

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

В.В. Дубровська, В.І. Шкляр

ТЕПЛОТЕХНІКА ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ МАШИНИ

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ

РОЗРАХУНКОВА РОБОТА

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавр
за освітньою програмою
«Електромеханічні та мехатронні системи енергоємних вироб-
ництв»
спеціальності 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеха-
ніка»*

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2021

Рецензент: *Босак Алла Василівна*, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний редактор *Суходуб Ірина Олегівна*, канд. техн. наук, доц.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 7 від 13 травня 2021 р.)
за поданням Вченої ради Інституту енергозбереження та енергоменеджменту (протокол № 10 від 30 березня 2021 р.)*

Електронне мережне навчальне видання

Дубровська Вікторія Василівна, канд. техн. наук, доц.
Шкляр Віктор Іванович, канд. техн. наук, доц.

ТЕПЛОТЕХНІКА ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ МАШИНИ

РОЗРАХУНОК СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ

РОЗРАХУНКОВА РОБОТА

Теплотехніка та енергетичні машини. Розрахунок системи кондиціонування: Розрахункова робота. [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальностей 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад.: В.В. Дубровська, В.І. Шкляр. – Електронні текстові дані (1 файл: 3,4 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 56 с.

В навчальному посібнику наведені теоретичні матеріали для виконання розрахункової роботи з дисципліни «Теплотехніка та енергетичні машини». Навчальний посібник призначений для студентів спеціальностей 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка». Видання включає індивідуальні завдання для виконання розрахункової роботи.

© В.В. Дубровська, В.І. Шкляр, 2021
© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 МЕТА РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ	5
2 ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВУ РОБОТУ	5
3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ ЗАВДАННЯ.....	5
4 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ.....	6
4.1 Класифікація систем кондиціонування повітря	6
4.2 Процес обробки повітря	10
4.3 Системи кондиціонування повітря	14
4.4 Вибір розрахункових параметрів зовнішнього і внутрішнього повітря...19	
4.5 Визначення кількості шкідливих речовин, які виділяються в приміщенні і розрахунок необхідного повітрообміну	23
4.5.1 Розрахунок теплових надходжень в приміщення	24
4.5.2 Розрахунок повітрообміну	30
4.6 Побудова процесів обробки повітря на h-d діаграмі.....	33
4.6.1 Розрахунок кутового коефіцієнта променю процесу	33
4.6.2 Побудова процесів обробки повітря на h-d діаграмі при прямоточній схемі кондиціонування	34
4.7 Розрахунок потреби теплоти і холоду. Вибір кондиціонера.....	38
5 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПРИМІЩЕННЯ.....	39

ВСТУП

Кондиціонування повітря - це автоматична підтримка в закритих приміщеннях всіх або окремих параметрів повітря (температури, відносної вологості, чистоти, швидкості руху) на певному рівні з метою забезпечення головним чином оптимальних метеорологічних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей, ведення технологічного процесу, забезпечення збереження культурних цінностей.

Сучасні автоматизовані системи кондиціонування повітря підтримують задані параметри повітря в приміщенні незалежно від коливань параметрів навколишнього середовища. Кондиціонування повітря здійснюється комплексом технічних засобів, які називаються системою кондиціонування повітря (СКП).

Системи кондиціонування забезпечуються засобами для очищення повітря від пилу, бактерій і запахів; підігріву, зволоження та осушення його; переміщення, розподілу і автоматичного регулювання температури повітря, його відносної вологості, а іноді і засобами регулювання газового складу і змісту заряджених іонів в повітрі; а також - засобами дистанційного керування і контролю.

Сучасні умови життя людини вимагають ефективних штучних засобів оздоровлення повітряного середовища. Одним з варіантів розв'язання проблеми може бути застосування кондиціонування.

1 МЕТА РОЗРАХУНКОВОЇ РОБОТИ

Розрахункова робота спрямована на ознайомлення студентів з методикою вибору і розрахунку системи кондиціонування повітря приміщення. Виконання розрахунків дозволить студентам поглибити знання з дисципліни «Теплотехніка та енергетичні машини», визначити температури зовнішнього, внутрішнього і повітря, яке видаляється, скласти баланси теплоти і вологи певного приміщення, побудувати процеси підготовки повітря в системі на $h - d$ діаграмі для теплого і холодного періодів року та обрати необхідний кондиціонер, навчитися користуватися довідковою літературою і каталогами фірм виробників обладнання.

2 ЗАВДАННЯ НА РОЗРАХУНКОВУ РОБОТУ

Вибрати необхідний кондиціонер для офісного приміщення при використанні прямооточної системи кондиціонування. Приміщення розмірами $A \times B \times H$ розташоване в місті M , вікна площами F_i мають певну орієнтацію, в ньому працює n людей, наявності електропобутове обладнання та освітлення (додаток табл. Д1).

3 ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ ЗАВДАННЯ

Розрахункова робота складається з наступних розділів:

1. Вихідні данні.
2. Вибір розрахункових параметрів внутрішнього і зовнішнього повітря.
3. Розрахунок волого-і тепловиділень.
4. Вибір принципу обробки повітря, визначення розрахункової кількості повітря та його параметрів.
5. Побудова діаграми режимів роботи СКП.
6. Вибір кондиціонера за каталогом.
7. Висновки по роботі

Пояснювальна записка повинна бути виконана на аркушах А4 з рамкою і супроводжується відповідними схемами, рисунками і поясненнями до них.

4 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Під системами кондиціонування повітря (СКП) розуміють сукупність апаратів і засобів автоматизації, що забезпечують комфортні параметри в приміщенні, перш за все вологість і температуру, незалежно від зміни параметрів зовнішнього клімату й умов всередині приміщення. Основною функцією СКП є трансформація змінних у часі параметрів зовнішнього повітря, що надходить у СКП, у комфортні параметри внутрішнього клімату приміщення.

Відповідно до вимог стандартів [1,2] кондиціонування повітря застосовують для забезпечення:

- параметрів мікроклімату і чистоти повітря, необхідних для технологічного процесу за завданням на проектування; при екологічному обґрунтуванні або відповідно до вимог спеціальних нормативних документів;

- параметрів мікроклімату в межах оптимальних норм (всіх або обов'язкових параметрів) за завданням на проектування;

- необхідних параметрів мікроклімату в межах допустимих норм, коли вони не можуть бути забезпечені вентиляцією в теплий період року без застосування штучного охолодження повітря.

4.1 Класифікація систем кондиціонування повітря

Сучасні СКП можна класифікувати за такими ознаками:

1. Залежно від функції всі кондиціонери можна розділити [1-5]:

- **охолоджуючі** - кондиціонери, які підтримують задану температуру в приміщенні (використовуються лише в теплий період року);
- **охолоджувально-обігрівальні** - крім функції охолодження слугують для цілорічної підтримки заданої температури повітря в приміщенні (обладнані калорифером);
- **повною кліматизацією** - забезпечують вентиляцію, обігрів, охолодження і регулювання відносної вологості повітря.

2. За основним призначенням:

- **комфортні;**
- **технологічні.**

Комфортні СКП призначені для забезпечення заданих оптимальних параметрів повітря в житлових, громадських і адміністративно-побутових будівлях або приміщеннях.

Технологічні СКП призначені для забезпечення параметрів повітря, що відповідають вимогам виробництва.

3. За принципом розташування кондиціонера по відношенню до приміщення, яке обслуговується:

- **центральні;**
- **місцеві.**

Центральні СКП розташовані поза приміщень, які обслуговуються і забезпечуються холодом, теплотою і електричною енергією. Місцеві СКП встановлюються в приміщеннях, які обслуговуються.

4. За наявності власного джерела теплоти і холоду:

- **автономні;**
- **неавтономні.**

Автономні СКП забезпечуються тільки електричною енергією, наприклад спліт-системи і шафові кондиціонери. Вони мають вбудовані холодильні машини. Неавтономні СКП забезпечуються електроенергією, повітрям і водою, наприклад центральні кондиціонери.

5. За принципом дії:

- **прямоточні;**
- **рециркуляційні;**
- **комбіновані.**

Прямоточні СКП повністю працюють на зовнішньому повітрі.

Рециркуляційні СКП працюють без припливу зовнішнього повітря. Комбіновані СКП використовують і свіже зовнішнє повітря, і повітря приміщення в різних пропорціях.

6. За ступенем забезпечення метеорологічних умов в приміщенні поділяються на класи:

- **першого;**
- **другого;**
- **третього.**

Перший клас - для забезпечення параметрів мікроклімату і чистоти повітря, необхідних для технологічного процесу за завданням на проектування, при економічному обґрунтуванні або відповідно до вимог спеціальних нормативних документів; для забезпечення параметрів мікроклімату у вузькій частині оптимальних норм в поєднанні із забезпеченням інших показників якості повітря (наприклад, іонізація повітря, дезодорація).

Другий клас - для забезпечення необхідних для технологічного процесу або, при комфортному кондиціонуванні повітря, оптимальних параметрів мікроклімату; швидкість руху повітря допускається приймати в обслуговуваній або робочій зоні приміщень на постійних і непостійних робочих місцях в межах допустимих норм.

Третій клас - для забезпечення необхідних параметрів мікроклімату в межах допустимих норм періодично, коли вони не можуть бути забезпечені вентиляцією в теплий період року без застосування штучного охолодження, або проміжних значень між оптимальними і допустимими параметрами при економічному обґрунтуванні.

7. За кількістю обслуговуваних приміщень (локальних зон):

- **однозональні;**
- **багатозональні.**

Однозональні СКП застосовуються для обслуговування великих приміщень з рівномірним виділенням теплоти і вологи.

Багатозональні СКП – для невеликих приміщень і для великих приміщень, в яких обладнання, з виділенням теплоти і вологи, розміщене нерівномірно.

8. За тиском, що розвивається вентиляторами кондиціонерів:

- **низького тиску** (до 1 кПа);
- **середнього тиску** (від 1 до 3 кПа);
- **високого тиску** (вище 3 кПа).

9. За способом регулювання вихідних параметрів повітря:

- **з якісним;**
- **кількісним регулюванням.**

При якісному регулюванні оброблене повітря виходить з кондиціонера по одному каналу і надходить в приміщення. При кількісному регулюванні в приміщення подають холодне і тепле повітря двома різними каналами. Температура регулюється за рахунок зміни витрат холодного і теплого повітря.

10. Кондиціонери можна розділити на:

- **побутові;**
- **напівпромислові;**
- **промислові.**

Відмінність цих кондиціонерів не в конструктивному виконанні, а в області застосування. До побутових належать кондиціонери малої і середньої потужності (до 7 кВт). Їх застосовують для охолодження невеликих приміщень. До промислових відносять кондиціонери великої потужності, які використовуються для охолодження великих площ. Також виділяють великий клас кондиціонерів, що займають проміжне положення між побутовими і промисловими системами - напівпромислові кондиціонери. При потужності від 7 до 25 кВт, вони можуть використовуватися як в побутових умовах - котеджах, багатокімнатних квартирах, так і в офісних приміщеннях, магазинах, на підприємствах.

11. За конструктивним виконанням всі кондиціонери можна розділити за своїм складом на два великі класи :

- **моноблочні** - з одного блоку (віконні, мобільні та ін.);
- **спліт-системи** - з двох і більше блоків (настінні, каналні, касетні, VRF-системи та ін.).

4.2 Процес обробки повітря

У загальному випадку всі методи обробки повітря можна розділити на дві основні групи: сухі та вологі методи. При цьому вибір методу звичайно диктується як техніко-економічними міркуваннями, так і можливістю реалізації необхідної зміни параметрів оброблюваного повітря: зволоження або осушка, нагрів або охолодження, а також деяке поєднання цих напрямків.

Сухі методи обробки повітря.

Реалізуються за рахунок взаємодії повітря з поверхнею рекуперативного трубчастого теплообмінника, яка має різні температури. Як видно з фрагменту $h-d$ діаграми (рис. 4.1) сухий метод обробки повітря дозволяє здійснити три із чотирьох можливих процесів: осушка, нагрів або охолодження. Точка А – вихідний стан повітря. При температурі поверхні теплообмінника $t_3 > t_A$, буде мати місце процес нагрівання повітря А–3 при $d = \text{const}$. Якщо температура поверхні теплообмінника, в який подається холодоагент від холодильної установки, $t_2 = t_p < t_A$, то відбувається процес охолодження А–2 при $d = \text{const}$.

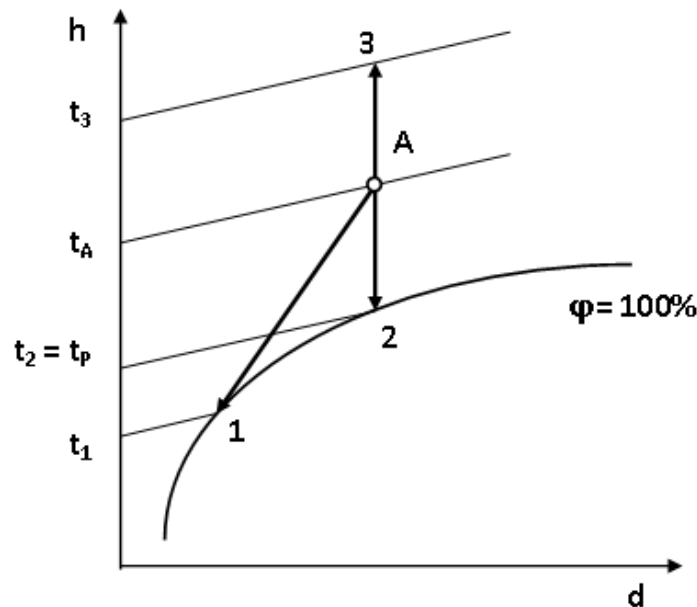


Рисунок 4.1. – Процеси зміни параметрів стану повітря при його сухій обробці

При температурі поверхні $t_1 < t_p$ буде йти так званий політропний процес А–1 з охолодженням й осушенням повітря за рахунок того, що при $t_1 < t_p$ на поверхні трубного пучка відбувається конденсація водяної пари з повітря, що приводить до зменшення вологовмісту d , тобто до осушки повітря.

При побудові зазначених процесів передбачається, що в приграничному шарі біля поверхні теплообмінника температура повітря дорівнює температурі поверхні.

Вологі методи обробки повітря.

Реалізуються за рахунок безпосереднього фізичного контакту у камері зрошування між повітрям і водою, яка розпоршується форсунками, якщо повітря й вода мають різні температури.

Для побудови процесів вологої обробки повітря приймаємо, що в приграничному шарі над поверхнею краплі води повітря вважається насиченим ($\varphi=100\%$) і має температуру, яка дорівнює температурі краплі. Цей процес зображений на рисунку 4.2.

