонукача вентилятора притікального повітря дає змогу вимкнути компресор. Увімкнення компресора холодильної устави (установки) при підвищенні температури в приміщенні і його вимкнення при пониженні температури виконує двопозиційний кімнатний термостат T1. При цьому методи регулювання в приміщення по чергово притікають потоки то охолодженого, то неохолодженого повітря. Система придатна тільки за використання компресорів малих продуктивностей і для приміщень, де допускається зміна температури в широких межах. Може виникнути потреба в обмеженні кількості увімкнень в одиницю часу для того, щоби зберегти пускач і

спонукач від перегрівання і (або) компресор від пошкодження. Цього можна досягти за допомогою реле часу в електричному колі пускача.

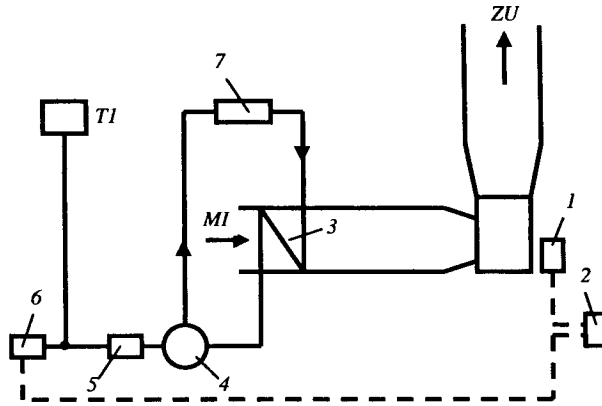


Рис. 12.15. Схема двопозиційного регулювання холодильної устави з повітроохолодником - випарником безпосереднього кипіння:
 1 – електроспонукач вентилятора системи притікальної вентиляції;
 2 – пускач; 3 – повітроохолодник – випарник безпосереднього кипіння;
 4 – компресор холодильної устави; 5 – електроспонукач компресора ;
 6 – пускач електроспонукача компресора; 7 – конденсатор холодильної устави;
 ZU – потік притікального повітря; MI – потік змішаного (зовнішнього і рециркуляційного) повітря

Схему регулювання компресора за допомогою одноступінчастого розвантажника показано на рис. 12.16. За повної продуктивності двоступінчастий кімнатний термостат T1 керує компресором безпосередньо, а за пониженої – через соленоїдний клапан V1 (розвантажник циліндрів) або просто вимикає компресор. Для управління компресором за 100 % продуктивності застосовують і кімнатний гумідостат Н1; термостат T1 при цьому може з деяким запізненням вимикати компресор. Застосовують такі системи регулювання в уставах малої продуктивності, за широких меж зміни температури.

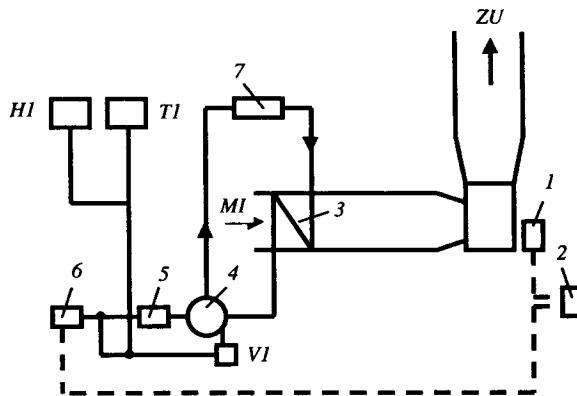


Рис. 12.16. Схема системи регулювання холодильної устави вимкненням циліндрів компресора

Схему системи регулювання увімкнення і вимкнення повітроохолодника – осушника безпосереднього кипіння холодоагента за допомогою соленоїдного клапана показано на рис.12.17. Термостат Т1 в приміщенні керує соленоїдним клапаном V1 на трубопроводі рідкого холодоагента, який підводиться до випарника. Коли підтримується задана температура, Т1 закриває клапан V1, але компресор продовжує працювати в “насосному режимі” для видалення рідкого холодоагента, який в іншому випадку може потрапити у всмоктувальний трубопровід і пошкодити компресор при повторному увімкненні. Після видалення всієї рідини компресор вимикає регулятор низького тиску. Однак, оскільки компресор не працює, холодоагент може текти в напрямку низького тиску, підвищуючи тиск вище того рівня, за якого компресор був вимкнений. Для запобігання частим увімкненням і вимкненням на короткі періоди в схему уведено “протициклічне” реле, яке не допускає увімкнення компресора без того, щоби термостат Т1 не “запросив” охолодження.

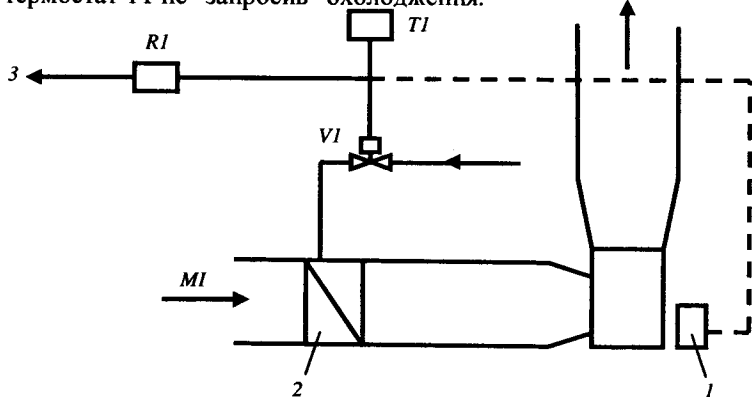


Рис. 12.17. Схема двопозиційного регулювання повітроохолодника безпосереднього кипіння за допомогою соленоїдного клапана на трубопроводі подачі рідкого холодоагента:

- 1 – електроспонукач вентилятора системи притікальної вентиляції;
- 2 – повітроохолодник безпосереднього кипіння холодоагента;
- 3 – імпульсна лінія до пускача електроспонукача компресора;
- R1 – протициклічне реле; ZU – потік притікального повітря;
- MI – потік змішаного повітря

Багатоступінчастим повітроохолодником – повітроосушником безпосереднього кипіння може керувати багатоступінчастий кімнатний термостат, який діє на соленоїдні вентиляції, встановлені на кожному підведенні рідкого холодоагента до секції охолодника. Однак при кількості секцій більше двох зазвичай застосовують кроковий контролер, який погоджено керує соленоїдними клапанами на підведення рідкого холодоагента і соленоїдними клапанами – розвантажниками циліндрів.

Схему плавального погодженого регулювання холодопродуктивності компресора впливом на тиск всмоктування зображено на рис.12.18. Циліндри і розвантажники

розподілені за ступенями в послідовності, яка потрібна для досягнення повної продуктивності. У всмоктувальній лінії прилад P1 вимірює тиск і вмикає та вимикає ступені компресора 1 – 6 за допомогою крокового контролера, який приводиться в дію спонукачем плавального регулювання M1. Прилад P1 вмикає ступені компресора у разі підвищення тиску всмоктування і вимикає їх у разі падіння тиску. Спонукач M1 в часі роботи (обертання) приводить в дію вимикачі (зазвичай ртутні), а тим самим і ступені компресора. Після відновлення подачі струму електроспонукач M1 повертається в початковий стан, а реле R1 тримає компресор у вимкненому стані. Реле R1 вводить в дію вимикач P1 після досягнення електроспонукачем M1 початкового положення. Подібна система може бути застосована для послідовного регулювання компресора за температурою в приміщенні при заміні вимикача P1 пропорційним кімнатним термостатом T1 і при встановленні пропорційного спонукача M1.

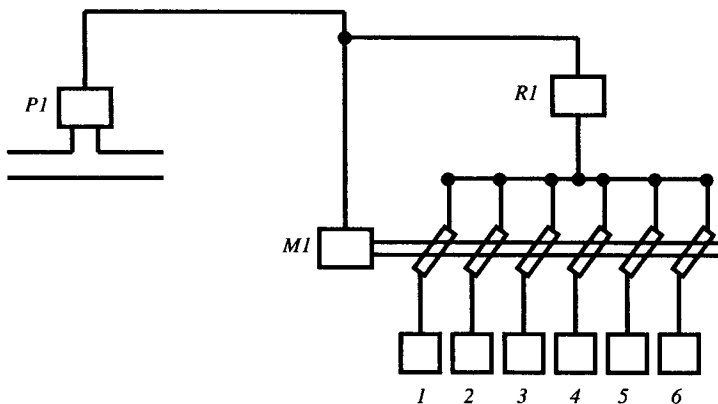


Рис. 12.18. Схема системи плавального погодженого регулювання продуктивності холодильної устави

Аналогічно може бути досягнуте програмне регулювання продуктивності компресора за температурою охолоджуваної води за допомогою плавального термостата T1, плавального спонукача M1 і окремим захистом водоохолодника від замерзання.

У всіх випадках холодопродуктивність повинна розподілятися між ступенями приблизно рівними частками, а число ступенів повинно бути не меншим за 4.

12.15. РЕГУЛЮВАННЯ ОСУШЕННЯ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ

На рис 12.19 показано схему пропорційного регулювання осушника-повітроохолодника засобами впливу на охолоджуваний водою теплообмінник з подальшим догріванням повітряного потоку. Охолоджена вода повинна мати достатньо низьку температуру для досягнення потрібного осушення. Кімнатний термостат T1 керує клапанами V1 і V2 і підтримує необхідну температуру в приміщенні, а парціальний контролер вологості H1 – клапаном V1 (коли потрібне осушення). У цей час термостат T1 керує тільки клапаном V2. При вимкненні вентилятора клапан V1 закривається.

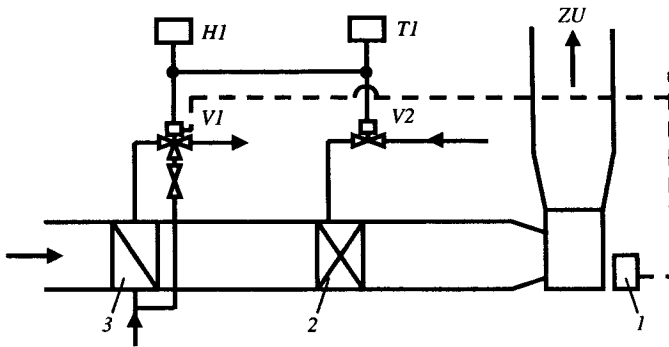


Рис. 12.19. Схема системи регулювання водовітряного теплообмінника з подальшим підігріванням повітряного потоку: 1 – електроспонукач вентилятора притікального повітря; 2 – повітропідігрівник; 3 – повітроохолодник – осушник; ZU – потік притікального повітря; MI – потік змішаного повітря

На рис. 12.20 показаний метод регулювання камери зрошення, яка працює в режимі охолодження і осушення повітряного потоку. Температура повітряного потоку в камері регулюється термостатом T1, який діє на триходовий змішувальний клапан V1. Якщо вологість внутрішнього повітря зростає, то кімнатний контролер вологості зсуває точку налагодження T1 на нижче значення. Кімнатний термостат T2 керує клапаном V2, забезпечуючи потрібну температуру в приміщенні. З вимкненням вентилятора зупиняється і насос. Об'язування трубопроводами може змінюватись залежно від мінімально допустимної витрати води через водоохолодник.

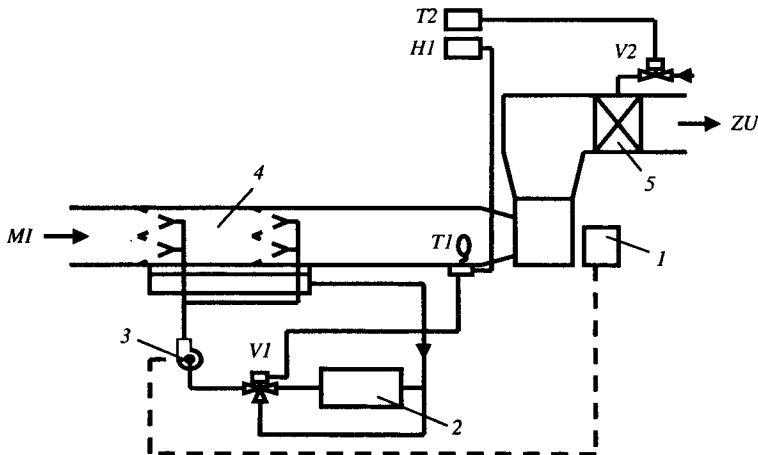


Рис. 12.20. Схема системи регулювання камери зрошення, яка працює в режимі охолодження і осушення повітряного потоку: 1 – електроспонукач вентилятора системи притікальної вентиляції; 2 – водоохолодник; 3 – насос; 4 – камера зрошення; 5 – повітрянагрівник; MI і ZU – відповідно потоки змішаного і притікального повітря

12.16. ПРИКЛАДИ РЕГУЛЮВАННЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ

На рис. 12.21 зображено електронну систему регулювання, яка забезпечує нагрівання і охолодження повітряного потоку, причому передбачена пасивна (мертва) зона між цими двома режимами. Електронна регулювальна панель E1 отримує і обробляє сигнали від кімнатного термостата T1 і послідовно керує клапаном на трубопроводі холодоносія V1 і клапаном на трубопроводі теплоносія V2. Можливе розміщення термостата T1 в трубопроводі рециркуляційного повітря. Передбачено пасивну зону між закінченням стадії підігрівання і початком стадії охолодження. Розмір цієї зони визначається попереднім налагодженням. В трубопроводі притікального повітря можливе встановлення нижньограничного термостата T2. Зовнішній термостат T3 за вибором термостата T4 забезпечує роботу СВ або за літнім, або за зимовим графіками. T4 виконує перемикання при певній наперед заданій температурі, наприклад, 21 °С. Протягом зими, якщо зовнішня температура знижується, температура в приміщенні дещо зростає (наприклад, на 1 °С при зниженні зовнішньої температури на 10 °С), а влітку із зростанням зовнішньої температури температура в приміщенні піднімається значно більше (наприклад, на 3 °С у разі підвищення зовнішньої температури на 10 °С).

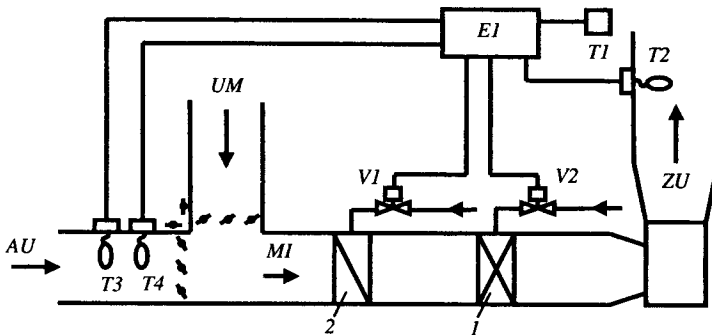


Рис. 12.21. Схема двоступінчастого регулювання підігріву і охолодження повітря:
1 – повітропідігрівник; 2 – повітроохолодник; AU, UM, MI і ZU – відповідно зовнішнє, рециркуляційне, змішане і притікальне повітря

На рис. 12.22 показано схему регулювання СВ за методом сталої температури точки роси після камери зрошення. Цю температуру підтримує термостат T2 через електронну панель E1, причому регулювання відбувається послідовно трьома ступенями: за допомогою клапана V1 на лінії подачі теплоносія до калорифера первинного підігріву; взаємно зворотними змішувальними клапанами, що приводяться в рух виконавчим механізмом M1; за допомогою клапана V3 на трубопроводі подачі охолодженої води до камери зрошення. Під час роботи калорифера попереднього підігріву змішувальні клапани встановлюються в положення подачі мінімальної кількості зовнішнього повітря (наприклад, 25 %), яке попередньо налагоджується за допомогою ручного вимикача S1. Температура в приміщенні підтримується кімнатним термостатом T1, який через електронну панель E2 керує клапаном V2 на трубопроводі подачі теплоносія до калорифера вторинного підігріву. Термостат T1 може розміщуватись в трубопроводі рециркуляційного повітря.

Принцип дії системи зображено у вигляді діаграми на рис. 12.23.

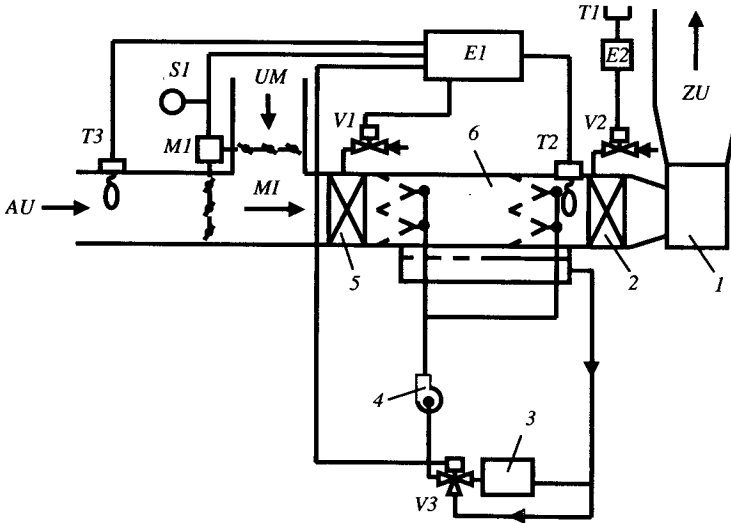


Рис. 12.22. Схема регулювання системи вентиляції за методом сталої температури точки роси: 1 – вентилятор системи притікальної вентиляції; 2 – калорифер вторинного підігріву; 3 – повітроохолодник; 4 – насос; 5 – калорифер первинного підігріву; 6 – камера зрошення; AU, UM, MI і ZU – відповідно потоки зовнішнього, рециркуляційного, змішаного і притікального повітря

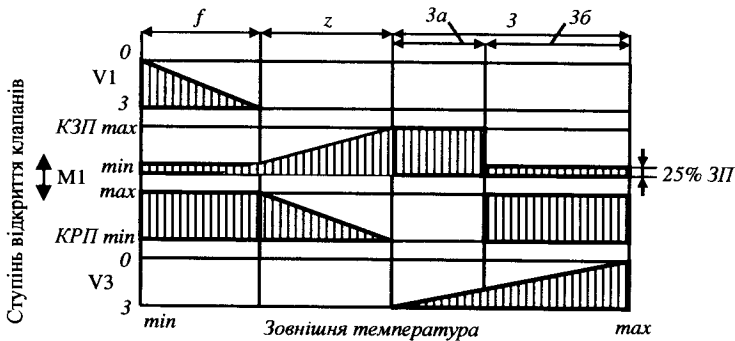


Рис.12.23. Графік дії системи автоматики при триступінчастому регулюванні повітроготувальника СВ за методом сталої точки роси: 1 – перший ступінь – робота калорифера первинного підігріву; 2 – другий ступінь – подача зростаючої кількості зовнішнього повітря; 3 – третій ступінь – охолодження повітря; 3а – охолодження в першій стадії періоду охолодження; 3б – те саме, в другій; В – відкритий; 3 – закритий; V1 клапан калорифера первинного підігріву; КЗП – клапан зовнішнього повітря; КРП – клапан рециркуляційного повітря; M1 – виконавчий механізм (сполукач) спарених повітряних клапанів КЗП і КРП; V3 – клапан подачі охолодженої води в камеру зрошення

ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ 12

1. Крум Д., Робертс Б. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий: Пер. с англ. / Под ред. Е.Е. Карписа. – М.: Стройиздат, 1980. – 399 с.
2. Kaplan F. Nomograph Solves Valves Sizing Formulas for Saturated Steam. Heat. Pip. Air Condit., 36, (9), 151 (1964).
3. Kaplan F. Nomograph Sizes Valves for Handling Compressible Fluids. Heat. Pip. Air Condit., 36, (12), 145 (1964).
4. Kaplan F. Nomograph Solves Valves Sizing Formulas for Liquid Flow. Heat. Pip. Air Condit., 36, (8), 135 (1964).
5. Carlson G.E. Flow Balance in Hydronic Systems. Air Condit. Heat. Vent., 62 (9), 71 (1965).
6. Alyes H., Janisse N. Matching Damper to System by Damper Characteristics. Air Condit. Heat. Vent., 60, (12), 31 (1963).
7. Alyes H., Janisse N. The Right Size Damper. Air Condit. Heat. Vent., 61, (3), 82 (1964).
8. Alyes H., Janisse N. Adapting Damper to System. Air Condit. Heat. Vent., 61, (3), 82 (1964).

