

М. М. ЧЕПУРНИЙ, С. Й. ТКАЧЕНКО, Є. С. КОРЖЕНКО

***ОСНОВИ
КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ***

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

М. М. ЧЕПУРНИЙ, С. Й. ТКАЧЕНКО, Є. С. КОРЖЕНКО

ОСНОВИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Затверджено Вченою радою Вінницького національного технічного університету як навчальний посібник для студентів спеціальностей “Теплоенергетика” та “Теплогазопостачання та вентиляція”. Протокол № 10 від 27 березня 2008 р.

ВІННИЦЯ ВНТУ 2008

УДК 536.248.532
Ч 44

Рецензенти :

М. О. Прядко, доктор технічних наук, професор
А. Ф. Пономарчук, доктор технічних наук, професор
Д. В. Степанов, кандидат технічних наук, доцент

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

Чепурний М. М., Ткаченко С. Й., Корженко Є. С.

Ч44 **Основи кондиціонування повітря.** Навчальний посібник. - Вінниця: ВНТУ, 2008. – 81 с.

Розглянуто термодинамічні основи вентиляції та кондиціонування повітря. Наведено приклади аналітичних та графічних розрахунків процесів кондиціонування повітря. Розглянуто конструкції кондиціонерів, зрошувальних камер, форсунок, підігрівників повітря. Наведено деякі методи енергозбереження в процесах кондиціонування повітря.

УДК 536.248.532

© М. М. Чепурний, С. Й.Ткаченко, Є. С. Корженко, 2008

Зміст

Вступ.....	5
1 Повітрообмін в приміщеннях.....	6
1.1 Метеорологічні умови в приміщеннях.....	6
1.2 Тепло- і вологовиділення в приміщеннях.....	7
1.2.1 Теплонадходження в приміщення.....	8
1.2.2 Надходження вологи і шкідливих речовин в приміщення.....	11
1.3 Визначення витрати вентиляційного повітря і робочої різниці температур.....	14
1.4 Графічний метод визначення витрати вентиляційного повітря..	15
1.5 Графічний метод розрахунку і повітрообміну із застосуванням рециркуляції повітря.	21
2 Кондиціонування повітря.....	24
2.1 Методи охолодження, осушення, зволоження і нагрівання повітря.....	24
2.2 Зона можливих змін стану повітря в процесах його контакту з водою.....	27
2.3 Застосування адіабатного випаровування для обробки припливного повітря в літній період.....	29
2.4 Прямотечійна схема охолодження і осушення повітря в літній період.....	33
2.5 Схема кондиціонування з рециркуляцією і другим підігрівом повітря в літній період.....	35
2.6 Схема кондиціонування повітря в літній період з рециркуляцією і байпасом.....	37
2.7 Прямотечійна схема обробки повітря в зимовий період.....	41
2.8 Схема кондиціонування повітря з першою рециркуляцією для зимового режиму.....	44
2.9 Схема кондиціонування повітря в зимовий період з I і II рециркуляцією.....	46
3 Центральні кондиціонери і кондиціонери-теплоутилізатори....	49
4 Принципова схема камери зрошення..	52
4.1 Форсунки для розпилювання води.....	53
4.2 Камери зрошення.....	54
4.3 Розрахунки камер зрошення.....	55
5 Теплообмінники для нагрівання або охолодження повітря.....	63
5.1 Загальні відомості.....	63
5.2 Методики розрахунків теплообмінників.....	64

6	Системи тепло- холодопостачання центральних кондиціонерів....	70
6.1	Системи холодопостачання.....	70
6.2	Системи теплопостачання.....	71
6.3	Джерела холодопостачання центральних та автономних кондиціонерів.....	72
7	Енергозбереження в системах кондиціонування повітря.....	73
7.1	Рециркуляція повітря.....	73
7.2	Утилізація теплоти (холоду) витяжного повітря в системах кондиціонування.....	74
	Література.....	77
	Додаток А.....	78
	Додаток Б.....	79

ВСТУП

Системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря (СКП) споживають з енергетичного балансу країни понад 40% палива і 10% електроенергії. Спеціалісти, які беруть участь в проектуванні та експлуатації СКП, особливу увагу приділяють питанням енергозбереження. Будь-які заходи з енергозбереження пов'язані з додатковими капітальними витратами. Тому в першу чергу потрібно застосовувати енергозбереження, за допомогою яких досягаються кращі теплотехнічний та економічний ефекти без надлишкових капітальних витрат.

Для успішного застосування засобів енергозбереження перш за все необхідно чітко розуміти суть технологічних процесів, які здійснюються в СКП. Саме тому основна увага в навчальному посібнику приділена висвітленню термодинамічних процесів в технології кондиціонування повітря. Наведено багато прикладів розрахунків різноманітних схем СКП для зимового і літнього режимів роботи. Наведено відомості про кондиціонери і кондиціонери-теплоутилізатори, зрошувальні камери, форсунки для розпилювання води, теплообмінники для нагрівання або охолодження повітря. Розглянуто системи холодопостачання центральних кондиціонерів і прості засоби енергозбереження в СКП. Автори не наводять техніко-економічні обґрунтування застосування СКП, а також розрахунки холодильного устаткування, засобів автоматизації, оскільки всі ці питання являють собою великі самостійні теми, які розглядаються в спеціальній літературі.

Автори вдячні рецензентам за корисні поради в процесі підготовки рукопису даного навчального посібника до друку.

1 ПОВІТРООБМІН В ПРИМІЩЕННЯХ

1.1 Метеорологічні умови в приміщеннях

Метеорологічні умови в робочій зоні виробничих приміщень і в зоні обслуговування громадських приміщень та житлових будинків установлюються згідно з правилами СНіП [1, 2]. Робочою зоною вважають простір з висотою до двох метрів від рівня підлоги або площадки, на якій перебувають люди або розташовані робочі місця.

Залежно від характеристик приміщень та їх призначення в СНіП установлені допустимі: температура, відносна вологість і швидкість руху повітря. Допустимі параметри повітря залежать від величин питомих надлишків теплоти, категорії роботи і періоду року. Під надлишком наявної теплоти розуміють віднесену до 1 м³ об'єму приміщення різницю між теплотою, яка втрачається через будівельні огородження.

Температури t і відносні вологості ϕ повітря, що регламентовані в [1, 2] для холодного періоду року, повинні дотримуватись для будь-якого стану зовнішнього повітря. Допустимі параметри внутрішнього повітря для літнього періоду не повинні перевищувати: $t = 25^{\circ}\text{C}$, $\phi = 75\%$. У виробничих приміщеннях, в яких за технологічними вимогами необхідне штучне регулювання параметрів повітря, для холодного періоду року допускається брати параметри повітря такими самими, як і для теплого періоду. Однак температура повітря не повинна перевищувати 25°C .

В регіонах з розрахунковою температурою зовнішнього повітря ($t_z < 20^{\circ}\text{C}$) допускається брати температуру повітря на робочих місцях, яка перевищує температуру зовнішнього повітря на 5°C . В приміщеннях із значним виділеннями вологи допускається підвищення відносної вологості повітря порівняно з нормативною. Значними вважають такі вологовиділення, для яких тепловологісне відношення

$$\varepsilon = Q/W < 8000 \text{ [кДж/кг]},$$

де Q - теплота;

W - кількість вологи.

В табл.1.1 наведені оптимальні параметри повітря, які забезпечують найсприятливіше самопочуття для більшості нормально одягнених людей.

Таблиця 1.1 - Оптимальні нормативні метрологічні умови в робочій зоні, в зоні обслуговування громадських приміщень і в житлових будинках

Характеристика типу приміщень	Категорія роботи	Температура, °C	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м/с	Температура, °C	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м/с
		Холодний період $t_3 < 10^\circ\text{C}$			Теплий період $t_3 > 10^\circ\text{C}$		
Виробничі	Легка	20-22	60-30	$\leq 0,2$	22-25	60-30	0,2-0,5
	Середня	17-19	60-30	$< 0,3$	20-23	60-30	0,2-0,5
	Важка	16-18	60-30	$< 0,3$	18-21	60-30	0,3-0,7
Громадські та житлові, допоміжні виробничі		20-22	45-30	0,1-0,2	22-25	60-30	$< 0,25$

Незалежно від вибраних метеорологічних умов вміст шкідливих газів, пари і пилу не повинні перевищувати гранично допустимих концентрацій [1, 2]. Витрата повітря, що необхідна для забезпечення нормативних параметрів повітряного середовища, визначається розрахунками за умови асиміляції теплоти і вологи, зменшення концентрації шкідливих газів до гранично допустимих значень.

Мінімальна витрата зовнішнього повітря в приміщеннях наведена в табл.1.2.

Таблиця 1.2 – Мінімальна витрата повітря в приміщеннях

Характеристика приміщення	Об'єм на одну людину, м ³	Мінімальна витрата, м ³ /год
Виробничі з природною вентиляцією (провітрюванням)	< 20	30
	> 20	20
Виробничі без природної вентиляції: в системах без рециркуляції в системах з рециркуляцією	Будь-який	60, але не менше однократного обміну повітря на годину
Громадські без природної вентиляції	Будь-який	60

1.2 Тепло – і вологовиділення в приміщеннях

В громадських і промислових приміщеннях є виділення теплоти, вологи, газів, пилу і шкідливих речовин. Джерелами теплоти можуть бути нагріті поверхні, сонячна радіація, машини, устаткування, люди. Джерелами вологи можуть бути технологічне устаткування, відкриті резервуари, зволожені поверхні та інше. Для визначення теплонадходжень в приміщення необхідно знати масові витрати матеріалів і теплоносіїв, площі та

температури поверхонь устаткування, трубопроводів, потужності окремих установок, кількість працівників і категорію їх роботи та інші величини, що входять в розрахункові формули [1-7].

1.2.1 Теплонадходження в приміщення

Надходження теплоти від електродвигунів визначається за формулою, кВт

$$Q_{ед} = N \cdot k_{зав} \cdot k_{од}(1 - \eta)/\eta, \quad (1.1)$$

де N – потужність електродвигуна;

$k_{зав}$ – коефіцієнт завантаження електродвигуна;

$k_{од}$ – коефіцієнт одночасної роботи двигунів (частка роботи кожного електродвигуна або всіх двигунів від розрахункового терміна роботи);

η - ККД електродвигуна для даного завантаження.

Тепловиділення від мотор-генераторів складається із теплових втрат в електродвигунах і генераторах та оцінюються таким чином, кВт

$$Q_{м.г} = N \cdot k_{зав} \cdot k_{од}(1 - \eta_{м} \cdot \eta_{г})/(\eta_{м} \cdot \eta_{г}), \quad (1.2)$$

де $\eta_{м}$ і $\eta_{г}$ - ККД мотора і генератора для відповідних навантажень.

Теплота, яка надходить від устаткування і трубопроводів, кВт

$$Q_y = K \cdot F(t_c - t_{пв}), \quad (1.3)$$

де K – коефіцієнт теплопередачі;

F – поверхня теплообміну;

t_c і $t_{пв}$ - температура середовища в апараті (трубопроводі) і температура зовнішнього повітря, відповідно.

Теплова потужність, яка надходить від нагрітих поверхонь, кВт

$$Q_{нп} = \alpha \cdot F(t_{пов} - t_{пв}), \quad (1.4)$$

де α - коефіцієнт тепловіддачі;

$t_{пов}$ - температура поверхні.

Теплота, яка надходить від матеріалів, що охолоджуються в приміщенні, кВт

$$Q_{ос} = G_m \cdot C_m [(t_m - t_{пв}) + r], \quad (1.5)$$

де G_m , C_p , t_m – маса, масова ізобарна теплоємність і початкова температура матеріалу, відповідно;

r – теплота фазових переходів.

Тепловиділення від освітлення складається з потужності всіх освітлювальних приладів, кВт, тобто $Q_{осв} = \sum N_{осв}$. Для орієнтовного визначення величини $Q_{осв}$ користуються рис.1.1

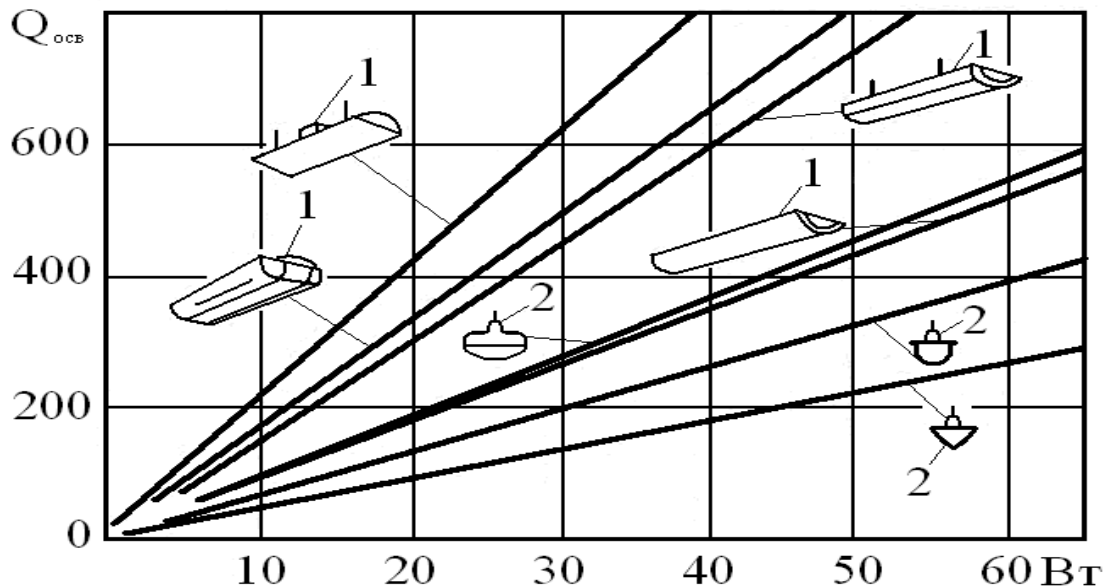


Рисунок 1.1 - До розрахунків $Q_{осв} = F \cdot q$, Вт: 1 – люмінесцентні лампи; 2 – лампи розжарювання

Теплоту, що надходить від сонячної радіації $Q_{ср}$ визначають за [1, 3].

Теплота, що надходить від людей наведена в табл.1.4. Теплотою, що надходить через огорожувальні поверхні в літній період року, як правило, нехтують. Теплові втрати через зовнішні поверхні будівель в зимовий період визначають за формулою, кВт

$$Q_{зп} = \sum K_i F_i (t_{вн} - t_{зн}) \cdot n_i \cdot 10^{-3}; \quad (1.6)$$

де K_i та F_i - коефіцієнт теплопередачі та площа поверхні, відповідно;

$t_{вн}$ і $t_{зн}$ - розрахункова температура внутрішнього і зовнішнього повітря, відповідно [1-3];

n_i – коефіцієнт, який залежить від орієнтації поверхні [1, 3].

Додаткові теплові втрати на інфільтрацію, кВт

$$Q_{ін} = 0,28(A \cdot G \cdot F + \sum A_0 \cdot F_0 \cdot G_0)(t_{вн} - t_{зн}) \cdot 10^{-3}; \quad (1.7)$$

де A і A_0 – коефіцієнти, що враховують вплив зустрічного теплового потоку (для вікон і балконних дверей з окремими рамами $A = 0,8$; з подвійними рамами $A = 1$; для інших огорожень $A_0 = 0.6$);

F і F_0 - розрахункова площа вікон і балконних дверей та інших огорожень, відповідно;

G і G_0 - масова витрата повітря, що надходить через вікна та інші огороження, $\text{кг}/(\text{м}^2 \text{ год})$.

Величини G і G_0 визначаються за формулами:

$$G = \Delta P^{2/3} / R_{\text{ін}} \quad (1.8)$$

$$G = \Delta P / R_{\text{ін}0}, \quad (1.9)$$

де ΔP - різниця тисків на зовнішній та внутрішній поверхнях огороження, Па ;

$R_{\text{ін}}$, $R_{\text{ін}0}$ - опори повітропроникнення огорожувальних конструкцій.

Різниця тисків визначається із співвідношення

$$\Delta P = 0,55g \cdot H_6 (\rho_{\text{зн}} - \rho_{\text{вн}}) + 0,3\rho_{\text{зн}} \cdot W_{\text{пв}}^2, \quad (1.10)$$

де g - прискорення земного тяжіння;

H_6 – висота будинку;

$\rho_{\text{зн}}$ і $\rho_{\text{вн}}$ - густина зовнішнього і внутрішнього повітря, відповідно;

$W_{\text{пв}}$ - максимальна швидкість повітря за січень місяць.

Опір повітропроникнення обчислюється за формулою, $(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{Па})/\text{кг}$

$$R_{\text{ін}} = \Delta P / q_{\text{ін}}^{\text{н}}, \quad (1.11)$$

де $q_{\text{ін}}^{\text{н}}$ -- нормативна повітропроникність приміщення, яка наведена нижче.

Зовнішні стіни, перекриття громадських будинків, допоміжних будівель та промислових підприємств $q_{\text{ін}}^{\text{н}} = 0,5$;

те ж саме для виробничих будівель $q_{\text{ін}}^{\text{н}} = 1,6$;

вхідні двері $q_{\text{ін}}^{\text{н}} = 1,5$;

вікна і балконні двері та ворота виробничих цехів $q_{\text{ін}}^{\text{н}} = 16$.

У виробничих приміщеннях дозволяється брати втрати на інфільтрацію рівними 30% від основних втрат. В житлових будинках враховують теплові втрати з природною витяжкою, кВт

$$Q_{\text{вит}} = F_{\text{пд}} (t_{\text{вн}} - t_{\text{зн}}) \cdot 10^{-3}, \quad (1.12)$$

де $F_{\text{пд}}$ - площа підлоги.

В промислових приміщеннях враховують втрати на нагрівання транспортних машин і матеріалів, кВт

$$Q_{\text{тр}} = G_{\text{тр}} \cdot C_{\text{тр}} (t_{\text{к}} - t_{\text{н}}), \quad (1.13)$$

де $G_{\text{тр}}$ і $C_{\text{тр}}$ - маса і масова теплоємність транспортних машин і матеріалів;
 $t_{\text{н}}$ і $t_{\text{к}}$ - початкова і кінцева їх температура.

1.2.2 Надходження вологи і шкідливих речовин в приміщення

Вологовиділення від людей залежить від температури навколишнього повітря, категорії роботи і визначається за формулою, кг/с

$$W_{\text{л}} = q_{\text{w}} \cdot Z \cdot 10^{-3}, \quad (1.14)$$

де q_{w} - питоме вологовиділення, значення якого наведені в табл.1.4;

Z - кількість людей в приміщенні.