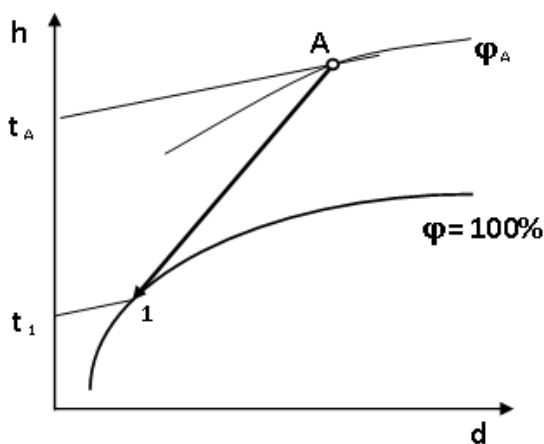


Рисунок 4.2 – Процесу взаємодії повітря з поверхнею краплі води

Точка А характеризує вихідний стан повітря до його взаємодії з водою, яка розпоршується, а температура t_1 дорівнює температурі води. Тоді, відповідно до зроблених припущень, точка 1 є станом насиченого повітря в приграничному шарі над поверхнею краплі, що має температуру, рівну температурі краплі. Таким чи-

На діаграмі можна виділити сім зон:

1-ша зона. Температура води нижче температури точки роси оброблюваного повітря: $t_1 < t_p$. З рис. 4.3 видно, що в результаті взаємодії повітря з водою такої температури зменшуються: ентальпія, температура і вологовміст повітря. Відбувається політропний процес А–1 охолодження і осушення повітря.

2-га зона. Температура води дорівнює температурі точки роси: $t_2 = t_p$. Процес А–2. Природно, під впливом води заданої температури зменшується ентальпія і температура повітря, інакше кажучи, відбувається охолодження повітря при незмінному вологовмісті ($d_A = \text{const}$).

3-тя зона. Температура води t_B вище температури точки роси повітря, але нижче його температури за мокрим термометром: $t_p < t_3 < t_M$. При обробці повітря збільшується вміст вологи в ньому, але зменшується ентальпія і температура. Такі процеси А-3 називаються процесами охолодження і зволоження.

4-та зона. Температура води дорівнює температурі повітря за мокрим термометром: $t_4 = t_M$. Процеси обробки повітря А–4 характеризуються зростанням вологовмісту, незмінною ентальпією і зменшенням температури (за сухим термометром). Ці процеси прийнято називати процесами зволоження при постійній ентальпії ($h_A = \text{const}$), або процесами адіабатного зволоження. Так як ентальпія повітря в цих процесах залишається постійною, не можна говорити про охолодження повітря в теплотехнічному сенсі. Однак у зв'язку зі зменшенням температури повітря буде здаватися людині більш холодним. Тому такі процеси в вентиляції і кондиціонуванні іноді називають процесами охолодження і зволоження.

5-та зона. Температура води t_B вище температури повітря за мокрим термометром, але нижче його температури за сухим термометром: $t_M < t_5 < t_1$. При використанні такої води відбувається збільшення вмісту вологи та ентальпії повітря (процес А-5) та зменшення його температури (за сухим термометром) - процес зволоження, що супроводжується зростанням ентальпії, тому в теплотехнічному сенсі такий процес є нагріванням.

6-а зона. Температура води дорівнює температурі повітря за сухим термометром: $t_6 = t_A$. При обробці повітря в цьому випадку (процес А-6) спостерігається

зростання вмісту вологи та ентальпії, температура повітря залишається постійною - процес зволоження, що супроводжується збільшенням ентальпії. Цей процес практично легко здійснити, якщо в повітря подавати насичену водяну пару з парового котла низького тиску.

7-а зона. Температура води вище температури повітря за сухим термометром: $t_7 > t_A$. В цьому випадку (процес А-7), в порівнянні з попереднім, спостерігається зростання температури повітря - процес зволоження і нагрівання.

З h-d діаграми видно, що вологісний спосіб обробки повітря є універсальним: в залежності від температури води, яка розпорошується, можливе здійснення будь-яких процесів обробки повітря.

З усіх процесів обробки повітря водою найбільше практичне значення в техніці кондиціонування мають два: процес охолодження повітря, що супроводжується осушенням (1-ша зона), і процес адіабатного зволоження (4-та зона). Перший процес (1-ша зона) застосовується при обробці зовнішнього повітря (влітку) і рециркуляційного повітря, використаного для створення температурно-вологісних умов в приміщеннях з надлишками теплоти і вологи. До таких приміщень належать різні приміщення, в яких працюють люди і встановлено обладнання, яке виділяє теплоту (електродвигуни та електрогенератори, прилади радіозв'язку, електроніки та автоматики, засоби електричного освітлення та ін.). У цю ж групу входять виробничі приміщення, в яких теплота і водяна пара виділяються від технологічного та енергетичного обладнання (пропарювальні камери, парові котли та ін.).

4.3 Системи кондиціонування повітря

Схеми систем кондиціонування різноманітні та залежать від характеристик внутрішнього та зовнішнього повітря, періоду року та обладнання, яке в них використовується (рис. 4.4).

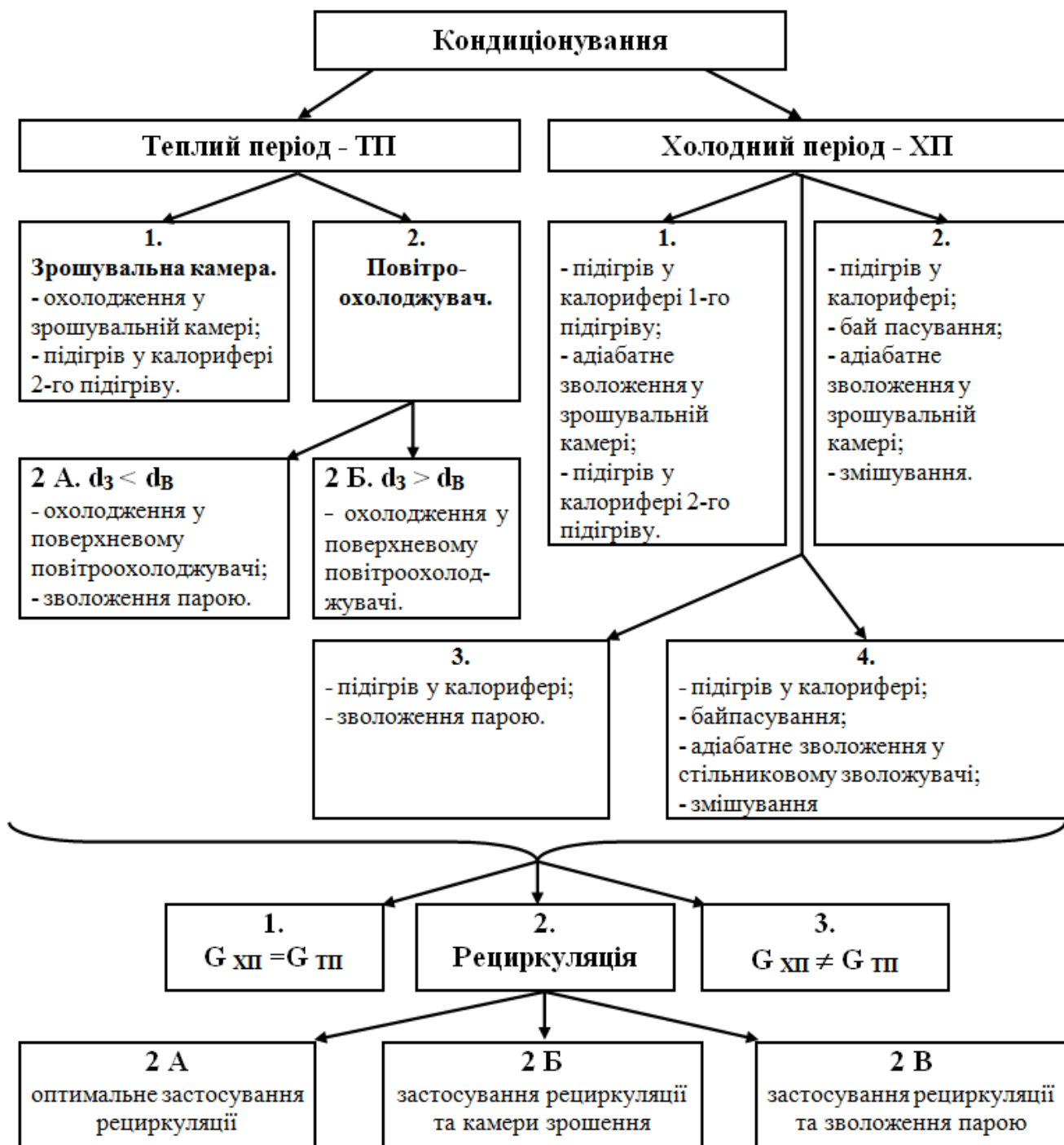


Рисунок 4.4 – Схеми систем кондиціонування.

Центральні системи кондиціонування повітря.

Центральними називаються СКП, які обслуговують декілька приміщень з одного центру, зовнішнього по відношенню до обслуговуваних приміщень. Такі системи забезпечуються ззовні холодом за рахунок холодної води або холодоаге-

нту, теплотою (гаряча вода, пара або електрика) і електричною енергією для приводу електродвигунів вентиляторів, насосів.

Центральні системи кондиціонування повітря розташовані поза обслуговуваних приміщень і кондиціонують одне велике приміщення, кілька зон такого приміщення або багато окремих приміщень.

Іноді кілька центральних кондиціонерів обслуговують одне приміщення великих розмірів (виробничий цех, театральна зала, закритий стадіон або льодовий). Підготовлене в центральному кондиціонері повітря подається в обслуговуване приміщення мережею повітропроводів. Центральні СКП набули найбільшого поширення для приміщень значних розмірів в промислових і громадських будівлях.

За ступенем використання зовнішнього повітря центральні СКП підрозділяють на прямооточні, рециркуляційні і з частковою рециркуляцією. У прямооточних СКП використовується тільки зовнішнє повітря. Ці системи забирають зовнішнє повітря, обробляють його до необхідних параметрів і подають в обслуговуване приміщення. З приміщень повітря видаляється витяжними вентиляційними системами.

В місцевих неавтономних системах кондиціонування кондиціонер встановлюється безпосередньо в приміщенні, що обслуговується. Джерела теплоти і холоду централізовані: тепло- і холодоносії надходять до кондиціонерів трубопроводами.

Дані системи застосовують для кондиціонування повітря адміністративних приміщень, невеликих залів та ін.

В автономних системах кондиціонування вбудована холодильна машина. Для роботи кондиціонера необхідно підвести електроенергію і холодоагент для охолодження конденсату. Для кондиціонерів малої холодопродуктивності в якості охолоджуючого середовища використовують зовнішнє повітря, а великої продуктивності - зворотну воду. Такі системи застосовуються для кондиціонування повітря житлових, громадських і адміністративних будівель.

Прямоточні системи кондиціонування повітря.

Прямоточні системи СКП застосовуються для тих приміщень або будівель, де відповідно до санітарних норм не допускається рециркуляція повітря.

Принципова схема прямоточної системи кондиціонування зі зрошувальною камерою наведена на рисунку 4.5. Такі схеми зазвичай застосовують в тих випадках, коли за умовами запиленості або загазованості використання рециркуляційного повітря не допускається і кондиціонери працюють тільки на зовнішньому повітрі.

В залежності від вимог до повітря, яке подається в приміщення, в кондиціонері воно може нагріватися, охолоджуватися, зволожуватися або осушуватися.

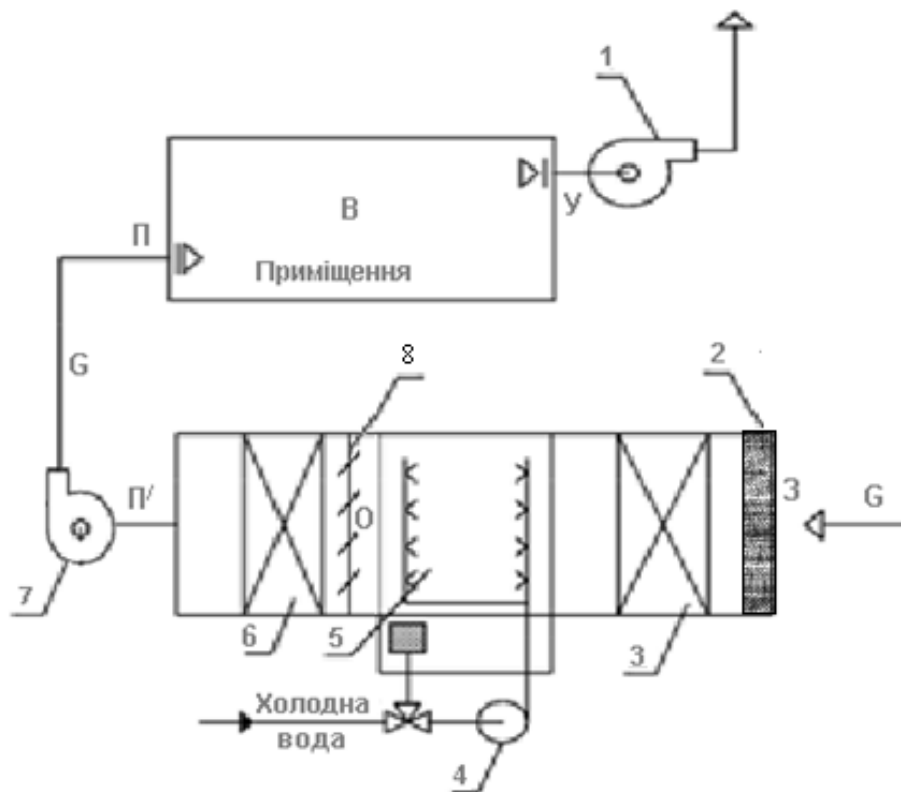


Рисунок 4.5 – Схема прямоточної системи кондиціонування повітря:
1 – витяжний вентилятор; 2 – фільтр; 3 – повітронагрівач 1-го підігріву (для ХП) або охолоджувач (для ТП); 4 – насос; 5 – камера зрошення; 6 – повітронагрівач 2-го підігріву; 7 – вентиляційний агрегат; 8 – жалюзійний сепаратор.