Розділ тринадцятий

ПРОТИПОЖЕЖНІ ЗАХОДИ ПРИ ВЕНТИЛЮВАННІ ЖИТЛОВО-ГРОМАДСЬКИХ БУДІВЕЛЬ

13.1. КОНСТРУКЦІЙНІ ЗАХОДИ В СИСТЕМАХ ВЕНТИЛЯЦІЇ

Матеріали для ізоляції повітропроводів повинні бути достатньо вогнетривкими, мінімально сприяти поширенню полум'я, в умовах пожежі виділяти мінімальну кількість газів і диму.

Прийнятні матеріали – це ті, які належать до категорії неспалимих або неспалимі матеріали зі спалимим покриттям товщиною не більше ніж 0,8 мм.

Для локалізації пожежі, що може поширюватися трубопроводами систем вентиляції загального призначення, рекомендується:

а) вертикальні повітропроводи (канали), які не покриті матеріалом, вогнетривкість якого принаймні така сама, як будівельних конструкцій будинку, треба оснащувати вогнезатримувальними клапанами в тих місцях, де повітропроводи розміщені в міжповерхових перекриттях, а також на кожному поверсі, де до основного (магістрального) повітропроводу приєднуються підвідні і відвідні відгалуження;

б) вогнезатримувальні клапани треба встановлювати в місцях перетину повітропроводами перегородок;

в) вентиляційні камери повинні бути із матеріалу, вогнетривкість якого принаймні така сама, як і у прилеглих конструкційних елементах будинку;

г) будівельна конструкція зі спалимих матеріалів не може знаходитись ближче ніж 7,5 мм від поверхні металевого повітропроводу, якщо ці повітропроводи не мають відповідного вогнезахисного покриття.

Вогнезатримувальні клапани треба виготовляти із сталі товщиною не менше 1,7 мм. Ці клапани втримуються у відкритому положенні топкими вставками, які спрацьовують при температурі 68 °С. Вогнетривкість всієї конструкції клапана повинна бути не меншою, ніж будівельної конструкції, в яку умонтований повітропровід. Показник вогнетривкості поодиноких клапанів повинен бути не меншим за 2 год. Якщо потрібно, щоби клапан протидіяв вогню більший період часу, встановлюють здвоєні клапани – по одному з кожного боку будівельної конструкції.

СВ загального призначення, які обслуговують зони будинку з найбільшою ймовірністю виникнення пожежі (гаражі, кухні, трансформаторні, акумуляторні), повинні бути незалежними щодо систем вентиляції, які обслуговують інші зони будинку.

В будинках з ущільненими віконними блоками деяку частину цих блоків треба виконувати з можливістю відкривання. Рекомендується, щоби загальна площа фрагментів вікон, які відкриваються, становила 2,5 % від площі підлоги приміщення, причому ці фрагменти треба розташовувати так, щоби через них можна було знедимити приміщення при його наскрізному провітрюванні.

Гнучкі вставки СВ зменшують передачу вібрації і забезпечують компенсацію теплового видовження або скорочування повітропроводів. Ці вставки зазвичай передбачають на ділянках приєднання повітропроводів до вентилятора або кінцевого вентиляційного устаткування СВ. Гнучкі вставки повинні бути з матеріалу, який має високу вогнетривкість: вони повинні бути виготовлені або покриті матеріалом, час проникнен-

ня полум'я через який перевищує 15 хв. Довжина гнучких вставок не повинна перевищувати 0,25 м. У зв'язку з тим, що гнучкі вставки розміщені в різних місцях СВ, до них ставляться неоднакові протипожежні вимоги. Оскільки полум'я може проникнути в СВ через її кінцеву ділянку, минуючи гнучку вставку біля вентиляційного устаткування цієї ділянки, матеріал для виготовлення вставки може не мати високої вогнетривкості.

13.2. СИСТЕМИ ЗНЕДИМЛЮВАЛЬНОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ [1–4]

У невентильованому будинку навіть невеличка пожежа може спричинити швидке задимлення всього будинку, що значною мірою перешкоджає її гасінню. Гарячі гази, які виділяються при пожежі, скупчуються в пристельовій і придаховій зонах будинку.

Для очищення повітря нижніх поверхів будинку від диму в покрівлю часто вмонтовують димовипускні клапани [1], через які видаляються гарячі гази і пара (виділяється за дії спринклерної системи пожежогасіння). При цьому полегшується виявлення джерела пожежі і його ліквідація. Такий спосіб вентиляції неефективний в будинках, де зберігаються вогненебезпечні матеріали і де поширення полум'я неминуче. Іншим недоліком цієї системи є те, що виникають сприятливі умови для загоряння сусідніх будинків. Тому в знедимлювальних СВ з димовипускними клапанами потрібно, щоби одночасно з відкриттям клапанів автоматично вмикалися світловий або звуковий сигнали тривоги.

Димовипускні клапани оснащуються регуляторами з топкими вставками або виготовляються із пластмаси з низькою температурою топлення. В першому випадку система важелів втримує клапан в закритому положенні (за допомогою припою з низькою температурою топлення).

Бажано, щоби при пожежі гарячі гази (дим) поширювалися вертикально, а не горизонтально. Горизонтальне поширення газів може бути обмежене вогнетривкими екранами, які розміщені з інтервалами поперек горища (стриху) або в пристельовій зоні великорозмірного в плані приміщення. За наявності таких екранів швидше спрацьовує спринклерна система пожежогасіння.

Димовипускні клапани треба розміщувати в найвищій точці кожної із контрольованих зон горища так, щоби їх подовжна вісь була паралельною до гребеня даху. Бажано встановлювати декілька невеликих клапанів, рівномірно розмістивши їх по всій площі даху, замість одного великого клапана. Така вимога пов'язана з потребою наближення клапана безпосередньо до зони пожежі. Крім цього, наявність декількох клапанів більшою мірою гарантує увімнення в дію системи знедимлювальної вентиляції, ніж наявність одного.

Треба забезпечувати можливість притікання в будинок незадимленого зовнішнього повітря. Для цього передбачають спеціальні отвори в зовнішніх стінах, причому їх розміщують якомога ближче до першого поверху. Площа цих отворів не повинна бути меншою від загальної площі дахових димовипускальних клапанів. До цих отворів треба забезпечити вільний доступ.

Розподілення притікального (зовнішнього) повітря в системах знедимлювальної вентиляції для створення підпору повинно передбачатись зосереджено зверху в сходові приміщення і шахти ліфтів (рис 13.1). Отвори повітрязабору для системи притікальної вентиляції необхідно розташовувати так, щоб уникнути потрапляння в них продуктів горіння. Конструкція венткамери повинна забезпечувати зручність і технологічність монтажу, обслуговування і ремонту вентагрегатів. Огороджувальні конструкції венткамер повинні мати межу вогнетривкості не менше ніж 0,5 год.

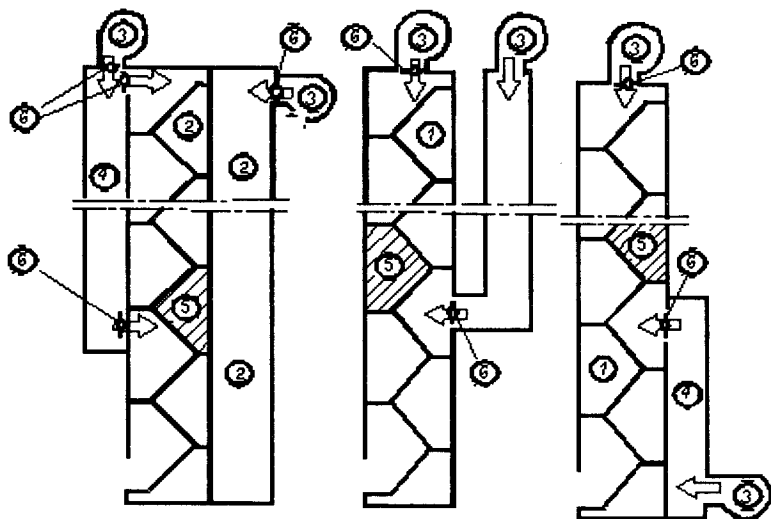


Рис. 13.1. Схеми систем притікальної вентиляції плюсового надлишкового тиску сходового приміщення і шахти ліфта: 1 – сходове приміщення; 2 – ліфтова шахта; 3 – вентиляторний агрегат; 4 – канал для притікання зовнішнього повітря; 5 – розсічка; 6 – клапан

Продукти згорання видаляють з поверхових коридорів через клапани в стінах шахт димовидалення. Кількість отворів на поверхсі необхідно приймати з розрахунку один отвір на відсік коридору довжиною до 30 м.

Отвори систем димовидалення необхідно передбачати ближче до дверною прорізу між поверховим коридором і об'ємом захисту на відстані не більше ніж 0,15 м від перекриття. Розмір горизонтального димовипускного клапана повинен перевищувати розмір вертикального клапана; площу його прохідного перерізу необхідно вибирати з ряду 0,3; 0,5; 0,7 м², а також за умови швидкості руху газів не більше ніж 20 м/с.

Шахта системи димовидалення повинна поєднувати поверхові отвори для димовидалення з відсіків коридорів будинку, розташованих безпосередньо один над одним, і обслуговувати тільки ці відсіки. Стіни шахти димовидалення повинні мати межу ногнетривкості не менше 1 год. Розміри внутрішнього поперечного перерізу шахти димовидалення необхідно вибирати за умови швидкості руху газів до 10 м/с.

У системах димовидалення необхідно передбачати тільки димові (термостійкі) радіальні вентилятори. Один вентилятор повинен обслуговувати тільки одну шахту димовидалення. На тракті димовидалення забороняється встановлення запірно-регулювальних пристроїв.

Вентилятори систем димовидалення необхідно розташовувати на горищах або на покрівлі будинку в окремому приміщенні. Викид диму повинен бути факельним (через конфузор) зі швидкістю не менше ніж 20 м/с. Розвіювач (викидну трубу) системи димовидалення необхідно встановлювати вертикально. Отвір розвіювача необхідно розташовувати вище 3 м від отвору повітрязабору системи притікальної вентиляції; відстань між цими отворами в плані повинна перевищувати 5 м (рис. 13.2).

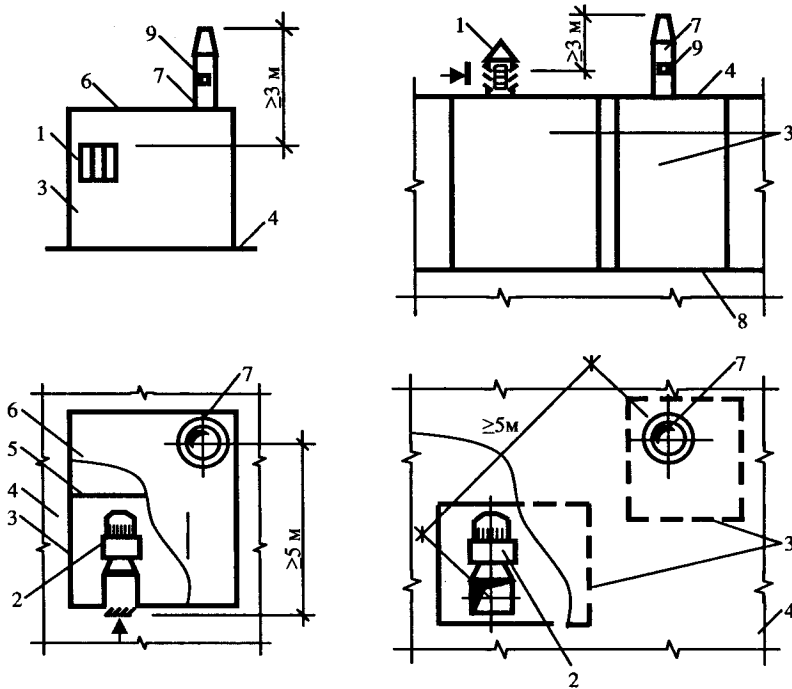


Рис. 13.2. Схеми взаємного розташування повітрязабірного та диморозвіювального отворів систем знедимлювальної вентиляції з вентиляторами, які встановлені на покрівлі будинку у венткамері, що розділена неспалимою перегородкою (а), і в окремих венткамерах на технічному поверсі (горіщі) будинку (б): 1 – повітрязабір; 2 – вентилятор системи притікальної вентиляції; 3 – огорожа венткамери; 4 – покрівля будинку; 5 – суцільна неспалима перегородка; 6 – покрівля венткамери; 7 –розвіювач (викидна труба) системи димовидалення; 8 – міжповерхове перекриття; 9 – лючки для замірів

У трубопроводах систем димовидалення і притікальної вентиляції не допускається прокладання будь-яких комунікацій. Не допускається розташування вентагрегатів систем димовидалення і притікальної вентиляції в загальній камері.

ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ 13

1. Крум Д., Робертс Б. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий: Пер.с англ. / Под ред. Е.Е. Карписа. – М.: Стройиздат, 1980. – 399 с.
2. Langdon – Thomas G.J., Hinklej P.L. Fire Note № 5, Fire Research Station, 1965.
3. Le worthy L.R. Pover and Works Engineering (April, 1967).
4. Жуковський С.С., Лабай В.Й. Системи енергопостачання і забезпечення мікроклімату будинків та споруд: Навчальний посібник для В30. – Львів: Астрономо-геодезичне товариство, 2000. – 259 с.

Розділ чотирнадцятий

ЗАДІЯННЯ, ВИПРОБУВАННЯ І ОБСЛУГОВУВАННЯ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦІЇ [1]

Задіяння, випробування і обслуговування СВ – важливі операції, які гарантують, що система цілісна, перевірена, приведена в робочий стан, налагоджена і відрегульована, тобто до моменту здавання її замовнику вона діє відповідно до проєктних даних і буде надійною протягом всього періоду служби. Перша істотна ознака задовільної роботи системи - це рівень шуму, який вона створює. Треба зауважити, що наскільки добре не були б проведені операції задіяння, випробування і обслуговування, вони ніколи не компенсують слабкі сторони проєкту або помилки монтажу. В проєкті треба передбачати всі пристрої для виконання операцій випробування і обслуговування, а також приміщення для ремонту, заміни і налагодження устав (установок) і устаткування.

14.1. ПЕРВИННЕ ЗАДІЯННЯ СВ

Первинне задіяння СВ – це переведення системи зі стадії статичного стану в стадію повноцінної дії, яка відповідає всім проєктним вимогам. Задіяння СВ містить її регулювання і налагодження.

Дуже важливу роль відіграє проєктування СВ. Проєктувальник зобов'язаний чітко визначити функціональні вимоги, яким повинна відповідати СВ, розрахувати навантаги (навантаження) і забезпечити правильність добору та монтажу устаткування. Потрібно передбачати в системі всі пристрої для її задіяння: повітряні клапани, лючки для замірів і чищення, клапани регулювання витрати, штуцери для замірів тисків і визначення витрат в трубопроводах для руху рідини, манометри і патрубки для зарядження холодоагентом холодильних устав (установок).

Інженер, якому доручено первинне задіяння СВ, повинен бути проінструктований і мати всю потрібну проєктну документацію (детальний опис системи; очікуваний режим її дії; схеми трубо – і повітропроводів; креслення системи з розміщенням всіх точок замірів і регульованих приладів; чіткі вказівки щодо витрат, температури і тиску потоків повітря і тепло-, холодоносіїв; креслення системи електропостачання і обв'язань термостатів, виконавчих механізмів, електроустаткування; літературу, що видана заводами – виробниками).

14.1.1. Повітророзподілення

Для СВ з високими, середніми і малими швидкостями руху повітряних потоків рекомендується однакова процедура їх післямонтажного задіяння. Спочатку треба переконатися, що система перед її задіянням знаходиться в задовільному і безпечному стані. При цьому треба перевірити:

- чистоту системи, тобто повітропроводів і каналів, вентиляторів, фільтрів, теплообмінників, зволожників, камер, повітровсмоктувальних пристроїв, кімнатних кліматизаторів тощо;
- засоби регулювання повітряних потоків, а саме ручні і спонуквані клапани та їх спонукачі, вогнезатримувальні клапани, вентиляційні ґратки і повітророзподільники, спрямовальні пластини (лопатки), лючки для замірів тощо;

- щільність повітропроводів і каналів (кінцева візуальна перевірка). Випробування тисковим методом необхідно проводити після закінчення монтажних робіт. Місця огляду: повітропроводи і канали, оглядові дверцята, з'єднання елементів повітропроводів тощо. Всі лючки для замірів повинні бути оснащені кришками, а всі водяні затвори дренажних пристроїв заповнені водою;

- дієвість всіх механізмів; особлива увага надається перевірці співвісності осей вентиляторів і електроспонукачів, змашуванню вентиляторів, інших спонукачів, а також автоматичних повітряних фільтрів;

- електроустаткування; за вимкненого струму перевіряється готовність до експлуатації всіх щитів і приладів керування та захисту, чи вони правильно з'єднані електропроводами та мають топкі запобіжні вставки; чи встановлені обмежники навантаг (навантажень), а вимикачі заповнені оливою і чи пройшли вони електричні випробування успішно. За вимкненого струму переконуються, що на всіх фазах є напруга, а потім, при увімкненому струмі, перевіряють кола керування і дію всіх контакторів, реле, блокувань тощо;

- спеціальне устаткування; задіяння такого устаткування, як електростатичні фільтри, повинно проводитися тільки кваліфікованим досвідченим персоналом за чітко визначеними правилами.

Наступний етап – первинне задіяння системи та її регулювання. Перед увімкненням вентиляторів треба очистити вентиляційну систему від бруду, який може в неї потрапити під час виконання будівельно-монтажних робіт. Для цього можна виконати навіть деякі демонтажні роботи (від'єднати гнучкі вставки, зняті кінцеві фільтри). Деякі види устаткування (водоповітряні теплообмінники і водяні бані), які можуть розморозитися за холодної погоди, треба відповідно захистити або спорозжити.

Після увімкнення вентиляторів треба на малих навантагах (навантаженнях) перевірити напрямок обертання їх турбіни (робочого колеса) і переконатись у відсутності незвичного шуму, вібрації і перегрівання, наявності мастила. Лише тоді вентиляційна система вважається підготовленою до регулювання витрат повітряних потоків.

Процедура ув'язання витрат в окремих розгалуженнях СВ переважно полягає в переміщенні дослідників від віддалених віток системи до вентилятора, встановленні фактичних пропорційних витрат повітряних потоків в кожному вузлі по черзі (безвідносно до абсолютних (проектних) витрат).

Останні забезпечуються простим налагодженням тільки одного регулятора витрати (поблизу вентилятора) [2,3].

14.1.2. Водорозподільні системи

З погляду щодо забезпечення успішного експлуатаційного задіяння СВ дуже важливими є системи постачання устаткування СВ охолодженою водою (первинні, які обслуговують повітроохолодники, і вторинні, які обслуговують ежекційні і вентиляторні кліматконвектори); охолодження конденсаторів холодильних машин; теплопостачання калориферів первинного і вторинного (повторного) нагрівання повітря; рециркуляційні, зрошувані теплообмінники і ті, які обслуговують камери зрошення.

Під час монтажу трубопроводу і устаткування захищають від забруднення і проводять часткові випробування окремих елементів СВ тисковим методом. Після

закінчення монтажу систему промивають. Перед цим її оглядають і переконуються в тому, що всі спускні крани закриті, а відповідна трубна арматура відкрита або закрита залежно від того, що вимагається для заповнення системи водою. За від'ємних зовнішніх температур треба передбачати захист окремих частин систем від замерзання в них води. Системи належить заповнювати водою знизу, що забезпечує видалення повітря з верхніх їх точок.