Кількість вологи, що випаровується з відкритих і змочених поверхонь, кг/с

$$W_{\text{вп}} = \beta \cdot F (P_{\text{н}} - P_{\text{п}}) \cdot 10^{-3} \cdot 101,3 / P_{\text{б}}, \quad (1.15)$$

де $\beta = (\alpha + 0,0362 \cdot t_{\text{пов}}) \cdot 10^{-6}$ - коефіцієнт масовіддачі;

F - площа поверхні випаровування;

α - фактор гравітаційної рухомості, значення котрого наведені в [6];

$P_{\text{н}}$ - парціальний тиск пари, яка насичує повітря, маючи температуру поверхні рідини;

$P_{\text{п}}$ - парціальний тиск пари для температури повітря в приміщенні;

$P_{\text{б}}$ - барометричний тиск.

Кількість вологи, що надходить в приміщення у вигляді пари через нещільності в арматурі та паропроводах від турбін наведена в табл.1.3.

Кількість вологи, яка випаровується з підлоги, кг/с

$$W_{\text{вип}} = 0,277 \cdot \alpha \cdot (t_{\text{с}} - t_{\text{м}}) \cdot \frac{F}{r}, \quad (1.16)$$

де $t_{\text{с}}$ і $t_{\text{м}}$ - температура “сухого” і “мокрого” термометра, відповідно;

r - теплота пароутворення.

Таблиця 1.3 - Кількість пари, що надходить в приміщення з машинних залів, кг/год

Потужність турбіни, МВт	Конденсаційні турбіни	Теплофікаційні турбіни
6	240	340
12	300	440
25	305	455
50	320	475
100	420	650

Кількість випару з відкритої поверхні води, яка тече в каналах на території приміщення, кг/с

$$W_{\text{BK}} = G_{\text{B}} \cdot (t''_{\text{B}} - t'_{\text{B}}) \cdot C_{\text{P}} / r, \quad (1.17)$$

де G_{B} - витрата води;

t'_{B} і t''_{B} - температура води на вході та на виході з приміщення, відповідно;

C_{P} – ізобарна теплоємність води.

Вологовиділення в процесі сушіння матеріалу, кг/с

$$W_{\text{c}} = (G_1 - G_2) / \tau_{\text{c}}, \quad (1.18)$$

де G_1 і G_2 - масова витрата вологого і висушеного матеріалу;

τ_{c} - час сушіння.

Волога, яка вноситься в процесі інфільтрації повітря, кг/с

$$W_{\text{i}} = G_{\text{i}} \cdot (d_3 - d_{\text{B}}), \quad (1.19)$$

де G_{i} - витрата інфільтрованого повітря;

d_3 і d_{B} - вологовміст зовнішнього і внутрішнього повітря, відповідно.

Під час здійснення технологічних процесів у виробничих цехах виділяються шкідливі гази, пара і пил, а також CO_2 від людей. Виділення від дорослої людини залежно від температури повітря і категорії роботи за даними [7] наведені в табл.1.4.

Кількість шкідливих речовин, що надходять в приміщення, г/год

$$G_{\text{ш}} = L(C_{\text{к}} - C_{\text{п}}), \quad (1.20)$$

де L - годинна витрата повітря в приміщенні, $\text{м}^3/\text{год}$;

$C_{\text{к}}$ і $C_{\text{п}}$ - кінцева і початкова концентрація шкідливої речовини в повітрі.

Випар рідини, яка містить хімічні речовини орієнтовно визначається за формулою, кг/с

$$G_p = M \cdot (0.733 + 1.635 \cdot \vartheta) \cdot P \cdot F \cdot 10^{-6}, \quad (1.21)$$

де M – відносна молекулярна маса рідини;

P – парціальний тиск насиченої пари рідини.

Таблиця 1.4 - Виділення теплоти, вологи і CO_2 дорослою людиною

Показник	Температура в приміщенні					
	10	15	20	25	30	35
В спокійному стані:						
теплота, Вт;	163	145	116	93	93	93
волога, 10^{-3} г/с;	8,3	8,3	11,1	13,9	20,8	32
CO_2 , 10^3 г/с.	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4
Під час легкої роботи:						
теплота, Вт;	180	157	151	145	145	145
волога, 10^{-3} г/с;	11,1	15,3	20,8	32	41,7	55,6
CO_2 , 10^3 г/с.	7	7	7	7	7	7
Під час роботи середньої тяжкості:						
теплота, Вт;	195	210	204	198	198	198
волога, 10^{-3} г/с;	19,5	30,6	39	51,5	64	78
CO_2 , 10^{-3} г/с.	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7	9,7
Під час важкої роботи:						
теплота, Вт;	291	291	291	291	291	291
волога, 10^{-3} г/с;	37,5	51,5	66,8	82	96,8	115,4
CO_2 , 10^{-3} г/с.	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5	12,5

Числові значення M і P для деяких речовин наведені в [7, 8].

Масовий витік газів і пари через нещільності в апаратах і трубопроводах за спрощеною формулою Н. Н. Рєпіна, кг/с

$$G_{\text{вит}} = 50 \cdot 10^{-6} \cdot \eta \cdot V \left(\frac{M}{T} \right)^{0.5}, \quad (1.22)$$

де $\eta = (1,5 - 2)$ - коефіцієнт запасу;

V - внутрішній об'єм апарата або комунікацій;

T - абсолютна температура газу або пари.

Кількість шкідливих виділень через сальники насосів, кг/с

$$G_C = 27,8 \cdot 10^{-6} \cdot d \cdot k \cdot P^{0.5}, \quad (1.23)$$

де d - діаметр вала;

P - тиск, кПа;

$k = (0,2 - 0,3) \cdot 10^{-3}$ - коефіцієнт, який враховує стан сальників і міру токсичності виділень.

1.3 Визначення витрати вентиляційного повітря і робочої різниці температур

Залежно від визначених або заданих величин шкідливих речовин $G_{ш}$, зайвої вологи W і теплоти ΔQ визначають величину необхідного повітрообміну, $м^3/с$

$$L_{ш} = \frac{G_{ш}}{(K_q - K_n)}, \quad (1.24)$$

$$L_w = [\rho_n \cdot (d_b - d_n)], \quad (1.25)$$

$$L_Q = \frac{\Delta Q}{[\rho_n \cdot (h_b - h_n)]}, \quad (1.26)$$

де K_q - гранично допустима концентрація шкідливих речовин в повітрі приміщення, $мг/м^3$;

K_n - концентрація шкідливих речовин в припливному повітрі, $мг/м^3$;

ρ_n - густина повітря;

d_b і d_n - вологовміст відхідного і припливного повітря, відповідно;

h_b і h_n - ентальпія відхідного і припливного повітря, відповідно.

Зайва теплота в приміщенні може суттєво змінюватись залежно від періоду року. Тому продуктивність системи вентиляції або системи кондиціонування повітря (СКП) необхідно обчислювати окремо для літнього і зимового періодів року. Визначення величини припливного повітря за нормативними значеннями кратності повітрообміну здійснюється за формулою [1], $м^3/с$

$$L = n \cdot V_n, \quad (1.27)$$

де n - кратність повітрообміну, $1/с$;

V_n - об'єм приміщення.

В приміщення, де є токсичні виділення або біологічні забруднення, необхідно подавати тільки зовнішнє повітря. В цьому випадку система вентиляції або СКП працює за прямотечійною схемою, що зумовлює суттєві витрати теплоти і холоду в теплий і холодний періоди року, відповідно. З метою зменшення енергетичних витрат застосовується часткова рециркуляція повітря. Але мінімальна витрата зовнішнього повітря має відповідати санітарним нормам подачі на одну людину, а тому компенсувати місцеві

витоки повітря з приміщень, підтримуючи в них надлишковий тиск [1]. Повна продуктивність СКП визначається з коефіцієнтом запасу, який дорівнює 1,1 – 1,15.

Зайва теплота - це найпоширеніші шкідливі виділення в приміщеннях. Тому правильний вибір робочої різниці температур $\Delta t_p = t_v - t_n$ має важливе значення в розрахунках. Остання (в межах заданих за СНіП параметрів внутрішнього повітря) повинна вибиратись максимально великою, оскільки саме від значення Δt_p залежить продуктивність СКП, розміри устаткування і комунікацій, потужності електроприводів вентиляторів, насосів, а, отже, капіталовкладення і експлуатаційні витрати. В розрахунках СКП цілорічної дії температура припливного повітря t_n має бути нижчою, ніж температура t_v на 2^0C за умови подачі в робочу зону; на $4-6^0\text{C}$, коли подача здійснюється на висоту 2-4 м від рівня підлоги; на $6-8^0\text{C}$ – на висоту 4-6 м; на $8-15^0\text{C}$ для подачі через плафони інжекційного типу. Повітря, що видаляється з верхньої зони приміщень має, як правило, температуру $t_{вд}$, яка перевищує температуру в робочій зоні. Тому витрату повітря за (1.26) зручно визначати в такому вигляді, кг/с

$$L_2 = Q/[C_p \cdot (t_{вд} - t_n)]. \quad (1.28)$$

1.4 Графічний метод визначення витрати вентиляційного повітря

Нехай в приміщенні (рис. 1.2) від людей і технологічного устаткування вивільнюється теплота Q_T , а також волога W зі змоченої поверхні з температурою, яка наближається до температури “мокрого” термометра. Крім того, мають місце витоки пари G з певними параметрами $t_{пар}$, $P_{пар}$.

Для підтримання заданих параметрів повітря в приміщенні (h_v , d_v) необхідна певна вентиляція.

Якщо через L позначити витрату вентиляційного повітря, то рівняння теплового і вологісного балансу записуються відповідно у вигляді:

$$L \cdot h_v = L \cdot h_n + Q_T + W \cdot C_{рв} \cdot t_m + G_{пар} \cdot h_{пар} \pm Q_{оп}, \quad (1.29)$$

$$L \cdot d_v = L \cdot d_n + W + G, \quad (1.30)$$

де h_v , h_n , $h_{пар}$ - ентальпія повітря в приміщенні, припливного повітря і пари;
 d_v , d_n - вологовміст повітря в приміщенні та припливного повітря;

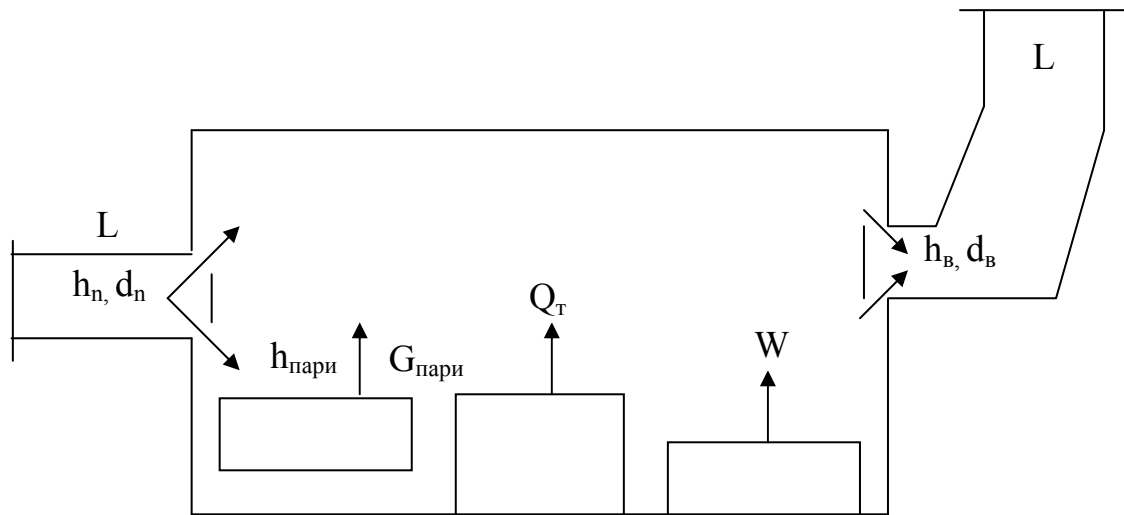


Рисунок 1.2 - Принципова схема вентиляції приміщення з надлишками теплоти і вологи

$Q_{\text{оп}}$ - теплота опалення;

$C_{\text{рв}}$ - теплоємність води.

Із (1.29) і (1.30) неважко визначити тепловологісне відношення

$$\varepsilon = \frac{h_B - h_{\text{п}}}{d_B - d_{\text{п}}} = \frac{\Delta h}{\Delta d} = \frac{Q_T + W \cdot C_{\text{рв}} \cdot t_m + G_{\text{пар}} \cdot h_{\text{пар}} \pm Q_{\text{оп}}}{W + G}, \quad (1.31)$$

яке на h - d діаграмі являє собою промінь [2], що проходить через точку П з параметрами $h_{\text{п}}$ і $d_{\text{п}}$ і точку В з параметрами h_B і d_B (рис. 1.3).

Із побудови процесу зміни стану повітря визначаються параметри припливного повітря і точка П. Спочатку за (1.31) визначають величину ε . Далі задаються якимось значенням Δh і відкладають його від точки В по вертикалі до точки D, ентальпія в котрій дорівнює $h_D = h_B + \Delta h$. Для заданої величини Δh визначають величину $\Delta d = \Delta h / \varepsilon$. Приріст вологовмісту відкладають праворуч від точки В, значення $d_C = d_B + \Delta d$. Далі визначають точку С на перетині ліній $d_C = \text{const}$ і $h_D = \text{const}$. Через точку С і В проводять промінь m - n . Точка, яка характеризує стан припливного повітря, має лежати на цьому промені нижче точки В. Частина променя, яка розташована ліворуч точки В є геометричним місцем точок, параметри яких можуть бути параметрами припливного повітря. Точку П на промені m - n треба брати таким чином, щоб робоча різниця температур не перевищувала нормативних даних (див п. 1.3). Але чим ближче точка П до точки В, тим

більшою буде витрата вентиляційного повітря. Якщо точка П і параметри в цій точці вибрані, то асимілююча здатність припливного повітря з теплоти і вологи дорівнює відповідно $\Delta h = h_B - h_P$ і $\Delta d_a = d_B - d_P$.

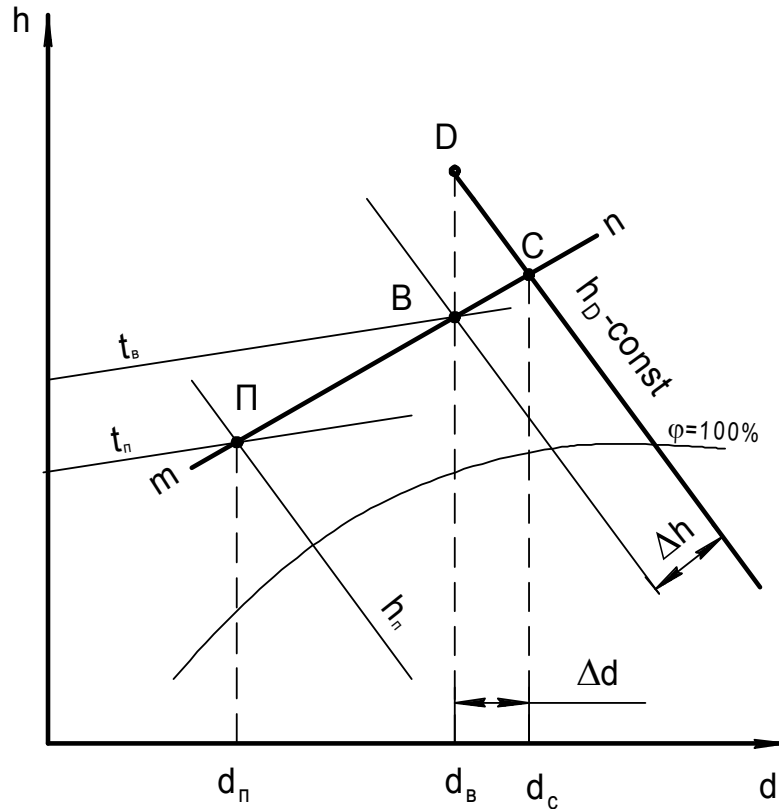


Рисунок 1.3 - Побудова на h-d діаграмі процесу зміни стану повітря в приміщенні

Тоді необхідну витрату припливного повітря можна визначити за співвідношенням

$$L = \frac{Q_T + W \cdot C_{pв} \cdot t_m + G_{пар} \cdot h_{пар} \pm Q_{оп}}{h_a} = \frac{W + G_{пар}}{\Delta d_a}, \quad (1.32)$$

Приклад 1.1

Визначити витрату вентиляційного повітря для приміщення об'ємом $V = 1000 \text{ м}^3$, якщо відомо: $Q_T = 21,8 \text{ кВт}$; $W = 7 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$; $G_{п} = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$, питома опалювальна характеристика приміщення $q = 0,35 \text{ Вт/(м}^3\text{град)}$; розрахункові температури зовнішнього повітря $t_{зл} = +21^\circ\text{C}$; $t_{з3} = -15^\circ\text{C}$ для літнього і зимового періоду, відповідно; розрахункові значення вологості зовнішнього повітря: $\varphi_{зл} = 50\%$; $\varphi_{з3} = 80\%$; розрахункові параметри внутріш-

нього повітря: $t_{вл} = 25^{\circ}\text{C}$; $\phi_{вл} = 70\%$ - для літнього періоду та $t_{вз} = 22^{\circ}\text{C}$, $\phi_{вз} = 60\%$ - для зимового періоду.

Розв'язування

Розрахунки починаємо для літнього періоду, який є розрахунковим для приміщень із надлишковою теплотою і вологою. За заданими параметрами $t_{вл}$ і $\phi_{вл}$ на h - d діаграмі визначаємо температуру “мокрого” термометра $t_m = 21^{\circ}\text{C}$. Отже, температура випаровування води дорівнює $t_w = t_m = 21^{\circ}\text{C}$. Оскільки $t_{вл} > t_{зл}$, то величина $Q_{оп}$ має від’ємний знак і дорівнює, кВт

$$Q_{оп} = -q \cdot V(t_{вл} - t_{зл}) \cdot 10^{-3} = 0,35 \cdot 1000(25 - 21) \cdot 10^{-3} = 1,4.$$

Тепловий потік за рахунок випаровування, кВт

$$Q_{вип} = W \cdot C_p \cdot t_w = 7 \cdot 10^{-3} \cdot 4,187 \cdot 21 = 0,6.$$

Тепловий потік за рахунок витоку пари з ентальпією 2680 кДж/кг, кВт

$$Q_{пар} = 5,5 \cdot 10^{-3} \cdot 2680 = 14,75.$$

Тепловологісне відношення за (1.18), кДж/кг

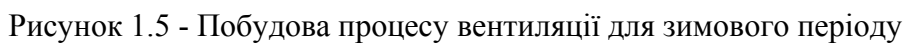
$$\varepsilon = \frac{(21,8 + 0,6 + 14,75 - 1,4)}{[(17 + 5,5) \cdot 10^{-3}]} = \frac{35,75 \cdot 10^3}{12,5}.$$

Для зручності побудови променя на h - d діаграмі зменшимо чисельник і знаменник ε в 1000 разів, тобто $\varepsilon = 35,75/0,0125$. Далі на h - d діаграмі визначаємо точку 3 (рис.1.4), яка відповідає параметрам зовнішнього повітря $t_{зл}$ і $\phi_{зл}$.