Принципова схема роботи кондиціонера в теплий період року виглядає наступним чином: зовнішнє повітря проходить через фільтр 2, де здійснюється його очищення, поступає в зрошувальну камеру 5, в якій розпорошується охолоджува-

на вода, що має температуру нижче температури точки роси. При контакті повітря з краплями води воно охолоджується і осушується, набуваючи в кінці зрошувальної камери заданий вологовміст при насиченні, зазвичай рівний $\phi = 95\%$.

Так як при цьому температура повітря стає нижче необхідної температури припливного повітря, то для отримання необхідної температури повітря (після зрошувальної камери) направляється в калорифер 2-го підігріву 6, в якому воно нагрівається до заданої температури. Щоб уникнути механічного виносу крапель води на виході зі зрошувальної камери встановлюється жалюзійний сепаратор 8 (краплевловлювач). Оброблене повітря вентилятором подається в приміщення.

Вода, що збирається в піддоні зрошувальної камери, надходить в холодильну машину (на схемі не показано), де вона охолоджується до необхідної температури, і насосом 4 трубопроводами подається в форсунки, які розташовані в зрошувальній камері.

У холодний період року зовнішнє повітря надходить в калорифер першого підігріву 3, де воно підігрівається до температури, при якій його ентальпія буде відповідати розрахунковій ентальпії адіабатного процесу зволоження. Потім повітря прямує в зрошувальну камеру, де відбувається зволоження, в результаті цього повітря отримує заданий вологовміст при відносній вологості $\phi = 95\%$. При адіабатному процесі зволоження температура повітря на виході зі зрошувальної камери досить близька до температури мокрого термометра і, як правило, нижче заданої температури припливного повітря, тому для доведення температури повітря до заданого значення воно піддається додатковому нагріванню в калорифері 2-го підігріву. Підготовлене повітря вентилятором 7 подається в приміщення.

4.4 Вибір розрахункових параметрів зовнішнього і внутрішнього повітря

Рівень вимог до мікроклімату та чистоти повітря в приміщенні визначається класом системи кондиціонування повітря. У більшості приміщень житлових і цивільних будівель влаштовують системи кондиціонування повітря другого класу. З урахуванням побажань замовника рівень вимог до підтримки внутрішніх параметрів в приміщеннях, а отже, і клас СКП може бути підвищений, але при цьому витрати холоду, електроенергії, вартість обладнання зростуть, тому слід оцінити економічну доцільність цього рішення.

Розрізняють такі категорії приміщень:

1 категорії - приміщення, в яких люди в положенні лежачи або сидячи знаходяться в стані спокою і відпочинку;

2 категорії - приміщення, в яких люди зайняті розумовою працею, навчанням;

3а категорії - приміщення з масовим перебуванням людей, в яких люди перебувають переважно в положенні сидячи без вуличного одягу;

3б категорії - приміщення з масовим перебуванням людей, в яких люди перебувають переважно в положенні сидячи в вуличному одязі;

3в категорії - приміщення з масовим перебуванням людей, в яких люди перебувають переважно в положенні стоячи без вуличного одягу;

4 категорії - приміщення для занять рухливими видами спорту;

5 категорії - приміщення, в яких люди перебувають в напівроздягненому вигляді (роздягальні, процедурні кабінети, кабінети лікарів);

6 категорії - приміщення з тимчасовим перебуванням людей (вестибюлі, гардеробні, коридори, сходи, санвузли, курильні, комори).

Категорії робіт поділяють по важкості на основі загальних енергетичних витрат організму:

- легкі (категорія I) - до 174 Вт;
- середньої тяжкості (категорія II) - до 290 Вт;
- важкі (категорія III) - понад 290 Вт.

Легкі фізичні роботи поділяють на категорії **Ia** - енерговитрати до 139 Вт і **Iб** - 140-174 Вт. До категорії **Ia** відносяться роботи, що виконуються сидячи і супроводжуються незначним фізичним напруженням, а до категорії **Iб** - роботи, які виконуються сидячи, стоячи або пов'язані з ходінням і супроводжуються деяким фізичним напруженням. Фізичні роботи середньої важкості поділяють на категорії **IIa** - 175-323 Вт і **IIб** - 233-290 Вт.

Категорія **IIa** - роботи, пов'язані з постійним ходінням, переміщенням дрібних виробів (до 1 кг) або предметів в положенні стоячи або сидячи і потребують певного фізичного напруження. Категорія **IIб** - роботи, пов'язані з ходінням, переміщенням і перенесенням вантажу до 10 кг і супроводжуються помірним фізичним напруженням. До важких робіт категорії **III** належать роботи, пов'язані з постійними пересуваннями, переміщеннями і перенесенням значних вантажів (понад 10 кг) і вимагають великих фізичних зусиль.

Характеристику виробничих приміщень за категоріями виконуваних в них робіт в залежності від витрати енергії слід проводити відповідно до відомчих нормативних документів, погодженими в установленому порядку, виходячи з категорії робіт, які виконують більше 50% працюючих у відповідному приміщенні.

Розрахункові параметри зовнішнього повітря вибираються в залежності від географічного розташування об'єкта за СП 131.13330-2012 «Будівельна кліматологія».

Залежно від географічного розташування будівлі визначають наступні вихідні кліматологічні дані:

- географічна широта;
- розрахункові температура і ентальпія зовнішнього повітря для двох періодів року;
- середньодобова амплітуда коливань температури зовнішнього повітря;
- розрахункова швидкість вітру в теплий і холодний періоди року;
- максимальна і середньодобова інтенсивність сонячної радіації (пряма і розсіяна) в липні, що надходить на горизонтальну поверхню;
- час максимуму інтенсивності сонячної радіації.

Як відомо, протягом року, місяця й доби параметри зовнішнього повітря

змінюються. Таким чином, природно, що як розрахункові, так звані нормовані, параметри зовнішнього клімату, використовуються усереднені параметри повітря.

Для літнього періоду застосовується розрахункова літня температура зовнішнього повітря:

$$t_3 = \frac{t_{\text{СЕР}} + t_{\text{МАХ}}}{2},$$

де $t_{\text{СЕР}}$ – середня температура в найбільш жаркий місяць літнього періоду на 13 годину; $t_{\text{МАХ}}$ – максимальна температура, що була коли-небудь зафіксована за весь період метеорологічних вимірювань у даній місцевості.

Для зимового періоду року:

$$t_3 = \frac{t_{\text{СЕР}} + t_{\text{МІН}}}{2},$$

де $t_{\text{СЕР}}$ – середня мінімальна температура в зимові місяці; $t_{\text{МІН}}$ – найменша температура повітря, що була коли-небудь зафіксована за весь період метеорологічних вимірювань у даній місцевості.

Вибір розрахункових параметрів зовнішнього повітря заснований на понятті забезпеченості розрахункових внутрішніх умов в приміщенні, що дозволяє знизити витрати на забезпечення мікроклімату в приміщеннях з невисоким рівнем вимог до мікроклімату. Розрізняють параметри А, Б і В в залежності від коефіцієнта забезпеченості, тобто від допустимої тривалості відхилення параметрів мікроклімату в приміщенні від розрахункових значень.

Для теплого періоду року розрахункові параметри визначаються в залежності від класу кондиціонування повітря:

для першого класу - температура і ентальпія за параметрами «Б»;

для другого класу - температура зовнішнього повітря на 2 °С, а ентальпія - на 2 кДж /кг нижче, ніж при параметрах «Б»;

для третього класу - температура і ентальпія за параметрами «А».

При проектуванні систем кондиціонування зовнішні розрахункові параметри повітря (температура і ентальпія) для холодного періоду року приймаються за параметрами «Б».

Розрізняють коефіцієнти забезпеченості по числу випадків k_{Π} і за тривалістю $k_{\Delta y}$, коли умови в приміщенні будуть відповідати розрахунковим.

У таблиці 4.1 для теплого періоду наведені значення коефіцієнтів забезпеченості для приміщень з різним рівнем вимог і їх зв'язок з параметрами А і Б.

Таблиця 4.1 – Рівень вимог до мікроклімату

Рівень вимог до мікроклімату	k_{Π}	$k_{\Delta y}$	Тривалість відхилень параметрів	Параметри клімату
підвищений	1	1	0	-
високий	0,9	0,98	50	-
середній	0,7	0,92	200	Б
низький	0,5	0,8	400	А

Відносна вологість повітря в приміщенні в теплий період для економії енергії має більше значення, а в холодний – менше.

Розрахункові параметри внутрішнього повітря в приміщенні приймаються на основі нормативних документів [1, 3].

Вибір температури зовнішнього повітря. При розрахунках систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря з метою забезпечення нормованих параметрів мікроклімату в приміщеннях житлових, громадських, адміністративно-побутових та виробничих будівель температуру зовнішнього повітря у відповідних районах будівництва беруть:

- системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря у холодний період року – температуру зовнішнього повітря для найхолоднішої п'ятиденки забезпеченістю 0,92, що відповідає розрахунковій температурі зовнішнього повітря на опалення $t_{p.o.}$;

- системи вентиляції в теплий період року – температуру зовнішнього повітря для найжаркішої п'ятиденки забезпеченістю 0,99;

- системи кондиціонування та охолодження повітря в теплий період року – температуру зовнішнього повітря для найжаркішої доби забезпеченістю 0,95;

- допускається для систем кондиціонування та охолодження повітря приміщень будівель у сільській місцевості в теплий період року брати розрахункову темпера-

туру зовнішнього повітря для найжаркішої п'ятиденки забезпеченістю 0,99;

- розрахункову відносну вологість та швидкість повітря беруть у холодний період року для січня місяця, а у теплий – для липня;

- при проектуванні систем вентиляції, кондиціонування та охолодження повітря будівель у містах з населенням більше 100 тисяч, а також при розташуванні приймальних пристроїв зовнішнього повітря на південно-східному, південному або південно-західному фасадах будівлі рекомендується приймати температуру зовнішнього повітря в теплий період року до 3 °С більшою за розрахункову;

- температуру зовнішнього повітря для перехідних умов року слід брати не менше ніж 8 °С, але не вище ніж 14 °С.

Вологовміст d_3 , г/кг сухого повітря, та ентальпію h_3 , кДж/кг, зовнішнього повітря у теплий чи холодний період року визначають за обраними температурою t_3 та відносній вологості ϕ_3 за $h-d$ – діаграмою або за аналітичними рівняннями.

4.5 Визначення кількості шкідливих речовин, які виділяються в приміщенні і розрахунок необхідного повітрообміну

Вихідні дані для проектування СКП

Основною функцією системи кондиціонування є забезпечення зміни параметрів зовнішнього повітря в зимовий і літній періоди в комфортні параметри внутрішнього повітря в приміщенні. У зв'язку з цим, до числа вихідних параметрів при проектуванні СКП, що визначають основні схемні, режимні й геометричні характеристики кондиціонера, звичайно відносять:

- 1) нормовані параметри внутрішнього повітря в приміщенні ϕ_B та t_B ;
- 2) нормовані параметри зовнішнього повітря t_3 й ϕ_3 ;
- 3) кількість теплоти Q , яка надходить або видаляється з приміщення, та вологи W у вигляді пари у повітрі. Ці величини визначаються на підставі тепловологісного балансу.

Кількість повітря, що подається в приміщення для забезпечення необхідних умов повітряного середовища в робочій або обслуговуваній зоні (корисну продуктивність СКП), слід визначати на підставі розрахунку кількості надлишкової теплоти, вологи і шкідливих речовин, які надходять в приміщення, окремо для тепло-го і холодного періодів року.

4.5.1 Розрахунок теплових надходжень в приміщення

Надходження теплоти в приміщення та її втрати в навколишнє середовище показано на рисунку 4.5.

У розрахунковій роботі визначення надходжень теплоти виконується за спрощеною методикою. Для підбору необхідного за потужністю кондиціонера треба розрахувати наступні теплонадходження:

$Q_{Л}^Я$ - явні теплонадходження від людей, кВт;

Q_C - теплонадходження від сонячної радіації, кВт;

$Q_{ОСВ}$ - теплонадходження від освітлення, кВт;

$Q_{ОБ}$ - теплонадходження від обладнання, кВт;

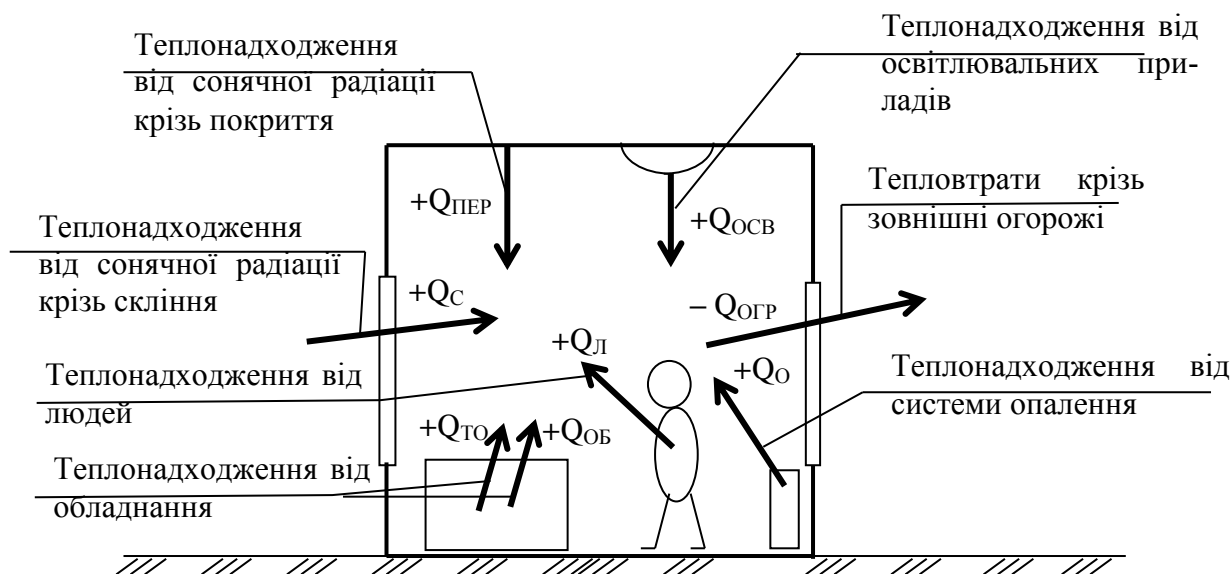


Рисунок 4.5 – Теплові надходження та тепловтрати приміщення будівлі

Розрахунок надлишків теплоти.

Теплий період року:

$$Q_{\text{Я}} = Q_{\text{Л}}^{\text{Я}} + Q_{\text{С}} + Q_{\text{ОСВ}} + Q_{\text{ОБ}}. \quad (1)$$

Теплота сонячної радіації надходить до приміщень в основному через заповнення світлових отворів і враховується у теплий період року, коли температура зовнішнього повітря більша за 10 °С.