Для видалення забруднень із систем водопостачання за допомогою регулювальних і запірних клапанів їх розділяють на окремі ділянки, які спорожнюють через спускні труби. Чутливе до засмічення устаткування (теплообмінники з трубками малих діаметрів, вентилі, насоси і тощо) відокремлюють від системи за допомогою запірних вентилів (кранів) або заглушок. Основний *принцип промивання системи* – це забезпечення організованого руху водних потоків від верхніх точок системи до нижніх. Промивальну воду пропускають в максимально можливих кількостях доти, доки витікальний потік не стане прозорим. Хімічне очищення проводять за участю досвідченого фахівця.

Систему водопостачання задіюють аналогічно як і СВ, тобто проводять попередні статичні перевірки, після чого систему запускають і регулюють. Під час регулювання особливо важливо враховувати проєктні пропозиції, які стосуються вирівнювання втрат тиску в циркуляційних кільцях.

Особливу увагу треба приділяти таким аспектам:

а) точно визначити розрахункові витрати води в окремих циркуляційних кільцях та їх допускні відхилення;

б) передбачити точки заміру тисків і витрат води, а також засоби регулювання витрати (діафрагми, витратоміри, калібровані дроселювальні вентилі), точки приєднання переносного оснащення, приладів тощо.

Для ув'язання витрат води використовують описаний вище пропорційний метод (правда, можливість застосування цього методу залежить від конструкційних особливостей системи). Застосовують і тепловий метод, за якого ув'язання витрат води в циркуляційних кільцях проводиться за величинами температурних перепадів.

14.1.3. Системи холодопостачання

Головну увагу приділяють заповненню систем холодоагентами, виявленню місць їх протікань, осушенню устаткування і його змашуванню. Зазвичай ці холодоагенти вибухобезпечні, не горять, практично без запаху, нетоксичні, не подразнювальні (за винятком великих концентрацій або розкладу за наявності відкритого полум'я, при якому виділяються токсичні речовини, що легко виявляються за інтенсивним запахом).

Холодоагент поставляється хімічно чистим і сухим в герметичних контейнерах. Щоби уникнути потрапляння забрудників в систему, а також із поглядів безпеки, треба дотримуватись певних правил: заповнювати систему тільки холодоагентом, який передбачений проєктом; користуватись тільки відповідним інструментом; забирати контейнер з холодоагентом, якщо він у цей момент непотрібний або порожній; зберігати контейнери за встановленими правилами.

Забороняється: відбирати із контейнерів більше холодоагента, ніж допускається за позначками на них (маса нетто); користуватись ними поблизу відкритого полум'я;

перекачувати холодоагент із одного контейнера до іншого без відповідного оснащення; кидати, пошкоджувати або інакше неправильно користуватись контейнерами; уможливити парі холодоагента потрапляти в зону відкритого полум'я, оскільки при цьому можуть утворюватись токсичні речовини. Комплектні холодильні машини збираються на місці монтажу, а їх комплектність перевіряють на заводі – виробнику.

Перед первинним задіянням системи холодопостачання повинні бути чистими від забрудників і сухими. Потрапляння в них забрудників, наприклад, вологи і повітря, флюсів, які використовують при паянні, пари розчинників, металевих частинок або пилу призводить до незадовільної роботи системи або навіть до повного виходу з ладу окремих її складових частин. Якщо не передбачені запобіжні заходи, то виникає корозія і окиснення мідних деталей, система може замерзнути і забруднитись.

Для післямонтажних методів випробувань переважно застосовують тискові методи:

- метод плюсового надлишкового тиску, за якого систему заповнюють холодоагентом або його сумішшю з інертним газом, створюють надлишковий тиск і щільність системи визначають за падінням тиску;

- вакууметричний метод, при якому в системі створюють розрідження (вакуум) і щільність визначають за підвищенням тиску.

Після успішного завершення випробувань система осушується. Для цього застосовують такі методи:

- а) *метод розчинення домішок*, які не конденсуються, і вологи парою холодоагента, яку потім випускають із системи; цю процедуру повторюють доти, доки система не вивільниться від забруднень;

- б) *метод глибокого вакууму*, за якого волога випаровується і видаляється із системи; залишкова кількість газів, які не конденсуються, дуже мала.

Наступний крок – заповнення системи холодоагентом в потрібній кількості. Зменшення маси холодоагента щодо проектного рівня спричиняє зниження холодопродуктивності системи, а її перевищення – підвищення тиску і температур, що може спричинити аварію. Рідким холодоагентом заповнюють систему безпосередньо із контейнера на боці високого тиску; заповнення парою холодоагента (зазвичай в невеликих системах) є дуже сповільненим процесом, але забезпечує точний контроль її витрати, причому затікання холодоагента, як правило, передбачається на боці високого тиску системи. Застосовують такі методи визначення витратного об'єму пари холодоагента при заповненні системи: за масою; за рівнем, який зазначений на оглядовому склі; за співвідношенням тиску і температури; за рівнем рідини біля контрольних кранів; за спеціальними номограмами.

Рівень заповнення компресора мастилом і його гатунок повинні відповідати вимогам заводу-виробника.

Задіяння холодильних систем треба проводити, дотримуючись таких правил:

- трубо-, повітропроводи і устаткування повинні бути чистими від забрудників;
- пов'язані з холодильними машинами системи водо- і повітропостачання потрібно підготувати до задіяння;

- холодильні машини треба перевіряти в статичному стані, випробувати тисковим методом на щільність та заповнити холодоагентом, а компресор заповнити відповідним мастилом;

– все електроустаткування, електропроводи і засоби безпеки повинні перевірятися в статичному стані.

Наступний крок – це первинне задіяння системи і її налагодження, зокрема задіяння засобів автоматичного регулювання. Потім система діє деякий час у випробному режимі і виконується її огляд.

14.1.4. Системи автоматичного регулювання

Задіювати треба кожен систему автоматичного регулювання (САР): електричну, пневматичну, електронну, гідравлічну, прямої дії або комбіновану, наприклад, пневмоелектричну. Попередні перевірки САР не менш важливі, ніж їх проектування і монтаж. Перед первинним задіянням САР проводяться їх налагодження і регулювання, приведення до дієздатного стану.

Електропроводи випробовують і визначають їх придатність до задіяння; витрати потоків повітря, води і інших контрольованих середовищ повинні бути відрегульовані, а тиски і температури тепло- і холодоносіїв повинні відповідати проектним значенням.

Первинне задіяння САР може бути спрощеним, якщо воно заплановане належним чином. Інколи корисне розділення системи на окремі блоки, якщо це допускає її конструкційне виконання.

Перед задіянням САР дуже важливою є перевірка автоматики безпеки і блокувань.

14.2. ВИПРОБУВАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ

Випробування – це визначення характеристик СВ, яка підготована до первинного задіяння і експлуатації. Воно часто потрібне для доказу того, що проектні характеристики системи дійсно досяжні, що потрібні параметри притікального повітря в ЗО чи РЗ приміщення підтримуватимуться в передбачених проектом границях при різних рівнях навантажень, наприклад, максимальних літніх і мінімальних зимових. Випробування систем, які діють цілорічно, проводять і за часткових навантаж, особливо при зменшеній кількості явної теплоти в приміщенні (наприклад, за сталої навантаги за прихованої теплоти і зменшеної – за явною тепловою). Під час випробувань вимірюють температуру за сухим і мокрим термометрами, відносну вологість, рухливість і чистоту повітря, рівень шуму і інтенсивність вібрацій. Дані замірів порівнюють з проектними значеннями. При випробуваннях деяких СВ (СК) може виникнути потреба імітації теплових навантаж, наприклад, за допомогою електронагрівників.

У випробування входять визначення експлуатаційних характеристик окремих видів устаткування СВ (СК), наприклад, тепло- і холодопродуктивності теплообмінників, камер зрошення, масовіддачі зволожників, пускових струмів і потужностей, які споживаються за різних експлуатаційних умов.

14.3. ОБСЛУГОВУВАННЯ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ СИСТЕМ

СВ переважно оснащені САР, а тому потребою їх обслуговування часто нехтують, про що згадують лише після аварії. Пошкодження устаткування в багатьох випадках пояснюють низькою якістю проекту або неправильним монтажем СВ. Головна ж причина криється в недоліках обслуговування. Кожна програма обслуговування повинна бути запланована із врахуванням особливостей відповідної вентиляційної системи.

14.3.1. Післяаварійне обслуговування

Під цим терміном розуміють ремонт, який виконують для приведення системи в дієздатний стан після аварії з причини експлуатаційного задіяння системи в режимі прогресувального погіршення її функціонування. Обслуговування від аварії до аварії може забезпечити економію витрат тільки в початковий період експлуатації системи. В кінцевому рахунку експлуатаційні витрати за такого обслуговування СВ зростають, а забезпечення проектних параметрів її роботи не досягається.

14.3.2. Планово-випереджувальне обслуговування

Програма планово-випереджувального обслуговування СВ відрізняється тим, що в ній враховується рівень зношеності та монтажні зміни системи і безперервними корегувальними діями зводяться до мінімуму її пошкодження. Для успіху програми потрібні: грамотне керівництво персоналом; інвентаризація системи; робочі креслення з монтажними змінами; довідники з експлуатації та обслуговування; фонд запасних частин і матеріалів; кваліфікований персонал; доброї якості інструмент і устаткування; ведення журналів обслуговування.

Щоби обслуговування СВ було ефективним, його треба спланувати, а також повністю використати переваги стандартних операцій і процедур обслуговування. При складанні програми обслуговування необхідно враховувати:

- характеристики устаткування (потужність, швидкість, тип підшипників (вальниць), робочі тиск і температуру тощо);
- причини для огляду устаткування, наприклад, щодо безпеки праці;
- вузли і деталі устаткування, які підлягають огляду;
- частість оглядів і обслуговування;
- професії і кваліфікації персоналу, який потрібен для виконання операцій з обслуговування;
- потрібність налагодження устаткування (наприклад, натягу спонукальних пасів вентиляторів);
- потреби в матеріалах і запасних частинах;
- частість (частоту) капітальних ремонтів устаткування.

Частість (частота) оглядів, налагодження, обслуговування і капітальних ремонтів СВ визначається лише досвідом. Вона залежить від місцевих умов і багатьох інших чинників. Треба пам'ятати, що довідники заводів-виробників часто ґрунтуються на середньостатистичних величинах, доді як на практиці зазвичай існують екстремальні умови.

Програма обслуговування конкретної СВ або окремих видів її устаткування може передбачати: огляд, щоденне налагодження окремих вузлів або щотижневе, щомісячне, щоквартальне, щопіврічне або щорічне. Потрібна частість оглядів залежить:

- від кількості годин задіяння системи (системи, які задіяні безперервно, потребують частіших перевірок, ніж системи, які задіяні 8 год протягом доби);
- від труднощів обслуговування. Частіші огляди потрібні для устаткування, на яке діють корозія, тертя, вібрація, перевантага або яке використовується у важких умовах;
- від вимог безпеки; якщо вони більш суворі, то потрібні частіші огляди. На певні види устаткування поширюються вимоги, які встановлені законом і урядовими постановами;

- від тривалості задіяння і технічного стану устаткування (старіше устаткування треба оглядати частіше);
- від надійності; якщо якість продукції або зберігання матеріалів залежать від дії СВ (СК) і її аварії недопускні, то огляди повинні проводитися частіше.

Важливо, щоби задіянню СВ і умовам її експлуатації приділялась увага ще на стадії проектування, наприклад, передбачалось резервування устаткування.

Для зручності розроблення програми обслуговування СВ (СК) її устаткування можна розділити на п'ять основних груп:

- 1) повітроготувальне і повітроурухомлювальне устаткування (вентилятори, фільтри, теплообмінники, зволожники, повітропроводи, клапани і повітророзподільники);
- 2) системи водопостачання (насоси, водопроводи, водяні фільтри, клапани тощо);
- 3) системи холодопостачання (компресор, холодопроводи, водоохолодник або випарник і засоби автоматики);
- 4) теплообмінне устаткування (градирні, випарні конденсатори, конденсатори (скраплювачі) повітряного охолодження);
- 5) засоби автоматизації, електроустаткування і контрольно-вимірювальні прилади.

Повністю рекомендації з обслуговування вентиляційного устаткування вказуються в інструкціях і рекомендаціях заводів-виробників. Деякі важливі аспекти розглянуті нижче.

14.3.3. Устаткування вентиляційних систем

Щорічно треба перевіряти чистість повітропроводів, стан теплоізоляції, гнучких з'єднань, міцність опор; треба оглядати повітровсмоктувальні і викидні пристрої, оглядові дверцята і піддони; змашувати багатостулкові клапани з ручним та іншим спонукачами. Найчастіше треба оглядати вентилятори і окремі їх частини, мінімум щомісячно муфтові з'єднання, клинові паси (з їх вирівнюванням), підшипники (зі змашуванням, перевіркою на биття, зношуваність і температуру). Детальніший огляд треба проводити щорічно.

Зовнішні поверхні нагрівальних і охолоджувальних теплообмінників треба ретельно очищувати, а внутрішні – промивати. Хімічне очищення внутрішніх поверхонь має виконувати фахівець.

Щотижня рекомендується проводити огляд і очищення камер зрошення, зволожників повітря та іншого супутнього устаткування.

14.3.4. Системи водопостачання

Треба виявити, чи є в трубопроводах витікання води, зовнішня корозія або інші пошкодження. Особливу увагу необхідно приділити трубопроводним з'єднанням поблизу устаткування, яке вібрує, стану тепло- і гідроізоляції. Треба регулярно оглядати опори трубопроводів, очищати водяні фільтри, оглядати ручні і автоматичні водяні клапани (а за потреби очищати і ремонтувати їх).

Воду обробляють під наглядом фахівця. Періодично треба набивати сальники насосів, перевіряти співвісність приводів і підшипників (вальниць) устаткування.

14.3.5. Системи холодопостачання

Частість обслуговування компресорів холодильних машин залежить від тривалості і умов їх експлуатації. Все холодильне устаткування треба оглядати щоденно і важливі показники (наприклад, тиск) записувати. Багато аварій компресорів холодильних машин спричинені невідповідністю змащувальної оливи, старінням металу, потраплянням рідкого холодоагента в циліндри; можливі пошкодження клапанів, поршневих груп, підшипників (вальниць), валів. Аварійні ситуації виникають в результаті неправильного налагодження і роботи устаткування. Особливу увагу треба приділяти приладам безпеки, обмежникам навантаг (навантажень), системам змащування і спонукачам компресорів. Регулярного обслуговування потребує таке устаткування: розширювальні вентилі, соленоїдні клапани, регулятори тиску тощо. Відцентрові, гвинтові і абсорбційні холодильні машини повинні обслуговуватися фахівцями.

14.3.6. Теплообмінне устаткування

Температури і тиски притікального і витікального водяних потоків треба перевіряти щоденно, характеристики повітроохолодників і конденсаторів – періодично. У закритих системах водопостачання з повітроохолодниками значення рН води треба підтримувати на рівні 7...8; ці системи не потребують великої уваги. Відкриті системи водопостачання і системи водоохолодження конденсаторів треба очищати щорічно (можна і хімічними засобами), передбачаючи заходи проти відкладання накипу і корозії.

Регулярно треба перевіряти механічну і електричну частини градирень, випарних конденсаторів, конденсаторів повітряного охолодження, насосів, вентиляторів, форсунок, резервуарів води, повітряних клапанів тощо. Зовнішні і внутрішні поверхні устаткування треба підтримувати чистими. Рекомендується спеціальне готування води і продування градирень та випарних конденсаторів.

14.3.7. Системи автоматизації

Аварії систем автоматизації відбуваються в тих випадках, коли умови їх задіяння виходять за межі нормально допускних. Тому періодично треба перевіряти налагодження приладів і всі зміни записувати. Не менше одного разу на рік треба проводити повну перевірку системи; при цьому вона повинна підлягати всім можливим впливам.

Електроспонукачі і вимикачі треба оглядати періодично, очищувати і змащувати. Цю роботу можна доручити досвідченому електрику.

ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ 14

1. Крум Д., Робертс Б. Кондиционирование воздуха и вентиляция зданий: Пер.с англ./ Под ред. Е.Е. Карписа. – М.: Стройиздат, 1980. – 399 с.
2. Harrison E., Gibbard N. Balancing Air Flow in Ventilating Duct Systems. J. Instn Heat. Vent. Engrs, 34, 93 (1966).
3. Reid A.J.K. Communication to I.H.V.E. Commissioning and Testing Technical Sub – Committee (1969).
4. Air Conditioning for Computer Installations, I.H.V.E. Mote, 1966.

Розрахункові параметри зовнішнього повітря для проєктування СО

№ з/п	Назва міста	Температура зовнішнього повітря, °С						Період з середньодобовою температурою зовнішнього повітря ≤ 8 °С		Середня температура найбільш холодного періоду, °С	Тривалість періоду з середньодобовою температурою ≤ 0 °С, діб	Кількість градусоднів обігрівального періоду, г-д	Температурна зона
		Середньорічна	Абсолютна мінімальна	Абсолютна максимальна	Середня максимальна найбільш гарячого місяця	Найбільш холодної доби забезпеченістю 0,92	Найбільш холодної п'ятиденки забезпеченістю 0,92	тривалість, діб	середня температура, °С				
1	Бердянськ	9,6	-29	39	27,7	-22	-19	168	0	-7	98	3024	II
2	Вінниця	6,7	-36	38	24,6	-26	-21	189	-1,1	-10	116	3610	I
3	Джанкой	10,5	-30	41	29,6	-21	-17	160	1,5	-5	65	2640	III
4	Дніпропетровськ	8,5	-34	40	28,2	-26	-23	175	-1	-9	109	3325	II
5	Донецьк	7,5	-37	40	27,6	-27	-23	183	-1,8	-10	122	3623	I
6	Євпаторія	11	-28	40	28,6	-20	-16	149	2,4	-3	38	2324	IV
7	Житомир	6,8	-35	38	24,9	-25	-22	192	-0,8	-9	116	3610	I
8	Запоріжжя	9	-34	41	28,9	-25	-22	174	-0,4	-8	102	3202	II
9	Івано-Франківськ	7,3	-34	37	24,6	-24	-20	184	-0,1	-9	102	3330	II
10	Ізмаїл	9,8	-28	37	29,0	-17	-14	165	1,0	-5	65	2805	III
11	Керч	11,7	-25	38	27,8	-19	-15	144	2,9	-4	56	2174	IV
12	Київ	7,2	-32	39	25,6	-26	-22	187	-1,1	-10	118	3572	I
13	Кіровоград	7,5	-35	40	23,5	-26	-22	185	-1	-9	116	3515	I
14	Конотоп	6	-36	38	25,8	-28	-24	195	-2,1	-11	125	3920	I