Від точки 3 відкладаємо за умови $d_3 = 8 = \text{const}$ ентальпію 75,75 кДж/кг (точка D). Потім від абциси точки 3 відкладаємо величину $\Delta d = 12,5$ г/кг і проводимо лінію $d = 20,5 = \text{const}$ до перетину з ізоентальпою h_D (точка C). Через точки 3 і C проводимо промінь m - n . Відповідно до умови відносна вологість повітря всередині приміщення має складати $\phi_{вз} = 70\%$. Тому на перетині ліній m - n визначаємо точку В і параметри стану повітря всередині приміщення: $t_{вл} = 23^{\circ}\text{C}$; $d_{вл} = 12$ г/кг; $h_{вл} = 52,5$ кДж/кг. Отримане значення $t_{вл} = 23^{\circ}\text{C}$ задовольняє вимоги санітарних норм, згідно з якими $t_{вл}$ не повинно перевищувати $t_{вл}$ на 5°C , тобто $21 + 5 = 26^{\circ}\text{C}$. Витрата вентиляційного повітря за (1.32), кг/с

В розрахунках зимового періоду витрата вентиляційного повітря береться незмінною. Таким чином, для заданої витрати повітря розрахунок зимового режиму зводиться до визначення необхідних параметрів припливного повітря, а також до визначення вологості внутрішнього повітря за умови, що його обробка взимку здійснюється лише за рахунок підігріву. В цьому варіанті $Q_{оп}$ має додатний знак. З урахуванням роботи опалення вважаємо, що кількість води в приміщенні збільшується на $\Delta W = 1,5 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

$$\varepsilon = \frac{(21,8 + 0,6 + 14,75 + 1,4)}{[(7 + 5,5 + 1,5) \cdot 10^{-3}]} = \frac{38,55 \cdot 10^3}{14}.$$


$$\Delta d = 14 \cdot 10^{-3} / 3,125 = 4,5 \cdot 10^{-3}.$$
$$d_B = d_3 + \Delta d = 0,4 + 4,5 = 4,9.$$

Теоретична потужність підігрівника зовнішнього повітря, кВт

$$Q_{\min} = L \cdot (h_n - h_3) = 3,125 \cdot [20,5 - (-12,5)] = 103.$$

1.5 Графічний метод розрахунку повітрообміну із застосуванням рециркуляції повітря

В приміщеннях з великими тепло- і вологовиділеннями в зимовий період застосовують часткову рециркуляцію внутрішнього повітря. Доцільність застосування рециркуляції полягає в економії теплоти, яка витрачається на підігрів припливного повітря. Рециркуляцію можна застосовувати лише в тому разі, якщо в приміщеннях немає виділень шкідливих газів і пилу. В системах вентиляції з рециркуляцією повітря загальна витрата повітря більша, ніж витрата зовнішнього повітря в системах без рециркуляції. В результаті змішування зовнішнього і рециркуляційного повітря в припливній камері температура зовнішнього повітря підвищується і за рахунок цього скорочується витрата теплоти на підігрів припливного повітря. Розрахунки починаються з того, що визначають витрату повітря для літнього режиму без рециркуляції (див. п.1.3 і приклад 1.1)

Побудову процесів обробки повітря для зимового періоду з рециркуляцією починають з визначення на h-d діаграмі точки В, яка характеризує стан внутрішнього повітря (рис.1.6). Далі визначають тепловологісне відношення ε і через точку В проводять промінь m-n. Вологовміст припливного повітря можна визначити за формулою

$$d_n = d_b - [(W + G)/L] = d_b - \Delta d. \quad (1.33)$$

Із точки на абсцисі, яка відповідає значенню d_n , проводять вертикаль ($d_n = \text{const}$) до перетину з лінією m-n. Точка П, яка лежить на перетині цих ліній визначає стан і параметри припливного повітря в зимовий період. Далі на діаграмі будують точку З, яка характеризує стан зовнішнього повітря, і з'єднують лінією точки В і З, на перетині ліній ВЗ і $d_n = \text{const}$ визначають точку С, параметри якої характеризують стан суміші зовнішнього і рециркуляційного повітря, а лінія СП – підігрів суміші в калорифері.

На підставі здійсненої побудови витрату зовнішнього повітря, що підмішується до рециркуляційного, можна визначити з пропорції

$$L/3B = L_3/CB.$$

Звідки

$$L_3 = \frac{(h_B - h_C)L}{(h_B - h_3)}. \quad (1.34)$$

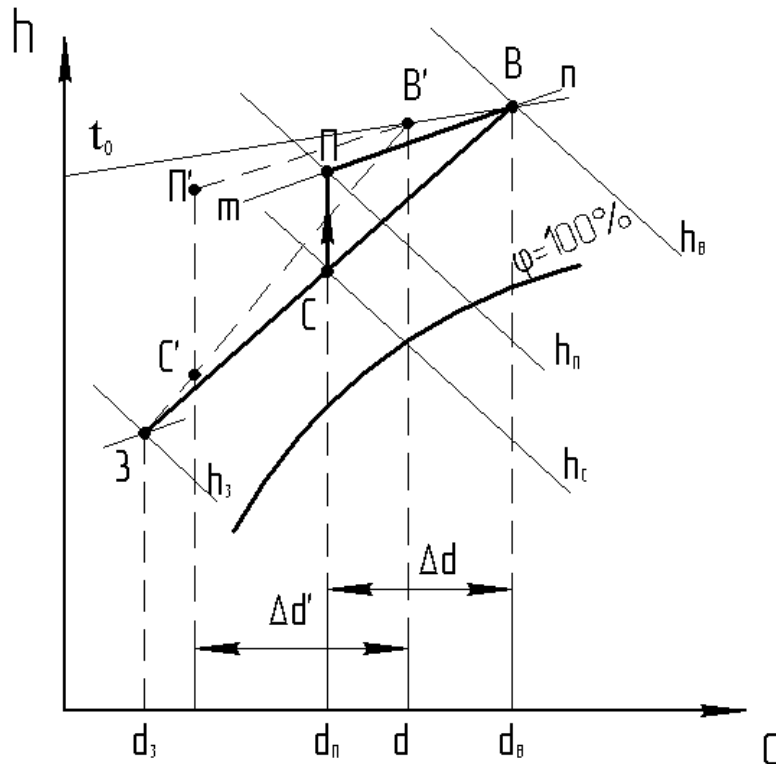


Рисунок 1.6 - Побудова процесів обробки повітря з рециркуляцією

Витрата рециркуляційного повітря

$$L_p = L - L_3. \quad (1.35)$$

Теоретична теплова потужність калорифера

$$Q = L \cdot (h_n - h_c). \quad (1.36)$$

Обчислена витрата зовнішнього повітря за (1.34) має бути не менша, ніж витрата за санітарними нормами [1], тобто $L_3 > L_n$. Якщо $L_3 < L_n$, то точку В на h - d діаграмі слід перенести по ізотермі ліворуч в положення В' і повторити побудову, визначивши точки П' і С'. Із рис. 1.6 видно, що в другому варіанті побудови (штрихові лінії) співвідношення відрізків $3B'$ і CB' змінилося, в зв'язку з чим збільшується витрата зовнішнього повітря.

Приклад 1.2

В приміщенні вивільнюється 38940 кДж/год теплоти і 15 кг/год води. Необхідна кількість зовнішнього повітря для розбавлення шкідливих газів в межах допустимої концентрації за СНіП складає 2500 кг/год. Пара-

метри внутрішнього повітря: $t_b = 20^\circ\text{C}$; $\phi_b = 30\text{-}50\%$. Параметри зовнішнього повітря: $t_3 = -14^\circ\text{C}$; $\phi_3 = 80\%$. Витрата вентиляційного повітря за розрахунками літнього режиму складає 5000 кг/год. Визначити витрати зовнішнього, рециркуляційного повітря і параметри припливного повітря.

Розв'язування

Тепловологісне відношення, кДж/кг

$$\varepsilon = 38940/15 = 2596.$$

На h-d діаграмі визначаємо точку В для $t_b = 20^\circ\text{C}$; $\phi_b = 50\%$ і точку З за $t_3 = -14^\circ\text{C}$; $\phi_3 = 80\%$. Значення ентальпії та вологовмісту в цих точках: $h_b = 39$ кДж/кг; $d_b = 7,4$ г/кг; $h_3 = -11,5$ кДж/кг. Побудову процесів на h-d діаграмі здійснюємо за схемою, яка наведена на рис.1.6. З'єднуємо лінією точки З і В. Із точки В проводимо промінь, який відповідає тепловологісному відношенню 38,94/0,015. Для визначення положення точки П на цьому промені обчислюємо значення вологовмісту припливного повітря, г/кг

$$d_{\text{п}} = d_b - \frac{(W + G)}{L} = 7,4 - \frac{15 \cdot 10^3}{5000} = 4,4.$$

Проводимо лінію $d_{\text{п}} = \text{const}$ до перетину з променем m-n і визначаємо параметри в точці П: $t = 19,5^\circ\text{C}$; $\phi_{\text{п}} = 30\%$; $h_{\text{п}} = 31$ кДж/кг.

Точку С визначаємо на перетині ліній З-В і $d_{\text{п}} = 4,4$ г/кг. Параметри повітря в точці С: $t_c = 5^\circ\text{C}$; $h_c = 15$ кДж/кг.

Витрата зовнішнього повітря за (1.21), кг/год

$$L_3 = \frac{5000 \cdot (39 - 15)}{[39 - (-11,5)]} = 2376.$$

Витрата рециркуляційного повітря, кг/год

$$L_p = L - L_3 = 5000 - 2376 = 2624.$$

Оскільки витрата зовнішнього повітря L_3 менша за нормативну ($L_n = 2500$ кг/год), то в першому наближенні переміщуємо точку В по ізотермі $t_b = 20^\circ\text{C}$ в положення В' з параметрами: $d'_b = 6,8$ г/кг; $\phi'_b = 45\%$; $h'_b = 37$ кДж/кг. Далі здійснюємо побудову, яка аналогічно попередній і ви-

значаємо параметри в точці С': $d'_c = 3,8$ г/кг; $t'_c = 3\%$; $h'_c = 12$ кДж/кг, а тому в точці П': $t'_n = 19,5^\circ\text{C}$; $\phi'_n = 27\%$; $d'_n = 3,8$ г/кг; $h'_n = 29$ кДж/кг.

Витрата зовнішнього повітря, кг/год

$$L_3 = \frac{5000 \cdot (37 - 12)}{37 + 11,50} = 2577.$$

Витрата рециркуляційного повітря, кг/год

$$L_p = L - L_3 = 5000 - 2577 = 2423.$$

Оскільки $L_3 > L_n$ розрахунки можна не уточнювати. Теоретична потужність калорифера, кВт

$$Q_{\text{кал}} = \frac{L \cdot (h'_n - h'_c)}{3600} = \frac{5000 \cdot (29 - 12)}{3600} = 23,6.$$

2 КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

2.1 Методи охолодження, осушення, зволоження і нагрівання повітря

Якщо за нормами СНіП [1] необхідно дотримуватись певних параметрів повітря в приміщенні, то застосовують кондиціонування. В загальному випадку кондиціонування передбачає: нагрівання, зволоження, охолодження, осушення, очищення та іонізацію повітря. В літній період повітря, як правило, має бути охолодженим і осушеним, а в зимовий – нагрітим і зволеним. Така термодинамічна обробка повітря здійснюється в спеціальних апаратах, які називаються кондиціонерами.

Охолодження повітря здійснюється в спеціальних теплообмінних апаратах – повітроохолодниках, які поділяються на два типи: поверхневі “сухі” та “мокрі”. В “сухих” повітроохолодниках повітря охолоджується на гладких або оребрених трубах, усередині яких тече охолодна речовина (вода, розсіл або холодоагент). В “мокрых” повітроохолодниках повітря охолоджується шляхом безпосереднього контакту з краплями охолодної води або зі змоченою поверхнею шару насадок. Якщо температура охолодження вища або дорівнює температурі точки роси, то процес охолодження здійснюється за умови $d = \text{const}$ [2]. Якщо ж температура охолодження

нижча від температури точки роси t_R , то процес охолодження здійснюється по лінії $\phi = 100 = \text{const}$ і супроводжується конденсацією водяної пари на поверхні теплообміну, внаслідок чого вологовміст повітря зменшується, тобто одночасно здійснюється процес охолодження і осушення повітря [2].

В процесі безпосереднього контакту повітря з краплями води або зі змоченою поверхнею зміна його стану залежить від температури води. Якщо температура води t_w нижча, ніж температура “мокрого” термометра, але перевищує температуру точки роси, то температура повітря буде зменшуватись, а його вологовміст збільшуватись внаслідок випаровування води. Якщо ж температура води буде нижча, ніж температура точки роси повітря, то одночасно здійснюються процес охолодження і осушення повітря подібно до того, як це відбувається в поверхневих повітроохолодниках. Якщо температура води дорівнює температурі точки роси, то охолодження ненасиченого повітря повинно було б здійснюватись без конденсації водяної пари, тобто без вологообміну і зволоження повітря.

Якщо температура охолодної води дорівнюватиме температурі “мокрого” термометра, то повітря буде віддавати теплоту, а його температура буде зменшуватись. Однак температура води при цьому буде залишатись сталою і дорівнюватиме температурі “мокрого” термометра, оскільки теплота, що віддає повітря, повністю витрачається на випаровування вологи, яка з паром знов надходить в повітря. Ентальпія повітря в такому процесі практично залишається сталою. Тому такі процеси тепло- і вологообміну називають адіабатними. Викладене вище наочно ілюструється на рис.2.1, де точка 1 характеризує початковий стан повітря.

Значення кутового коефіцієнта променя процесу зміни стану повітря за умови його контакту з водою, температура якої дорівнює температурі “мокрого” термометра t_{m1} , має бути $\varepsilon = t_{m1}$. Точка 2 визначається на перетині ізотерми t_{m1} з кривою $\phi = 100\%$. Вона визначає стан теоретичного процесу повітря після його контакту з водою, а лінія 1-2 з кутовим коефіцієнтом $\varepsilon = t_{m1}$ характеризує теоретичний процес зміни стану повітря. Аналіз показує, що для малих значень температури t_{m1} процес 1-2 настільки наближається до адіабатного, що його можна вважати ізоентальпійним ($h_1 = \text{const}$). Потенціалом теплопереносу в цьому випадку є різниця температур $\Delta t = t_1 - t_{m1}$, а потенціалом вологообміну є різниця парціальних тисків $\Delta P = P_2 - P_1$.

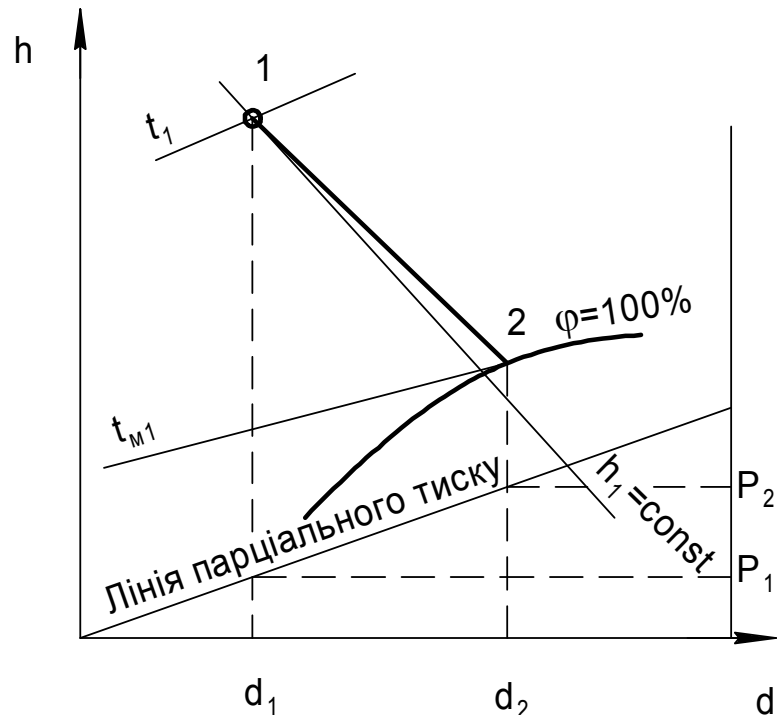


Рисунок 2.1 - Адіабатний процес обробки повітря

Наведений вище процес застосовується здебільшого для зниження температури припливного повітря в літній період в регіонах зі зниженою відносною вологістю зовнішнього повітря. Чим менше буде вологість зовнішнього повітря, тим до нижчої температури можна здійснити процес адіабатного охолодження. Треба однак зазначити, що в результаті такої обробки повітря його відносна вологість наближається до $\phi = 100\%$. Тому використання припливного повітря з такою вологістю доцільне лише для приміщень з великими тепловиділеннями і незначними виділеннями вологи.

Зволожувати повітря можна шляхом розбризкування в нього води, температура якої значно перевищує температуру повітря за сухим термометром. В цьому випадку випаровування води здійснюється за рахунок остигання крапель води, внаслідок чого ентальпія повітря зростає. Це зумовлюється як теплообміном, так і вологообміном (перенесення пари в повітря).

В деяких випадках застосовують зволоження повітря парою. Процес зволоження повітря насиченою водяною парою супроводжується незначним підвищенням його температури. Використання перегрітої пари дозволяє суттєво підвищити температуру повітря і тим самим уникнути необхідності установа калорифера для додаткового підігріву повітря. За-

значимо тільки, що повітря, яке зволожено перегрітою парою, має специфічний запах.