Холодний період року:

$$Q_{\text{Я}} = Q_{\text{Л}}^{\text{Я}} + Q_{\text{ОСВ}} + Q_{\text{ОБ}}. \quad (2)$$

У розрахунковій роботі приймаємо що у холодний період року працює система опалення, а СКП подає необхідну кількість свіжого повітря.

Теплонадходження від людей.

Це теплота, яка поступає в приміщення у вигляді явної $q_{\text{Я}}$ (суха тепловіддача тіла) і прихованої $q_{\text{П}}$ теплоти (випаровування з поверхні шкіри і вологи, що видихається разом з повітрям). Для встановлення розрахункового теплового навантаження системи опалення або охолодження враховується тільки явна теплота, оскільки лише вона підвищує температуру приміщення. Кількість явних тепловиділень, що припадає на одну людину, залежить від характеру виконуваної роботи і від метеорологічних параметрів навколишнього повітря.

Встановлено, що самопочуття людини в основному визначається його тепловими відчуттями й у меншій мірі газовим складом повітря та його переміщенням. Якщо загальну кількість теплоти, що віддає людина в навколишнє середовище, прийняти за 100%, то 35% йде шляхом конвективного теплообміну, 55% – за рахунок випаровування вологи і 10% – за рахунок випромінювання.

Надходження теплоти від людей $Q_{\text{Л}}$ визначається за формулою, Вт:

$$Q_{\text{Л}}^{\text{Я}} = \sum_1^3 k_i \cdot n_i \cdot q_{\text{Я}}, \quad (3)$$

де $q_{\text{Я}}$ – питома кількість явної теплоти, що виділяється однією людиною (табл. 4.1), Вт/люд.;

n_1, n_2, n_3 - кількість людей, які одночасно знаходяться в приміщенні, відпо-

відно чоловіків, жінок, дітей;

$k_1 = 1$, $k_2 = 0,85$, $k_3 = 0,75$ – коефіцієнт перерахунку.

Таблиця 4.1 – Теплоота (кВт), волога (г/год) та викиди CO₂ (г/год), які виділяються дорослим чоловіком.

Показники	Температура повітря в приміщенні, °С					
	10	15	20	25	30	35
При спокійній роботі - СР						
Теплота:						
явна	0,140	0,116	0,087	0,058	0,041	0,012
прихована	0,023	0,029	0,029	0,035	0,052	0,081
повна	0,163	0,145	0,116	0,093	0,093	0,093
Волога	30	40	40	50	75	115
CO ₂	45	45	45	45	45	45
При легкій роботі - ЛР						
Теплота:						
явна	0,151	0,122	0,099	0,064	0,041	0,006
прихована	0,029	0,035	0,052	0,081	0,104	0,139
повна	0,180	0,157	0,151	0,145	0,145	0,145
Волога	40	55	75	115	150	200
CO ₂	60	60	60	60	60	60
При роботі середньої важкості СВР						
Теплота:						
явна	0,163	0,134	0,105	0,070	0,041	0,006
прихована	0,052	0,076	0,099	0,128	0,157	0,192
повна	0,215	0,210	0,204	0,198	0,198	0,198
Волога	70	110	140	185	230	280
CO ₂	75	75	75	75	75	75
При важкій роботі - ВР						
Теплота:						
явна	0,198	0,163	0,128	0,093	0,053	0,012
прихована	0,093	0,128	0,163	0,198	0,238	0,279
повна	0,291	0,291	0,291	0,291	0,291	0,291
Волога	135	185	240	295	355	415
CO ₂	90	90	90	90	90	90

Примітка. 1. Проміжні значення визначають інтерполюванням.

2. Жінки виділяють 85% теплоти та вологи, а діти 75% теплоти та вологи, які виділяють чоловіки.

Теплонадходження від електроустаткування і приладів.

Технологічне устаткування (механічне, електричне та ін.) - це джерело теплонадходжень в приміщення. Кількість теплоти, що виділяється від електродвигуна та механічного обладнання, визначають за формулою:

$$Q_{\text{ОБ}} = \sum_{i=1}^n (N_{\text{В}} \cdot k_{\text{В}} \cdot k_{\text{О}} \cdot k_{\text{З}} \cdot (1 - \eta + k_{\text{Т}} \cdot \eta))_i, \quad (4)$$

де $N_{\text{В}}$ - встановлена потужність i -го обладнання, Вт;

$k_{\text{В}} = 0,7-0,9$ - коефіцієнт використання встановленої потужності;

$k_{\text{О}} = 0,5-1,0$ - коефіцієнт одночасності роботи устаткування (табл. 4.2);

$k_{\text{З}} = 0,5-0,8$ - коефіцієнт середнього завантаження обладнання;

$k_{\text{Т}} = 0,1-1,0$ - коефіцієнт переведення механічної енергії в теплову, який враховує, що частина теплоти може бути віддана охолоджуючій емульсії, повітрю або воді та винесена ними з приміщення;

$\eta = 0,75-0,9$ - ККД двигуна.

Добуток ($N_{\text{В}} \cdot k_{\text{В}} \cdot k_{\text{О}} \cdot k_{\text{З}}$) у рівнянні (4) відповідає фактичній витраті електроенергії i -го обладнання, яка майже повністю перетворюється в теплоту. Значення $(1-\eta)$ визначає частку теплоти, яка виділяється електродвигуном та електричним обладнанням, а $(k_{\text{Т}} \cdot \eta)$ - частка теплоти, що виділяється механічним обладнанням, яке приводиться в дію електродвигуном.

Таблиця 4.2 – Коефіцієнт одночасності роботи устаткування

Обладнання	Потужність, Вт	Коефіцієнт одночасності роботи устаткування
Комп'ютер	150-300	0,6-0,8
Принтер	150-400	0,3-0,6
Ксерокс	400-600	0,1-0,6
Холодильник	150-500	0,4-0,6
Електрочайник	500-2000	0,1

Теплонадходження від освітлювальних приладів.

Теплонадходження від освітлювальних приладів визначають за формулою, Вт:

$$Q_{\text{осв}} = \sum (N_{\text{осв}} \cdot k_{\text{осв}} \cdot k_{\text{в.осв}})_i, \quad (5)$$

де $N_{\text{осв}}$ – сумарна потужність освітлювальних приладів, Вт;

$k_{\text{осв}}$ - коефіцієнт переходу електроенергії в теплоту, що нагріває повітря в приміщенні (табл. 4.3);

$k_{\text{в.осв}}$ - коефіцієнт використання світильників.

При підсумовуванні тепловиділень від електроосвітлення слід враховувати, що вони, як правило, не співпадають за часом з теплонадходженням від сонячної радіації.

Таблиця 4.3 – Значення коефіцієнта $k_{\text{осв}}$.

Люмінесцентні відкриті лампи	0,9
Люмінесцентні лампи, закриті матовим склом	0,6
Відкриті лампи розжарювання	1
Лампи розжарювання, закриті матовими ковпаками	0,7
світлодіодні	0,1

Теплонадходження через зовнішні вертикальні світлові отвори.

Теплонадходження через вікна за рахунок сонячної радіації визначають за рівнянням:

$$Q_C = (q' F_B' + q'' F_B'') \cdot \beta \cdot K_3 \cdot K_A + \frac{t_3 - t_B}{R_0} F_B, \quad (6)$$

де q' , q'' - густина теплового потоку, який проходить через одинарне скління світлових отворів відповідно опромінених в розрахункову годину сонцем та знаходяться в тіні в липні місяці, Вт/м² $F_B = F_B' + F_B''$ - загальна площа світлових отворів, м²; F_B' , F_B'' - площі світлових отворів, відповідно які опромінюються та не опромінюються прямою сонячною радіацією (знаходяться в тіні), м²; β – коефіцієнт теплопропускання сонячних захисних пристроїв (додаток табл. Д4); R_0 – опір теплопередачі заповнень світлових отворів, (м²·К)/Вт;

t_3 , t_B – розрахункові температури зовнішнього та внутрішнього повітря, °С;
 K_3 – коефіцієнт, який залежить від типу скління і приймається 1,0; 0,9; 0,8 відповідно для одинарного, подвійного і потрійного скління та 0,7 при використанні склоблоками; K_A – коефіцієнт, який враховує акумуляцію теплоти внутрішніми огорожувальними конструкціями приміщення, приймаємо $K_A=1$.

При проектуванні вентиляції, в тому числі з адіабатним зволоженням повітря, величину $-\frac{t_3 - t_B}{R_0} F_B$, яка обумовлює теплонадходження крізь світлові отвори теплопередачею в формулі (5) враховувати не потрібно.

Для вертикальних світлових отворів:

$$q' = (q_{\text{П}} + q_{\text{Р}}) \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (7)$$

$$q'' = q_{\text{Р}} \cdot K_1 \cdot K_2, \quad (8)$$

$q_{\text{П}}$, $q_{\text{Р}}$ - кількість теплоти, Вт / м², що надходить від прямої і розсіяної сонячної радіації в липні місяці через одинарне скління (приймається за таблицею Д5 додатка в залежності від географічної широти і орієнтації отворів за сторонами світу);

K_1 - коефіцієнт, що враховує затінення світлового отвору (додаток табл. Д6);

K_2 - коефіцієнт відносного проникнення сонячної радіації крізь світловий отвір, що відрізняється від звичайного (додаток табл. Д7) коефіцієнт, яким враховують забруднення скла.

Для вікон розташованих в стінах різноманітної орієнтації максимальні теплонадходження та розрахункову годину визначають розрахунком за наведеними вище формулами за годинами доби.

В розрахунковій роботі теплонадходження за рахунок сонячної радіації визначаються за умов:

- якщо площа вікон східної орієнтації більша площі вікон західної орієнтації приймаються значення сонячної радіації до полудня у проміжок годин 11-12;
- якщо навпаки - значення після полудня у проміжок годин 12-13.

4.5.2 Розрахунок повітрообміну

Розрахунок повітрообміну проводиться за трьома умовами:

I. Необхідна величина повітрообміну при розрахунку по надлишку явної теплоти, кг/год:

$$G_I = 3600 \frac{Q_{\text{я}}}{c_{\text{ПОВ}} (t_{\text{РЗ}} - t_{\text{П}})}, \quad (9)$$

де $Q_{\text{я}}$ - надлишковий потік явної теплоти в приміщення, кВт;

$t_{\text{РЗ}}$ - температура повітря в робочій або обслуговуваній зоні, °С;

$t_{\text{П}}$ - температура припливного повітря, °С;

$c_{\text{ПОВ}}$ - питома теплоємність повітря, $c_{\text{ПОВ}} = 1$ кДж/(кг·К).

Температуру повітря, що видаляється з приміщення громадських будівель орієнтовно можна визначити за формулою:

$$t_{\text{ВИД}} = t_{\text{РЗ}} + \Delta \cdot (H - h), \quad (10)$$

де Δ - градієнт температури по висоті приміщення, °С/м, приймаємо $\Delta = 1,3$ °С/м;

H - висота приміщення, м;

h - висота робочої зони (при сидячому положенні людей приймається 1,5 м).

Температура припливного повітря $t_{\text{П}}$ визначається як:

$$t_{\text{П}} = t_{\text{РЗ}} - \Delta t. \quad (11)$$

Величина температурного перепаду Δt залежить від призначення приміщення, його геометричних розмірів, місця подачі і способу розподілу припливного повітря.

Для житлових і громадських будівель: при підведенні припливного повітря безпосередньо в робочу зону $\Delta t \leq 2$ °С; при розташуванні нижньої частини припливної решітки на висоті 2,5-3,5 м від підлоги $\Delta t = 2-4$ °С; на висоті 4 - 7 м $\Delta t = 5 - 8$ °С; на висоті понад 7 м $\Delta t \leq 12$ °С.

В розрахунковій роботі приймаємо: $\Delta t = 5$ °С.

Для виробничих приміщень: при подачі повітря в робочу зону $\Delta t = 5-10$ °С; при подачі повітря вище рівня робочої зони $\Delta t \leq 12$ °С.

II. Обмін повітря по асиміляції вологи, яка виділяється в приміщенні, кг/год:

$$G_{II} = \frac{W}{d_{\text{вид}} - d_{II}}, \quad (12)$$

де $d_{\text{вид}}$ - вологовміст повітря, що видаляється з приміщення (відповідно до $t_{\text{вид}}$ і $\varphi_{\text{вид}}$), г/кг;

d_{II} - вологовміст припливного повітря (відповідно до t_{II} і φ_{II}), визначається з h-d діаграми (після побудови в ній точки II див. п. 4.6.2), г/кг;

W - надлишкові виділення вологи в приміщенні, г/год:

$$W = \sum_1^3 (k_i \cdot n_i \cdot g_w) + 1000 \cdot W_{\text{об}}, \quad (13)$$

де g_w – виділення вологи однією людиною, г/год, що приймаються в залежності від температури приміщення і категорії роботи за таблицею 4.2;

$W_{\text{об}}$ - виділення вологи від обладнання, кг/год.

III. Обмін повітря по боротьбі зі шкідливими газами і паром, які виділяються в приміщенні, визначається з рівняння газового балансу, кг/год:

$$G_{III} = \frac{\rho_{\text{пов}} \cdot Z}{z_{\text{вид}} - z_{II}}, \quad (14)$$

де $\rho_{\text{пов}}$ - густина повітря, $\rho_{\text{пов}} = 1,2$ кг / м³;

$z_{\text{вид}}$ - гранично допустима концентрація шкідливих речовин в повітрі, яке видаляється з приміщення, г / м³;

$z_{\text{пов}}$ - концентрація шкідливих речовин в припливному повітрі, г / м³ ;

Z - кількість шкідливих речовин, що надходять в повітря приміщення, г/год.

У розрахунковій роботі величина повітрообміну G_{III} визначається з умови боротьби з виділеним людьми вуглекислим газом CO₂, кількість якого G_{CO_2} залежить від категорії роботи і приймається за таблицею 4.1:

$$Z = G_{\text{CO}_2} \cdot n, \quad (15)$$

Гранично допустима концентрація CO₂ в повітрі $Z_{\text{вид}}$, що видаляється, приймається:

- для установ - 2,0 г/м³;
- для приміщень з короткочасним перебуванням людей - 3,2 г/м³;
- для приміщень з перебуванням дітей та хворих - 1,1 г/м³.

Концентрація CO₂ у зовнішньому повітрі $Z_{\text{пов}}$ в середньому складає:

- для великих міст - 0,8 г/м³ ;
- для малих міст - 0,6 г/м³ ;
- для сільської місцевості - 0,5 г/м³ .