№ з/п	Назва міста	Температура зовнішнього повітря, °С						Період з середньодобовою температурою зовнішнього повітря ≤ 8 °С		Середня температура найбільш холодного періоду, °С	Тривалість періоду з середньодобовою температурою ≤ 0 °С, діб	Кількість градусоднів обігрівального періоду, Г-д	Температурна зона
		Середньорічна	Абсолютна мінімальна	Абсолютна максимальна	Середня максимальна найбільш гарячого місяця	Найбільш холодної доби забезпеченістю 0,92	Найбільш холодної п'ятиденки забезпеченістю 0,92	тривалість, діб	середня температура, °С				
15	Луганськ	8	-42	41	29,1	-29	-25	180	-1,6	-10	117	3528	I
16	Луцьк	7,2	-34	38	24,4	-24	-20	187	-0,2	-8	105	3403	II
17	Львів	6,7	-33	37	23	-23	-19	191	-0,2	-9	106	3476	II
18	Любашівка	8,2	-34	38	27,2	-24	-20	178	-0,6	-9	108	3311	II
19	Маріуполь	7,5	-37	40	28,4	-27	-23	168	-1,4	-9	114	3259	II
20	Миколаїв	9,8	-30	40	29,3	-23	-20	165	0,4	-7	31	2904	III
21	Одеса	9,8	-28	37	26,9	-21	-18	165	1	-6	78	2805	III
22	Полтава	7	-37	38	26,5	-27	-23	187	-1,9	-11	124	3721	I
23	Рівне	6,9	-36	38	24,2	-25	-21	191	-0,5	-9	112	3534	I
24	Севастополь	12,4	-20	39	26,8	-14	-11	140	3,6	0	8	2016	IV
25	Сімферополь	10,2	-29	40	28,2	-20	-16	158	1,9	-4	56	2544	III
26	Слав'янськ	7,5	-37	40	28,9	-27	-23	183	-1,6	-10	122	3587	I
27	Суми	6	-36	38	25,4	-28	-24	195	-2,5	-12	131	3998	I
28	Тернопіль	6,9	-34	37	24,1	-24	-21	190	-0,5	-9	112	3515	I
29	Ужгород	9,6	-28	40	26,1	-22	-18	162	1,6	-6	70	2657	III

№ з/п	Назва міста	Температура зовнішнього повітря, °С						Період з середньодобовою температурою зовнішнього повітря ≥ 8 °С		Середня температура найбільш холодного періоду, °С	Тривалість періоду з середньодобовою температурою ≤ 0 °С, діб	Кількість градусодіб обігрівального періоду, г-д	Температурна зона
		Середньорічна	Абсолютна мінімальна	Абсолютна максимальна	Середня максимальна найбільш гарячого місяця	Найбільш холодної доби забезпеченістю 0,92	Найбільш холодної п'ятиденки забезпеченістю 0,92	тривалість, діб	середня температура, °С				
30	Умань	7,2	-37	38	25,9	-26	-22	188	-1	-9	117	3572	I
31	Феодосія	11,7	-25	38	28,1	-19	-15	144	2,9	-2	16	2174	IV
32	Харків	6,9	-36	39	26,7	-28	-23	189	-2,1	-11	126	3799	I
33	Херсон	9,8	-32	39	29,4	-23	-19	167	0,6	-7	87	2906	III
34	Хмельницький	6,8	-32	36	24,7	-25	-21	191	-0,6	-9	113	3553	I
35	Черкаси	7,2	-37	38	26,3	-26	-22	189	-1	-9	117	3591	I
36	Чернівці	7,8	-32	38	25,6	-24	-20	179	-0,2	-9	102	3258	II
37	Чернігів	6,5	-34	39	25	-27	-23	191	-1,7	-10	126	3763	I
38	Ялта	13	-15	39	27,9	-8	-6	126	5,2	1	0	1613	IV

Зауваги. Кількість градусодіб обігрівального періоду вказано для приміщень з температурою $+18$ °С. Для приміщень з іншою температурою потрібно приймати коефіцієнт $k = \frac{t_g - \bar{i}_{o,n}}{18 - \bar{i}_{o,n}}$, де t_g – температура внутрішнього повітря, °С; $\bar{i}_{o,n}$ – середня температура обігрівального періоду, °С.

Розрахункові параметри зовнішнього повітря для проєктування СВ (СК)

№ з/п	Назва міста	Розрахункова географічна широта, град.пн.ш.	Барометричний тиск, гПа	Період року	Категорія А			Категорія Б			Середньодобовий перепад температури, °С
					Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	
1	Бердянськ	46	1010	Теплий	25,9	53,9	1	30,5	63	1	12,5
				Холодний	-7	-2,5	5,0	-19	-17,6	5,0	-
2	Вінниця	48	970	Теплий	23	53,6	2,8	27,3	56,9	2,8	11,9
				Холодний	-10	-6,7	7,1	-21	-19,4	5,2	-
3	Джанкой	46	1010	Теплий	27,8	58,9	1	32,4	63	1	14
				Холодний	-5	0	6,3	-17	-15,5	6,3	-
4	Дніпропетровськ	48	1010	Теплий	26,5	54	1	31	57,4	1	11,3
				Холодний	-9	-5,4	7	-23	-22	5,7	-
5	Донецьк	49	1010	Теплий	25,3	54,7	1	30,4	53,9	1	13,9
				Холодний	-10	-6,7	6,2	-23	-22,2	6,2	-
6	Євпаторія	45	1010	Теплий	26,8	63	4	31,4	67	4	8,4
				Холодний	3	-2,7	7,1	-16	-14,2	7,1	-
7	Житомир	48	990	Теплий	23,1	50,5	1	27,7	54,7	1	10,8
				Холодний	-9	-5,2	5,4	-22	-21	5,4	-
8	Запоріжжя	48	1010	Теплий	27,1	55,7	1	31,2	58,6	1	12,5
				Холодний	-8	-5,4	7,8	-22	-21,2	7,1	-

№ з/п	Назва міста	Розрахункова географічна широта, град. пн. ш.	Барометричний тиск, гПа	Період року	Категорія А			Категорія Б			Середньодобовий перепад температури, °С
					Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	
9	Івано-Франківськ	48	970	Теплий Холодний	22,8 -9	54,7 -5,4	1 5,8	27,4 -20	58,9 -18,9	1 5,8	11,2 -
10	Ізмаїл	44	1010	Теплий Холодний	27,2 -5	58,6 0	1 9	31,8 -14	61,5 -11,7	1 7	11,8 -
11	Керч	44	1010	Теплий Холодний	26 -4	60,7 1,3	4,1 10,2	30,3 -15	62,8 -13	4,1 9	11 -
12	Київ	51	990	Теплий Холодний	23,7 -10	53,6 -6,7	1 5,3	28,7 -22	56,1 -20,7	1 4,2	10,8 -
13	Кіровоград	48	990	Теплий Холодний	25,8 -9	55,3 -5,4	1 6,7	29,7 -22	57,4 -20,7	1 5,7	12,9 -
14	Конотоп	52	990	Теплий Холодний	24 -11	52,3 -8	1 5	28 -24	55,7 -22,2	1 4,3	11,6 -
15	Луганськ	48	1010	Теплий Холодний	27,4 -10	55,3 -6,7	1 6,7	31,8 -25	58,6 -24,3	1 5,2	13,9 -
16	Луцьк	52	970	Теплий Холодний	22,6 -8	50,5 -4,2	1 6,3	27,2 -20	54,7 -18,9	1 6,3	10,3 -
17	Львів	48	970	Теплий Холодний	22,1 -9	53,2 -2,5	1 7,1	26,4 -19	57,4 -17,6	1 5,1	10,6 -

№ з/п	Назва міста	Розрахункова географічна широта, град.пн.ш.	Барометричний тиск, гПа	Період року	Категорія А			Категорія Б			Середньодобовий перепад температури, °С
					Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	
18	Любашівка	49	990	Теплий Холодний	25,4 -9	54,7 -5	1 7,4	30 -20	58,9 -18,9	1 7,4	11,1 -
19	Маріуполь	48	1010	Теплий Холодний	26,6 -9	57,8 -5,4	3,6 12	31,8 -23	60,7 -22,2	3,6 8	11,4 -
20	Миколаїв	48	1010	Теплий Холодний	27,9 -7	58,2 -2,9	3,2 11	31 -20	62 -18,6	3,2 10	12,5 -
21	Одеса	48	1010	Теплий Холодний	25 -6	59 -1,3	3,3 12	28,6 -18	62 -16,3	3,3 11	8,8 -
22	Полтава	48	990	Теплий Холодний	24,5 -11	53,6 -8	4,4 6,8	29,4 -23	56,5 -21,9	4,4 6,2	11,5 -
23	Рівне	52	970	Теплий Холодний	22,6 -9	51,5 -5,4	1 6,8	25,1 -21	55,3 -19,7	1 5,1	10,7 -
24	Севастополь	44	1010	Теплий Холодний	25 0	60,7 -7,1	2,3 10,2	29,4 -11	64,5 -8,4	2,3 9	8,5 -
25	Сімферополь	44	970	Теплий Холодний	26,1 -4	59,5 1,3	1 3,2	31,8 -16	63,2 -14,2	1 8	14 -
26	Слав'янськ	48	990	Теплий Холодний	27,1 -10	54,4 -6,7	1 6,8	31,2 -23	58,2 -24,3	1 5,2	13,2 -

№ з/п	Назва міста	Розрахункова географічна широта, град.пн.ш.	Барометричний тиск, гПа	Період року	Категорія А			Категорія Б			Середньодобовий перепад температури, °С
					Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	
27	Суми	52	990	Теплий Холодний	23,6 -12	50,5 -9,2	1 5,9	28,2 -24	54,3 -23,7	1 5,9	10,7 -
28	Тернопіль	48	970	Теплий Холодний	22,1 -9	52,8 -5	1 7,1	26,8 -21	57,4 -19,7	1 5,1	11,8 -
29	Ужгород	48	990	Теплий Холодний	24,2 -6	54,4 -1,3	1 6	28,1 -18	58,6 -16,3	1 4,3	11,1 -
30	Умань	48	990	Теплий Холодний	24,1 -9	53,6 -5	1 7,1	28,7 -22	57,8 -19,7	1 5,7	12,7 -
31	Феодосія	45	1010	Теплий Холодний	26,3 -2	63 1,3	1 6	30,9 -15	67 -13	1 6	8,2 -
32	Харків	50	990	Теплий Холодний	25,1 -11	52,8 -8	1 6,7	29,4 -23	56,1 -22,2	1 6,1	11,6 -
33	Херсон	48	1010	Теплий Холодний	29 -7	57,8 -2,9	1 9,9	30,6 -19	61,5 -17,3	1 8	12,7 -
34	Хмельницький	48	970	Теплий Холодний	22,9 -9	54,7 -5,2	1 5,7	27,5 -21	53,9 -20,1	1 5,7	10,9 -
35	Черкаси	50	990	Теплий Холодний	24,5 -9	54,7 -5,2	1 6,0	29,1 -22	58,9 -21	1 6,0	11,2 -

№ з/п	Назва міста	Розрахункова географічна широта, град.пн.ш.	Барометричний тиск, гПа	Період року	Категорія А			Категорія Б			Середньодобовий перепад температури, °С
					Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	Температура, °С	Питома ентальпія, кДж/кг	Швидкість вітру, м/с	
36	Чернівці	48	970	Теплий Холодний	23,8 -9	54,7 -5,4	1 5,4	28,4 -20	58,9 -18,9	1 5,4	10,6 -
37	Чернігів	52	990	Теплий Холодний	23,2 -10	51,5 -6,7	1 4,2	27,8 -23	54,4 -21,9	1 3,8	11 -
38	Ялта	44	1010	Теплий Холодний	26,3 1	61,1 8	1 9	30,5 -6	64,5 -2,5	1 8,7	8,4 -

Зауваги: 1. Для інших міст розрахункові параметри зовнішнього повітря потрібно приймати за найближчим з вказаних у додатку міст.

2. Системи обігрівання розраховують за категорією Б в ХПР. Системи вентиляції – за категорією А в ТПР і за категорією Б в ХПР. Системи вентиляції (СВ) і кондиціонування повітря (СК) – в ТПР I класу (технологічні СВ і СК) за категорією Б; II класу (комфортні і комфортно-технологічні СВ та СК) за категорією Б₂, для якої $t_{зБ_2} = t_{зБ} - 2, \text{ } ^\circ\text{C}$, $I_{зБ_2} = I_{зБ} - 2, \text{ кДж/кг}$; III класу (СВ) за категорією А; в ХПР СВ і СК будь-якого класу за категорією Б.

**Розрахункові кліматичні параметри
(розрахункові параметри зовнішнього повітря) [за даними VTS CLIMA]**

Країна	Місто	Висота над рівнем моря, м	Тиск, кПа	Літо			Зима		
				Температура, °С	Ентальпія, кДж/кг	Відносна вологість, %	Температура, °С	Ентальпія, кДж/кг	Відносна вологість, %
Польща	Варшава	107	100,05	30	60	45	-20	-18,4	100
	Гданськ	138	99,68	28	59,9	52	-16	-13,4	100
	Краків	237	98,51	30	60	45	-20	-18,4	100
	Перемишль	280	98,01	30	60	45	-20	-18,4	100
	Сувалки	186	99,11	30	60	45	-24	-15,9	100
	Познань	92	100,22	30	60	45	-18	-13,4	100
Російська Федерація	Москва	156	99,46	28,5	54	40	-26	-25,3	100
	Санкт-Петербург	4	101,28	24,8	51,5	52	-26	-25,3	100
	Самара	44	100,8	29,7	55,3	38	-30	-29	71
	Казань	116	99,94	27,3	54,8	46	-32	-31,7	100
	Єкатеринбург	237	97	28,7	51,1	34	-35	-34,6	100
	Краснодар	33	100,93	30,8	63,6	46	-19	-17,6	79
	Ростов-на-Дону	77	100,4	31,9	60,7	38	-22	-20,9	73
	Нижній Новгород	82	100,34	26,8	54,9	49	-30	-29,7	10
	Красноярськ	277	98,04	25,9	51,9	46	-40	-40,2	20
	Іркутськ	513	95,31	26,9	53,6	45	-37	-37,1	10
	Владивосток	184	99,13	23,4	61,5	81	-24	-25,3	16
	Омськ	123	99,86	27,7	53,6	42	-37	-36,8	100
	Пермь	172	99,28	26,3	53,2	48	-35	-34,9	90
	Новосибірськ	177	99,22	28,4	54,8	41	-39	-38,9	100
Мурманськ	51	100,71	22	42,7	49	-27	-26,6	65	
Україна	Київ	168	99,32	28,7	56,1	43	-22	-20,7	81
	Донецьк	226	98,64	31,8	58,6	34	-25	-24,3	71
	Одеса	35	100,91	28,6	62	53	-18	-18,3	1
	Дніпропетровськ	142	99,63	31	57,4	36	-23	-22	74
	Львів	366	97	26,4	57,4	54	-19	-17,6	72
Литва	Вільнюс	156	99,46	26,1	53,2	48	-23	-21,9	84
	Клайпеда	10	101,2	23,8	52,2	60	-20	-18,2	96
Латвія	Рига	3	101,29	24,3	51,1	56	-20	-18,8	66
Естонія	Таллінн	44	100,8	23,5	51,1	59	-22	-20,7	92
Чехія	Прага	366	97	30	54,1	34	-12	-	95
	Брно	246	98,4	29	56,2	37	-12	-	95
	Острава	256	98,29	29	53,2	37	-15	-	95

Країна	Місто	Висота над рівнем моря, м	Тиск, кПа	Літо			Зима		
				Температура, °С	Ентальпія, кДж/кг	Відносна вологість, %	Температура, °С	Ентальпія, кДж/кг	Відносна вологість, %
Словаччина	Братислава	130	99,77	32	58,2	34	-12	-	95
	Кошіце	232	98,57	31	59,8	39	-12	-	95
Угорщина	Будапешт	185	99,12	32	63,9	40	-15	-	90
Казахстан	Алма-Ата	847	91,56	31,2	54,4	30	-25	-24,4	54
	Астана	348	97,33	31	51,1	26	-35	-35,2	1
Німеччина	Берлін	49	100,74	32	62,9	40	-14	-	90
	Франкфурт	113	99,97	33	65,8	40	-12	-	90
	Гамбург	16	101,13	31	60,4	40	-12	-	90
	Мюнхен	529	95,13	32	64,5	40	-16	-	90
Європа	Бухарест	91	100,24	33	64,5	38	-13,5	-	90
	Париж	109	100,2	29,8	60,4	45	-7,8	-	90
	Амстердам	-2	101,35	28	58,5	50	-7	-	90
	Мінск	234	98,55	25,9	53,6	51	-25	-24,3	70
	Відень	200	98,95	32	63,6	40	-16	-	90
	Лондон	24	101,04	27,4	53,4	44	-5,6	-	90
Інші країни	Абу-Дабі	27	101	46	96,6	30	12	-	70
	Дубай	5	101,26	46	96,6	30	13	-	70
	Амман	773	92,38	42	97,7	40	2	-	70
	Ер-Ріяд	612	94,19	47	80,7	18	8	-	50
	Мускат	15	101,14	54	130,8	30	17	-	30
	Кувейт	55	100,67	47	100,6	30	5	-	30
	Пекін	55	100,67	34,2	64	34	-10,4	-	90
	Шанхай	7	101,24	34,4	87,3	59	-3,1	-	90
	Бомбей	14	101,16	35	67,7	35	19	-	70
	Делі	216	98,75	41,7	65	17	8	-	63
	Вашингтон	20	101,08	34,8	75,2	44	-9,3	-	90
Монреаль	82	100,34	28,8	62,6	52	-26,9	-	90	

Елементи, агрегати (апарати), устаткування (устаткування)

Повітрозабір вентиляційний. Апарат (пристрій) системи притікальної вентиляції або системи кондиціонування, через який засмоктується повітря зовнішнє.

Розвіювач вентиляційний. Кінцевий апарат (елемент) системи витікальної вентиляції, через який повітря викидне витікає в атмосферу і розвіюється в ній.

Провітрювач. Дефлектор. Розвіювач вентиляційний, який спричиняє витікання повітря внутрішнього завдяки кінетичній енергії вітру.

Фільтр повітряний. Апарат (агрегат) для очищення повітряного потоку фільтруванням.

Пилоочисник. Апарат (агрегат) для очищення повітряного (газового) потоку від пилових забрудників.

Нагрівник повітря (повітронагрівник). Апарат (агрегат) для нагрівання (підігрівання) повітря.

Охолодник повітря (повітроохолодник). Апарат (агрегат) для охолодження і, можливо, осушення повітря.

Теплоутилізатор. Апарат (агрегат) для передавання тепла потоку повітря витікального, до потоку повітря готованого.

Зволожник повітря. Апарат (агрегат) для збільшення вмісту вологи в повітрі.

Осушник повітря. Апарат (агрегат) для зменшення вмісту вологи в повітрі.

Камера зрошення. Апарат (агрегат), в якому з причини безпосереднього контакту повітря з розпорскнутою водою між ними відбуваються тепло- і масообмін.

Сепаратор (знекраплювач). Апарат для затримання краплин води, що містяться в повітряному потоці, який витікає з камери зрошення або з повітроохолодника.

Трубопровід вентиляційний. Елемент з замкненим обводом поперечного перерізу, що є оббудовою простору, через який перетікає повітря.

Повітропровід. Трубопровід вентиляційний з металу, пластмас, композитних матеріалів тощо.

Канал вентиляційний. Трубопровід вентиляційний з будівельних матеріалів.

Вирівнювач повітряного потоку. Апарат для вирівнювання профілю швидкості в поперечному перерізі і/або для зменшення величини завихрень повітряного потоку.

Перепускник. Пристрій (апарат), окремий або вбудований (умонтований) в устаткування (устаткування) чи в **трубопровід вентиляційний**, який запирає або регулює повітряний потік через зміну власного опору.

Засувка (шибер). Пристрій для часткового або повного закривання перетікання повітря.

Дросельний пожежний клапан. Клапан пожежний. Пристрій (апарат), який розміщений в мережі (сітці) **трубопроводів вентиляційних** поміж двома пожежними зонами і призначений для запобігання перенесення вогню і диму з однієї зони до другої.

Шумоглушник. Пристрій (апарат), вбудований (умонтований) в устаткування або в **трубопровід вентиляційний**, і призначений для зниження шуму, який поширюється в **трубопроводах вентиляційних**.

Повітророзподільник. Апарат (пристрій або елемент) системи притікальної вентиляції, через який повітря готоване або зовнішнє витікає у вентиляований простір.

Витікач повітря. Апарат (пристрій або елемент) системи витікальної вентиляції, через який повітря внутрішнє витікає з вентилязованого простору.