Охолодження і зволоження повітря можна здійснювати також перегрітою водою. Принцип охолодження в цьому разі заснований на використанні ефекту випаровування під час скипання крапель перегрітої води. Витрата теплоти на пароутворення, як показали дослідження, перебільшує ентальпію води, внаслідок чого на процес пароутворення витрачається певна частка теплоти повітря, температура якого зменшується. Водяна пара, яка надходить в повітря, підвищує його вологовміст. Термодинамічні аспекти нагрівання, охолодження і зволоження повітря викладені в [13].

2.2 Зона можливих змін стану повітря в процесах його контакту з водою

Під час безпосереднього контакту повітря з водою процес його стану на $h-d$ діаграмі з достатнім наближенням зображається прямою лінією, яка проходить через точку початкового стану і точку перетину ізотерми води з граничною лінією $\phi = 100\%$. Розглянемо випадки, коли повітря з початковими параметрами в точці О (рис.2.2) контактує з водою, яка має різні температури.

Виходячи з попереднього, межами можливих змін стану повітря, яке виходить з апарата, де здійснювалась його обробка, будуть дотичні ОА і ОВ, що проведені з точки О до кривої $\phi = 100\%$. Таким чином, кінцевий стан повітря після контакту з водою визначається точками, які перебувають усередині криволінійного трикутника ОАВ. На рис.2.2 нанесені також лінії найбільш характерних процесів, які можуть спостерігатись в форсунокових кондиціонерах.

Скористаємось рівнянням теплообміну між повітрям і водою [3]

$$dQ = \beta [C_p \cdot (t - t_k) + r \cdot (d - d_k) \cdot 10^{-3}] \cdot d \cdot F, \quad (2.1)$$

де β - коефіцієнт вологообміну;

C_p - ізобарна теплоємність повітря;

t і t_k - температура повітря і крапель води відповідно;

d і d_k - вологовміст повітря і вологовміст насиченого повітря, температура якого дорівнює температурі крапель;

r - теплота пароутворення;

F -- поверхня теплообміну.

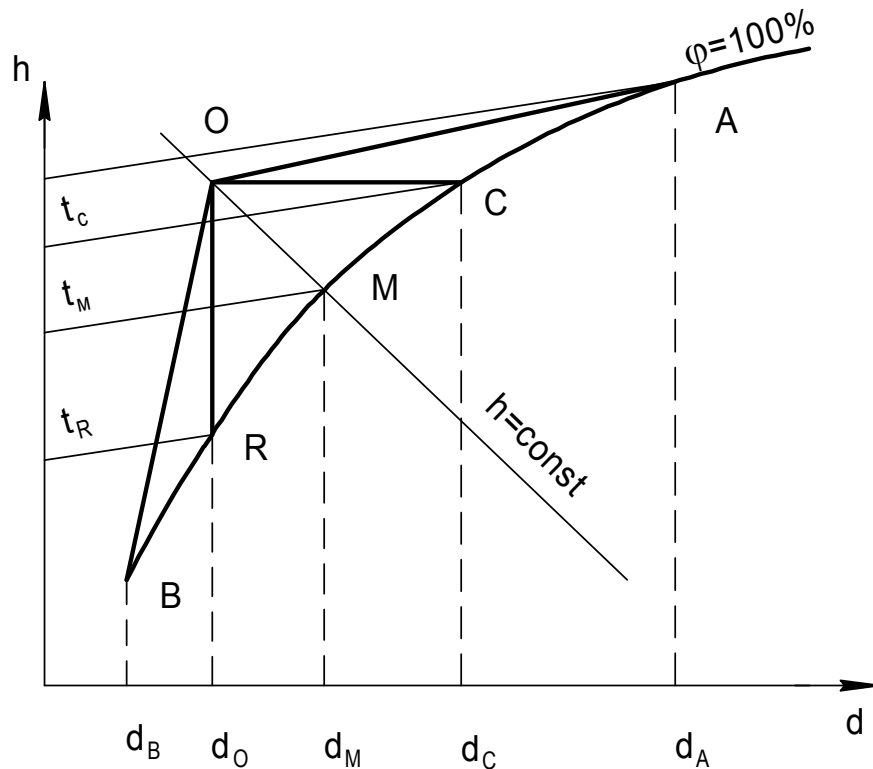


Рисунок 2.2 - Зона можливих змін стану повітря після його контакту з водою

Кожний з доданків в правій частині (2.1) залежно від знаку різниць температур і вологовмісту може бути від'ємним, додатним або дорівнювати нулю. В процесі охолодження і осушення повітря (лінія OB) обидва доданки мають додатні знаки. В процесі охолодження повітря (лінія OR) перший доданок має додатний знак, а другий дорівнює нулю. Адіабатний процес обробки повітря (лінія OM) характеризується тим, що перший доданок має знак “плюс”, а другий – “мінус”. При цьому можна вважати, що абсолютні значення цих доданків рівні між собою, внаслідок чого $Q = 0$. Це не означає однак, що теплообміну не відбувається, а лише показує, що ентальпія повітря залишається сталою, оскільки теплота, яка віддана повітрям, повертається до нього з водяною парою (випаром).

Ізотермічний процес (лінія OC) здійснюється за відсутності теплообміну, оскільки $t_o = t_c$, внаслідок чого перший доданок дорівнює нулю. Значення другого доданку має від'ємний знак. Це характеризує, що теплообмін за рахунок фазових переходів здійснюється в напрямку від води до повітря. Лінія OA зображає процес, в якому температура води вища, ніж температура повітря. В цьому випадку обидва доданки мають від'ємний знак, а теплообмін здійснюється від води до повітря.

Додамо також, що процеси, які лежать в межах трикутника ORB, справедливі навіть тоді, коли повітря контактує не з водою, а з твердою поверхнею, температура якої нижча за температуру точки роси.

2.3 Застосування адіабатного випаровування для обробки припливного повітря в літній період

Суть цього методу була викладена вище (див. п. 2.1). Зовнішнє повітря контактує в зрошувальній камері (рис. 2.3) з краплями води, температура якої дорівнює температурі “морого” термометра ($t_n = t_m$). За рахунок випаровування води стан повітря наближається до стану насичення (практично $\phi = 95\%$). Джерелом теплоти в процесі випаровування є повітря, а потенціалом теплообміну – різниця температур між повітрям і водою, яка дорівнює психометричній різниці температур між показниками “сухого” і “морого” термометрів.

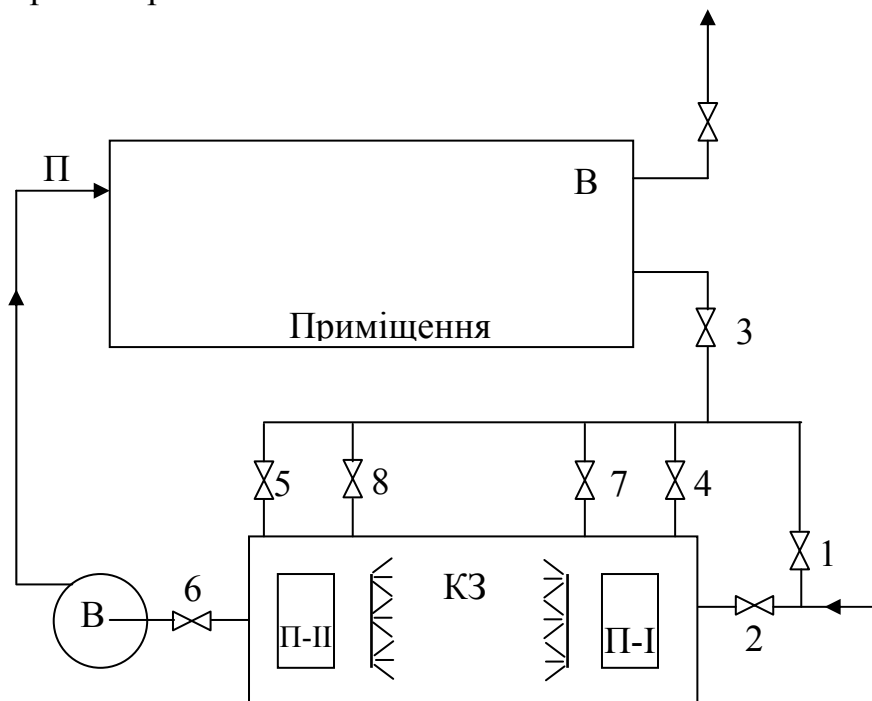


Рисунок 2.3 - Загальна схема кондиціонування повітря: ПІ і ПІІ – калорифери першого і другого підігріву; КЗ – камера зрошення; В – вентилятор; 1-8 – засувки

Для даного випадку із усіх основних елементів, які складають форсуноковий кондиціонер, функціонує тільки камера зрошення. Завдяки контакту з повітрям, температура крапель води в камері зрошення дорівнює температурі “морого” термометра. Із загальної витрати води випаровуються лише 3-5%, а решта зливається в піддон, звідки за допомогою насоса знов спрямовується на форсунки. Розглянемо побудову процесу кондиціо-

нування на h - d діаграмі. Побудова починається з визначення на діаграмі точки 3, яка характеризує стан зовнішнього повітря (рис. 2.4). Із точки 3 проводять лінію $h_3 = \text{const}$ до перетину з лінією $\phi = 95\%$ і визначають точку П та параметри в цій точці. При цьому температура t_n є гранично можливою для адіабатного процесу охолодження повітря. Отже, в результаті адіабатної обробки зовнішнього повітря його температура зменшується на $\Delta t_a = t_3 - t_n$. Дивлячись на h - d діаграму, неважко переконатись, що зі збільшенням вологості зовнішнього повітря ϕ_3 величина Δt_a зменшується.

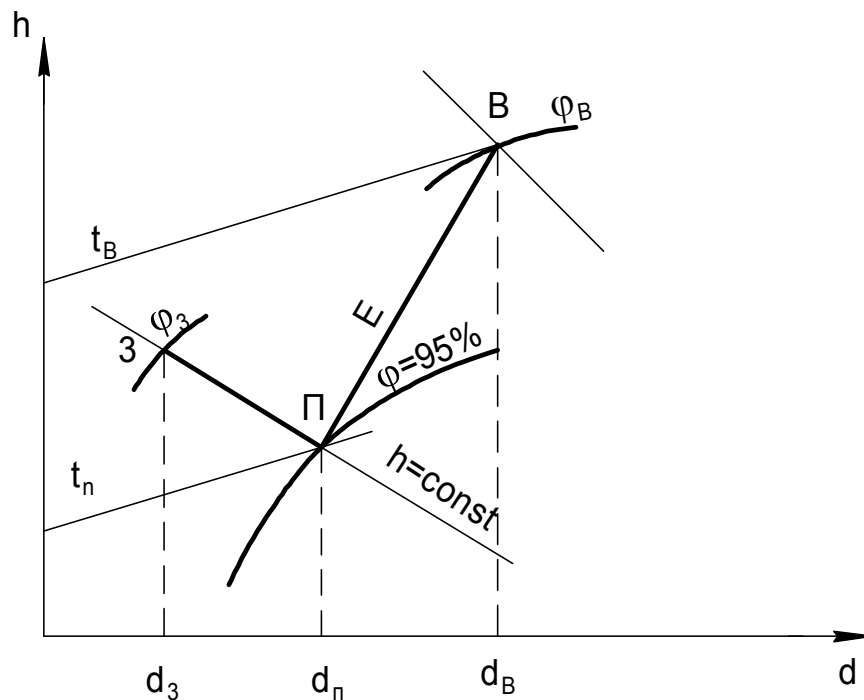


Рисунок 2.4 - Побудова адіабатного процесу обробки повітря в літній період

Параметри повітря в точці П є параметрами припливного повітря. Якщо відомо тепловологісне відношення для приміщення ε , а, отже, і величину кутового коефіцієнта променя процесу, то через точку П проводять промінь до перетину з ізотермою, яка відповідає заданому значенню температури в приміщенні, і визначають точку В та її параметри. Витрату вентиляційного повітря визначають за (1.32). Кількість води, що випаровується в камері зрошення дорівнює

$$W_{\text{вип}} = L \cdot (d_n - d_3). \quad (2.2)$$

Застосовувати викладений метод обробки повітря можна лише в тому разі, коли точка В перебуває в межах допустимих значень відносної вологості. Якщо величина ϕ_B виходить за межі нормативних значень, засто-

совують схему адіабатної обробки з частковим підмішуванням зовнішнього повітря (байпасну схему). В цьому випадку (рис. 2.3) через засувку 2 в зрошувальну камеру надходить лише частина зовнішнього повітря $L_{зк}$, а інша його частина L_6 за допомогою засувки 1 і 5 підмішується до $L_{зк}$ після камери зрошення. В результаті змішування двох потоків суміш набуває стану припливного повітря з витратою $L = L_{зк} + L_6$ і надходить в приміщення. Розглянемо побудову цього процесу обробки повітря на h - d діаграмі (рис. 2.5).

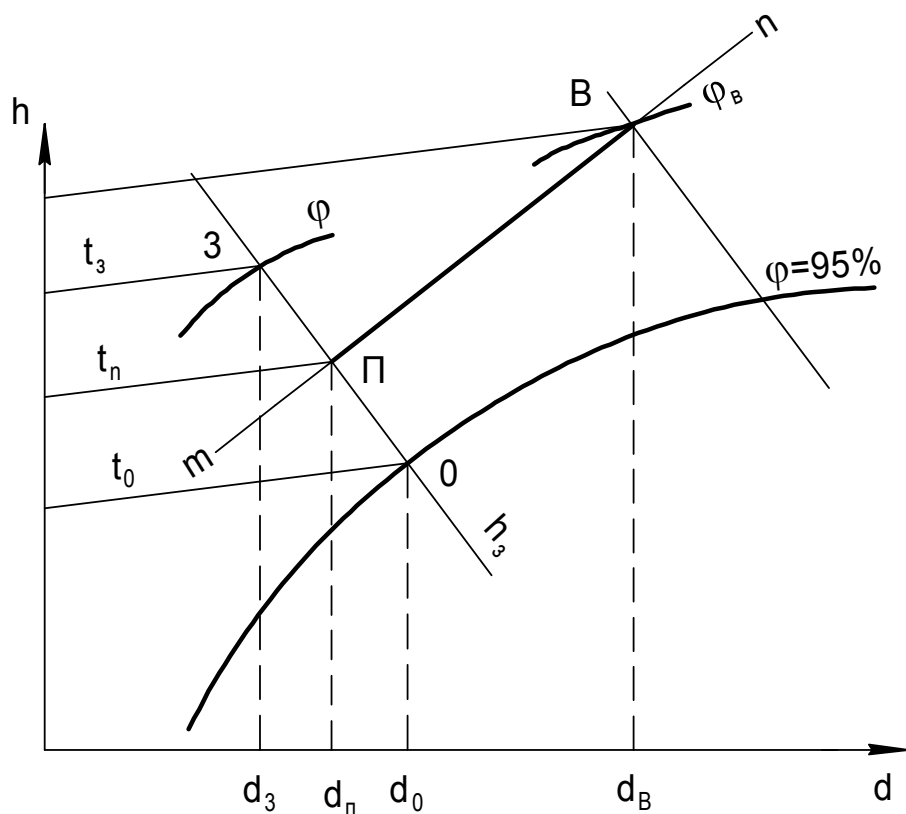


Рисунок 2.5 - Побудова адіабатного процесу обробки з частковим підмішуванням зовнішнього повітря

Побудову починають з нанесення на діаграму точки 3, яка має параметри зовнішнього повітря. Із точки 3 по лінії $h_3 = \text{const}$ проводять лінію до перетину з кривою $\varphi = 95\%$ і визначають точку О. Точка О характеризує стан повітря після камери зрошення. Далі на h - d діаграмі визначають точку В за нормативними параметрами повітря в приміщенні. Із точки В проводять промінь m - n , який характеризується попередньо визначеним тепловологісним відношенням (кутовим коефіцієнтом) ε . Точка П, яка характери-

зує стан припливного повітря після змішування двох потоків повітря $L_{зк}$ і L_6 , лежить на перетині променя m-n з лінією 3O ($h_3 = \text{const}$).

Загальна витрата припливного повітря

$$L = \frac{W + G}{d_B - d_n} = \frac{Q_T}{h_B - h_n}. \quad (2.3)$$

Витрата байпасного повітря

$$L_6 = \frac{L \cdot (d_0 - d_n)}{d_0 - d_3}. \quad (2.4)$$

Витрата повітря в камері зрошення

$$L_{зк} = L - L_6. \quad (2.5)$$

Витрата вологи, що випаровується в зрошувальній камері

$$W_{\text{вип}} = L_{зк} (d_0 - d_3). \quad (2.6)$$

Приклад 2.1

Визначити витрати повітря в системі адіабатного кондиціонування з підмішуванням зовнішнього повітря, якщо тепловиділення в приміщенні 18060 кДж/год, вологовиділення 4,3 кг/год; параметри зовнішнього повітря: $t_3 = 20^\circ\text{C}$; $\phi_3 = 40\%$; параметри внутрішнього повітря: $t_b = 26^\circ\text{C}$; $\phi_b = 60\%$.

Розв'язування

Кутовий коефіцієнт, що характеризує зміну стану повітря в приміщенні, кДж/кг

$$\varepsilon = Q_T / W = 18,06 / 0,0043 = 4200.$$

Побудову процесів на h-d діаграмі виконуємо точно за попередньо викладеною методикою (рис. 2.5). Вологовміст і ентальпія зовнішнього повітря в точці 3: $d_3 = 6,2$ г/кг; $h_3 = 36$ кДж/кг.

Вологовміст і ентальпія внутрішнього повітря в точці В: $d_b = 12,8$ г/кг; $h_b = 58$ кДж/кг.

Параметри припливного повітря в точці П: $t_n = 18^\circ\text{C}$; $\phi_n = 60\%$; $d_n = 7,6$ г/кг; $h_n = h_3 = 36$ кДж/кг.

Параметри повітря після камери зрошення в точці О: $t_o = 13^\circ\text{C}$; $d_o = 9,2$ г/кг.

Загальна витрата припливного повітря, кг/год

$$L = 18060 / (58 - 36) = 821.$$

або

$$L = 4,3 \cdot 10^3 / (12,8 - 7,6) = 826.$$

Беремо більшу витрату, тобто $L = 826$ кг/год.