Визначаємо мінімальну кількість зовнішнього повітря, що подається в приміщення:

$$G_{\text{III}}^{\text{min}} = \rho_{\text{пов}} \cdot n \cdot l, \quad (16)$$

де l - кількість зовнішнього повітря на 1 людину, м³/год.

Для громадських будівель з постійним перебуванням людей $l = 40$ м³/год, з короткочасним (до 2 годин) - $l = 20$ м³/год; для виробничих приміщень $l = 30$ м³/год [2].

Отримане значення G_3^{min} порівнюється з величиною розрахункового повітрообміну G_{III} по боротьбі з газами і паром, які виділяються в приміщенні. Остаточо G_3 приймається: при $G_{\text{III}}^{\text{min}} > G_{\text{III}}$, $G_{\text{III}} = G_{\text{III}}^{\text{min}}$, а при $G_{\text{III}}^{\text{min}} < G_{\text{III}}$, $G_{\text{III}} = G_{\text{III}}$.

За розрахункове значення повітрообміну G приймається максимальне значення з G_I , G_{II} , G_{III} , тому що в цьому випадку будуть поглинені як надлишки теплоти, так й надлишки вологи та шкідливих газів.

4.6 Побудова процесів обробки повітря на h-d діаграмі

4.6.1 Розрахунок кутового коефіцієнта променя процесу

Вихідними даними для побудови процесу тепловологісної обробки повітря є розрахункові параметри зовнішнього повітря – t_3 і ϕ_3 (точка З), задані параметри внутрішнього повітря – t_B і ϕ_B (точка В). Приймаємо $t_B = t_{P3}$.

Незалежно від заданої схеми обробки повітря в кондиціонері необхідно знайти величину кутового коефіцієнта променя процесу ε :

$$\varepsilon = 3600 \frac{Q_{\Pi}}{W} = 3600 \frac{Q_{Я} + Q_{ПР}}{W} \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right], \quad (17)$$

де Q_{Π} , $Q_{Я}$, $Q_{ПР}$ - надлишковий потік відповідно повної, явної та прихованої теплоти в приміщенні, кВт;

W - надлишкові виділення вологи в приміщенні, що підлягають асиміляції припливним повітрям, кг / год.

Надлишковий потік прихованої теплоти визначається за формулою:

$$Q_{ПР} = \frac{W \cdot h_{ВП}}{3600} + q_{ПР} \cdot n \text{ [кВт]}, \quad (18)$$

де $h_{ВП} = 2500 + 1,8 \cdot t_{ВП}$ - ентальпія водяної пари при температурі пари $t_{ВП} = t_B$, кДж / кг;

$q_{ПР}$ - потік прихованої теплоти, що виділяється однією людиною, кВт, приймається за таблицею 4.1 в залежності від категорії роботи.

Величина кутового коефіцієнта променя процесу обчислюється для двох розрахункових періодів року: теплого - ε_T і холодного ε_X . Визначення ε і побудову процесів обробки повітря рекомендується починати з режимів теплого періоду року, так як цьому періоду відповідають максимальні теплові надлишки.

У випадках, коли в якості розрахункового повітрообміну для теплого періоду року прийняті величини G_{II} і G_{III} , перед побудовою на h-d діаграмі процесу обробки повітря необхідно уточнити температуру припливного повітря:

$$t_{\Pi} = t_B - \frac{3600 \cdot Q_{\text{я}}}{c_{\Pi} \cdot G_i}. \quad (19)$$

4.6.2 Побудова процесів обробки повітря на h-d діаграмі при прямоточній схемі кондиціонування

Теплий період року.

Вихідні дані: t_3 і φ_3 (точка З); t_B і φ_B (точка В); G ; ε_T . Значення G і ε_T розраховують за наведеними вище методиками.

1 випадок. Вологовміст зовнішнього повітря $d_3 \geq d_{\Pi}$ вологовмісту припливного повітря (рис. 4.7), тому в поверхневому повітроохолоджувачі або зрошувальній камері необхідно здійснити процес одночасного охолодження і осушення.

На h-d діаграмі процес обробки повітря будується в наступній послідовності.

За вихідними даними t_B і φ_B визначають положення точки **В** і через неї проводиться промінь процесу ε_T до перетину з ізотермою припливного повітря t_{Π} (формула 4.1). З точки **П** проводиться лінія $d_{\Pi} = \text{const}$ до перетину з кривою $\varphi_0 = 88\%$ в точці **О**, якщо відносна вологість зовнішнього повітря $\varphi_3 \leq 45\%$. При $45\% < \varphi_3 \leq 70\%$ значення φ_0 рекомендується приймати рівною $\varphi_0 = 92\%$, а при $\varphi_3 > 70\%$ рекомендується $\varphi_0 = 98\%$.

В роботі приймаємо $\varphi_0 = 95\%$.

Параметри точки **О** відповідають стану оброблюваного повітря на виході з повітроохолоджувача. Відрізок **О-П'** характеризує процес нагрівання повітря в повітронагрівачі другого підігріву, відрізок **П'-П** - підігрів повітря на 1-1,5 °С у вентиляторі і повітропроводах. Точки **З** і **О** з'єднуються відрізком **З-О**, який характеризує процес зміни стану повітря в повітроохолоджувачі.

Нанесемо на h - d - діаграму ізотерму $t_{\text{вид}}$ в теплий період року на перетині з променем процесу в приміщенні отримаємо точку **У** – стан повітря, що видаляється з приміщення.

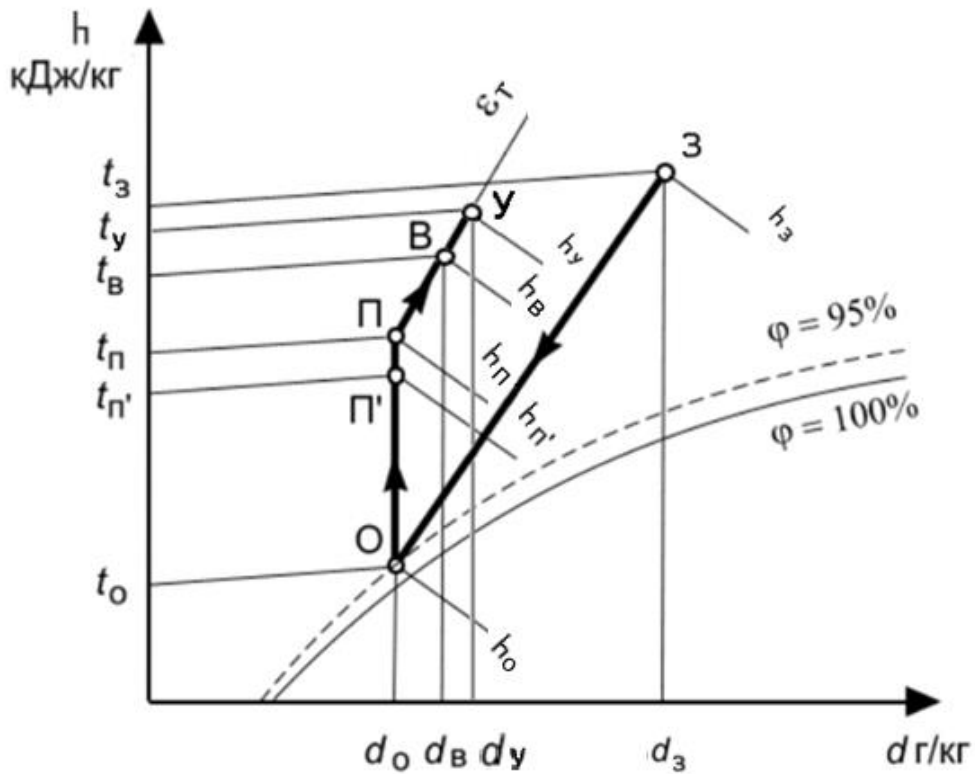


Рисунок 4.7 – Процеси обробки повітря в прямоточному кондиціонері для теплого періоду ($d_3 > d_{\Pi}$)

2 випадок. Для районів з сухим кліматом вологовміст зовнішнього повітря $d_3 < d_{\Pi}$, тому перед подачею в повітряонагрівач другого підігріву зовнішнє повітря необхідно охолодити і зволожити (рис. 4.8). Для цього в поверхневому повітроохолоджувачі здійснюється процес сухого охолодження, а зволоження - в зрошувальній камері або стільниковому зволожувачі. Побудова процесу обробки в h-d діаграмі виконується в наступній послідовності.

Через точку **В** проводиться промінь процесу ϵ_T до перетину з ізотермою припливного повітря t_{Π} . З точки **П** проводиться лінія $d_{\Pi} = \text{const}$ до перетину з кривою $\varphi = 95\%$ в точці **О**, параметри якої відповідають стану оброблюваного повітря на виході з камери зрошення. З точки **О** проводиться лінія $h_O = \text{const}$ до перетину з лінією $d_3 = \text{const}$ в точці **К**, яка характеризує стан зовнішнього повітря після повітроохолоджувача. Відрізок **О-П'** характеризує процес нагрівання повітря в повітряонагрівачі другого підігріву, відрізок **П'-П** - підігрів повітря на 1-1,5 °С у вентиляторі і повітропроводах.

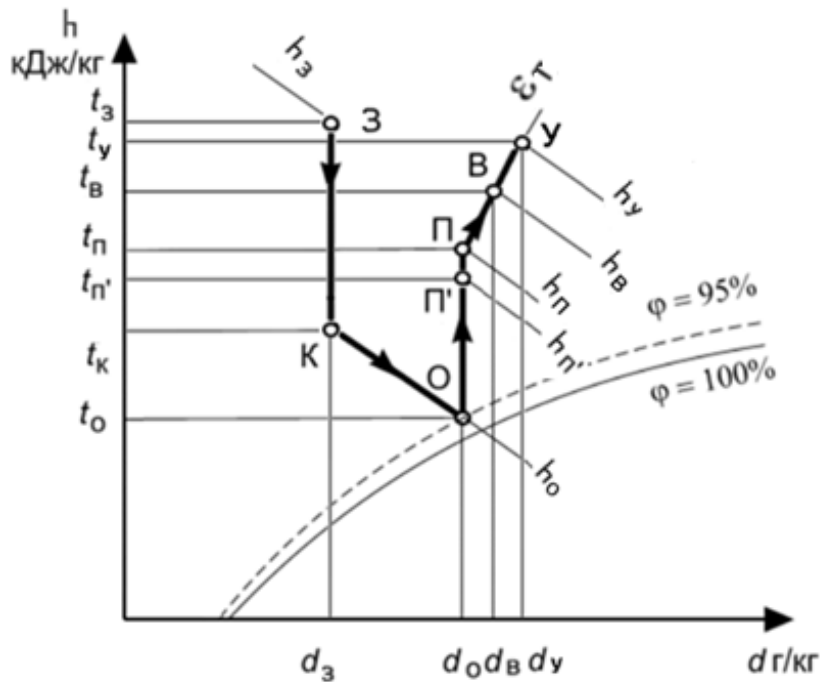


Рисунок 4.8 – Процеси обробки повітря в прямоточному кондиціонері для теплого періоду року ($d_3 < d_{\Pi}$)

Холодний період року.

Вихідні дані: t_3 і φ_3 (точка **З**); t_B і φ_B (точка **В**); G ; ε_X (рис. 4.9).

Для визначення параметрів припливного повітря знаходять його асимілюючу здатність за вологою:

$$\Delta d = \frac{W}{G}, \quad (20)$$

і обчислюють вміст вологи припливного повітря:

$$d_{\Pi} = d - \Delta d. \quad (21)$$

Продуктивність кондиціонера така ж, як і для літнього періоду.

Якщо величина асиміляційної здатності за вологою не перевищує $\Delta d = 0,4$ г/(кг сухого повітря), для визначення параметрів припливного повітря знаходять його асимілюючу здатність за величиною повної теплоти:

$$\Delta h = \frac{Q_{\Pi}}{G}, \quad (22)$$

і обчислюють ентальпію припливного повітря:

$$h_{\Pi} = h_3 - \Delta h. \quad (23)$$

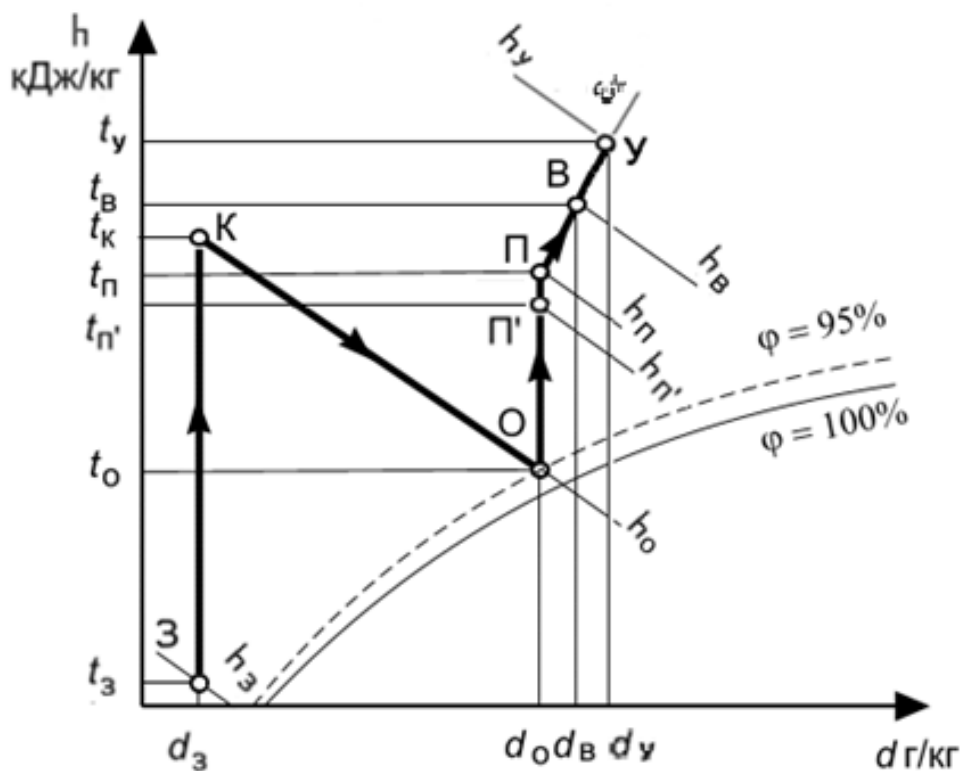


Рисунок 4.9 – Процеси обробки повітря в прямоточному кондиціонері для холодного періоду

Через точку **В** проводиться промінь процесу ϵ_x до перетину з лінією $d_{\Pi} = \text{const}$ (або $h_{\Pi} = \text{const}$) в точці **П**, яка характеризує стан припливного повітря за умови збереження в холодний період року розрахункового повітрообміну **Г**. Перетин лінії $d_{\Pi} = \text{const}$ з кривою $\varphi_0 = 95\%$ визначає точку **О**, яка відповідає параметрам повітря на виході з камери зрошення. Відрізок **В-П** характеризує процес в повітронагрівачі другого підігріву. Відрізок **П'-П** - підігрів повітря у вентиляторі і повітропроводах.