Отвір вентиляційний. Отвір, що оснащений заповненням або ні, який виконаний в огорожі вентилязованого простору і призначений для забезпечення перетікання повітря між приміщеннями.

Смок (відсмокт). Витікач повітря системи витікальної місцевої вентиляції, який призначений для витікання внутрішнього повітря із забрудниками поблизу джерела (джерел) їх виділення.

Локалізатор. Оббудова вентиляційна. Напіввідкритий смок (відсмокт) у вигляді неповної оббудови джерела забрудників, який поєднаний з технологічним устаткуванням (устаткуванням) і/або з системою витікальної місцевої вентиляції.

Зонт вентиляційний. Відкритий смок (відсмокт) у вигляді переважно зрізаних піраміди або конуса, які розміщені (встановлені) над джерелом забрудників.

Вентильована оправа світильника. Вентильоване обрамлення світильника. Конструкція оправи (обрамлення) світильника, яка уможливорює відведення тепла від електроламп і переміщення його в приміщення повітрям притікальним, або в атмосферу повітрям витікальним.

Розширювач вентиляційний. Апарат (пристрій) для зниження тиску повітря, домінуючого в розподільчих трубопроводах вентиляційних, до тиску, що вимагається перед повітророзподільником, за одночасного регулювання інтенсивності перетікання повітря; може також виконувати роль шумоглушника.

Камера змішування. Апарат для змішування повітряних потоків з різними рівнями температури і, ймовірно, тисків з метою отримання потрібної миттєвої величини температури.

Регулятор витрати повітря. Апарат (пристрій) для підтримання сталої або змінної в часі витрати повітряного потоку у відповідній частині системи вентиляції.

Заслона повітряна. Система притікально-витікальної місцевої вентиляції або притікальної місцевої вентиляції з струмінним повітророзподіленням засувкового (шиберного) типу, що розділяють два повітряні простори з різними рівнями температури і/або забруднення.

Пилосмок (пилосмокт) промисловий. Устаткування (устаткування), яке уможливорює відсмоктування пилу з поверхні підлоги, технологічного оснащення (устаткування) і будівельних конструкцій.

Агрегат фільтраційно-вентиляційний. Поєднане (комплектне) устаткування, передбачуване для безпосереднього застосування в приміщенні, що ним обслуговується, яке призначене для відсмоктування запиленого повітря внутрішнього від місця (місць) пиловиділень, його очищення і переміщення до повітророзподільника.

Кліматконвектор ежекційний. Поєднане (комплектне) устаткування для безпосереднього застосування в приміщенні, що ним обслуговується, яке забезпечує притікання суміші повітря первинного, готованого центрально (централізовано), та повітря вторинного, ежектованого повітрям первинним, і оснащене теплообмінником для нагрівання або охолодження повітряного потоку.

Кліматконвектор вентиляторний (fancoil). Поєднане (комплектне) устаткування, для індивідуального регулювання температури повітря в зоні обслуговування,

яке оснащено фільтром, вентилятором і теплообмінником, що приєднаний до центрального джерела холоду або/і тепла.

Повітроготувальник. Поєднане (комплектне) устаткування (устаткування) з агрегатів, апаратів і елементів, які підібрані для реалізації планованих функцій урухомлення і готування повітря.

Повітроготувальник камерний. Повітроготувальник, окремі складові частини якого розміщені в спеціальних приміщеннях (камерах), причому їх не можна безпосередньо поєднати разом.

Повітроготувальник модульний. Повітроготувальник, окремі складові частини якого виконані у вигляді заводських модулів однакового поперечного перерізу для однакової (номінальної) повітропродуктивності.

Повітроготувальник контейнерний. Кліматизатор. Повітроготувальник, окремі складові частини якого розміщені в спільному контейнері (корпусі).

Кліматизатор автономний. Повітроготувальник контейнерний, який вміщує власне джерело холоду.

Кліматизатор двоконтейнерний (двочастинний). Кліматизатор системи “split”. Повітроготувальник, який складається переважно з контейнера внутрішнього, що вміщує фільтр, охолодник, нагрівник, зволожник повітря, вентилятор і повітро-розподільник, а також зовнішнього, що вміщує агрегат холодильний зі скраплювачем (конденсатором) і вентиляторним повітряним охолодженням, які поєднані системою трубопроводів для руху холодоагента.

Кліматизатор вентиляційний обігрівальний. Повітроготувальник контейнерний, що вміщує фільтр, нагрівник повітря і вентилятор, який призначений для забезпечення притікання суміші повітря зовнішнього і рециркуляційного.

Кліматизатор вентиляційний охолоджувальний. Кліматизатор, який вміщує фільтр, охолодник повітря і вентилятор.

Кліматизатор вентиляційний охолоджувально-обігрівальний. Кліматизатор, який вміщує фільтр, охолодник, нагрівник повітря і вентилятор.

Кондиціонер (кондиційник). Повітроготувальник модульний, або контейнерний, що вміщує, як мінімум, фільтр, нагрівник, охолодник, зволожник і осушник повітря та вентилятор.

Камера кліматична. Приміщення, в якому можна штучно створювати умови довольного клімату з метою дослідження його впливу на предмети і устаткування.

Приміщення чисте. Приміщення з підвищеними вимогами щодо якості повітря внутрішнього в робочій зоні або в її виокремлених об'ємах із забезпеченням в них добре контрольованих умов щодо чистоти, хімічного складу, температури, відносної вологості, тиску і швидкості перетікання (рухливості) повітря.

Холодильна машина (чилер). Поєднана двоблокова комплектна машина для охолодження холодоносія (вода, незамерзальні рідини), завдяки зміні агрегатного стану холодильного агента.

Камера вентиляційна. Приміщення, призначене для розміщення в ньому устаткування вентиляційних систем або системи.

Камера вентиляторна. Переважно контейнер (або приміщення), призначений для розміщення в ньому вентиляторного агрегата.

Вентиляторний агрегат. Вентилятор, поєднаний безпосередньо або опосередковано зі спонукачем, переважно електричним (електроспонукачем).

Ковпак вентиляційний. Смок у вигляді ковпака, що розміщений (встановлений) над джерелом забрудників.

Бортовий смок. Відкритий смок у вигляді горизонтального або вертикального щілинного отвору, що передбачений зверху борта (бокової стінки) технологічного устаткування.

Панельний смок. Відкритий смок у вигляді панелі, в одній із стінок якої передбачені щілинні отвори.

Всмоктувальна лійка. Малогабаритний відкритий смок з еліптичним, круглим чи іншої форми отвором для витікання забрудненого внутрішнього повітря поблизу цяткових або малорозмірних джерел забрудників.

Шафа вентилярована. Напівзакритий смок у вигляді шафи з боковим отвором, в якій розміщене джерело забрудників.

Смок відкритий. Смок з відкритим простором між ним і джерелом забрудників.

Смок напіввідкритий. Смок з частково закритим (оббудованим) стінками простором між ним і джерелом забрудників.

Закритий смок. Смок у вигляді повної оббудови джерела забрудників, що є складовою частиною технологічного устаткування.

Повітропровід гнучкий. Повітропровід, що виготовлений з тонкостінних труб, які можуть просторово згинатись, а місця згинів фіксуватись.

Магістральний повітропровід. Найдовший і витратно найбільш завантажений повітропровід.

Розподільний магістральний повітропровід. Магістральний повітропровід нагнітальної частини вентиляційної системи з декількома повітропровідними вітками.

Вітка повітропровідна. Повітропровідне відгалуження від розподільного магістрального повітропроводу.

Збірний магістральний повітропровід. Магістральний повітропровід всмоктувальної частини вентиляційної системи з декількома вітками.

Транзитний повітропровід. Повітропровід незмінної витрати в межах приміщення.

Канал вентиляційний підземний. Канал вентиляційний, що розміщений в ґрунті.

Канал вентиляційний підпідлоговий. Канал вентиляційний, що розміщений безпосередньо під підлогою на лігарах (лагах) або на ґрунті.

Канал вентиляційний підшивний. Канал вентиляційний однією із сторін якого є частина стелі.

Канал вентиляційний приставний. Канал вентиляційний вертикальний, двома сторонами якого є частини куткових поверхонь внутрішніх стін, або однією з сторін якого є бокова поверхня колони.

Канал вентиляційний мурований. Канал вентиляційний в масиві мурування.

Канал вентиляційний бетонний. Канал вентиляційний в бетонному масиві будівельної конструкції.

Шахта вентиляційна. Вертикальний вентиляційний канал збільшеного поперечного перерізу з боковими повітропровідними вітками, або транзитний для переміщення повітря в атмосферу чи з атмосфери.

Труба вентиляційна. Транзитна ланка вертикального повітропроводу для переміщення повітря в атмосферу чи з атмосфери.

Фасонний елемент повітропроводу. Елемент повітропроводу, призначений для зміни площі його поперечного перерізу, форми, напрямку, розгалуження тощо.

Відвід. Фасонний елемент для зміни просторового напрямку повітропроводу.

Трійник. Фасонний елемент для трьох розгалужень повітропроводу.

Хрестовина. Фасонний елемент для чотирьох розгалужень повітропроводу.

Перехідник. Фасонний елемент для зміни площі і/або форми поперечного перерізу повітропроводу.

Відступ. Фасонний елемент для паралельного зміщення повітропроводу.

Скоба. Фасонний елемент для огинання повітропроводом виступів будівельних конструкцій і/або інженерних комунікацій.

Коліно. Кутова частина вентиляційного каналу.

Фальцеве з'єднання. Ущільнене з'єднання країв тонколистового металу за допомогою їх профільних вигинів.

Фальц. Результат фальцевого з'єднання. Розрізняють фальці пругові (стоячі), переважно одинарні, і сплющені (лежачі), одинарні або подвійні.

Провітрювач приміщення. Пристрій або конструкційний елемент, який забезпечує переважно регульоване за витратою перетікання зовнішнього повітря в приміщеннях.

Вентилятор. Машина, що створює потенціал тисків, з причини якого урухомлюється повітряний потік.

Клапан вентиляційний. Клапан, запірно-регульовальний елемент якого виконаний у вигляді поворотної лопатки або поворотних лопаток.

Шибер. Пристрій для регулювання витрати або запирання (замикання) руху низькотискового повітряного (газового) потоку в повітропроводі, запірно-регульовальний елемент якого виконаний у вигляді рухомої стінки, що переміщується переважно перпендикулярно до осі потоку.

Повітропровід щільний. Ущільнений повітропровід з елементів, які виготовлені за допомогою зварених з'єднань, або пропаяних чи ущільнених іншим чином фальцевих з'єднань, який використовується для систем загальної і обігрівальної вентиляції та газо-димовидалення за статичного тиску біля нагнітального отвору вентилятора понад 1400 Па і, незалежно від тиску вентилятора, для систем витікальної місцевої знедимлювальної вентиляції, кондиціонування приміщень категорій А і Б та транзитних повітропроводів, що розміщені в цих приміщеннях.

Парфумеризатор повітря. Пристрій, що подає в повітря речовини для створення певних ароматів.

Аеройонізатор. Прилад (пристрій) для йонізації повітря.

ЛІТЕРАТУРА

1. DIN 1946. Teil 1.-10.88 Raumluftechnik Terminologie und graphische Symbole (VDI Luftungsregeln).
2. ISO-3258-1976. Air distribution and air diffusion-Vocabulary.
3. PN-B-01411. Wentylacja i Klimatyzacja. Terminologija. Polski Komitet Normalizacyjny, 1999.
4. Жуковський С.С. Пропозиції щодо класифікації вентиляції // Ринок інсталяцій. – 2003. – №3. – С.14–15.
5. Жуковський С.С., Люльчак З.С. Вентиляція і кондиціонування // Термінологія*. Ринок інсталяцій. – 2003. – №12; 2004. – № 1–5, 7–8, 9, 11, 12; 2005. – №1, 2.

**Кількість тепла, вологи і CO₂, що виділяються
дорослим чоловіком**

Показник	Кількість тепла, Вт, і вологи, г/год, що виділяється чоловіком за температури навколишнього повітря, °С					
	10	15	20	25	30	35
В стані спокою						
Тепло:						
$q_{\text{ч}}^{\text{я}}$ - явне	140	116	87	58	41	12
$q_{\text{ч}}^{\text{п}}$ - повне	163	145	116	93	93	93
Волога, $\omega_{\text{ч}}$	30	40	40	50	75	115
Під час легкої праці						
Тепло:						
$q_{\text{ч}}^{\text{я}}$ - явне	151	122	99	64	41	6
$q_{\text{ч}}^{\text{п}}$ - повне	180	157	151	145	145	145
Волога, $\omega_{\text{ч}}$	40	55	75	115	150	280
Під час праці середньої тяжкості						
Тепло:						
$q_{\text{ч}}^{\text{я}}$ - явне	163	134	105	70	41	6
$q_{\text{ч}}^{\text{п}}$ - повне	215	209	204	198	198	198
Волога, $\omega_{\text{ч}}$	70	110	140	185	230	280
Під час важкої праці						
Тепло:						
$q_{\text{ч}}^{\text{я}}$ - явне	198	163	128	93	52	12
$q_{\text{ч}}^{\text{п}}$ - повне	291	291	291	291	291	291
Волога, $\omega_{\text{ч}}$	135	185	240	295	355	415

**Тепло- і вологовиділення від дорослої людини
(згідно з VDI 2078, 1977)**

Вид праці	Тепло- і вологовиділення однієї дорослої людини	Температура навколишнього повітря, °С						
		18	20	22	23	24	25	26
Людина не працює фізично	Явні, Вт	100	95	90	85	75	75	70
	Приховані, Вт	25	25	30	35	40	40	45
	Повні, Вт	125	120	120	120	115	115	115
	Вологовиділення, г/год	35	35	40	50	60	60	65
Середньотяжка праця	Повні, Вт	270	270	270	270	270	270	270
	Явні, Вт	155	140	120	115	110	105	95

Таблиця 5.3

**Температури внутрішнього повітря деяких сусідніх приміщень
за відсутності в них СВ (СК) і ґрунту в ТПР (згідно з VDI 2078 (08.77))**

№ з/п	Призначення приміщення, повітряного простору	Температура повітря, °С
1	Неутеплені горища (стрихи) залежно від конструкції і провітрювання	40 – 50
2	Утеплені горища (стрихи)	35
3	Інші приміщення нежитлового призначення	30
4	Ґрунт	20
5	Простір між винесеним назовні додатковим осклінням і стіною чи вікнами (схема Тромба–Мішеля)	35 – 45

**Коефіцієнт акумулювання теплоти S_B оправами (обрамленням)
світильників (витяг з VDI 2078-8.77)**

	Тип будівлі	Розміщення оправ світильників	Час після вимкнення освітлення, год				Час після увімкнення освітлення, год		
			до 2 год	2...8 год	> 8 год		до 2 год	2...6 год	> 6 год
Невентильовані світильники	Тип I (огорожі малої акумулюваль- ної здатності)	висять вільно	до 2 год	2...8 год	> 8 год		до 2 год	2...6 год	> 6 год
			0,87				0,1		0
		умонтовані в стелю або закріплені до неї	0,75	0,9	1,0		0,2	0,1	0
	Тип II (огорожі значної акумулюваль- ної здатності)	висять вільно	до 2 год	2...8 год	8...16 год	> 16 год	до 6 год	більше 6 год	
			0,85	0,9	0,95		0,1	0	
		умонтовані в стелю або закріплені до неї	0,7	0,8	0,9	1,0	0,15	0,1	
Вентильовані світильники			до 2 год	2...8 год	8...16 год	> 16 год	до 6 год	більше 6 год	
			0,6	0,75	0,9	1,0	0,15	0,1	

Зауваги: 1. При часі використання освітлення 20 год/добу належить приймати для кожної години $S_B = 1$.

- У випадку охолодження оправ світильників тільки готованим повітрям $S_B = 1$.
- Чим коротший час роботи освітлення, тим менша величина S_B .
- У випадку тривалої дії освітлення (>16 год) $S_B = 1$.

Будівля типу I - $G < 350 \text{ кг/м}^2$ підлоги.

Будівля типу II - $G > 350 \text{ кг/м}^2$ підлоги.

$$G = \frac{\sum \text{маси зовнішніх стін} + 0,5 \sum \text{маси внутрішніх стін, стелі, підлоги}}{\text{поверхня підлоги}}, \text{ кг/м}^2.$$

Теплонадходження від сонячного випромінення через вікна для СВ (СК)

Конструкції вікна і ліхтарів	q_v , Вт/м ² , за орієнтації вікна і географічної широти, град. пн. ш.																			
	Пд				ПдСх і ПдЗх				Сх і Зх				ПнСх і ПнЗх				Пн			
	35	45	55	65	35	45	55	65	35	45	55	65	35	45	55	65	35	45	55	65
Подвійні вікна з рамами:																				
дерев'яними	420	470	470	550	380	490	560	650	500	500	590	590	350	350	350	330	150	150	150	150
металевими	540	600	600	680	490	630	710	800	640	640	700	730	440	440	440	440	190	190	190	190
Ліхтарі подвійні з рамами:																				
дерев'яними	450	550	550	570	440	560	670	670	590	590	640	640	410	410	410	370	170	170	170	170
металевими	490	600	600	650	490	630	770	770	640	640	730	730	470	470	470	440	200	200	200	200

Заувага. Наближені величини q_v вказані також в п.5.2.5.

Таблиця 7.2

Теплонадходження від сонячного випромінення через покрівлі для СВ (СК)

Покриття	q_d , Вт/м ² , за географічної широти, град. пн.ш.			
	34	45	55	65
Плоске безгоришне	180	160	130	110
З горищем	50	50	50	50
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·К)	1,0	1,0	1,0	1,0

Значення коефіцієнта пропускарності вікна A_B

Конструкція вікна, його стан і сонцезахист	A_B
Вікно з подвійними шибками в одній рамі	1,02
Вікно з одинарною шибкою	1,04
Звичайне забруднення шибок	0,95
Сильне забруднення шибок	0,9
Забілювання шибок	0,6
Вікно з одинарною шибкою з матовим склом	0,7
Зовнішнє зашторювання вікон	0,25
Внутрішні жалюзі	0,63
Зовнішні жалюзі	0,33

**Граничнодопускні концентрації деяких забрудників
місць праці, 1986 р.**

Речовина	Хімічна формула	ГДК	
		ппм	мг/м ³
Ацетон	$\text{CH}_3\cdot\text{CO}\cdot\text{CH}_3$	1000	2400
	HCOOH	5	9
Аміак	NH_3	50	35
Арсеноводень	AsH_3	0,05	0,2
Дрібний азбестовий пил			2
Бензен	C_6H_6	5	16
Плюмбій	Pb		0,1
Бром	Br_2	0,1	0,7
Бромистий водень	HBr	5	17
Бутан	C_4H_{10}	1000	2350
Окис кадмію (підозрюваний в ракоутворенні)	CdO		0,1
Окис кальцію	CaO		5
Хлор	Cl_2	0,5	1,5
Хлорбензин	$\text{C}_6\text{H}_5\cdot\text{Cl}$	50	230
Двоокис хлору	ClO_2	0,1	0,3
Хлорометан	CH_3Cl	50	105
Хлороформ	CH_3Cl_3	10	50
Хлорний водень	HCl	5	7
Ціанистий водень	HCN	10	11
ДДТ	$\text{C}_6\text{H}_4\text{Cl}_2\text{CH}\cdot\text{CCl}$		1
Фреон (R-12)	CF_2Cl_2	1000	5000
Фреон (R-21)	CHFCl_2	10	45
Двохлорометан (підозрюваний в ракоутворенні)	CH_2Cl_2	100	360
Фреон (R-114)	$\text{CF}_2\text{Cl}\cdot\text{CF}_2\text{Cl}$	1000	7000
	$\text{C}_5\text{H}_5\cdot\text{O}\cdot\text{C}_2\text{H}_5$	400	1200
Окиси заліза (дрібний пил)	$\text{Fe}_2\text{O}_3\cdot\text{FeO}$		6
Етанол	$\text{C}_2\text{H}_5\cdot\text{OH}$	1000	1900
Оцтова кислота	CH_3COOH	10	25
Фтор	F_2	0,1	0,2
Фтористий водень	HF	3	2
Формальдегід (підозрюваний в ракоутворенні)	HCHO	1	1,2
Пексин	$\text{C}_6\text{H}_{11}(\text{C}_6\text{H}_{14})$	50	180
Гідразин	$\text{NH}_2\cdot\text{NH}_2$	0,1	0,13
Йод	I_2	0,1	1,0
Двоокис вуглецю (діоксид вуглецю)	CO_2	5000	9000
Окис вуглецю (оксид вуглецю)	CO	30	33
Мідь (дим)	Cu		0,1
Мідь (пил)	Cu		1,0
Окис магнію	MgO		6,0
Метанол	$\text{CH}_3\cdot\text{OH}$	200	260
Нафталін	C_{10}H_8	10	50

Речовина	Хімічна формула	ГДК	
		ппм	мг/м ³
Нікотин		0,07	0,5
Нітробензен	C ₆ H ₅ (NO ₂)	1	5
Нітрогліцерин	C ₃ H ₅ (ONO ₂) ₃	0,05	0,5
Озон	O ₃	0,1	0,2
Фенол	C ₆ H ₅ OH	5	19
Фосген	COCl ₂	0,1	0,4
Фосфор (жовтий)			0,1
П'ятихлорний фосфор	PCl ₅		1,0
Фосфорний водень	PH ₃	0,1	0,15
Пропан	C ₃ H ₈	1000	1800
Кварц			0,15
Ртуть	Hg	0,01	0,1
Азотна кислота	HNO ₃	10	25
Двоокис сірки	SO ₂	2	5
Двосірчистий вуглець	CS ₂	10	30
Сірчана кислота	H ₂ SO ₄		1
Сірководень	H ₂ S	10	15
Селеноводень	H ₂ Se	0,05	0,2
Двоокис азоту	NO ₂	5	9
Стірен	C ₆ H ₅ ·CH·CH	100	420
Чотирихлорометан	CCl ₄	10	65
Толуол	C ₆ H ₅ ·CH ₃	100	375
Фреон (R-11)	CFCl ₃	1000	5600
Окис ванадію (пил)	V ₂ O ₅		0,05
Пероксид водню	H ₂ O ₂	1	1,4
Окис цинку (дим)	ZnO		5

Заувага: 1 ппм (частинок на мільйон: 1 см³/м³ = маса частинок/мольний об'єм, мг/м³).