Витрата байпасного повітря, кг/год

$$L_6 = [826(9,2 - 7,6)] / (9,2 - 6,2) = 440.$$

Витрата повітря в камері зрошення, кг/год

$$L_{зк} = L - L_6 = 826 - 440 = 386.$$

Кількість випару в зрошувальній камері, кг/год

$$W_{вип} = 386 \cdot (9,2 - 6,2) 10^{-3} = 1,158.$$

2.4 Прямотечійна схема охолодження і осушення повітря в літній період

Прямотечійні схеми застосовуються, як правило, тоді, коли за умови запиленості або загазованості використання рециркуляції не допускається і кондиціонери працюють тільки на зовнішньому повітрі. Якщо реалізується прямотечійна схема кондиціонування (рис. 2.3), то засувки 1, 3, 4, 5 закриті, а засувки 2 і 6 – відкриті. В процесі контакту повітря з краплями охолодної води в камері зрошення воно охолоджується і осушується завдяки конденсації пари в складі повітря на краплях води. Відносна вологість повітря на виході з камери зрошення практично дорівнює $\phi = 95\%$. Температура повітря при цьому стає нижчою за необхідну температуру припливного повітря.

Тому повітря після зрошувальної камери підігрівається в калорифері другого підігріву П-II. Температура підігріву береться на $1-1,5^\circ\text{C}$ нижчою за необхідну температуру припливного повітря, що зумовлюється додатковим підігрівом повітря у вентиляторі та повітропроводах.

Порядок побудови процесу на h-d діаграмі такий. За заданими нормативними параметрами повітря в приміщенні визначають точку В (рис.2.6).

Через точку В проводять промінь $m-n$ з кутовим коефіцієнтом ϵ до перетину з ізотермою вибраної температури припливного повітря t_n (лінія ВП). Далі через точку П проводять лінію $d_n = \text{const}$ до перетину з кривою $\phi = 95\%$ (лінія ПО). Параметри в точці О характеризують стан повітря на виході з камери зрошення. Через точки З і О проводять лінію до перетину з кривою $\phi = 100\%$ (точка А). Ізотерма в точці А t_A має відповідати температури води в камері зрошення. Лінія ОП' характеризує підігрів повітря від температури t_o до температури t'_n в калорифері другого підігріву повітря.

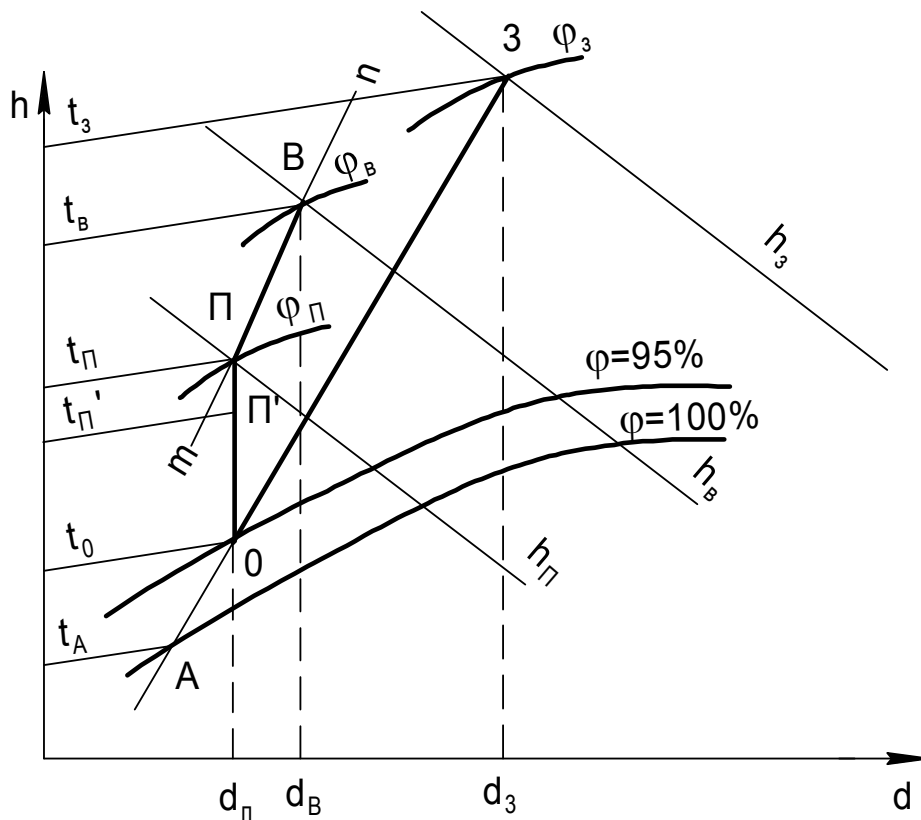


Рисунок 2.6 - Побудова процесу кондиціонування повітря для літнього періоду за прямотечійною схемою

Витрата вентиляційного повітря

$$L = Q_T / (d_B - d_n). \quad (2.7)$$

Потужність камери охолодження

$$Q_{ox} = L \cdot (h_3 - h_o). \quad (2.8)$$

Теплова потужність калорифера П-П

$$Q_{II} = L \cdot (h_{II} - h_o). \quad (2.9)$$

2.5 Схема кондиціювання з рециркуляцією і другим підігрівом повітря в літній період

Застосування рециркуляції в літній період має економічні переваги внаслідок того, що ентальпія і вологовміст рециркуляційного повітря нижчі, ніж у зовнішнього повітря. Тому скорочується витрата холоду для обробки повітря. За цією схемою (рис. 2.3) засувки 1 і 5 закриті, а засувки 2, 3, 4 і 6 відкриті. Перед камерою зрошення до потоку повітря L_n , що визначено за санітарними нормами, підмішується рециркуляційний потік повітря L_p . Суміш повітря $L = L_n + L_p$ надходить в камеру зрошення, де охолоджується і підсушується, а потім підігрівається в калорифері П-П до заданої температури, яка, як і в попередньому випадку, на $1-1,5^\circ\text{C}$ нижча від вибраної температури припливного повітря. Температура рециркуляційного повітря, як правило, перевищує температуру в приміщенні на 1°C . Побудову процесу на h - d діаграмі починають з визначення точки В (рис.2.7), через яку проводять промінь з кутовим коефіцієнтом ε до перетину з ізотермою вибраної або заданої температури припливного повітря (лінія ВП).

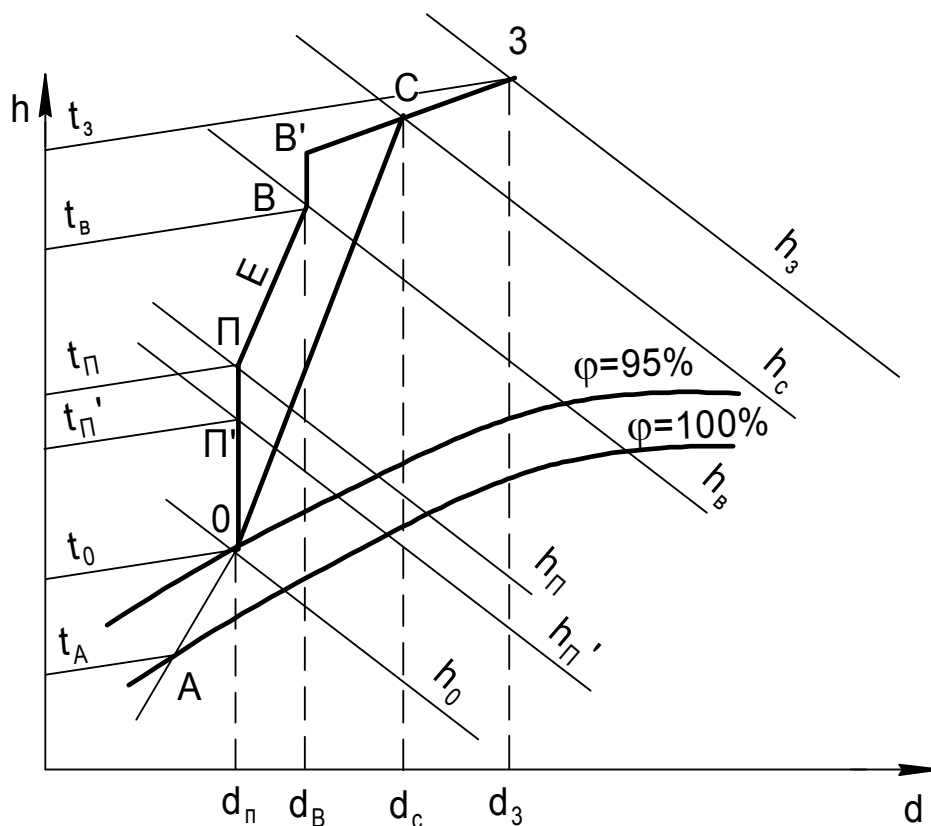


Рисунок 2.7 - Побудова процесу обробки повітря в схемі з рециркуляцією

Через точку П проводять лінію $d_{\Pi} = \text{const}$ до перетину з кривою $\varphi = 95\%$ (лінія ПО). Параметри в точці О відповідають стану повітря після зрошувальної камери. Далі визначається точка З, яка відповідає стану зовнішнього повітря, а також точка В', яка відповідає стану рециркуляційного повітря. Точки В' і З з'єднуються прямою лінією, яка є лінією суміші зовнішнього і рециркуляційного повітря перед камерою зрошення. Положення точки С (стану суміші) може бути визначено таким чином

$$d_c = d_B + \frac{L_H}{L \cdot (d_3 - d_B)}, \quad (2.10)$$

де величина L визначається за (2.7). Нагадаємо, що величина L_H є відомою і береться на підставі СНіП або вимог технологічного процесу.

Витрата рециркуляційного повітря

$$L_P = L - L_H. \quad (2.11)$$

Потужність камери охолодження

$$Q_{ox} = L \cdot (h_c - h_o). \quad (2.12)$$

Потужність калорифера другого підігріву

$$Q_{II} = L \cdot (h'_{\Pi} - h_o). \quad (2.13)$$

Температура води в камері зрошення t_A визначається на перетині лінії СА з кривою $\varphi = 100\%$.

Приклад 2.2

Визначити витрату вентиляційного повітря, охолодну потужність камери зрошення і потужність калорифера для системи кондиціонування повітря з рециркуляцією і другим підігріванням повітря, якщо відомо: параметри зовнішнього повітря: $t_3 = 30^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 60\%$; параметри внутрішнього повітря: $t_B = 24^\circ\text{C}$; $\varphi = 50\%$; максимальна різниця температур між внутрішнім і припливним повітрям 5°C ; нормативна витрата зовнішнього повітря 10000 кг/год; тепло- і вологовиділення в приміщенні $Q_T = 167600$ кДж/кг; $W = 25$ кг/год, відповідно.

Розв'язування

Тепловологісне відношення

$$\varepsilon = Q_T/W = 167600/25 = 167,6/0,025 = 6700.$$

Побудову робочого процесу кондиціонування повітря на h-d діаграмі здійснюємо за схемою на рис.2.7 і визначаємо параметри в характерних точках процесу:

точка З: $d_3 = 19$ г/кг; $h_3 = 80$ кДж/кг;

точка В: $h_B = 48$ кДж/кг; $d_B = 9,5$ г/кг;

точка П: $t_n = 19^\circ\text{C}$; $\varphi_n = 60\%$; $h_n = 40$ кДж/кг; $d_n = 8,3$ г/кг;

точка П': $t'_n = 17,5^\circ\text{C}$; $\varphi'_n = 65\%$; $h'_n = 38$ кДж/кг; $d'_n = 8,3$ г/кг;

точка В': $t'_B = 24,5^\circ\text{C}$; $\varphi'_B = 48\%$; $h'_B = 49$ кДж/кг; $d'_B = 9,5$ г/кг;

точка О: $t_o = 11,5^\circ\text{C}$; $\varphi_o = 95\%$; $h_o = 32,5$ кДж/кг; $d_o = 8,3$ г/кг.

Загальна витрата вентиляційного повітря, кг/год

$$L = W \cdot 10^3 / (d_B - d_n) = 25 \cdot 10^3 / (9,5 - 8,3) = 20820.$$

Вологовміст в точці С за (2.10), г/кг

$$d_C = 9,5 + 10000/20820(19,5 - 9,5) = 14.$$

Параметри повітря в точці С: $t_c = 28^\circ\text{C}$; $\varphi_c = 56\%$; $h_c = 63$ кДж/кг.

Температура охолодної води $t_A = 9^\circ\text{C}$.

Витрата рециркуляційного повітря, кг/год

$$L_p = 20820 - 10000 = 10820.$$

Потужність охолодної камери, кВт

$$Q_{ох} = L / 3600(h_c - h_o) = 20820 / 3600(63 - 32,5) = 175,4.$$

Потужність калорифера П-П, кВт

$$Q_{\Pi} = 20820/3600(38 - 32,5) = 31,8.$$

2.6 Схема кондиціонування повітря в літній період з рециркуляцією і байпасом

Особливість цієї схеми обробки повітря полягає в тому, що відпадає необхідність підігріву повітря в калорифері П-П (рис. 2.3), функцію якого виконує рециркуляційне повітря після камери зрошення. В цьому випадку засувка 1 замкнута, а засувки 3, 4 і 5 відкриті. Через засувку 2 надходить повітря з витратою L_n . Із приміщення через засувку 3 надходить рециркуляційне повітря, яке розподіляється на два потоки. Потік з витратою L_p надходить в кондиціонер до камери зрошення, а потік з витратою L_6 – після

камери зрошення, який називають повітрям другої рециркуляції або байпасним повітрям.

Розглянемо побудову процесу на h - d діаграмі (рис. 2.8). За заданими параметрами повітря в приміщенні визначаємо положення точки В на діаграмі. Через точку В проводимо промінь з певним кутовим коефіцієнтом ε до перетину з ізотермою припливного повітря $t_{\text{п}}$. За аналогією з попередньою схемою (п.2.5) визначаємо точки В' і П', які характеризують нагрівання припливного і рециркуляційного повітря в комунікаціях і вентиляторі.

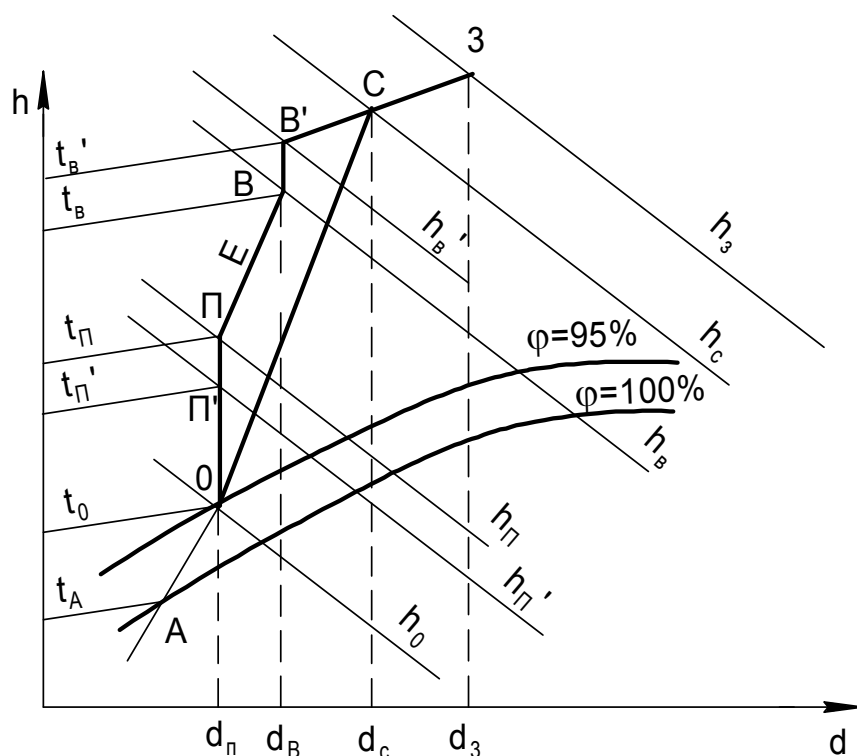


Рисунок 2.8 - Зображення на h - d діаграмі процесу обробки повітря з рециркуляцією і байпасом

Точку О визначають на перетині вертикалі $d_{\text{п}} = \text{const}$ з кривою $\varphi = 95\%$. Параметри в точці О відповідають стану повітря після камери зрошення. Оскільки точка П' визначає стан повітря після кондиціонера завдяки змішуванню повітря з параметрами в точці В' з повітрям із параметрами в точці О, то витрату байпасного повітря можна визначити за співвідношенням

$$L_{\text{б}} = L(h'_{\text{п}} - h_{\text{о}}) / (h'_{\text{в}} - h_{\text{о}}), \quad (2.14)$$

де витрата вентиляційного повітря L визначається за (2.7).

Витрата повітря, що надходить в зрошувальну камеру

$$L_{зк} = L - L_{\phi}. \quad (2.15)$$

Як і раніше, витрата зовнішнього повітря L_{ϕ} визначається за нормативними даними. Тому витрату повітря першої рециркуляції неважко визначити

$$L_p = L_{зк} - L_{\phi}.$$

Далі на h - d діаграмі визначають точку 3, яка відповідає стану зовнішнього повітря і проводять лінію В'-3, яка характеризує процес змішування повітря першої рециркуляції із зовнішнім повітрям. Положення точки С перед камерою зрошення на лінії В'-3 визначають за величиною вологовмісту в точці С

$$d_c = d_{\phi} + L_{\phi}/L_{зк}(d_3 + d_{\phi}). \quad (2.16)$$

Охолодна потужність камери зрошення

$$Q_{ох} = L_{зк} (h_c - h_o). \quad (2.17)$$

З'єднавши точки С і О лінією до перетину з кривою $\phi = 100\%$ визначають положення точки А і температуру води t_A перед камерою зрошення.

Зауважимо, що викладена вища схема обробки повітря не може бути застосована в тих випадках, коли промінь з кутовим коефіцієнтом ε не перетинається з кривою $\phi = 95\%$ або перетинається в області від'ємних температур.

Приклад 2.3

Визначити витрати потоків повітря в схемі кондиціонування з рециркуляцією і байпасом, якщо відомо: тепловиділення в приміщенні від устаткування $Q_{ту} = 201960$ кДж/год, вологовиділення від людей 24 кг/год; ентальпія вологовиділення $h_{вол} = 2547$ кДж/кг; параметри зовнішнього повітря: $t_3 = 25^{\circ}\text{C}$; $\phi_3 = 60\%$; параметри внутрішнього повітря: $t_{\phi} = 20^{\circ}\text{C}$; $\phi_{\phi} = 35\%$, об'єм приміщення $V = 6000$ м³.