З точки **З** вгору по лінії $d_3 = \text{const}$ проводиться промінь процесу нагрівання повітря в повітронагрівачі першого підігріву до перетину з $h_0 = \text{const}$ в точці **К**, параметри якої визначають стан повітря перед камерою зрошення.

4.7 Розрахунок потреби теплоти і холоду. Вибір кондиціонера

На підставі процесів побудови на $h - d$ діаграмі визначаються необхідні кількості теплоти і холоду. У теплий період року охолоджувальна потужність зрошувальної камери, Вт, за прямоточною схемою:

$$Q_{OX} = 0,278 \cdot G (h_{\Pi} - h_O). \quad (24)$$

Якщо в теплий період застосовується калорифер (підігрівач) другого підігріву, то його продуктивність [Вт] визначається за виразом:

$$Q_2 = 0,278 \cdot G (h_{\Pi'} - h_O). \quad (25)$$

У холодний період року для прямоотної схеми теплопродуктивність підігрівача першого підігріву :

$$Q_1 = 0,278 \cdot G (h_K - h_3). \quad (26)$$

другого підігріву:

$$Q_2 = 0,278 \cdot G (h_{\Pi} - h_O). \quad (27)$$

Кондиціонери обираються за об'ємною витратою повітря:

$$L = \frac{G}{\rho_{\Pi}} \left[\frac{M^3}{ГОД} \right], \quad (28)$$

де L - витрата припливного повітря, кг/год ;

ρ_{Π} - густина припливного повітря, $кг/м^3$, приймається за температурою припливного повітря.

За витратою L обирається кондиціонер з таблиці 6.

5 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПРИМІЩЕННЯ

В місті Києві є офісне приміщення площею 72 м^2 , висотою 3 м, в якому постійно працюють 11 осіб: 5 чоловіків та 6 жінок; знаходиться наступна оргтехніка: 6 комп'ютерів, 4 лазерних принтерів, 3 копіювальних апарати. Для освітлення використовують 6 ламп розжарювання потужністю 100 Вт та 20 люмінесцентних ламп потужністю 20 Вт. Розрахувати потужність кондиціонера при роботі в теплий та холодний періоди року. Категорія робіт легка Ia. Площа та орієнтація вікон за сторонами світу: Північ – 2 м^2 , Схід – 3 м^2 , Південь – 4 м^2 , Захід – 2 м^2 .

Параметри зовнішнього та внутрішнього повітря для м. Києва вибираємо з додатку (табл. Д 2) та заносимо в таблиці 5.1 та 5.2.

Таблиця 5.1 – Розрахункові параметри зовнішнього повітря

Період року	Розрахункова географічна широта, пн.ш.	Характеристика зовнішнього повітря	
		Температура, $t_z, ^\circ\text{C}$	Відносна вологість, $\varphi_z, \%$
теплий	50°24'	28,7	69
холодний		- 22	83

Таблиця 5.2 – Розрахункові параметри внутрішнього повітря

Період року	Категорія робіт	Характеристика внутрішнього повітря	
		Температура, $t_B, ^\circ\text{C}$	Відносна вологість, $\varphi_B, \%$
теплий	Легка Ia	23-25	60-40
холодний		22-24	60-40

Для розрахунків приймаємо $t_B = 23 ^\circ\text{C}$ та $\varphi_B = 50 \%$.

Для вибору кондиціонера за холодопродуктивністю необхідно розрахувати теплонадходження в приміщенні, в які входить теплота від людей, оргтехніки, сонячного випромінювання та освітлення.

Теплонадходження в приміщенні.

Теплонадходження від людей (табл. 5.3):

$$Q_{Л}^Я = \sum_1^3 k_i \cdot n_i \cdot q_{Я} = 1 \cdot 5 \cdot 78 + 0,85 \cdot 6 \cdot 78 = 788 \text{ Вт.}$$

Таблиця 5.3 – Теплонадходження від людей при легкій роботі при температурі внутрішнього повітря 23 °С.

Показники	Температура повітря в приміщенні, °С		
	20	25	23
Теплота, кВт:			
явна	0,099	0,064	0,078
прихована	0,052	0,081	0,07
повна	0,151	0,145	0,147
Волога, г/год	75	115	99
СО ₂ , г/год	60	60	60

Теплонадходження від електроустаткування і приладів:

$$Q_{ОБ} = \sum_{i=1}^n (N_{В} \cdot k_{В} \cdot k_{О} \cdot k_{З} \cdot (1 - \eta + k_{Т} \cdot \eta))_i.$$

Розрахунки наведені у таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Розрахунки теплонадходжень від електроустаткування і приладів

Вид обладнання	N _В , Вт	Кількість, шт.	k _В	k _О	k _З	k _Т	η	Q _{ОБ} , Вт
Комп'ютер	250	6	0,9	0,6	0,6	0,9	0,95	440
Принтер	300	4	1	0,3	0,5	0,8	0,9	148
Ксерокс	400	2	1	0,1	0,5	0,9	0,95	36
Холодильник	200	1	1	0,4	1	1	0,8	80
Електрочайник	1500	2	1	0,1	0,5	1	1	150
Всього								854

Теплонадходження від освітлювальних приладів:

$$Q_{ОСВ} = \sum (N_{ОСВ} \cdot k_{ОСВ} \cdot k_{В.ОСВ})_i.$$

Розрахунки наведені у таблиці 5.5.

Таблиця 5.5 – Розрахунки теплонадходжень від освітлювальних приладів

Вид обладнання	N _{осв} , Вт	Кількість, шт.	k _{осв}	k _{в.осв}	Q _{осв} , Вт
Люмінесцентні лампи, закриті матовим склом	20	20	0,6	0,4	96
Лампи розжарювання, закриті матовими ковпаками	100	6	0,7	0,4	168
				Всього	264

Теплонадходження через зовнішні вертикальні світлові отвори (вікна):

$$Q_C = (q' F_B' + q'' F_B'') \cdot \beta \cdot K_3 \cdot K_A + \frac{t_3 - t_B}{R_0} F_B.$$

Для вертикальних вікон:

$$q' = (q_{п} + q_{р}) \cdot K_1 \cdot K_2,$$

$$q'' = q_{р} \cdot K_1 \cdot K_2.$$

Офісне приміщення має стандартні вікна, тому приймається середнє значення: $\beta = 0,4$ - штори зі світлої тканини (додаток табл. Д4); $K_3 = 0,9$ – подвійне скління; $K_A = 1$ - коефіцієнт, який враховує акумуляцію теплоти внутрішніми огорожувальними конструкціями приміщення; для світлових отворів, які опромінюються в розрахункову годину сонцем $K_1 = 0,54$, які знаходяться у тіні - $K_1 = 1,26$ (додаток табл. Д6); $K_2 = 0,9$ – помірно забруднення атмосфери (додаток табл. Д7).

Площа вікон східної орієнтації (3 м²) більша за площу вікон західної (2 м²), тому розрахунки проводимо до полудня у період з 11 до 12 години. Відповідно в тіні перебувають північні та західні вікна. Для цього інтервалу часу в таблицю 5.6 записуємо надходження сонячної радіації та проводимо розрахунки.

Таблиця 5.6 – Теплонадходження через зовнішні вертикальні вікна

Орієнтація	F _B ', м ²	F _B '', м ²	q _п , Вт/м ²	q _р , Вт/м ²	q', Вт/м ²	q'', Вт/м ²	Q _с , Вт
Північ		2	0	59		67	48
Схід	3		37	72	53		57
Південь	4		330	90	204		294
Захід		2	0	65		74	53
						Всього	452

Теплонадходження для розглянутого приміщення розраховуємо для двох періодів:

Теплий період року:

$$Q_{\text{Я}} = Q_{\text{Л}}^{\text{Я}} + Q_{\text{С}} + Q_{\text{ОСВ}} + Q_{\text{ОБ}} = 788 + 452 + 264 + 854 = 2358 \text{ Вт.}$$

Холодний період року:

$$Q_{\text{Я}} = Q_{\text{Л}}^{\text{Я}} + Q_{\text{ОСВ}} + Q_{\text{ОБ}}.$$

$$Q_{\text{Я}} = Q_{\text{Л}}^{\text{Я}} + Q_{\text{С}} + Q_{\text{ОСВ}} + Q_{\text{ОБ}} = 788 + 264 + 854 = 1906 \text{ Вт.}$$

Надлишковий потік прихованої теплоти визначається за формулою:

$$Q_{\text{ПР}} = \frac{W \cdot h_{\text{ВП}}}{3600} + \sum_1^3 k_i \cdot n_i \cdot q_{\text{ПР}} = \frac{1 \cdot (2500 + 1,8 \cdot 23)}{3600} + 1 \cdot 5 \cdot 0,07 + 0,85 \cdot 6 \cdot 0,07 = 1,4 \text{ [кВт]},$$

де $h_{\text{ВП}} = 2500 + 1,8 \cdot t_{\text{ВП}}$ - ентальпія водяної пари при температурі пари $t_{\text{ВП}} = t_{\text{В}} = 23 \text{ }^{\circ}\text{C}$, кДж / кг;

$q_{\text{ПР}}$ - потік прихованої теплоти, що виділяється однією людиною, кВт, приймається за таблицею 5.2 в залежності від категорії роботи.

Величина кутового коефіцієнта променю процесу ε :

$$\varepsilon^{\text{T}} = 3600 \frac{Q_{\text{Я}} + Q_{\text{ПР}}}{W} = 3600 \frac{2,358 + 1,4}{1} = 13,5 \cdot 10^3 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right],$$

$$\varepsilon^{\text{X}} = 3600 \frac{Q_{\text{Я}} + Q_{\text{ПР}}}{W} = 3600 \frac{1,906 + 1,4}{1} = 12 \cdot 10^3 \left[\frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \right],$$

де $Q_{\text{П}}$, $Q_{\text{Я}}$, $Q_{\text{ПР}}$ - надлишковий потік відповідно повної, явної та прихованої теплоти в приміщенні, кВт;

W - надлишкові виділення вологи в приміщенні, що підлягають асиміляції припливним повітрям, кг / год:

$$W = \sum_1^3 (k_i \cdot n_i \cdot g_{\text{W}}) + 1000 \cdot W_{\text{ОБ}} = 1 \cdot 5 \cdot 0,099 + 0,85 \cdot 6 \cdot 0,099 = 1 \text{ кг / год,}$$

де $W_{\text{ОБ}} = 0$ - виділення вологи від обладнання,

$g_{\text{W}} = 0,099$ - виділення вологи однією людиною, г/год, за таблицею 5.3.

Температуру повітря, що видаляється з приміщення громадських будівель орієнтовно можна визначити за формулою:

$$t_{\text{вид}} = t_{\text{рз}} + \Delta \cdot (H - h) = 23 + 1,3 \cdot (3 - 1,5) = 25 \text{ } ^\circ\text{C},$$

де Δ - градієнт температури по висоті приміщення, $^\circ\text{C}/\text{м}$, приймаємо $\Delta = 1,3 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{м}$;

$H=3$ - висота приміщення, м;

h - висота робочої зони (при сидячому положенні людей приймається 1,5 м).

Температура припливного повітря $t_{\text{п}}$ визначається як:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{рз}} - \Delta t = 23 - 5 = 18 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

де $\Delta t = 5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

За отриманим значеннями кутового коефіцієнта променю та внутрішніми і зовнішніми температурами будуємо процеси обробки повітря для теплого та холодного періодів (рис. 5.1 та 5.2). Параметри повітря в точках процесу кондиціонування заносимо до таблиць 5.7 та 5.8.

Таблиця 5.7 – Параметри повітря у точках процесу кондиціонування для теплого періоду

Параметри	Точки					
	У	В	П	П'	О	З
Температура, $^\circ\text{C}$	25	23	18	16	12	29
Відносна вологість, %	45	50	65	73	95	69
Ентальпія, кДж/кг	48	45	39	37	33	74
Вологовміст, г/кг	9	8,7	8,2			17,6

Таблиця 5.8 – Параметри повітря у точках процесу кондиціонування для холодного періоду

Параметри	Точки						
	У	В	П	П'	О	К	З
Температура, $^\circ\text{C}$	25	23	18	16	12	29,5	- 22
Відносна вологість, %	46	50	65	73	95	3	83
Ентальпія, кДж/кг	48,5	45	38,5	36,5	32		- 21
Вологовміст, г/кг	9,1	8,7	8,1			0,5	