Вологовиділення від метаболізму людського організму, гігієнічних і побутових процесів, кімнатних рослин

№ з/п	Вид метаболічного, гігієнічного або побутового процесу	Вологовиділення, г/год
1	Видихання і потіння за температури навколишнього повітря 20 °С:	
	– сон або відпочинок	40
	– легка праця	70
	– під час домашньої праці	90
	– швидкий танець	340
	– під час обтяжливої праці	175
2	Душ або тривале купання у ванні	2000
3	Сушіння випраних речей (одна порція пральної машини)	2000
4	Готування страв (один вид)	1000–2000
5	Швидке готування їжі	400-500/готування
6	Випічка	~ 600
7	Миття посуду	~ 200 г/миття
8	Від пральної машини	200-350 г/прання
9	Від рослини в горщику	7–15
10	Від деревця середньої величини	10–20
11	Від викрученої білизни, яка сохне	50–200

Рекомендовані кратності повітрообміну приміщень

№ п/п	Призначення приміщення	Кратність повітрообміну, год ⁻¹ , зумовлена гігієнічними чинниками
1	Акумуляторна	4...10
2	Банк	2...3
3	Бар	10...15
4	Будинок для торгівлі (зала)	3...6
5	Гараж	4...6
6	Зала театру, кінотеатру (паління заборонене)	4...6
7	Лабораторія фізична	5...15
8	Лакувальня	10...30
9	Ванна, умивальня	4...6
10	Ванна з душовальним розприскуванням	20...30
11	Магазин продовольчий (зала)	4...6
12	Парильня	10...15
13	Плакірувальня	8...10
14	Критий плавальний басейн	3...4
15	Житлове приміщення готельного номера	4...10
16	Приміщення для торгівлі	4...8
17	Скарбниця	3...6
18	Магазин	6...8
19	Гардероби і роздягальні	3...6
20	Санвузол в: помешканні; офісі; публічних закладах праці	4...5; 5...8; 8...10; 10...15
21	Механоскладальне виробниче приміщення	3...6
22	Травильня	5

Зауваги: 1. Вказані кратності повітрообміну стосуються приміщень зі сталою і невеликою кількістю забрудників при застосуванні конструкційно простого вентиляційного устаткування.

2. Вказані кратності повітрообміну приміщень визначені експериментально із врахуванням висоти, кубатури і забруднення внутрішнього повітря. Вони стосуються переважно приміщень санітарно-гігієнічного призначення, а також виробничих приміщень зі сталими виділеннями забрудників (за змінного виділення забрудників вимагається корекція кратностей повітрообміну із врахуванням експериментально визначених кількостей забрудників).

3. Вказані табличні величини належить трактувати як орієнтаційні.

4. При прийнятті конкретної величини кратності повітрообміну потрібно керуватись схемою перетікання повітря через приміщення, показниками ефективності загальної вентиляції (розділ 7.8), а також власним практичним досвідом.

5. Кратності повітрообміну приміщень іншого призначення подані в табл. 7.2.

6. Табличні величини вказані згідно довідникових рекомендацій [Tauschenbuch für Heizung und Klimatechnik 92/93. Oldenbourg Verlag GmbH. – München].

**Нормалізовані діаметри круглих сталевих повітропроводів
вітчизняного виготовлення**

d, мм	Площа поперечного перерізу, м ²	Периметр, мм	Площа поверхні 1 м, м ²	d, мм	Площа поперечного перерізу, м ²	Периметр, мм	Площа поверхні 1 м, м ²
100	0,0079	314	0,314	500	0,196	1570	1,57
125	0,0123	392	0,392	560	0,246	1760	1,76
140	0,0154	440	0,44	630	0,312	1978	1,98
160	0,02	502	0,502	710	0,396	2230	2,23
180	0,0255	566	0,566	800	0,501	2512	2,51
200	0,0314	628	0,628	900	0,635	2830	2,83
225	0,04	706	0,706	1000	0,785	3140	3,14
250	0,049	785	0,785	1120	0,985	3520	3,52
280	0,0615	879	0,879	1250	1,23	3930	3,93
325	0,083	1021	1,021	1400	1,54	4400	4,4
355	0,099	1115	1,115	1600	2,01	5030	5,03
400	0,126	1256	1,26	1800	2,54	5652	5,65
450	0,159	1413	1,41	2000	3,14	6280	6,28

Зауваги: 1. Як нормалізовані допускається приймати зовнішні розміри поперечного перерізу повітропроводу.

2. Товщину листової сталі для повітропроводів (по яких переміщається повітря з температурою не більше 80 °С) діаметром до 200; 225-450; 500-800; 900-1600; 1800-2000 мм необхідно приймати відповідно: 0,5; 0,6; 0,7; 1 і 1,4 мм.

3. При переміщенні повітря з температурою понад 80 °С, а також повітря з механічними домішками необхідно приймати листову сталь товщиною 1,4 мм; при вмісті у повітрі абразивного пилу потрібно користуватися рекомендаціями спеціальних посібників з проєктування.

**Нормалізовані розміри прямокутних сталевих повітропроводів
вітчизняного виготовлення**

Розмір поперечного перерізу, мм	Площа поперечного перерізу, м ²	Периметр, мм	Площа поверхні 1 м, м ²	Розмір поперечного перерізу, мм	Площа поперечного перерізу, м ²	Периметр, мм	Площа поверхні 1 м, м ²
100×150	0,015	500	0,5	300×800*	0,24	2200	2,2
100×200	0,02	600	0,6	300×1000*	0,3	2600	2,6
100×250*	0,025	700	0,7	400×400	0,16	1600	0,6
150×150	0,0225	600	0,6	400×500	0,2	1800	1,8
150×200	0,03	700	0,7	400×600	0,24	2000	2
150×250	0,0375	800	0,8	400×800	0,32	2400	2,4
200×200	0,04	800	0,8	400×1000*	0,4	2800	2,8
200×250	0,05	900	0,9	400×1200*	0,48	3200	3,2
200×300	0,06	1000	1	500×500	0,25	2000	2
200×400	0,08	1200	1,2	500×600	0,3	2200	2,2
200×500*	0,1	1400	1,4	500×800	0,4	2600	2,6
250×250	0,0625	1000	1	500×1000	0,5	3000	3
250×300	0,075	1100	1,1	500×1200*	0,6	3400	3,4
250×400	0,1	1300	1,3	500×1600*	0,8	4200	4,2
250×500	0,125	1500	1,5	500×2000*	1	5000	5
250×600*	0,15	1700	1,7	600×600	0,36	2400	2,4
250×800*	0,20	2100	2,1	600×800	0,48	2800	2,8
300×300	0,09	1200	1,2	600×1000	0,6	3200	3,2
300×400	0,12	1400	1,4	600×1200	0,72	3600	3,6
300×500	0,15	1600	1,6	600×1600*	0,96	4400	4,4
300×600	0,18	1800	1,8	600×2000*	1,2	5200	5,2
800×800	0,64	3200	3,2	1000×1600	1,6	5200	5,2
800×1000	0,8	3600	3,6	1000×2000	2	6000	6
800×1200	0,96	4000	4	1200×1200	1,44	4800	4,8
800×1600	1,28	4800	4,8	1200×1600	1,92	5600	5,6
800×2000*	1,6	5600	5,6	1200×2000	2,4	6400	6,4
1000×1000	1	4000	4	1600×1600	2,56	6400	6,4
1000×1200	1,2	4400	4,4	1600×2000	3,2	7200	7,2

Зауваги: 1. Див. зауваги 1 і 3 до табл.11.1.

2. Розміри, зазначені зірочкою, передбачають тільки за відповідного обґрунтування.

3. Товщину сталі для виготовлення повітропроводів з розмірами поперечного перерізу від 100×150 до 200×250, від 200×300 до 1000×1000 і від 1000×1200 до 1600×2000 мм належить приймати рівною відповідно 0,5; 0,7 і 0,9 мм.

**Розрахункові значення температури і відносної вологості
внутрішнього повітря приміщень в часі обігрівального періоду**

Призначення будинку	Розрахункова температура внутрішнього повітря, t_a , °С	Розрахункове значення відносної вологості, φ_a , %
Житлові будинки:		
рядові приміщення	18	55
торцеві приміщення	20	55
Громадські, адміністративні й офісні будинки	18	60
Лікувальні й дитячі навчальні установи	21	50
Дошкільні установи	22	50

Додаток 13

Таблиця 13.1

**Мінімально допустиме значення опору теплопередачі огорожувальних
конструкцій житлових та громадських будинків $R_{q \min}$, (м²·К) / Вт
(ДБН В.2.6-31:2006. Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель)**

№ поз.	Вид огорожувальної конструкції	значення $R_{q \min}$ для температурної зони			
		I зона > 3501 г-д	II зона 3001-3500 г-д	III зона 2501-3000 г-д	IV зона < 2500 г-д
1	Зовнішні стіни	2,8	2,5	2,2	2,0
2а*	Покриття й перекриття горищ, які не обігріваються	4,95	4,5	3,9	3,3
2б		3,3	3,0	2,6	2,2
3	Перекриття над проїздами та холодними підвалами, що межують із зовнішнім повітрям	3,5	3,3	3,0	2,5
4	Перекриття над підвалами, які не обігріваються, та розташовані вище рівня землі	2,8	2,6	2,2	2,0
5а*	Перекриття над підвалами, які не обігріваються, та розташовані нижче рівня землі	3,75	3,45	3,0	2,7
5б		2,5	2,3	2,0	1,8
6а*	Вікна, балконні двері, вітрини, вітражі, світлопрозорі фасади	0,6	0,56	0,5	0,45
6б		0,5	0,5	0,5	0,45
7	Вхідні двері в багатоквартирні житлові та громадські будинки	0,44	0,41	0,39	0,32
8	Вхідні двері в малоповерхові будинки та квартири, що розташовані на перших поверхах багатоповерхових будинків	0,6	0,56	0,54	0,45
9	Вхідні двері в квартири, що розташовані вище першого поверху	0,25	0,25	0,25	0,25

Зауваги:

- * – для будинків садибного типу і будинків до 4-х поверхів включно;
- при реконструкції будинків допускається приймати для непрозорих огорожувальних конструкцій значення $R_{q \min}$ з коефіцієнтом 0,8.

Мінімально допустиме значення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій промислових будинків $R_{q \min}$, (м²·К) / Вт
(ДБН В.2.6-31:2006. Конструкції будинків і споруд. Теплова ізоляція будівель. Мінбуд України. – К.: 2006)

Вид огорожувальної конструкції та тепловологісний режим експлуатації будинків	значення $R_{q \min}$ для температурної зони			
	I	II	III	IV
<i>Зовнішні світлопрозорі стіни будинків:</i>				
- з сухим і нормальним режимом з конструкціями з:				
$D > 1,5$	1,5	1,3	1,2	0,7
$D \leq 1,5$	2,0	1,8	1,7	1,2
- з вологим і мокрим режимом з конструкціями з:				
$D > 1,5$	1,6	1,4	1,2	0,9
$D \leq 1,5$	2,2	2,0	1,8	1,5
- з питомими надлишками явного тепла (більше 23 Вт/м ³)	0,55	0,45	0,45	0,35
<i>Покриття й перекриття будинків:</i>				
- з сухим і нормальним режимом з конструкціями з:				
$D > 1,5$	1,6	1,5	1,3	0,9
$D \leq 1,5$	2,1	2,0	1,8	1,1
- з вологим і мокрим режимом з конструкціями з:				
$D > 1,5$	1,6	1,5	1,4	1,2
$D \leq 1,5$	1,8	1,7	1,5	1,4
- з питомими надлишками явного тепла (більше 23 Вт/м ³)	0,55	0,45	0,45	0,35
<i>Перекриття над проїздами й підвалами:</i>				
з конструкціями з $D > 1,5$	1,8	1,7	1,6	1,4
з конструкціями з $D \leq 1,5$	2,2	2,0	1,9	1,7
<i>Двері й ворота будинків:</i>				
- з сухим і нормальним режимом	0,55	0,55	0,5	0,42
- з вологим і мокрим режимом	0,72	0,65	0,6	0,54
- з питомими надлишками явного тепла (більше 23 Вт/м ³)	0,2	0,2	0,2	0,2
<i>Вікна й Zenітні ліхтарі будинків:</i>				
- з сухим і нормальним режимом	0,42	0,39	0,39	0,32
- з вологим і мокрим режимом	0,45	0,42	0,42	0,35
- з питомими надлишками явного тепла (більше 23 Вт/м ³)	0,18	0,18	0,18	0,18

Заувага: На думку авторів величини, наведені в табл. 13.2, повинні бути наближені до значень, які вказані в табл. 13.1.

Співвідношення між одиницями вимірювання

Величини	Одиниці вимірювання, СІ	Співвідношення між одиницями вимірювання СІ і найуживанішими одиницями інших систем і позасистемними
Довжина	м	1 мкм = 10^{-6} м 1 Å = 10^{-10} м 1 ft = 0,3048 м 1 in = $25,4 \cdot 10^{-3}$ м
Маса	кг	1 т = 1000 кг 1 ц = 100 кг 1 lb = 0,454 кг
Температура	К	$t^{\circ}\text{C} = (t + 273,15)$ К $t^{\circ}\text{F} = [5/9 \cdot (t - 32) + 273,15]$ К
Кут плоский	рад	$1^{\circ} = \pi/180$ рад $1' = \pi/10800$ рад
Вага (сила тяжіння)	Н	1 кгс = 9,81 Н 1 дин = 10^{-5} Н 1 стен = 10^3 Н 1 lbf = 4,45 Н
Витрата масова	кг/с	1 lb/s = 0,454 кг/с 1 lb/h = $1,26 \cdot 10^{-4}$ кг/с
Витрата об'ємна	м ³ /с	1 л/хв = $16,67 \cdot 10^{-6}$ м ³ /с 1 ft ³ /s = $28,3 \cdot 10^{-3}$ м ³ /с 1 in ³ /s = $16,4 \cdot 10^{-6}$ м ³ /с
В'язкості коефіцієнт динамічний	Па·с	1 П = 1 дин·с/см ² = 0,1 Па·с 1 сП = $1/9180$ кгс·с/м ² = 10^{-3} Па·с = 1 мПа·с 1 lbf·s/ft ² = 47,88 Па·с
В'язкості коефіцієнт кінематичний	м ² /с	1 ст = 1 см ² /с = 10^{-4} м ² /с 1 ft ² /s = 0,0929 м ² /с 1 ft ² /h = 25,81 м ² /с
Густина	кг/м ³	1 т/м ³ = 1 кг/дм ³ = 1 г/см ³ = 10^3 кг/м ³ 1 кгс·с ² /м ⁴ = 9,81 кг/м ³ 1 lb/ft ³ ≈ 16,02 кг/м ³ 1 lb/in ³ ≈ $27,68 \cdot 10^3$ кг/м ³
Густина теплового потоку (теплонапруга, питома тепла навантага)	Вт/м ²	1 ккал/(м ² ·год) = 1,163 Вт/м ²
Дифузії коефіцієнт	м ² /с	1 ft ² /s = 0,0929 м ² /с
Ентальпія питома	Дж/кг	1 ккал/кг = 1 кал/г = 4,19 кДж/кг 1 ВТУ/лб = 2326 Дж/кг
Ентропія питома	Дж/(кг·К)	1 ккал/(кг·°C) = 4,19 кДж/(кг·К) 1 ВТУ/(lb·degF) = 4,19 кДж/(кг·К)
Натяг поверхневий	Н/м	1 кгс/м = 9,81 Дж/м ² = 9,81 Н/м 1 ерг/см ² = 1 дин/см = 10^{-3} Дж/м ² = 10^{-3} Н/м

Величини	Одиниці вимірювання, СІ	Співвідношення між одиницями вимірювання СІ і найуживанішими одиницями інших систем і позасистемними
Об'єм	м ³	1 л = 10 ⁻³ м ³ 1 ft ³ = 28,3 дм ³ = 2,83·10 ⁻² м ³ 1 in ³ = 16,387 см ³ = 16,39·10 ⁻⁶ м ³
Об'єм питомий	м ³ /кг	1 м ³ /г = 10 ⁻³ м ³ /кг 1 дм ³ /кг = 1 см ³ /г = 10 ⁻³ м ³ /кг
Площа	м ²	1 ft ² = 0,0929 м ² 1 in ² = 6,451·10 ⁻⁴ м ²
Потужність	Вт	1 кгс·м/с = 9,81 Вт 1 ерг/с = 10 ⁻⁷ Вт 1 ккал/год = 1,163 Вт 1 lbf·ft/s ≈ 1,356 кг/м ³
Робота, енергія, кількість теплоти	Дж	1 кгс·м = 9,81 Дж 1 ерг = 10 ⁻⁷ Дж 1 кВт·год = 3,6·10 ⁶ Дж 1 ккал = 4,1868·10 ³ Дж = 4,19 кДж 1 lbf·ft = 1,356 Дж 1 lbf·in = 0,113 Дж 1 BTU = 1055,1 Дж
Теплоємність питома масова	Дж/(кг·К)	1 ккал/(кг·°С) = 4,19 кДж/(кг·К) 1 ерг/(г·К) = 10 ⁻⁴ Дж/(кг·К) 1 BTU/(lb·deg F) = 4,19 кДж/(кг·К)
Тепловіддачі коефіцієнт, теплопередачі коефіцієнт	Вт/(м ² ·К)	1 ккал/(м ² ·год·°С) = 1,163 Вт/(м ² ·К) 1 BTU/(ft ² ·h·deg F) = 5,6 Вт/(м ² ·К)
Теплопровідності коефіцієнт	Вт/(м·К)	1 ккал/(м·год·°С) = 1,163 Вт/(м·К) 1 BTU/(ft·h·deg F) = 1,73 Вт/(м·К)
Теплота питома (фазового перетворення)	Дж/кг	1 ккал/кг = 1 кал/г = 4,19 кДж/кг 1 BTU/lb = 2326 Дж/кг
Тиск	Па	1 бар = 10 ⁵ Па 1 мбар = 100 Па 1 дин/см ² = 1 мкбар = 0,1 Па 1 кгс/см ² = 1 ат = 9,81·10 ⁴ Па = 735 мм рт.ст 1 атм = 101325 Па = 760 мм рт.ст 1 кгс/м ² = 1 мм вод.ст = 9,81 Па 1 мм рт.ст = 133,3 Па 1 lbf/in ² = 6894,76 Па 1 lbf/ft ² = 47,88 Па
Швидкість кутова	рад/с	1 об/хв = π/30 рад/с 1 об/с = 2π рад/с
Швидкість лінійна	м/с	1 ft/s = 0,3048 м/с
Частота	Гц	1 Гц = 1 с ⁻¹ 1 об/с = 1 Гц 1 об/хв = 1/60 Гц