Розв'язування

Тепловиділення в приміщенні від людей, кДж/год

$$Q_{тл} = W_{л} \cdot h_{вол} = 24 \cdot 2547 = 61128.$$

Величина кутового коефіцієнта променя процесу обробки повітря в приміщенні

$$\varepsilon_{\Pi} = (Q_{\text{гв}} + Q_{\text{пл}})/W = (201960 + 61128)/24 = 263088/24 = 263,088/0,024 = 1896,1.$$

Побудову процесу кондиціонування на h-d діаграмі виконуємо згідно з вищавикладеною методикою. Підвищення температури припливного повітря в припливному каналі та вентиляторі беремо 1,5°C, а рециркуляційного і байпасного – 1°C. Температуру припливного повітря беремо на 5°C нижчою, ніж температура в приміщенні. Визначаємо параметри в характерних точках на h-d діаграмі:

точка В: $d_{\text{в}} = 8$ г/кг; $h_{\text{в}} = 40,6$ кДж/кг;

точка З: $d_{\text{з}} = 12$ г/кг; $h_{\text{з}} = 57$ кДж/кг;

точка В': $t'_{\text{в}} = 21^{\circ}\text{C}$; $\varphi'_{\text{в}} = 51\%$; $d'_{\text{в}} = 8$ г/кг; $h'_{\text{в}} = 41,7$ кДж/кг;

точка П: $t_{\text{п}} = 15^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{\text{п}} = 70\%$; $d_{\text{п}} = 7,6$ г/кг; $h_{\text{п}} = 34$ кДж/кг;

точка П': $t'_{\text{п}} = 13,5^{\circ}\text{C}$; $\varphi'_{\text{п}} = 77\%$; $d'_{\text{п}} = 7,6$ г/кг; $h'_{\text{п}} = 32$ кДж/кг;

точка О: $t_{\text{о}} = 10^{\circ}\text{C}$; $\varphi_{\text{о}} = 95\%$; $d_{\text{о}} = 7,4$ г/кг; $h_{\text{о}} = 28,5$ кДж/кг.

Загальна витрата вентиляційного повітря, кг/год

$$L = W \cdot 10^3 / (d_{\text{в}} - d_{\text{п}}) = 24 \cdot 10^3 / (8 - 7,6) = 48000.$$

Кратність повітрообміну

$$n = L / (V \cdot \rho) = 48000 / (6000 \cdot 1,2) = 6,7,$$

де ρ – густина повітря.

Витрата байпасного повітря за (2.14), кг/год

$$L_{\text{б}} = 48000(32 - 28,5) / (41,7 - 28,5) = 12727.$$

Витрата повітря в зрошувальній камері, кг/год

$$L_{\text{зк}} = L - L_{\text{б}} = 48000 - 12727 = 35273.$$

Витрата зовнішнього повітря за нормами 20 м³/год на одну людину, кг/год

$$L_{\text{н}} = V \cdot \rho \cdot 20 = 6000 \cdot 1,2 \cdot 20 = 14450.$$

Витрата рециркуляційного повітря, кг/год

$$L_{\text{р}} = L_{\text{зк}} - L_{\text{н}} = 35273 - 14450 = 20823.$$

Вологовміст в точці С за (2.16), г/кг

$$d_{\text{с}} = 8 + 14550/35273(12 - 8) = 9,6.$$

Інші параметри в точці С: $t_c = 23^\circ\text{C}$; $\phi_c = 56\%$; $h_c = 48$ кДж/кг.

Температура води в зрошувальній камері $t_A = 8,5^\circ\text{C}$.

Охолодна потужність камери зрошення, кВт

$$Q_{\text{ох}} = L_{\text{зк}}/h_c - h_o) = 35273/3600(48 - 28,5) = 191.$$

2.7 Прямотечійна схема обробки повітря в зимовий період

Кондиціонування повітря в зимовий період полягає в його нагріванні та зволоженні. Нагрівання повітря в кондиціонері здійснюється за допомогою калориферів, які розташовані до і після камери зрошення (рис. 2.3). Зволоження повітря здійснюється шляхом адіабатного процесу випаровування рециркуляційної води в камері зрошення, яка набуває температури “мокрого” термометра. Розрахунковим режимом конденсаційних установок є літній режим. Тому розрахунки кондиціонування повітря починають з розрахунків літнього періоду, на підставі яких виявляють схему обробки повітря і визначають витрату вентиляційного повітря. Остання величина є базовою для розрахунків зимового періоду.

Прямотечійна схема кондиціонування повітря в зимовий період працює таким чином (рис.2.3). Засувки 2 і 6 відкриті, а всі інші закриті. Зовнішнє повітря з витратою L надходить в калорифери першого підігріву П-I, де підігрівається до температури, яка відповідає розрахунковій ентальпії адіабатного випаровування. Після підігрівання повітря надходить в зрошувальну камеру, де набуває заданого вологовмісту з відносною вологістю $\phi = 95\%$. Внаслідок того, що в результаті адіабатного випаровування температура повітря після камери зрошення наближається до температури “мокрого” термометра, яка нижча від температури припливного повітря, воно додатково підігрівається в калорифері другого підігріву П-II до заданої температури припливного повітря.

Побудова процесу на h - d діаграмі здійснюється в такому порядку (рис. 2.9). Визначають точку В за параметрами повітря всередині приміщення, через яку проводять промінь процесу в приміщенні з кутовим коефіцієнтом ε . Для визначення положення точки П, яка відповідає стану припливного повітря, визначають величину

$$\Delta d = W/L, \quad (2.18)$$

де L – витрата вентиляційного повітря, яка визначена в розрахунках літнього режиму.

Вологовміст припливного повітря

$$d_{\Pi} = d_B - \Delta d. \quad (2.19)$$

Точка Π визначається на перетині лінії $d_{\Pi} = \text{const}$ з променем процесу в приміщенні $m-n$. Перетин лінії $d_{\Pi} = \text{const}$ з кривою $\varphi = 95\%$ дає точку O , параметри якої відповідають стану повітря після камери зрошення. Далі наносять на діаграму точку $З$, яка характеризує стан зовнішнього повітря. Точку K , яка характеризує стан повітря перед калорифером I підігріву, визначають на перетині ліній $d_3 = \text{const}$ та ізоентальпи $h_0 = \text{const}$.

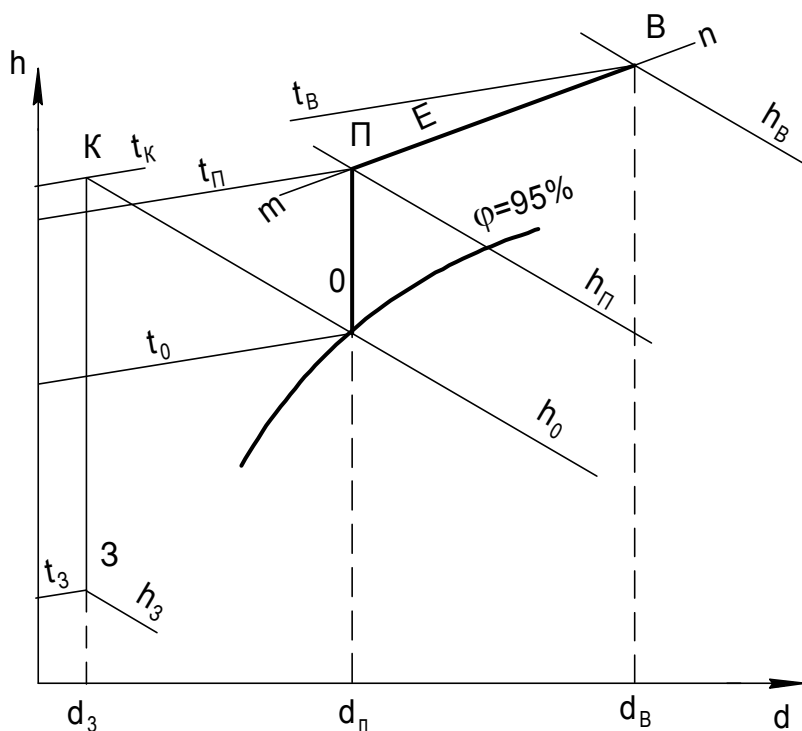


Рисунок 2.9 - Побудова процесу кондиціонування за прямотечійною схемою в зимовий період

Слід відзначити, що на відміну від літнього режиму, попутне нагрівання повітря в каналах і вентиляторі не враховується внаслідок незначної різниці температур в комунікаціях і приміщеннях. В процесі побудови процесу на $h-d$ діаграмі визначають необхідні параметри в перелічених точках, які необхідні для розрахунків кондиціонування.

Теплова потужність калорифера I підігріву

$$Q_I = L(h_K - h_3). \quad (2.20)$$

Теплова потужність калорифера II підігріву

$$Q_{II} = L(h_{\Pi} - h_0). \quad (2.21)$$

Витрата випареної води

$$W_{\text{вип}} = (d_0 - d_3). \quad (2.22)$$

Приклад 2.4

Розрахувати прямотечійну схему кондиціонування повітря для зимового періоду за даними: витрата вентиляційного повітря для літнього режиму $L = 5880$ кг/год; тепловиділення в приміщенні $Q_T = 33500$ кДж/год; вологовиділення $W = 5$ кг/год; параметри зовнішнього повітря: $t_3 = -25^\circ\text{C}$; $\varphi_3 = 80\%$; параметри внутрішнього повітря: $t_b = 18^\circ\text{C}$; $\varphi_b = 50\%$.

Розв'язування

Кутовий коефіцієнт променя процесу в приміщенні

$$\varepsilon = Q_T/W = 33500/5 = 33,5/0,005 = 6700.$$

Асимілювальна здатність повітря з вологи, г/кг

$$\Delta d = 5 \cdot 10^3/5880 = 0,85.$$

Визначаємо на h - d діаграмі точки В і З та параметри в цих точках: $d_b = 6,5$ г/кг; $h_b = 34$ кДж/кг; $d_3 = 0,5$ г/кг; $h_3 = -25$ кДж/кг.

Вологовміст в точці П за (2.19), г/кг

$$d_n = 6,5 - 0,85 = 5,7.$$

Проводимо з точки В промінь з кутовим коефіцієнтом ε до перетину з вертикаллю $d_n = \text{const}$ і визначаємо точку П та параметри в цій точці: $t_n = 14^\circ\text{C}$; $\varphi_n = 55\%$; $h_n = 28$ кДж/кг.

Через точку П проводимо лінію $d_n = \text{const}$ до перетину з кривою $\varphi = 95\%$ і визначаємо положення точки О та параметри в цій точці: $t_o = 6^\circ\text{C}$; $h_o = 20$ кДж/кг.

Із точки О проводимо лінію $h_o = \text{const}$ до перетину з вертикаллю $d_3 = \text{const}$ і визначаємо положення точки К і параметри в цій точці: $t_k = 19^\circ\text{C}$; $\varphi_k = 4\%$; $h_k = 20$ кДж/кг

Теплова потужність калорифера І підігріву за (2.20), кВт

$$Q_I = 5880/3600[20 - (-25)] = 73,5.$$

Теплова потужність калорифера ІІ підігріву за (2.21), кВт

$$Q_{II} = 5800/3600(28 - 20) = 13.$$

Витрата випареної вологи за (2.22), кг/год

$$W_{\text{вип}} = 5800 \cdot 10^{-3}(5,7 - 0,5) = 30,57.$$

2.8 Схема кондиціонування повітря з першою рециркуляцією для зимового режиму

За цією схемою (рис.2.3) засувки 1 і 5 закриті, а всі інші відкриті. До зовнішнього повітря перед калорифером I підігріву підмішується рециркуляційне повітря, яке надходить з приміщення через засувки 3 і 4. Суміш повітря підігрівається в калорифері П-I, зволожується в зрошувальній камері та догрівається в калорифері П-II до заданої температури припливного повітря.

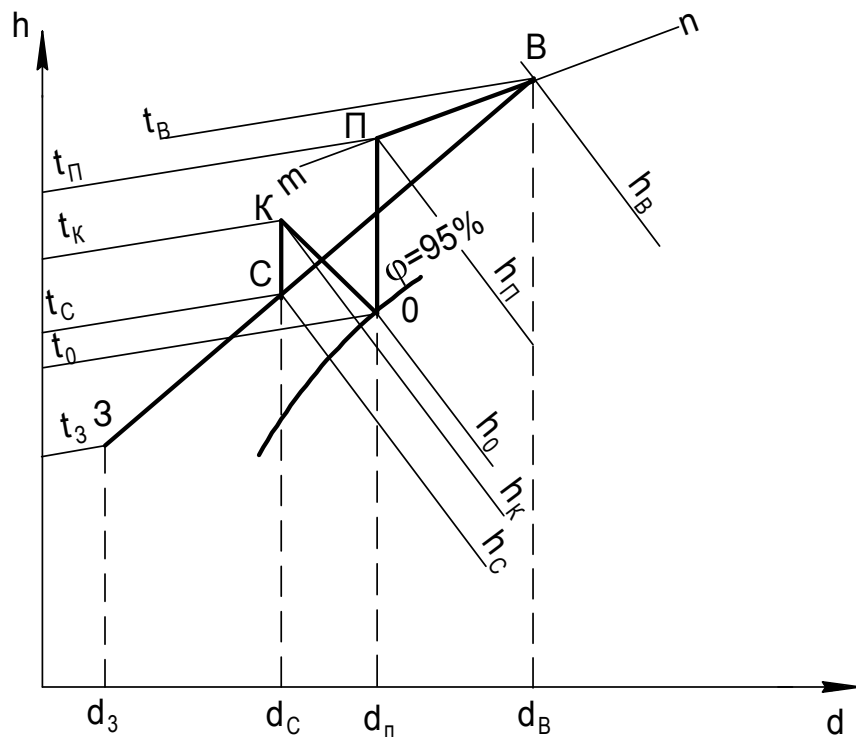


Рисунок 2.10 - Зображення процесу зимового режиму кондиціонування з рециркуляцією

Побудова процесу кондиціонування за цією схемою (рис. 2.10) починається з визначення на $h-d$ діаграмі точки В, яка характеризує стан повітря в приміщенні. Через точку В проводять промінь $m-n$ із заданим кутовим коефіцієнтом ε . Далі визначають асимілювальну здатність припливного повітря з вологи за формулою (2.18) і вологовміст припливного повітря за (2.19), після чого визначають положення точки П на діаграмі та її параметри. Через точку П проводять лінію $d_n = \text{const}$ до перетину з кривою $\phi = 95\%$ до точки О. Лінія ПО відповідає підігріву повітря в калорифері II підігріву. Далі на діаграмі визначається положення точки З, яка характеризує стан зовнішнього повітря. Точки В і З з'єднують прямою лінією, яка характери-

зує процес змішування зовнішнього і рециркуляційного повітря. Положення точки С (суміші) на цій лінії визначають за величиною вологовмісту

$$d_c = (d_d - L_n)/L(d_b - d_3). \quad (2.23)$$

Через точку С проводять вертикаль $d_c = \text{const}$ до перетину з ізоентальпою $h_o = \text{const}$ і визначають положення точки К та параметри в цій точці. Відповідно до побудови процесу теплова потужність калорифера І підігріву

$$Q_I = L(h_k - h_c). \quad (2.24)$$

Теплова потужність калорифера ІІ підігріву

$$Q_{II} = L(h_{II} - h_o). \quad (2.25)$$

Витрата випареної води

$$W_{\text{вип}} = L(d_o - d_c). \quad (2.26)$$

Приклад 2.5

Розрахувати зимовий процес кондиціонування з частковою рециркуляцією внутрішнього повітря до калорифера І підігріву за даними: нормативна витрата повітря $L_n = 10000$ кг/год; загальна витрата вентиляційного повітря $L = 20820$ кг/год; тепловиділення в приміщенні 117236 кДж/год; вологовиділення 88 кг/год; параметри зовнішнього повітря: $t_3 = 15^\circ\text{C}$; $\phi_3 = 75\%$; параметри внутрішнього повітря: $t_b = 18^\circ\text{C}$; $\phi_b = 50\%$.

Розв'язування

Кутовий коефіцієнт променя в приміщенні

$$\varepsilon = Q_T/W = 117236/28 = 117,236/0,028 = 4187.$$

Визначаємо на h - d діаграмі положення точок В і З та визначаємо параметри в цих точках:

точка В: $t_b = 18^\circ\text{C}$; $\phi_b = 50\%$; $d_b = 6,55$ г/кг; $h_b = 34$ кДж/кг;

точка З: $t_3 = -15^\circ\text{C}$; $\phi_{3b} = 75\%$; $d_3 = 0,8$ г/кг; $h_3 = -13$ кДж/кг.

Асимілювальна здатність повітря з води г/кг

$$\Delta d = 28 \cdot 10^3/20820 = 1,35.$$

Вологовміст припливного повітря, г/кг

$$d_{II} = 6,55 - 1,35 = 5,2.$$

Точку П визначаємо на перетині лінії $d_n = \text{const}$ з променем процесу в приміщенні. Параметри в точці П: $t_n = 16^\circ\text{C}$; $\varphi_n = 46\%$; $d_n = 5,2 \text{ г/кг}$; $h_n = 29 \text{ кДж/кг}$. Точку О визначаємо як показано на рис.2.10. Параметри в точці О: $t_o = 5^\circ\text{C}$; $\varphi_o = 95\%$; $d_o = d_n = 5,2 \text{ г/кг}$; $h_o = 18 \text{ кДж/кг}$. З'єднуємо прямою точки В і З.

Вологовміст в точці С на прямій В-З за (2.33), г/кг

$$d_c = (6,55 - 10000)/20820(6,55 - 0,8) = 3,8.$$

Інші параметри в точці С: $t_c = 2^\circ\text{C}$; $\varphi_c = 85\%$; $h_c = 11 \text{ кДж/кг}$.

Точку К визначаємо на перетині лінії $d_c = \text{const}$ з ізоентальною $h_o = \text{const}$. Параметри в точці К: $t_k = 9^\circ\text{C}$; $\varphi_k = 53\%$; $h_k = 18 \text{ кДж/кг}$.

Теплова потужність калорифера І підігріву за (2.24), кВт

$$Q_I = 20820/3600(18 - 11) = 40,5.$$

Теплова потужність калорифера ІІ підігріву за (2.25), кВт

$$Q_{II} = 20820/3600(29 - 18) = 63,6.$$

Витрата випареної води за (2.26), кг/год

$$W = 20820 \cdot 10^{-3}(5,2 - 3,8) = 29,15.$$

2.9 Схема кондиціонування повітря в зимовий період з І і ІІ рециркуляцією

Ця схема застосовується лише тоді, коли і в літній період використовується така сама схема обробки повітря. Останнє пояснюється більш спрощеною схемою автоматичного регулювання кондиціонувальної установки. Зовнішнє повітря (рис.2.3.) надходить в калорифер І підігріву і нагрівається до певної температури після чого змішується з рециркуляційним повітрям, яке надходить з приміщення через засувку 7. Суміш прямує в зрошувальну камеру, де адіабатно зволожується до значення $\varphi = 95\%$. Зволожена суміш змішується з байпасним повітрям, яке надходить через засувку 8. Далі утворена суміш підігрівається в калорифері ІІ підігріву, де підігрівається до заданої температури припливного повітря.