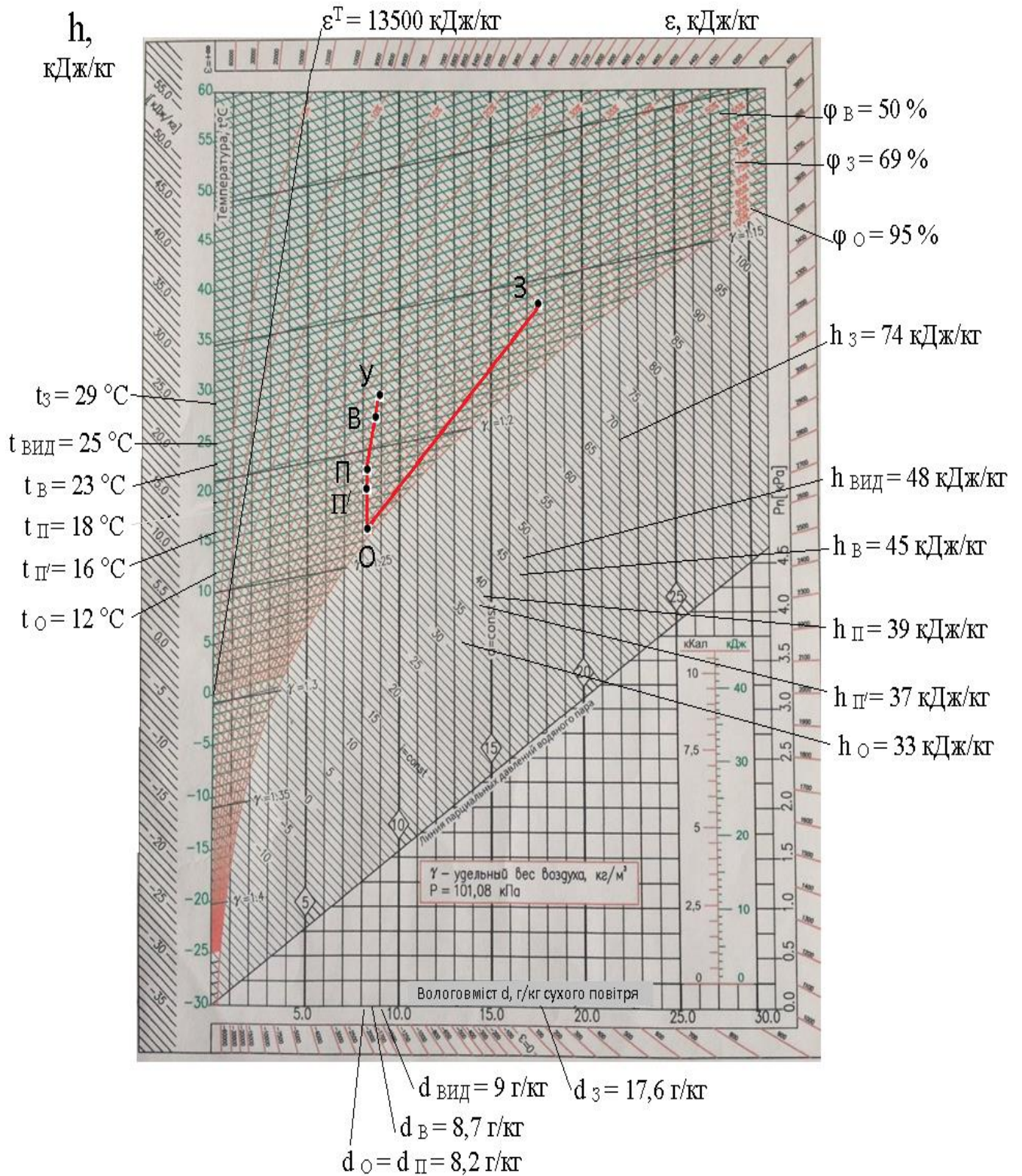


Рисунок 5.1 – Процес обробки повітря в прямоточному кондиціонері для теплого періоду

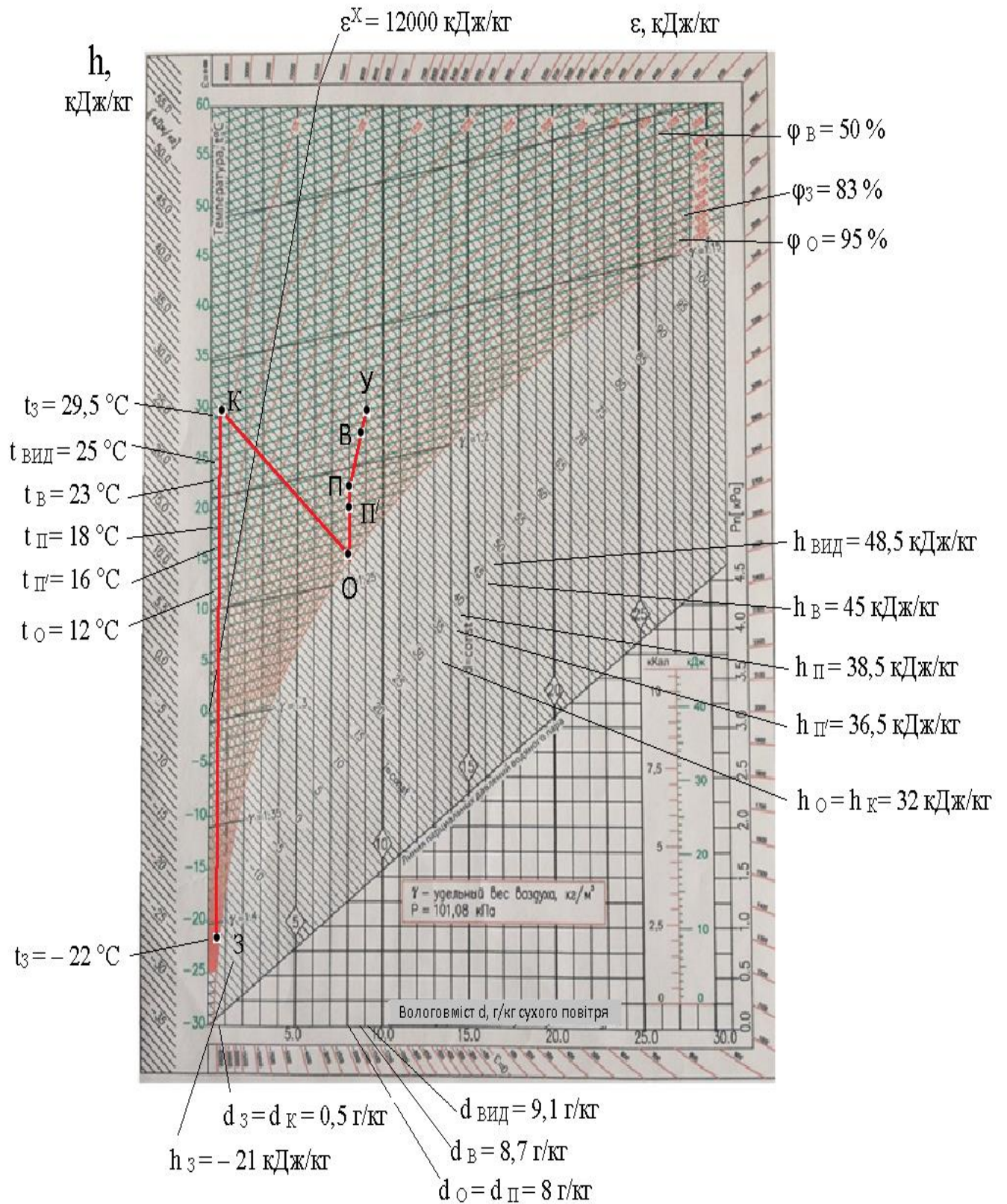


Рисунок 5.2 – Процес обробки повітря в прямоточному кондиціонері для холодного періоду

Розрахунок повітрообміну.

1. Необхідна величина повітрообміну при розрахунку по надлишку явної теплоти, кг/год:

$$G_I = 3600 \frac{Q_{\text{я}}}{c_{\text{пов}} (t_{\text{рз}} - t_{\text{п}})} = 3600 \frac{2,358}{1(23-18)} = 1698 \text{ кг / год.}$$

2. Обмін повітря по асиміляції вологи, яка виділяється в приміщенні, кг/год:

$$G_{II} = \frac{W}{d_{\text{вид}} - d_{\text{п}}} = \frac{1 \cdot 10^3}{9 - 8,2} = 1,25 \cdot 10^3 \text{ кг / год,}$$

де $d_{\text{вид}}=9$ г/кг, $d_{\text{п}}=8,2$ г/кг (рис.5.1).

3. Обмін повітря по боротьбі зі шкідливими газами і парою, які виділяються в приміщенні, визначається з рівняння газового балансу, кг/год:

$$G_{III} = \frac{\rho_{\text{пов}} \cdot Z}{z_{\text{вид}} - z_{\text{пов}}} = \frac{1,2 \cdot 0,606}{(2 - 0,8)10^{-3}} = 606 \text{ кг / год.}$$

Приймаємо:

для установ $z_{\text{вид}} = 2,0$ г/м³;

для великих міст $z_{\text{пов}} 0,8$ г/м³ ;

$\rho_{\text{пов}} = 1,2$ кг / м³;

при $G_{\text{CO}_2} = 60$ г / год, при врахуванні кількості чоловіків і жінок:

$$Z = G_{\text{CO}_2} \cdot n = 0,060(5 + 0,85 \cdot 6) = 0,606 \text{ кг / год.}$$

Визначаємо мінімальну кількість зовнішнього повітря, що подається в приміщення:

$$G_{III}^{\text{min}} = \rho_{\text{пов}} \cdot n \cdot l = 1,2 \cdot 11 \cdot 40 = 528 \text{ кг / год,}$$

де $l = 40$ м³/год- кількість зовнішнього повітря на 1 людину для громадських будівель з постійним перебуванням людей.

$$G_{III}^{\text{min}} < G_{III} \text{ тому приймаємо: } G_{III} = G_{III}.$$

За розрахункове значення повітрообміну G приймається максимальне значення $G = G_I = 1698$ кг/год.

Розрахунок потреби теплоти і холоду. Вибір кондиціонера.

На підставі побудованих процесів на $h - d$ діаграмі з урахуванням ентальпій повітря у характерних точках (табл. 5. 7) визначаються необхідні кількості теплоти і холоду.

У теплий період року охолоджувальна потужність зрошувальної камери, Вт, за прямоточною схемою:

$$Q_{OX} = 0,278 \cdot G \cdot (h_3 - h_O) = 0,278 \cdot \frac{1698}{3600} \cdot (74 - 33) = 5,4 \text{ Вт.}$$

Якщо в теплий період року застосовується калорифер (підігрівач) другого підігріву, то його продуктивність [Вт] визначається за виразом:

$$Q_2 = 0,278 \cdot G \cdot (h_{П'} - h_O) = 0,278 \cdot \frac{1698}{3600} \cdot (37 - 33) = 0,52 \text{ Вт.}$$

У холодний період року для прямоотної схеми теплопродуктивність підігрівача першого підігріву :

$$Q_1 = 0,278 \cdot G \cdot (h_K - h_3) = 0,278 \cdot \frac{1698}{3600} \cdot (32 - (-21)) = 6,95 \text{ Вт,}$$

другого підігріву:

$$Q_2 = 0,278 \cdot G \cdot (h_{П} - h_O) = 0,278 \cdot \frac{1698}{3600} \cdot (38,5 - 32) = 0,85 \text{ Вт.}$$

Кондиціонери обираються за об'ємною витратою повітря:

$$L = \frac{G}{\rho_{П}} = \frac{1698}{1,213} = 1400 \frac{\text{м}^3}{\text{год}},$$

де $\rho_{П} = 1,213 \text{ кг/м}^3$ - густина припливного повітря при температурі $t_{П} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$, приймається за додатком табл. Д9.

За витратою $L = 1400 \text{ м}^3/\text{год}$ обираємо інверторний каналний кондиціонер спліт-системи серії №4 фірми «COOPER AND HUNTER з каталогу «Модельный ряд климатического оборудования Cooper&Hunter 2020 Коммерческие кондиционеры» [6].

Характеристики обраного кондиціонера задовольняють нас за всіма характеристиками (рис. 5.3).

Модель			CH-ID09NK4 / CH-IU09NK4	CH-ID12NK4 / CH-IU12NK4	CH-ID18NK4 / CH-IU18NK4	CH-ID24NK4 / CH-IU24NK4	CH-ID30NK4 / CH-IU30NK4	CH-ID36NK4 / CH-IU36NM4	CH-ID42NK4 / CH-IU42NM4	CH-ID48NK4 / CH-IU48NM4	CH-ID60NK4 / CH-IU60NM4
Производительность	Холод/Тепло	кВт	2.7/2.9	3.50/3.80	5.0/5.6	7.00/8.00	8.3/9.2	10.00/12.00	11.50/13.50	14.00/15.50	16.00/16.50
Источник электропитания			-220-240В/50Гц/1Ф				-380-415В/50Гц/3Ф				
Потребляемая мощность	Холод/Тепло	кВт	0.84/0.8	1.17/1.05	1.55/1.55	2.18/2.21	2.67/2.57	3.12/3.32	4.0/3.9	5.1/4.5	5.6/4.57
	Холод	А	3.9	5.40	7.50	10.10	12.4	5.40	6.90	8.80	9.7
Потребляемый ток	Тепло		3.7	4.90	7.40	10.20	12.0	5.80	6.70	7.80	7.9
Энергоэффективность	Холод/Тепло	EER/COP	3.21/3.61	3.0/3.61	3.23/3.61	3.21/3.62	3.11/3.58	3.21/3.61	2.88/3.46	2.75/3.44	2.86/3.61
Воздухопроизводительность	Внутренний блок	м³/час	650	750	1000	1400	1400	2100	2100	2400	3000
Номинальное давление	Внутренний блок	Па	25	25	25	25	37	37	37	50	50
Диапазон давления	Внутренний блок	Па	0-30	0-35	0-35	0-75	0-75	0-100	0-100	0-125	0-150
Уровень звукового давления	Внутренний блок	дБ (А)	36/34/28/26	37/36/34/28	40/39/36/28	47/46/44/40	47/46/44/40	53/52/48/44	53/52/48/44	55/53/49/45	57/56/54/49
	Наружный блок		52	52	56	57	58	63	61	59	63
Тип хладагента							R410A				
Объем зарядки хладагента		кг	1.2	1.2	1.4	2.2	2.4	3.5	3.7	4.0	5.0
Вес	Внутренний блок	кг	27	33	33	34	34	46	46	56	57
	Наружный блок	кг	34	34	47	67	71	98	108	114	126
Температурный диапазон работы	Холод	°С					-15/+48				
	Тепло	°С					-20/+24				
Диаметр жидкостной магистрали	мм/ дюйм		6.38/ 1/4"	6.38/ 1/4"	6.38/ 1/4"	9.53/ 3/8"	9.53/ 3/8"	9.53/ 3/8"	9.53/ 3/8"	9.53/ 3/8"	9.53/ 3/8"
Диаметр газовой магистрали	мм/ дюйм		9.53/ 3/8"	9.53/ 3/8"	12.70/ 1/2"	15.88/ 5/8"	15.88/ 5/8"	15.88/ 5/8"	15.88/ 5/8"	15.88/ 5/8"	19.05/ 3/4"
Максимальный перепад высоты магистрали	м		1				30				
Максимальная длина магистрали	м		20				30		50		
Количество межблочных жил (на управление)			2*0.75 при длине до 20м				2*1.0 при длине до 20м				
Место подачи осн. питания							Наружный блок				
Количество жил (подача питания)	Внутренний блок		3(21.0 мм²)	3(21.0 мм²)	3(21.0 мм²)	3(21.0 мм²)	3(21.0 мм²)	3(21.0 мм²)	3(21.0 мм²)	3(21.0 мм²)	3(21.0 мм²)
	Наружный блок		3(21.5 мм²)	3(21.5 мм²)	3(22.5 мм²)	3(22.5 мм²)	3(22.5 мм²)	5(21.5 мм²)	5(22.5 мм²)	5(22.5 мм²)	5(22.5 мм²)
Заводская заправка фреоном (на кол-во метров погонных)	м		5				5			7.5	
Кол-во заправки фреоном на м.п. (превышение, на каждый м.п.)	гр/м.п.		30	30	30	60	60	60	60	60	60
SEER/SCOP			5.6/3.8	5.6/4.0	5.6/3.8	6.1/4.0	6.1/4.0	6.1/4.0	5.6/4.0	5.6/3.8	5.6/3.8