**Одиниці вимірювання і перевідні коефіцієнти,
які вживаються в закордонній технічній літературі**

Величини	Одиниця вимірювання		Значення в одиницях СІ
	Найменування	Позначення	
Довжина	ярд	yd	0,9144 м
	фут	ft	0,3048 м
	дюйм	in	0,0254 м
Площа	квадратний ярд	yd ²	0,8361 м ²
	квадратний фут	ft ²	0,0929 м ²
	квадратний дюйм	in ²	6,4516 см ²
Об'єм	кубічний ярд	yd ³	0,7645 м ³
	кубічний фут	ft ³	28,3168 дм ³
	кубічний дюйм	in ³	16,3871 см ³
	галон (англійський)	gal (UK)	4,5461 дм ³
	галон (США)	gal (US)	3,7854 дм ³
	пінта (англійська)	pt (UK)	0,5683 дм ³
	суха пінта (США)	dry pt (US)	0,5506 дм ³
	рідинна пінта (США)	lig pt (US)	0,4732 дм ³
	рідинна унція (англійська)	fl.oz (UK)	28,4130 см ³
	рідинна унція (США)	fl.oz (US)	29,5737 см ³
	бушель (США)	bu (US)	35,2393 дм ³
	сухий барель (США)	bbbl (US)	115,628 дм ³
	Прискорення	гал	gal
Маса	фунт	lb	0,4536 кг
	слаг	slug	14,5939 кг
	гран	gr	64,7989 мг
	унція торгівельна	oz	28,3495 г
Густина	фунт на кубічний фут	lb/ft ³	16,0185 кг/м ³
	фунт на кубічний дюйм	lb/in ³	27680 кг/м ³
	слаг на кубічний фут	slug/ft ³	515,4 кг/м ³
Сила, вага	паундаль	pdl	0,1383 Н
	фунт-сила	lbf	4,4482 Н
	кілограм-сила	kgf	9,807 Н
Питома вага	фунт-сила на кубічний фут	lbf/ft ³	157,087 Н/м ³
Момент сили	фунт-сила-фут	lbf-ft	1,3558 Н/м
Тиск	паундаль на квадратний фут	pdl/ft ²	1,4882 Н/м ²
	фунт-сила на квадратний фут	lbf/ft ²	47,8803 Н/м ²
	фунт-сила на квадратний дюйм	lbf/in ²	6894,76 Н/м ²
	фут водяного стовбчика	ft H ₂ O	2989,07 Н/м ²
	дюйм водяного стовбчика	in H ₂ O	249,089 Н/м ²
	дюйм ртутного стовбчика	in Hg	3386,39 Н/м ²
	бар	bar	10 ⁵ Н/м ²
	кілограм-сила на кубічний сантиметр	kgf/cm ³	9,807×10 ⁴ Н/м ³
	атмосфера фізична	atm	1,013×10 ⁵ Н/м ²
	мм рт.ст	mm Hg	1,333×10 ² Н/м ²

Величини	Одиниця вимірювання		Значення в одиницях СІ
	Найменування	Позначення	
Масова витрата	фунт-маса в секунду	lbm/s	0,4536 кг/с
Коефіцієнт теплопровідності	британська теплова одиниця на секунду-фут-градус Фаренгейта	Btu/(s·ft·degF)	6230,64 Вт/(м·К)
Коефіцієнт теплопередачі	британська теплова одиниця на секунду-квадратний фут-градус Фаренгейта	Btu/(s·ft ² ·degF)	20441,7 Вт/(м ² ·К)
Коефіцієнт температуро-провідності	квадратний фут на секунду	ft ² /s	0,0929 м ² /с
Динамічна в'язкість	паундаль секунда на квадратний фут	pdt·s/ft ²	1,488 Па·с
	фунт-сила секунда на квадратний фут	lbf·s/ft ²	47,88 Па·с
Кінематична в'язкість	квадратний фут на секунду	ft ² /s	0,0929 м ² /с
Робота, енергія, тепло	фут-паундаль	ft·pdl	0,0421 Дж
	фут-фунт-сила	ft·lbf	1,3558 Дж
	літр-атмосфера	l·atm	101,328 Дж
	британська теплова одиниця	Btu	1055,06 Дж
	кілокалорія	Kcal	4187 Дж
	кіловат-година	kwh	3,6×10 ⁶ Дж
Потужність	фут-паундаль на секунду	ft·pdl/s	0,0421 Вт
	фут-фунт-сила на секунду	ft·lbf/s	1,3558 Вт
	кінська сила (англійська)	hp	745,7 Вт
	британська теплова одиниця на годину	Btu/h	0,2931 Вт
	кілограм-сила-метр на секунду	kgf·m/s	9,807 Вт
Термодинамічна температура	градус Ренкіна	°R	5/9 К
Температура	градус Фаренгейта	°F	5/9 К або 5/9 °C t° C = 5/9 · (t° F - 32)
Питома теплоємність	британська теплова одиниця на фунт-градус Фаренгейта	Btu/(lb·degF)	4187 Дж/(кг·К)
Питома ентропія	британська теплова одиниця на фунт-градус Ренкіна	Btu/(lb·degR)	4187 Дж/(кг·К)
Густина теплового потоку	британська теплова одиниця на фут квадратний-година	Btu/(ft ² ·h)	3,157 Вт/м ²
	кілокалорія на метр квадратний-година	kcal/(m ² ·h)	1,163 Вт/м ²

Одиниці вимірювання теплових величин та співвідношення між ними

Величини	Одиниці, що базуються на системі СІ, і одиниці, допущені до застосування разом з ними		Одиниці системи МКГСС		Співвідношення між одиницями вимірювання
	Найменування	Позначення	Найменування	Позначення	
Температура, різниця температур	Кельвін градус Цельсія	К °С	градус	<i>град</i>	1К = 1 °С = 1 <i>град</i>
Температурний коефіцієнт	Кельвін в мінус першій степені	К ⁻¹	градус в мінус першій степені	<i>град⁻¹</i>	1 К ⁻¹ = 1 <i>град⁻¹</i>
Температурний градієнт	Кельвін на метр	К/м	градус на метр	<i>град/м</i>	1 К/м = 1 <i>град/м</i>
Кількість теплоти, повна внутрішня енергія, повна ентальпія	Джоуль	Дж	кілокалорія	<i>ккал</i>	1 Дж = 0,239·10 ⁻³ <i>ккал</i> 1 <i>ккал</i> = 4187 Дж
Питома масова теплота, питома масова внутрішня енергія, питома масова ентальпія, питома масова теплота фазових перетворень	Джоуль на кілограм	Дж/кг	–	–	1 Дж/кг = 0,239·10 ⁻³ <i>ккал/кгс (ккал/кГ)</i>
Питома вагова теплота, питома вагова внутрішня енергія, питома вагова ентальпія, питома вагова теплота фазових перетворень	–	–	кілокалорія на кілограм-силу	<i>ккал/кгс (ккал/кГ)</i>	1 <i>ккал/кгс (ккал/кГ)</i> = 4187 Дж/кг
Питома мольна теплота	Джоуль на кіломоль	Дж/кмоль	кілокалорія на кіломоль	<i>ккал/кмоль</i>	1 Дж/кмоль = 0,239·10 ⁻³ <i>ккал/кмоль</i> 1 <i>ккал/кмоль</i> = 4187 Дж/кмоль
Питома масова теплоємність, питома масова ентропія	Джоуль на кілограм-Кельвін	Дж/(кг·К)	–	–	1 Дж/(кг·К) = 0,239·10 ⁻³ <i>ккал/кгс·град (ккал/кг·град)</i>

Величини	Одиниці, що базуються на системі СІ, і одиниці, допущені до застосування разом з ними		Одиниці системи МКГСС		Співвідношення між одиницями вимірювання
	Найменування	Позначення	Найменування	Позначення	
Питома вагова теплосмість, питома вагова ентропія	-	-	кілокалорія на кілограм-силу-градус	<i>ккал/кгс·град</i> (<i>ккал/кг·град</i>)	$1 \text{ ккал/кгс·град (ккал/кг·град)} = 4187 \text{ Дж/(кг·К)}$
Тепловий потік, тепла потужність	ват	Вт	кілокалорія за годину	<i>ккал/год</i>	$1 \text{ Вт} = 0,86 \text{ ккал/год}$ $1 \text{ ккал/год} = 1,163 \text{ Вт}$
Питомий тепловий потік, питома тепла потужність	ват на метр в квадраті	Вт/м ²	кілокалорія на метр в квадраті на годину	<i>ккал/м²·год</i>	$1 \text{ Вт/м}^2 = 0,86 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{год}$ $1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{год} = 1,163 \text{ Вт/м}^2$
Об'ємна густина теплового потоку	ват на метр в кубі	Вт/м ³	кілокалорія на метр в кубі на годину	<i>ккал/м³·год</i>	$1 \text{ Вт/м}^3 = 0,86 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{год}$ $1 \text{ ккал/м}^3 \cdot \text{год} = 1,163 \text{ Вт/м}^3$
Коефіцієнти тепловіддачі і теплопередачі	ват на метр в квадраті на Кельвін	Вт/(м ² ·К)	кілокалорія на метр в квадраті на годину-градус	<i>ккал/м²·год·град</i>	$1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} = 0,86 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град}$ $1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{град} = 1,163 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$

**Приставки для утворення кратних і дільних одиниць вимірювання
(ГОСТ 7663-55)**

Назва приставки	Скорочене позначення	Кратність і дільність одиниць вимірювання
Тера	Т	10^{12}
Гіга	Г	10^9
Мега	М	10^6
кіло	к	10^3
гекто	г	10^2
дека	да	10^1
деци	д	10^{-1}
санти	с	10^{-2}
мілі	м	10^{-3}
мікро	мк	10^{-6}
нано	н	10^{-9}
піко	п	10^{-12}

Одиниці вимірювання поза системою СІ

Величина	Назва	Співвідношення між одиницями вимірювання
Довжина	дюйм (inch)	1" (1 in) = 25,4 мм
	фут (foot)	1 ft = 12" = 0,3048 м
	ярд (yard)	1 yd = 3 ft = 36" = 0,9144 м
	миля сухопутна (statute mile)	1 mile (1 M) = 1760 yd = 1,609344 км
	миля морська (nautical mile)	1 n mill = 1,85318 км
Об'єм	тонна реєстрова (register ton)	1 reg ton = 100 ft ³ = 2,8317 м ³
	галон англійський (Imperial gallon)	1 Imp gal = 4,54609 дм ³
	галон США (US gallon)	1 gal (US) = 231 in ³ = 3,78543 дм ³
	бушель англійський (Imperial bushel)	1 bu (UK) = 8 Imp gal = 36,3637 дм ³
	бушель США (US bushel)	1 bu (US) = 35,3383 дм ³
Маса	унція (ounce)	1 oz = 28,3495 г
	фунт (pound)	1 lb = 18 oz = 0,45359 кг
	тонна англійська (long ton)	1 l.t = 2240 lb = 1,01605 т
	тонна США (Short ton)	1 sh.t = 2000 lb = 0,907181 т
Сила	фунт-сила (pound force)	1 lbf (1 Lb) = 4,44822 Н
	кілограм-сила	1 kG = 9,80665 Н
Тиск	міліметр водяного стовпа	1 mm H ₂ O = 1 мм.вод.ст. = 9.80665 Па
	дюйм водяного стовпа (inch of water)	1 in H ₂ O = 1 дюйм вод.ст. = 249,089 Па
	міліметр ртутного стовпа (tor)	1 mm Hg = 1 Tr = 1 мм.рт.ст. = 133,322 Па
	дюйм ртутного стовпа (inch of mercury)	1 in Hg = 1 дюйм рт.ст. = 3386,39 Па
	бар	1 bar = 750 mm Hg = 10 ⁵ Pa = 0,1 МПа
	кілограм-сила на сантиметр квадратний	1 kG/cm ² = 1 кг/см ² = 98066,5 Па
	атмосфера технічна	1 at = 1 кг/см ² = 735,5 мм.рт.ст. = 10 м.в.ст. = 98066,5 Па
	атмосфера фізична	1 atm = 1 атм = 760 мм.рт.ст. = 101325 Па
фунт-сила на дюйм квадратний (pound force per Square inch)	1 lbf/in ² (1 psi) = 6894,76 Па	
Робота, енергія, теплота	калорія	1 cal = 1 кал = 4,1868 Дж
	кіловат-година	1 kWh = 1 кВт-год = 3,6 10 ⁶ Дж
	британська одиниця теплоти (British Thermal Unit)	1 BTU = 252 кал = 1055,06 Дж
	футо-фунт сила (foot pound force)	1 ft·lbf = 1,35292 Дж

Величина	Назва	Співвідношення між одиницями вимірювання
Потужність	кілокалорія на годину	1 kcal/h = 1 ккал/год = 1,163 Вт
	кінська сила (механічна)	1 KM = 1 к.с. = 735,499 Вт
	англійська кінська сила парова (horse power)	1 HP = 1 к.с. = 550 ft·lbf/s = 1,01139 KM = 745,7 Вт
В'язкість динамічна	пуаз	1 P = 10 ⁻¹ Н·с/м ²
В'язкість кінематична	стокс	1 St = 10 ⁻⁴ м ² /с
Різниця температур	кельвін	1 K = 1 °C
	градус Фаренгейта	1 °F (1 degF) = 5/9 °C = 1 °C/1,8
	градус Ренкіна	1 °R (1 degR) = 1 °F = 5/9 K
Температура	формула перерахунку з градусів С (t _c) на кельвіні (T _K)	T _K = t _c + 273,15
	формула перерахунку з градусу Ренкіна (T _R) на Кельвіні (T _K)	T _K = 5/9 T _R = T _R /1,8
	формула перерахунку з градусів Фаренгейта (t _F) на градуси Ренкіна (T _R)	T _R = t _F + 459,67
	формула перерахунку з градусів Фаренгейта (t _F) на градуси Цельсія (t _c)	t _c = 5/9 (t _F - 32) = (t _F - 32)/1,8
	формула перерахунку з градусів Цельсія (t _c) на градуси Фаренгейта (t _F)	t _F = 9/5 t _c + 32 = 1,8 t _c + 32

**Гранично допускні концентрації забрудників у повітрі населених пунктів
[Стандарт АВОК “Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена” (проект)]**

№ з/п	Забруднювальна речовина	Гранично-допускна концентрація (ГДК), мг/м ³	
		Максимальна разова	Середньодобова
1	Диоксид азоту	0,085	0,04
2	Пил нетоксичний	0,5	0,15
3	Плюмбій	0,001	0,0003
4	Сірчистий ангідрид	0,5	0,05
5	Вуглеводи (бензол)	0,3	0,1
6	Оксид вуглецю (чадний газ)	5	3
7	Фенол	0,01	0,003

**Норми повітрообміну в приміщеннях житлових будинків
[Стандарт АВОК “Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена” (проект)]**

Назва приміщення	Норма повітрообміну	Рекомендації
Житлові	0,35 год ⁻¹ але не менше 30 м ³ /(год·особу), або 3 м ³ /(год·м ² підлоги), якщо загальна площа помешкання, без врахування літніх приміщень, менша 20 м ² /особу	
Кухні	<i>Неперервно:</i> 60 м ³ /год – при задіянні електроплити 90 м ³ /год – при задіянні 4-х пальникової газової плити <i>Періодично:</i> 180 м ³ /год	Притікання повітря може передбачатись із житлових приміщень (через шлюзові приміщення, наприклад, коридори)
Ванні кімнати, санвузли	<i>Неперервно:</i> 25 м ³ /год з кожного приміщення 50 м ³ /год за суміщеного санвузла <i>Періодично:</i> 90 м ³ /год з окремого приміщення 120 м ³ /год за суміщеного санвузла	Притікання повітря може передбачатись із житлових приміщень (через шлюзові приміщення, наприклад, коридори)
Гараж в одно- або багатосімейному будинку	180 м ³ /(год на 1 автомобіль)	

Зауваги: 1. При забезпеченні рекомендованих норм повітрообміну якість внутрішнього повітря вважається задовільною.

2. Якщо в приміщення кухні, ванни або санвузла передбачається безпосереднє притікання зовнішнього повітря, не можна допускати його перетікання в житлові приміщення.

Норми повітрообміну в приміщеннях громадських будинків
[Стандарт АВОК "Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена" (проект)]

Назва приміщення	Максимальна наповнюваність, м ² /особу	Норма повітрообміну		Рекомендації
		м ³ /(год·особу)	м ³ /(год·м ²)	
<i>Заклади (підприємства) громадського харчування</i>				
Їдальні	1,45	35	-	
Кафе	1	35	-	
Бари: без куріння	1	50	-	
з курінням	1	110	-	
Кухні	5	30	-	Для компенсації вилученого місцевими смоками повітря можна передбачити притікання повітря із сусідніх приміщень
<i>Готелі</i>				
			м ³ /(год·приміщення)	
Спальні	-	-	60	Незалежно від розмірів приміщення
Гостьові	-	-	60	- / -
Ванні	-	-	65	Періодичне задіяння
Загальні спальні	5	30	-	
Вестибюлі	3,3	30	-	
Конференц-зали	2	40	-	
Зали для концертів і балів	1	30	-	
Казино: без куріння	1	50	-	
з курінням	1	110	-	
<i>Офіси</i>				
Кабінети	14	60	-	
Приймальні	2	30	-	
Коридори і холи	-	-	1	
Санвузли	-	90	-	Безпосереднє притікання повітря
Гардероби	-	-	10	
Курильні	1,4	110	-	
Ліфти	-	-	18	Безпосереднє притікання повітря

Назва приміщення	Максимальна наповнюваність, м ² /особу	Норма повітрообміну		Рекомендації
		м ³ /(год·особу)	м ³ /(год·м ²)	
<i>Освітнянські заклади</i>				
Класи	2	30	-	
Лабораторії	3,35	30	-	
Бібліотеки	5	30	-	
Роздягальні	-	-	9	
Коридори	-	-	1,8	
Аудиторії	0,7	30	-	
<i>Заклади охорони здоров'я</i>				
Оглядові	10	50	-	Процедури, пов'язані із забрудненням повітря, можуть вимагати більш високих норм
Процедурні	5	30	-	
Операційні	5	60	-	
Палати	5	30	-	
Фізіотерапія	5	30	-	

Заувага: В таблиці вказані норми подачі зовнішнього повітря, які необхідні для забезпечення допустимої якості внутрішнього повітря.