На рис. 2.11 наведено побудову процесу кондиціонування повітря на h - d діаграмі. Побудову здійснюють в такому порядку. За відомими параметрами повітря в приміщенні визначають положення точки В на діаграмі, через яку проводять промінь процесу в приміщенні з певним значенням

кутового коефіцієнта ε . Далі за (2.18) визначають асимілювальну здатність припливного повітря з вологи, а за (2.19) – вологовміст припливного повітря. Положення точки П, яка характеризує стан припливного повітря визначають на перетині променя процесу в приміщенні з лінією $d_n = \text{const}$. Вологовміст точки О визначається за формулою

$$d_o = d_b - L_{3K}/L(d_b - d_3), \quad (2.27)$$

де величини L_{3K} і L відомі за результатами розрахунків для літнього режиму.

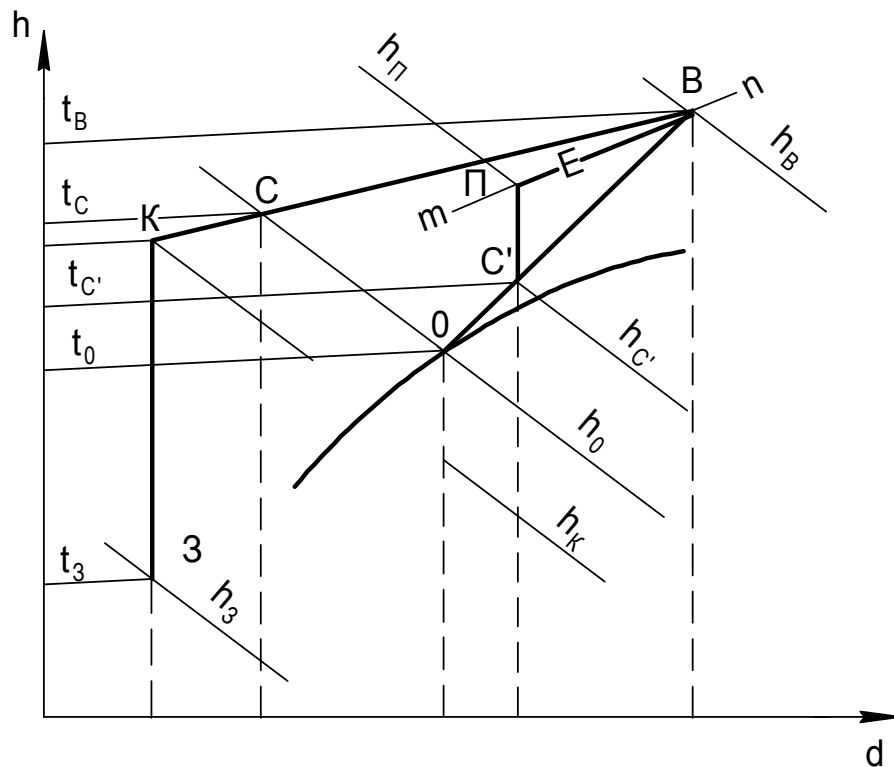


Рисунок 2.11 - Побудова процесу кондиціонування повітря в зимовий період за схемою з I і II рециркуляцією

Точку В і О з'єднують прямою лінією. Лінія ВО характеризує суміш повітря, яке пройшло через зрошувальну камеру. Точка С', яка характеризує стан суміші, визначається на перетині лінії ВО з лінією $d_n = \text{const}$. Для визначення положення точки С, яка характеризує стан суміші повітря перед камерою зрошення, визначаємо вологовміст в цій точці

$$d_c = d_b - L_n/L_{3K}(d_b - d_3). \quad (2.28)$$

Точка С визначається на діаграмі в місці перетину ліній $d_c = \text{const}$ та ізоентальпи $h_o = \text{const}$. Через точки В і С проводять пряму лінію до перети-

ну з вертикаллю $d_3 = \text{const}$ і визначають положення точки К, яка характеризує стан повітря після калорифера І підігріву. За визначеними параметрами в точках обчислюють величини.

Теплова потужність калорифера І підігріву

$$Q_I = L_n(h_k - h_3). \quad (2.29)$$

Теплова потужність калорифера ІІ підігріву

$$Q_{II} = L(h_n - h'_c). \quad (2.30)$$

Витрата випареної вологи

$$W_{\text{вип}} = L_{\text{зк}}(d_o - d_c). \quad (2.31)$$

Приклад 2.6

Виконати розрахунки кондиціонування повітря за схемою з І і ІІ рециркуляцією для зимового періоду, якщо відомо: $L=48000$ кг/год; $L_{\text{зк}}=32580$ кг/год; $L_n = 14450$ кг/год; $L_p = 18130$ кг/год; $L_6 = 15420$ кг/год; $Q_T = 192600$ кДж/год; $W = 28$ кг/год; параметри зовнішнього повітря: $t_3 = -15^\circ\text{C}$; $\phi_3 = 75\%$; параметри внутрішнього повітря: $t_b = 18^\circ\text{C}$; $\phi_b = 50\%$.

Розв'язування

Тепловологісне відношення

$$\varepsilon = 192600/28 = 192,6/0,028 = 6878.$$

Побудову процесів на h - d діаграмі здійснюється точно за методикою, яка викладена вище.

Вологовміст і ентальпія в точка З і В:

$$d_3 = 0,8 \text{ г/кг}; h_3 = -13 \text{ кДж/кг};$$

$$d_b = 6,5 \text{ г/кг}; h_b = 34 \text{ кДж/кг}.$$

Асимілювальна здатність припливного повітря, г/кг

$$\Delta d = 28 \cdot 10^3/48000 = 0,58.$$

Необхідний вологовміст припливного повітря, г/кг

$$d_n = 6,5 - 0,58 = 5,92.$$

Інші параметри припливного повітря з h - d діаграми:

$$t_n = 15^\circ\text{C}; \phi_n = 55\%; h_n = 30 \text{ кДж/кг}.$$

Вологовміст в точці О за (2.27), г/кг

$$d_o = 6,5 - 48000/32580(6,5 - 5,92) = 5,74.$$

Інші параметри в точці О з h-d діаграми:

$$t_o = 6^{\circ}\text{C}; \varphi_o = 95\%; h_o = 20 \text{ кДж/кг}.$$

Параметри в точці С':

$$t'_c = 9,15^{\circ}\text{C}; \varphi'_c = 80\%; h'_c = 24,5 \text{ кДж/кг}.$$

Вологовміст в точці С за (2.28), г/кг

$$d_c = 6,5 - 14450/32580(6,5 - 0,8) = 4.$$

Інші параметри в точці С з h-d діаграми:

$$t_c = 11^{\circ}\text{C}; \varphi_c = 48\%; h_c = h_o = 20 \text{ кДж/кг}.$$

Параметри в точці К:

$$t_k = 2^{\circ}\text{C}; \varphi_k = 20\%; d_k = d_3 = 0,8 \text{ г/кг}; h_k = 4 \text{ кДж/кг}.$$

Теплова потужність калорифера І підігріву повітря за (2.29), кВт

$$Q_I = 14450/3600[4 - (-13)] = 68,2.$$

Теплова потужність калорифера ІІ підігріву за (2.30), кВт

$$Q_{II} = 48000/3600(30 - 24,5) = 73,3.$$

Витрата випареної води за (2.31), кг/год

$$W_{\text{вип}} = 32580 \cdot 10^{-3} (5,74 - 4) = 56,69.$$

3 ЦЕНТРАЛЬНІ КОНДИЦІОНЕРИ І КОНДИЦІОНЕРИ-ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРИ

В 1990 р. Харківський завод „Кондиціонер” перейшов на серійний випуск нових кондиціонерів типу КТЦ 3. На відміну від старих кондиціонерів (КТЦ 2А) нові мають не дев'ять, а чотири базові схеми. Базові схеми 1, 3, 4 мають 10 індексів: КТЦ3-10, КТЦ3-20, КТЦ3-31,5, КТЦ3-40, КТЦ3-63, КТЦ3-80, КТЦ3-125, КТЦ3-160, КТЦ3-200, КТЦ3-250, а базова схема 2 - 4 індекси: КТЦ3-31,5, КТЦ3-40, КТЦ3-63, КТЦ3-80. Остання цифра характеризує повітряну продуктивність кондиціонера, тис.м³/год. Центральні кондиціонери і кондиціонери-утилізатори з базовими схемами компонування обладнання мають однакові позначення та індекси. Кондиціонери складаються з таких типових секцій: камер зрошення, блоків тепломасообміну, повітропідігрівників, повітряних фільтрів, вентиляторних агрегатів, допоміжного устаткування (камер обслуговування, повітряних

камер, приймальних блоків і блоків приєднання). Загальна схема центрального кондиціонера показана на рис.3.1.

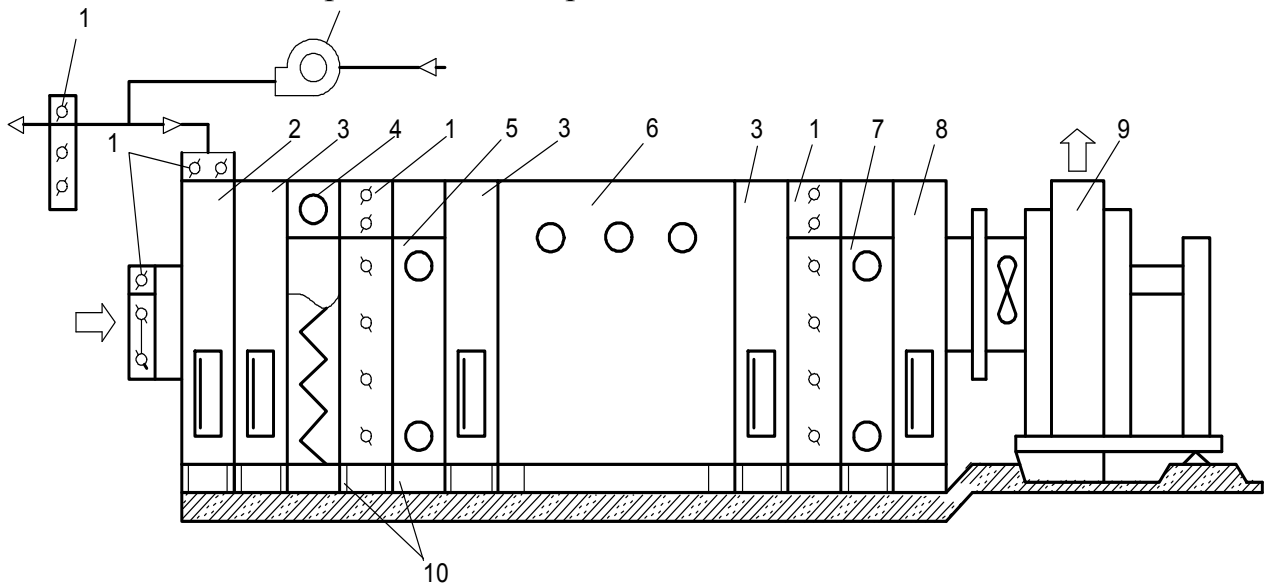


Рисунок 3.1 - Загальна схема центрального кондиціонера з типовими секціями: 1 – повітряні клапани; 2 – секція змішування; 3 – секція обслуговування; 4 – секція фільтрів; 5 – повітропідігрівник I підігріву; 6 – зрошувальна камера; 7 – повітропідігрівник II підігріву; 8 – секція приєднання до вентилятора; 9 – вентилятор; 10 – опора; 11 – вентилятор рециркуляційного повітря

Для забезпечення надійної роботи камер зрошення, блоків тепломасообміну і запобігання виносу крапель через вихідні сепаратори (за умови, що камери зрошення або блоки тепломасообміну встановлюються перед блоком приєднання з вентиляторним агрегатом), тобто за відсутності другого підігріву в кондиціонерах КТЦЗ-10, КТЦЗ-20, КТЦЗ-31,5, КТЦЗ-40 за камерою зрошення або блоком тепломасообміну встановлюється тільки приєднувальний блок, а в кондиціонерах КТЦЗ-63, КТЦЗ-80, КТЦЗ-125, КТЦЗ-160, КТЦЗ-200, КТЦЗ-250 – камера обслуговування і блок приєднання. Для таких компонувань в кондиціонерах КТЦЗ-40, КТЦЗ-125, КТЦЗ-160, КТЦЗ-200, КТЦЗ-250, які працюють з максимальною продуктивністю, за камерою зрошення або блоком тепломасообміну необхідно встановлювати ще одну додаткову камеру обслуговування.

Кондиціонери КТЦЗ виготовляються тільки з базовими схемами компонування устаткування або з їх модифікаціями, які утворюються шляхом доукомплектування необхідним устаткуванням, заміни одного обладнання іншим, виключенням зі схеми окремих видів обладнання, яке входить до базової схеми. На рис.3.2–3.4 показані приклади комплектування центральних кондиціонерів і кондиціонерів-утилізаторів.

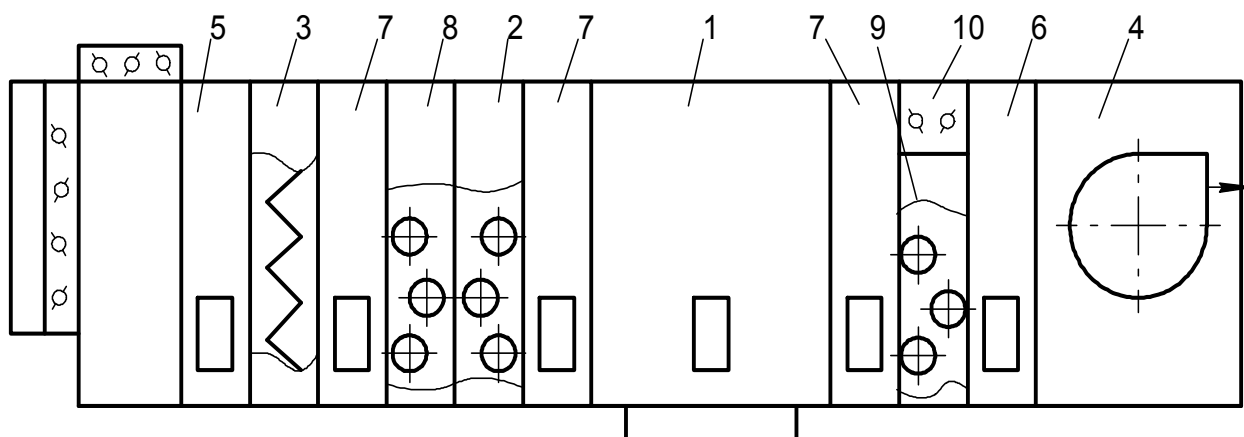


Рисунок 3.2 - Приклад комплектування центрального кондиціонера: 1 – камера зрошення; 2 – повітрянагрівач; 3 – фільтр повітряний; 4 – вентиляторний агрегат; 5 – приймальний блок; 6 – блок приєднання; 7 – камера обслуговування; 8,9 – повітрянагрівач; 10 – клапан повітряний

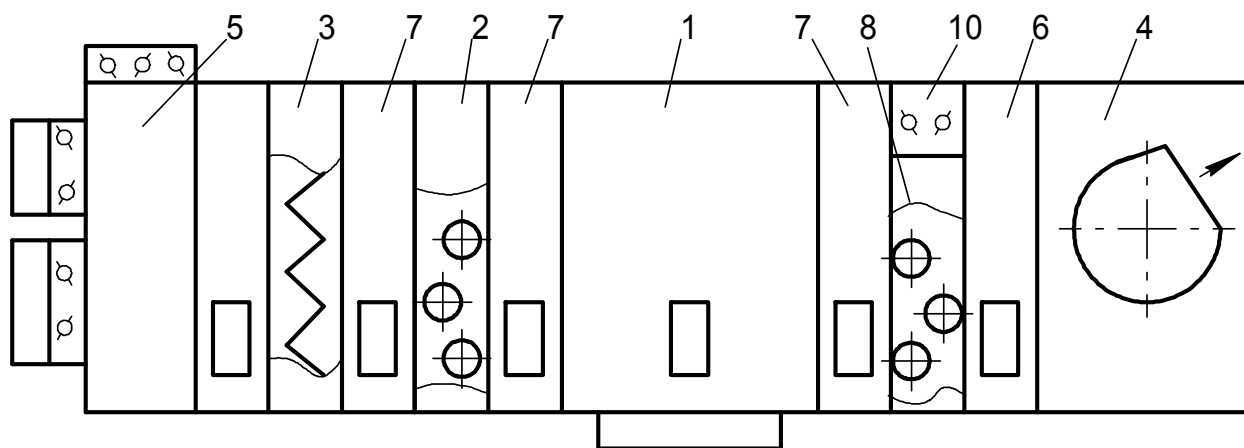


Рисунок 3.3 – Приклад комплектування центрального кондиціонера: позначення див. на рис. 3.2

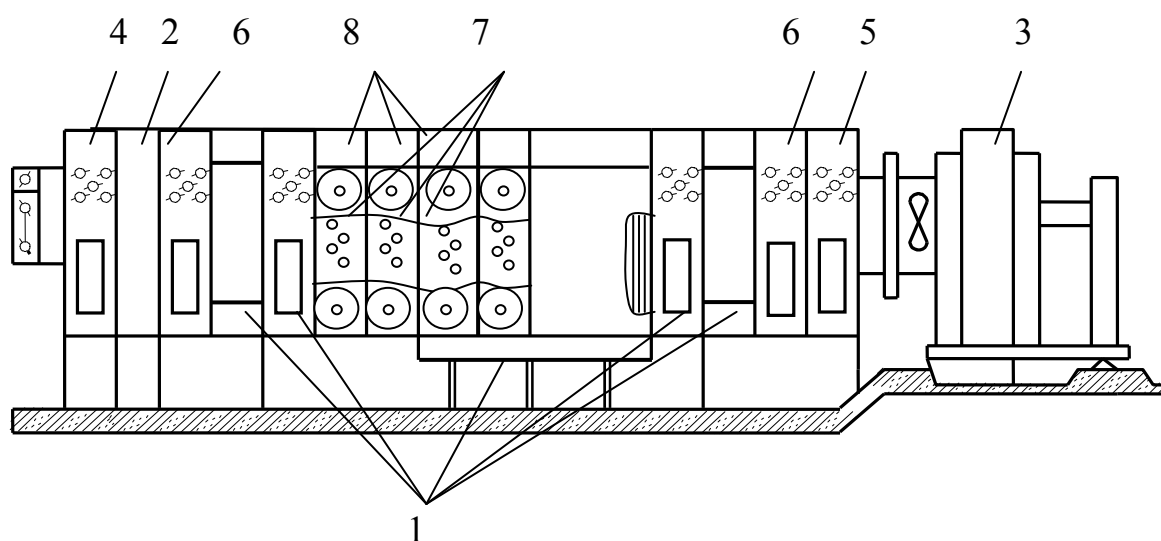


Рисунок 3.4 – Приклад комплектування кондиціонера-утилізатора: 1 – блок утилізації; 2 – фільтр повітряний; 3 – вентилятор; 4,5 – приймальний блок; 6 – камера обслуговування; 7 – повітрянагрівач; 8 – байпас

Максимальна кількість устаткування в базових схемах наведена в табл.3.1.