Рисунок 5.3 – Характеристики кондиционера CH-ID24NK4/CH-IU24NK4 [6]

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ДБН В.2.5-67:2013 «ОПАЛЕННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ». Чинний від 2014- 01-01. –Київ: Мінрегіонбуд та ЖКГ України, 2013. – 232 с. 113
2. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010«БУДІВЕЛЬНА КЛІМАТОЛОГІЯ». Чинний від 2011-01-11. – Київ: «Укрархбудінформ», 2011. – 130 с.
3. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень ПОСТАНОВА N 42 від 01.12.99 [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99#Text>
4. Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель[Електронний ресурс]: навч. посіб. для студентів спеціальності144 «Теплоенергетика» / М.Ф.Боженко; КПІ ім. Ігоря Сікорського.–Електронні текстові дані (1 файл: 36,087 Мбайт). –Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с.
5. Кондиціювання та вентиляція повітря[Текст]: текст лекцій / Е.Г.Братута, А.М.Ганжа, О.В.Круглякова, В.В.Чубарова –Харків: НТУ «ХП», 2009. –128с
6. Кондиціонери Cooper&Hunter [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://cooperandhunter.ua/ua/catalogs/>

ДОДАТКИ

Таблиця Д 1 – Вихідні дані

Варіант	Місто	Розміри приміщення АxВxН	Площа вікон, м ²				Кількість людей		Вид роботи	Варіант обладнання
			Орієнтація				Чоловіків	Жінок		
			Пн	Пд	Сх	Зх				
1	Донецьк	5x6x4	1,5	2	2		4	4	СР Іа	1
2	Луцьк	6x6x4	1,5	3		3	5	5	ЛР Іа	2
3	Запоріжжя	6x8x4	1,5	4	4		6	2	СР Іб	3
4	Сімферополь	8x10x4		2	3	5	7	7	ЛР Іб	4
5	Тернопіль	7x6x4	1,5	3	2		4	3	СР Іа	5
6	Ужгород	8x7x4	2	4		3	5	6	ЛР Іа	6
7	Херсон	8x8x4	1,5	2	4		6	6	СР Іб	7
8	Черкаси	6x12x4		3	4	5	6	5	ЛР Іб	8
9	Хмельницький	10x6x4	1,5	4	2		4	6	СР Іа	9
10	Львів	10x5x4	2	2		3	3	5	ЛР Іа	10

Обладнання	Потужність, Вт	Варіант обладнання									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		Кількість, шт									
Комп'ютер	250	2		3		3		4		2	
	180		3		4		3		5		2
Принтер	150	2		2		2		2		2	
	200		3		3		3		3		3
Ксерокс	400	1		2		1		2		3	
	550		2		3		2		3		1
Холодильник	200	1		1		1		1		1	
	300		1		1		1		1		1
Електрочайник	1500	1		1		1		1		1	
	2000		1		1		1		1		1
Лампи розжарювання	60	2		2		2		2		2	
	100		2		2		2		2		2
Лампи люмінесцентні	20	8		8		10		10		12	
	40		3		4		4		6		6

Таблиця Д 2 – Параметри зовнішнього повітря деяких населених пунктів України [4]

Населений пункт	Географічна широта, град. Пн.ш	Період року	Розрахункова температура зовнішнього повітря, °С		Розрахункова відносна вологість повітря, %
			Параметри		
			А	Б	
Вінниця	49°19'	Т	23	27,3	73
		Х	-10	-21	85
Дніпро	48°22'	Т	26,5	31	64
		Х	-9	-23	86
Донецьк	48°04'	Т	25,3	30,4	63
		Х	-10	-23	86
Запоріжжя	47°48'	Т	27,1	31,2	63
		Х	-8	-22	85
Київ	50°24'	Т	23,7	28,7	69
		Х	-10	-22	83
Луцьк	50°45'	Т	23	27	74
		Х	-9	-20	86
Львів	49°49'	Т	22,1	26,4	75
		Х	-9	-19	84
Луганськ	48°34'	Т	27,3	31,8	63
		Х	-10	-25	82
Миколаїв	46°58'	Т	27,9	31	61
		Х	-7	-20	84
Одеса	46°26°	Т	25	28,6	67
		Х	-6	-18	82
Полтава	49°36'	Т	24,5	29,4	66
		Х	-11	-23	85
Сімферополь	44°57'	Т	26,1	31,8	63
		Х	-4	-16	84
Тернопіль	49°33'	Т	22,1	26,8	74
		Х	-9	-21	85
Ужгород	48°38'	Т	24,2	28,1	67
		Х	-6	-18	82
Харків	49°65'	Т	25,1	29,4	66
		Х	-11	-23	84
Херсон	46°38'	Т	29	30,6	62
		Х	-7	-19	85
Черкаси	49°26'	Т	24,5	29,1	70
		Х	-9	-22	84
Чернівці	48°16'	Т	23,8	28,4	72
		Х	-9	-20	83
Чернігів	51°24'	Т	23,2	27,8	72
		Х	-10	-23	85
Ялта	44°24'	Т	26,3	30,5	60
		Х	1	-6	64

Таблиця Д 3 – Нормативні параметри повітря в робочій зоні виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт	Оптимальні норми на постійних і непостійних робочих місцях			Допустимі норми			
		Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с, не більше	Температура повітря, °С		Відносна вологість повітря, %, не більше	Швидкість руху повітря, м/с, не більше
					на постійних робочих місцях	на непостійних робочих місцях		
Холодний і перехідні умови	Легка							
	Ia	22 – 24	60 – 40	0,1	21–25	18–26	75	0,1
	Iб	21 – 23	60 – 40	0,1	20-24	17-25	75	0,2
	Середньої важкості							
	IIa	19-21	60 – 40	0,2	17-23	15-24	75	0,3
	IIб	17 – 19	60 – 40	0,2	15-21	13-23	75	0,4
Важка								
III	16 – 18	60 – 40	0,3	13–19	12–20	75	0,5	
Теплий період	Легка							
	Ia	23 – 25	60 – 40	0,1	22–28	20–30	75	0,2
	Iб	22 – 24	60 – 40	0,2	21-28	19-30	75	0,3
	Середньої важкості							
	IIa	21-23	60 – 40	0,3	18-27	17-29	75	0,3
	IIб	20 – 22	60 – 40	0,3	15-27	15-29	75	0,4
Важка								
III	18 – 20	60 – 40	0,4	15–26	13–28	75	0,5	

Таблиця Д4 – Коефіцієнти теплопропускання β сонцезахисних пристроїв

Сонцезахисні пристрої	β
Зовнішні	
Штора або маркіза зі світлої тканини	0,15
Те ж саме з темної	0,2
Віконниця - жалюзі з дерев'яними пластинами	0,1/0,15
Штора - жалюзі з металевими пластинами	0,15/0,2
Міжскляні (непровітрювані)	
Штора - жалюзі з металевими пластинами	0,3/0,35
Штори зі світлої тканини	0,25
Те ж саме з темної	0,4
Внутрішні	
Штора - жалюзі з металевими пластинами	0,6/0,7
Штори зі світлої тканини	0,4
Те ж саме з темної	0,8

Примітки:

1. Для сонцезахисних пристроїв з пластинами в чисельнику наведені значення коефіцієнтів при розташуванні пластин пуд кутом 45° , а в знаменнику-під кутом 90° до площини світлового отвору.

2. Коефіцієнти теплопропускання міжскляних сонцезахисних пристроїв з провітрюваним міжскляним простором необхідно приймати в два рази менше.

Таблиця Д 5 – Енергетична освітленість площин різної орієнтації сонячною радіацією у липні за умов ясного неба

Годині інтервали		Питома сонячна радіація, Вт/м ² (пряма - qp; розсіяна - qr)									
		орієнтація площин									
До полу-дня	Після полу-дня	вертикальна з орієнтацією до полудня									горизон-тальна
		Пн	ПнСх	Сх	ПдСх	Пд	ПдЗ	З	ПнЗ		
вертикальна з орієнтацією після полудня											
Пн	ПнЗ	З	ПдЗ	Пд	ПдСх	Сх	ПнСх				
44° пн.ш.											
11-12	12-13	qp	0	0	37	214	288	73			668
		qr	59	67	72	79	85	77	65	65	98
46° пн.ш.											
11-12	12-13	qp	0	0	37	237	303	85	0	0	652
		qr	59	67	72	83	87	77	65	65	98
48° пн.ш.											
11-12	12-13	qp	0	0	37	251	317	106	0	0	643
		qr	59	67	72	84	89	78	65	65	98
50° пн.ш.											
11-12	12-13	qp	0	0	37	240	330	125	0	0	636
		qr	59	66	72	85	90	78	65	64	98
52° пн.ш.											
11-12	12-13	qp	0	0	37	231	344	150	0	0	630
		qr	59	65	72	86	91	78	65	63	98

Таблиця Д6 – Коефіцієнт K_1 забруднення атмосфери

Заповнення світлового отвору	Незабруднена атмосфера	Забруднена атмосфера промислових районів при розташовані об'єктів на широті 44-68 град. Пн.ш.	
		Для світлових отворів, які опромінюються в розрахункову годину сонцем	Для світлових отворів, які знаходяться в розрахункову годину у тіні
Одинарне скління без рам (заповнення отвору склоблоками)	1	0,75	1,75
Подвійне скління без рам	0,9	0,68	1,58
Скління в металевих рамах:			
одинарних	0,8	0,6	1,4
подвійних	0,72	0,54	1,26
Скління в дерев'яних рамах:			
одинарних	0,65	0,48	1,14
подвійних	0,6	0,45	1,05

Таблиця Д7 – Коефіцієнт K_2 забруднення скла для вертикального скління світлових отворів

Вміст в повітряному середовищі часток пилу, диму або кіптяви, $\text{мг}/\text{м}^3$	Ступінь забруднення скла	K_2
10 і більше	Значне	0,85
від 5 до 10	Помірне	0,9
не більше як 5	Незначне	0,95
	Чисте скло	1

Таблиця Д8 – Густина повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$ в залежності від температури

Температура	10	12	14	16	18	20	22	24	26
Густина	1,247	1,239	1,23	1,221	1,213	1,205	1,197	1,189	1,181

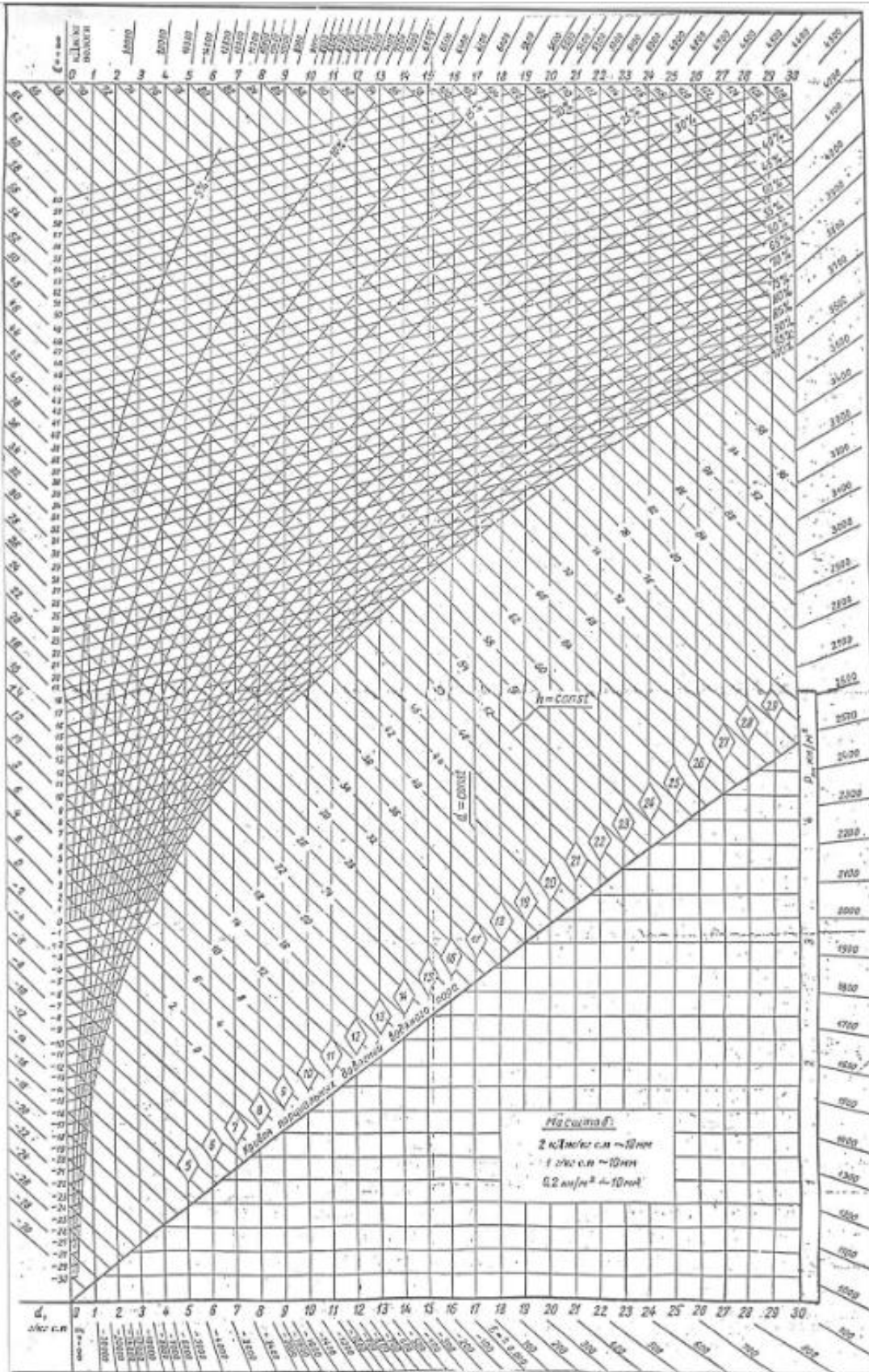


Рисунок Д1 – h-d – діаграма вологого повітря