Рис. 1. Мініально потрібний час вентилявання перед заповненням приміщення
[Стандарт АВОК "Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена" (проект)]

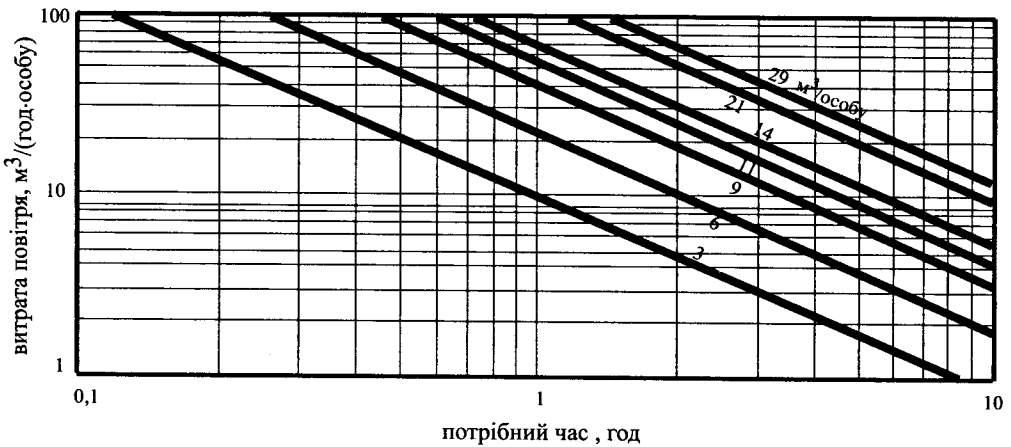


Рис. 2. Максимально допустимий час запізнювання вентиляції
[Стандарт АВОК "Здания жилые и общественные. Нормы воздухообмена"]

ЗМІСТ

Передмова	3
Вступ	4
Розділ перший. Загальні відомості та історія розвитку вентилювання приміщень	5
Історія розвитку вентиляції приміщень	5
Розділ другий. Санітарно-гігієнічні чинники мікроклімату вентилюваних приміщень.....	8
2.1. Температура і вологість повітря приміщень	8
2.2. Рухливість повітря в приміщенні.....	11
2.3. Інші чинники, які впливають на самопочуття і здоров'я людини	12
Розділ третій. Фізичні властивості повітря і термодинамічні процеси зміни його тепловологісного стану.....	13
3.1. Склад повітря.....	13
3.2. Газові закони та їх використання у розв'язуванні задач вентиляції.....	13
3.3. Фазові переходи.....	15
3.4. Фізичні властивості вологого повітря	16
3.4.1. Молекулярна маса	16
3.4.2. Тиск водяної пари в повітрі.....	17
3.4.3. Точка роси.....	17
3.4.4. Вологовміст.....	17
3.4.5. Відносна вологість і відсоткове насичення.....	18
3.4.6. Об'єм	19
3.4.7. Депресія температури за мокрим термометром.....	19
3.4.8. Масова густина	19
3.4.9. Ентальпія (тепловміст).....	21
3.5. I-d діаграма вологого повітря	22
3.5.1. Кутовий промінь на I-d діаграмі	25
3.5.2. Побудова кутового променя на полях I-d діаграми.....	27
3.6. Процеси зміни тепловологісного стану повітря в I-d діаграмі.....	29
3.6.1. Нагрівання і охолодження повітря в теплообмінних агрегатах (апаратах).....	29
3.6.2. Адіабатичне зволоження повітря.....	30
3.6.3. Ізотермічне зволоження повітря	31
3.6.4. Змішування двох об'ємів повітря (двох повітряних потоків) з різними параметрами.....	32
Розділ четвертий. Класифікація вентиляції і систем вентиляції	37
4.1. Загальні поняття	37
Процеси готування повітря.....	39
4.2. Види вентиляції	39
4.3. Види систем вентиляції і кондиціонування	41

4.4. Природна вентиляція.....	44
4.4.1. Інфільтрація і ексфільтрація (щільнна вентиляція).....	45
4.4.2. Вентиляція віконна.....	46
4.4.3. Природна трубопровідна вентиляція.....	47
4.4.4. Вентиляція даховими провітрювачами.....	50
4.4.5. Дахові провітрювачі для витікання диму і відведення теплоти пожежі.....	53
4.5. Витікальна вентиляція.....	54
4.6. Притікальна вентиляція.....	55
4.7. Витікально-притікальна вентиляція.....	55
4.8. Системи обігрівальної вентиляції.....	56
4.9. Системи охолоджувальної вентиляції.....	57
4.10. Системи транспортувальної вентиляції.....	59
4.11. Місцева вентиляція.....	61
4.11.1. Системи місцевої витікальної вентиляції.....	61
Зонти (ковпаки) вентиляційні.....	65
Бортові щільнні смоки.....	65
Кільцеві щільнні смоки.....	67
Вентильовані шафи.....	68
4.11.2. Місцева притікальна вентиляція.....	70
4.12. Системи знедимлювальної вентиляції.....	78
4.13. Системи аварійної вентиляції.....	81
4.14. Спеціальні системи вентиляції.....	84
4.14.1. Повітряні заслони (повітряні двері).....	84
Повітряні заслони засувкового (шиберного) типу.....	84
Повітряні заслони притікально-витікального типу.....	88
Особливості перетікання повітряних струменів в заслонах притікально-витікального типу.....	88
Температура притікального повітря.....	89
Швидкість притікальних повітряних струменів.....	89
Конструкційні особливості заслонів притікально-витікального типу.....	89
Повітряні заслони змішувального типу.....	90
4.14.2. Системи вентиляції “чистих” приміщень.....	93
Розділ п'ятий. Визначення кількості забрудників у приміщеннях.....	98
Визначення кількості забрудників у приміщеннях.....	98
Теплонадходження і тепловтрати без врахування теплоакумулювальної здатності огорож та меблів.....	98
Вологонадходження та вологовтрати приміщень.....	99
Надходження шкідливих і пилових речовин в приміщення.....	99
5.1. Кількість теплоти, вологи і газових (пилових) забрудників, які переміщуються притікально-витікальними повітряними потоками.....	100
5.2. Теплонадлишки і теплонедостачі приміщення.....	101
5.2.1. Тепловиділення від людей.....	103
5.2.2. Теплонадходження від електричного освітлення.....	104
Вентильовані оправи світильників.....	108

5.2.3. Тепловиділення від електричних машин, механізмів і устаткування.....	110
5.2.4. Теплонадходження від нагрітого устаткування.....	112
5.2.5. Тепловиділення від обігрівачів системи фонового (чергового) обігрівання.....	113
5.2.6. Теплонадходження від сонячного випромінення.....	114
Теплота сонячного випромінення, яка проникає в приміщення через світлопрозорі огорожі.....	115
Протисонячні заслони.....	122
Протисонячні шибки.....	127
Протисонячне оснащення (пристрої).....	129
Затіннення вікон.....	131
Теплота сонячного випромінення, яка проникає в приміщення через його світлонепрозорі огорожі.....	133
Сонячна температура зовнішнього повітря.....	133
5.2.7. Тепловиділення від страв в приміщеннях підприємств громадського харчування.....	142
5.2.8. Тепловиділення від зовнішньої поверхні трубопроводів.....	142
5.2.9. Тепло- і вологовиділення від поверхні нагрітої води.....	143
5.2.10. Тепло- і вологовиділення за температури випаровування води.....	145
5.3. Тепловтрати приміщень.....	153
Додаткові втрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря.....	155
5.4. Вологовиділення в приміщення.....	162
5.4.1. Виділення водяної пари.....	162
5.4.2. Випаровування різних речовин.....	164
5.4.3. Випаровування рідких хімічних речовин з відкритих поверхонь розчинів.....	167
5.5. Газовиділення в приміщення.....	171
5.6. Пиловиділення в приміщення.....	181
5.7. Вибухливість газових, парових і пилоподібних речовин у сумішах з повітрям.....	182
Розділ шостий. Параметри повітря у вентиляційних процесах.....	186
6.1. Розрахункові параметри зовнішнього повітря.....	186
6.2. Розрахункові параметри внутрішнього повітря в зоні обслуговування (робочій зоні) і в місцях праці або спеціальних технологічних вимог.....	187
6.3. Параметри притікального повітря.....	191
6.4. Параметри витікального повітря.....	193
Розділ сьомий. Загальний повітрообмін приміщень.....	200
7.1. Балансові рівняння повітрообміну приміщень і виділень в них забрудників.....	200
7.2. Загальний повітрообмін приміщення за усталеного режиму вентилявання.....	202
Загальна вентиляція при тепло- і вологонадлишках.....	203
В ТПР за наявності к систем витікальної місцевої вентиляції.....	203
При теплонадлишках в ХПР за наявності систем витікальної місцевої вентиляції.....	207
а) загальна притікальна вентиляція прямотечійна, а витікальна – з вилученням повітря із верхньої зони приміщення.....	207
б) загальна частково рециркуляційна вентиляція із витіканням повітря із верхньої і робочої зон приміщення та ежекційним повітророзподіленням.....	209
в) умови використання рециркуляційного повітря.....	211

7.3. Загальний повітрообмін при надлишках забрудників за наявності систем витікальної місцевої вентиляції.....	212
7.4. Часткові випадки загальної вентиляції.....	215
а) за відсутності витікальної місцевої вентиляції.....	215
б) за наявності витікальної місцевої вентиляції і всмоктування внутрішнього повітря системами загальної витікальної вентиляції в одному-двох рівнях приміщення.....	215
в) при витіканні повітря із приміщення в двох рівнях та притіканні повітря від двох джерел.....	216
7.5. Повітрообмін загальної вентиляції для усунення запахів.....	221
7.6. Визначення повітрообміну загальної вентиляції за кратностями і нормами.....	222
7.7. Розрахунковий повітрообмін загальної вентиляції приміщень.....	228
7.8. Ефективність загальної вентиляції приміщень.....	231
Розділ восьмий. Повітророзподільники і витікачі повітря.....	241
8.1. Повітророзподілення в приміщеннях будинків громадського та житлового призначення.....	241
8.1.1. Стельові повітророзподільники.....	241
8.1.2. Струминне повітророзподілення в зальних приміщеннях.....	246
8.1.3. Настінні повітророзподільники.....	247
8.1.4. Повітророзподілення за допомогою вентиляційних стель.....	248
Повітророзподілення через перфоровані стелі.....	248
Повітророзподілення через частково перфоровані стелі.....	248
Повітророзподілення через растрові (кесонні) стелі.....	250
8.1.5. Повітророзподільники крісельні (фотельові), попітрові і в робочих столах.....	251
8.1.6. Повітророзподілення з об'ємним наповненням зони обслуговування (“джерельне повітророзподілення”).....	252
8.1.7. Комбіновані світильники-повітророзподільники.....	255
8.1.8. Повітророзподілення за допомогою пластинкових вентиляційних ґраток.....	256
8.1.9. Дифузори.....	258
8.1.10. Спеціальні повітророзподільники.....	258
8.2. Додаткові пристрої і лицювання повітророзподільників.....	259
8.3. Рекомендації щодо вибору повітророзподільника.....	259
Розділ дев'ятий. Устаткування, агрегати (апарати) і елементи систем вентиляції.....	263
9.1. Повітронагрівники і повітроохолодники.....	263
9.1.1. Пароповітряні нагрівники.....	264
9.1.2. Водоповітряні теплообмінники.....	264
9.1.3. Вибір теплообмінника.....	264
9.1.4. Повітроохолодники.....	266
9.1.5. Монтаж і обслуговування теплообмінників.....	268
9.2. Електричні, газові і рідкопаливні повітронагрівники.....	269
9.2.1. Електричні повітронагрівники.....	269
9.2.2. Газові нагрівники повітря.....	270
9.2.3. Рідкопаливні повітронагрівники.....	273

Підлогові повітрянагрівники.....	274
Настінні повітрянагрівники.....	277
Мобільні повітрянагрівники.....	278
9.2.4. Газове і рідкопаливне устаткування для повітряного обігрівання	278
9.2.5. Повітроготувальники (кліматизатори)	280
Шафові контейнерні повітроготувальники (шафові кліматизатори).....	280
Контейнерні повітроготувальники (кліматизатори) скриньової форми.....	281
Модульні повітроготувальники.....	283
Компактні повітроготувальники	283
9.2.6. Модулі витікального повітря.....	284
9.3. Вентилятори.....	284
9.3.1. Відцентрові (радіальні) вентилятори.....	284
9.3.2. Осьові вентилятори	285
9.3.3. Інші типи вентиляторів.....	285
9.3.4. Характеристика вентилятора в системі.....	287
9.3.5. Добір вентилятора і розміщення його в системі вентиляції.....	288
9.4. Устаткування і агрегати для очищення повітря (повітряні фільтри).....	290
9.4.1. Характеристики фільтрів	291
9.4.2. Типи фільтрів.....	293
9.5. Камери зрошення. Повітроохолодники.....	295
9.5.1. Камери зрошення (форсункові камери).....	295
9.5.2. Коміркові і капілярні промивачі	298
9.5.3. Випарні повітроохолодники.....	299
9.5.4. Зрошувані повітроохолодники.....	300
9.6. Озонатори повітря	301
9.7. Зволожники повітря	302
9.7.1. Сковородкові зволожники	302
9.7.2. Парові зволожники.....	303
9.7.3. Механічні зволожники.....	303
9.7.4. Сепараторні зволожники	304
9.8. Сорбційні осушники повітря і устаткування для утилізації теплоти	305
9.8.1. Процеси адсорбції	305
9.8.2. Процеси абсорбції	305
9.8.3. Тепло- і холодоутилізаційні апарати	305
Переваги утилізації енергії	306
Процеси зміни стану готованого (притікального) і витікального повітря при утилізації енергії.....	307
9.8.4. Шумоглушники.....	309
9.9. Трубопроводи, запірно-регульовальні пристрої і кінцеві елементи систем вентиляції.....	310
Розділ десятий. Особливості вентилявння деяких приміщень в будинках різного призначення	315
10.1. Особливості вентилявання помешкань багатосімейних житлових будинків	315
Вентилювання гуртожитків	317
Механічне вентилявання помешкань багатосімейних житлових будинків.....	318
10.2. Енергоощадне гідрокероване вентилявання помешкань.....	321

10.2.1. Види систем вентиляції помешкань і їх вплив на мешканців і будівельні конструкції	322
10.2.2. Вимоги до повітрообміну окремих приміщень помешкань.....	325
10.2.3. Особливості застосування і характеристики повітророзподільників	327
10.2.4. Системи гідрокерованої вентиляції помешкань.....	330
10.2.5. Практичні способи оцінювання ефективності вентилявання помешкань	331
10.3. Вентилювання кухонь	333
10.3.1. Вентилювання малих кухонь	333
10.3.2. Вентилювання кухонь середньої величини в ресторанах, готелях і їдальнях	334
10.3.3. Вентилювання великих кухонь	336
Продуктивність вентиляторів	338
Зауваги щодо будівельних розв'язань	341
Протипожежна безпека	342
10.4. Вентилювання санвузлів (ватерклозетів) і душових кімнат	342
10.5. Загальні відомості про вентилявання деяких основних приміщень громадських будинків.....	346
10.6. Характерні особливості вентилявання виробничих приміщень.....	348
10.6.1. Особливості повітророзподілення у виробничих приміщеннях.....	349
10.6.2. Загальний повітрообмін виробничих приміщень.....	351
10.6.3. Рекуперація теплоти витікального (викидного) повітря	351
Розділ одинадцятий. Аеродинамічний розрахунок систем вентиляції.....	355
11.1. Інженерні методи визначення втрат тиску в трубопроводах СВ.....	355
11.2. Методи аеродинамічного розрахунку механічних СВ	361
11.3. Особливості аеродинамічного розрахунку малошвидкісних СВ	363
11.4. Аеродинамічний розрахунок трубопроводів систем транспортувальної вентиляції.....	368
11.5. Аеродинамічний розрахунок системи природної витікальної вентиляції.....	379
Розділ дванадцятий. Системи автоматичного регулювання	381
12.1. Типи систем регулювання.....	384
12.2. Типи регулювальних дій	384
12.3. Вимірювальні елементи	385
12.3.1. Типи елементів для вимірювання температури	385
12.3.2. Типи елементів для вимірювання вологості повітря	386
12.3.3. Елементи для вимірювання тиску	386
12.3.4. Спеціальні вимірювальні елементи.....	387
12.4. Регулювальні елементи	387
12.5. Типи контролерів.....	390
12.5.1. Термостати (контролери температури).....	390
12.5.2. Гумідостати (контролери вологості).....	390
12.5.3. Контролери тиску	391
12.6. Регулювальні прилади.....	391
12.6.1. Автоматичні регулювальні клапани.....	391
12.6.2. Складові частини клапанів	391
12.6.3. Витратні характеристики клапанів.....	391
12.6.4. Типи клапанів.....	392

12.6.5. Виконавчі механізми клапанів	393
12.6.6. Автоматичні регулювальні повітряні клапани	393
12.6.7. Спонукачі повітряних клапанів	394
12.7. Регулювання витрат	394
12.7.1. Регулювання витрати парового потоку	394
12.7.2. Регулювання витрати водяного потоку	395
12.7.3. Регулювання витрати повітряних потоків в трубопроводах	396
12.8. Допоміжне устаткування систем автоматичного регулювання	397
12.8.1. Електричне допоміжне устаткування	397
12.8.2. Пневматичне допоміжне устаткування	397
12.9. Об'єкти регулювання	398
12.10. Регулювання систем притікальної вентиляції	398
12.11. Регулювання систем обігрівальної вентиляції	401
12.12. Регулювання калорифера попереднього підігріву повітроготувальника системи притікальної вентиляції	402
12.13. Регулювання вологості повітря	403
12.13.1. Зволоження повітря сквородковим зволожником	403
12.13.2. Зволоження повітря пароструминним зволожником	404
12.13.3. Зволоження повітря тонким розприскуванням води	405
12.13.4. Зволоження повітря в камері зрошення	405
12.14. Регулювання охолодження повітряного потоку в повітроготувальнику	406
12.15. Регулювання осушення повітряного потоку	410
12.16. Приклади регулювання систем вентиляції	412
Розділ тринадцятий. Протипожежні заходи при вентиляванні приміщень житлово-громадських будівель	415
13.1. Конструкційні заходи в системах вентиляції	415
13.2. Системи знедимлювальної вентиляції	416
Розділ чотирнадцятий. Задіяння, випробування і обслуговування систем вентиляції	419
14.1. Первинне задіяння СВ	419
14.1.1. Повітророзподілення	419
14.1.2. Водорозподільні системи	420
14.1.3. Системи холодопостачання	421
14.1.4. Системи автоматичного регулювання	423
14.2. Випробування вентиляційних систем	423
14.3. Обслуговування вентиляційних систем	423
14.3.1. Післяварійне обслуговування	424
14.3.2. Планово-випереджувальне обслуговування	424
14.3.3. Устаткування вентиляційних систем	425
14.3.4. Системи водопостачання	425
14.3.5. Системи холодопостачання	426
14.3.6. Теплообмінне устаткування	426
14.3.7. Системи автоматизації	426
Додатки	427

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Жуковський Стефан Семенович
Возняк Орест Тарасович
Довбуш Олександр Михайлович
Люльчак Зоряна Стефанівна

ВЕНТИЛЮВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ

Редактор *Ольга Дорошенко*
Коректор *Наталія Колтун*
Технічний редактор *Лілія Саламін*
Комп'ютерне верстання *Ірини Жировецької*
Художник-дизайнер *Уляна Келеман*

Здано у видавництво 27.04.2007. Підписано до друку 29.09.2007.

Формат 70×100/16. Папір офсетний. Друк офсетний.

Умовн. друк. арк. 38,7. Обл.-вид. арк. 32,8.

Наклад 800 прим. Зам. 70372.

Видавництво Національного університету “Львівська політехніка”

Реєстраційне свідоцтво серії ДК № 751 від 27.12.2001 р.

Поліграфічний центр Видавництва
Національного університету “Львівська політехніка”

вул. Ф. Колесси, 2, Львів, 79000