Таблиця 3.1 - Максимальна кількість устаткування в базових схемах

Найменування	Кількість, шт.
Камера зрошення	1
Повітронагрівач: першого підігріву другого підігріву	2 (до 4 рядів включно) 1 (до 2 рядів включно)
Повітряний фільтр	1
Вентиляторний агрегат	1
Повітряний клапан	1
Приймальний блок	1
Блок приєднання	1
Повітряна камера	1
Камера обслуговування	4
Блок тепломасообміну	1
Блок теплоутилізації	1

Максимальна кількість додаткового устаткування наведена в табл.3.2.

Таблиця 3.2 - Максимальна кількість додаткового устаткування

Найменування	Кількість, шт.
Камера зрошення	1
Повітронагрівач: першого підігріву другого підігріву блоку тепломасообміну блоку теплоутилізації	1 (до 2 рядів включно) 1 (однорядний) 3 (до 6 рядів включно) 4 (до 8 рядів включно)
Клапан повітря	2
Рециркуляційний вентилятор	1
Повітряна камера	2
Камера обслуговування	2

4 КАМЕРИ ЗРОШЕННЯ

В камерах зрошення здійснюється термовологісна обробка повітря для забезпечення заданих температури і вологості. В камерах зрошення (КЗ) створюється контактна поверхня крапель води з потоком повітря. Ро-

зпилення (диспергування) води здійснюється за допомогою механічних форсунок.

4.1 Форсунки для розпилення води

Дроблення води на краплі набагато збільшує поверхню тепло- і масообміну. В процесі розпилення 1кг води на краплі діаметром d утворюється така поверхня крапель F_k :

d , мм	0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,8; 1; 2; 3; 4
F_k , м ²	60; 30; 20; 15; 12; 7,5; 6; 3; 1,5; 1,125

Розбризкування води здійснюється спеціальними форсунками, конструкції яких дуже різноманітні. Дроблення води, яка витікає з отвору форсунки, досягається за рахунок надання воді одночасно поступального і обертального рухів. Тому для механічних форсунок різного типу загальним є пристрій для попереднього закручення потоку води, що забезпечує більш інтенсивну турбулізацію струмини, а, отже, і якість розпилення.

У вітчизняній практиці кондиціонування найбільше поширені тангенціальні (кутові) форсунки, які забезпечують закручення струмини перед її викидом через вихідний отвір. На виході струмина води розпадається, оскільки припиняється сила стиску доцентрових реакцій стінок камери форсунок. Дисперсійний склад розпилення залежить від конструкції форсунки, діаметра отвору, тиску води і параметрів рідини та повітря. Зі збільшенням діаметра отвору d_f і зменшенням тиску води перед форсунками P_f дисперсність розпилення зменшується.

Залежно від конкретних вимог до режимів обробки повітря вибирають діаметр вихідного отвору форсунки і тиск води. Практичний досвід показує, що форсунки грубого розпилення універсальні, тобто забезпечують в камері будь-який режим зволоження або охолодження і осушення повітря. Форсунки тонкого розпилення застосовуються, як правило, в камерах, які працюють в режимах зволоження повітря. Це пояснюється тим, що для режимів роботи камери на охолодження і осушення повітря форсунки тонкого розпилення зумовлюють небажане зволоження повітря, яке виникає внаслідок того, що частина найдрібніших крапель нагрівається швидше за основну масу крапель. В результаті цього відбувається процес випаровування з поверхонь дрібних крапель, який спричиняє зволоження

повітря. Зазначимо також, що для форсунок грубого розпилення затрати на фільтрацію води менші, ніж для форсунок тонкого розпилення.

Продуктивність форсунок g , кг/год залежить від конструкції (типу), діаметра вихідного отвору і надлишкового тиску води перед форсунками. Нижче наведені залежності $g = f(P)$ для найпоширеніших на практиці типів форсунок:

- форсунка ШФ-519

$$g = 35,35 \cdot P^{0,511}; \quad (4.1)$$

- форсунка ЕШФ 7/10

$$g = 118,2 \cdot P^{0,454}; \quad (4.2)$$

- форсунка ЕШУЦ14 10/15

$$g = 412 \cdot P^{0,466}; \quad (4.3)$$

- форсунка УЦ6–5,5/5,5

$$g = 38,14 \cdot P^{0,55}; \quad (4.4)$$

де значення P виміряно в кПа.

Зауважимо, що тиск перед форсункою останнього типу має бути не менше за 100 кПа.

4.2 Принципова схема камери зрошення

Принципова схема типової дворядної горизонтальної (за ходом повітря) камери зрошення (КЗ), яка найбільше поширена у вітчизняній практиці кондиціонування, показана на рис. 4.1. Піддон, дві бокові стінки і стеля утворюють корпус камери. В піддоні 1 за допомогою шарового вентиля 8, який з'єднаний з водопроводом, підтримується сталий рівень води, надлишок якого видаляється через зливну воронку 2. Всмоктувальний трубопровід до насоса з'єднується з фланцем водяного фільтра 9, а нагрівальний трубопровід – з фланцями колекторів 6. На колекторах вертикально розташовані стояки 4 з патрубками, на яких закріплені форсунки 5. Розташування форсунок на стояках виконується таким чином, щоб факели розпилення займали весь поперечний переріз зрошувального простору. На вході повітря в камеру передбачений повітророзподільний пристрій 3, який призначений для рівномірного розподілу повітря в перерізі камери і запобігання вибрикування води. У вихідному перерізі розташований краплевідділювальний пристрій 7 (сепаратор).

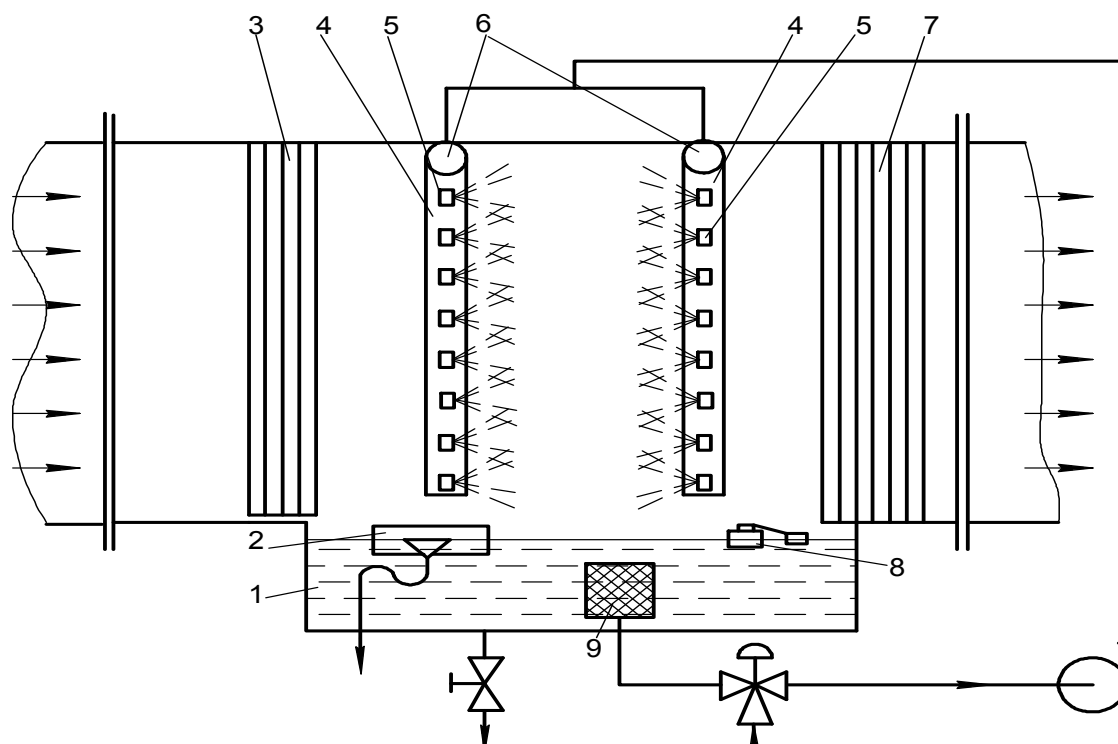


Рисунок 4.1 - Принципова схема типової дворядної горизонтальної камери зрошення

Масова швидкість повітря $\rho \cdot W$ в поперечному перерізі КЗ обмежується значенням $3,2 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$. Це пояснюється тим, що за умови $\rho \cdot W > 3,2$ сепаратори, які застосовуються в типових горизонтальних камерах, не забезпечують надійного краплевловлення.

Камери зрошення для центральних кондиціонерів виготовляються трьох типів: ОКФ-3, ОКС1-3 і ОКС2-3. Вони призначені для політропної або адіабатної термовологісної обробки повітря. Зрошувальні камери ОКФ-3 застосовуються в кондиціонерах КТЦ з подачею повітря від 10 до 250 тис.м³/год, а камери ОКС1-3 і ОКС 2-3 – з подачею повітря від 31,5 до 80 тис.м³/год. Камери виготовляються в двох модифікаціях, як відрізняються кількістю форсунок. Камери зрошення ОКФ-3 оснащені форсунками ЕШФ 7/10, а камери типу ОКС – форсунками УЦ14-10/15.

4.3 Розрахунки камер зрошення

Існує кілька методів розрахунків КЗ [3, 6, 8, 10]. Режим роботи КЗ для теплого і холодного періодів року значно відрізняються. Характерним для літнього періоду роботи є політропний процес охолодження і осушення повітря, а для зимового - ізоентальпійне зволоження і підігрівання повітря.

В практиці розрахунків КЗ зустрічаються два типи задач: прямі та зворотні. В прямих задачах визначають витрату і температуру зрошувальної води для заданої витрати і параметрів повітря. Метою розрахунків є підбір камери зрошення в процесі проектування систем кондиціонування. В зворотних задачах визначають кінцеві параметри повітря для заданих початкових параметрів і витрати повітря. Розрахунки зворотних задач здійснюються з метою виконання перевірних розрахунків в процесі налагодження і експлуатації систем кондиціонування. Для політропних процесів обробки повітря рівняння теплового балансу КЗ має вигляд

$$L(h_1 - h_2) = G_B \cdot C_B (t'_{2B} - t_{1B}), \quad (4.5)$$

звідки коефіцієнт зрошення повітря дорівнює

$$B = G_B / L = (h_1 - h_2) / [C_B (t_{B2} - t_{B1})], \quad (4.6)$$

де G_B і C_B - витрата і теплоємність води, відповідно;

h_1 і h_2 – початкова і кінцева ентальпії повітря;

t_{B1} і t_{B2} – початкова і кінцева температури води.

Ефективність тепло- і масообміну в камерах характеризуються відношенням величини реального теплообміну до максимально можливого в ідеальній камері

$$E = (h_1 - h_2) / (h_1 - h_{\text{нп}}), \quad (4.7)$$

де $h_{\text{нп}}$ – ентальпія насиченого повітря біля поверхні води для її початкової температури.

Характеристикою тепломасообмінних процесів в камерах є універсальний коефіцієнт ефективності, який придатний для опису і розрахунків будь-яких процесів обробки повітря

$$E' = 1 - (t_{c1} - t_{m2}) / (t_{c1} - t_{m1}), \quad (4.8)$$

де t_c і t_m – значення температур сухого і мокрого термометрів.

Для ізоентальпійних процесів обробки повітря $t_{m1} = t_{m2}$ вираз (4.8) спрощується

$$E' = E_a = (t_{c1} - t_{c2}) / (t_{c1} - t_{m1}). \quad (4.9)$$

Розрахунки КЗ здійснюються за методом „ВНИИ кондиционер”. Для політропного процесу обробки запропоновані співвідношення:

$$h_2 = h_1 - a(h_1 - h_{\text{нп}}) \times \left[1 - 0,716 \cdot 10^{-3}(h_1 - h_{\text{нп}}) + 3,57 \cdot 10^{-3}(54,1 - h_{\text{нп}}) \right]; \quad (4.10)$$

$$t_{c2} = t_{c1} - E_a(t_{c1} - t_{b1}) + 0,33(E/a - 1) \cdot (h_1 - h_2), \quad (4.11)$$

де a – приведений коефіцієнт ефективності.

Крім того, отримані усереднені залежності для значень a і E_a від коефіцієнта зрошення

$$a = 1 - \exp(-0,5B^{1,15}); \quad (4.12)$$

$$E_a = 1 - \exp(-1,1B^2). \quad (4.13)$$

Для камер типу ОКФ побудований графік залежності $E_a=f(a)$ і $B=f_1(a)$, який показаний на рис.4.2. Для камер типу ОКС графіки зв'язку величин E_a , a і B наведені на рис.4.3.

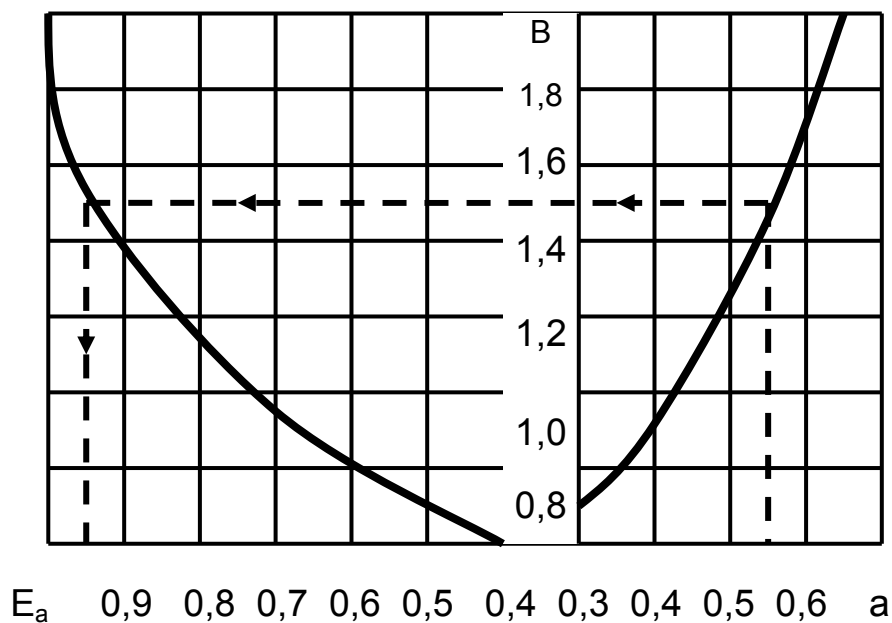


Рисунок 4.2 - Графік залежності коефіцієнтів B і E_a від приведенного коефіцієнта ефективності

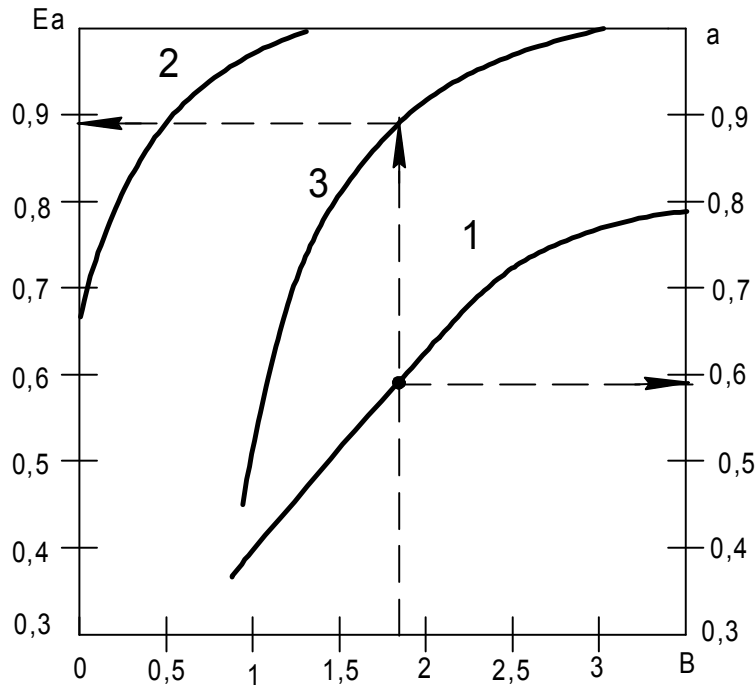


Рисунок 4.3 - Графік змінення коефіцієнтів a і E_a залежно від коефіцієнта зрошення: 1 – крива зміни коефіцієнта a ; 2 – крива зміни E_a для ізоентальпійного процесу; 3 – крива зміни E_a для політропного процесу

Для розрахунків КЗ мають бути відомими початковий та кінцевий стан повітря, конструктивна характеристика камери. Шуканими величинами є: витрата води G_v , її початкова температура t_{v1} і надлишковий тиск перед форсунками.

Послідовність розрахунку така.

1. Вибирають тип зрошувальної камери. Камери 1-го виконання застосовуються для нагрівання повітря в ізоентальпійному процесі, а камери 2-го виконання – для охолодження і осушення повітря.

2. Уточнюють початкові дані t_{c1} і t_{c2} , і визначають значення h_1 і h_2 .

3. Вибирають значення t_{v1} (для охолодження повітря $t_{v1} < t_{c2}$) і за допомогою h - d діаграми визначають ентальпію h_{np} .

4. Із (4.10) визначають значення a і за допомогою графіків на рис. 4.2 і рис. 4.3 визначають величини B і E_a .

5. За формулою (4.11) перевіряють правильність вибраної температури t_{v1} . Якщо значення t_{v1} не збігається з вибраним, вибирають інше значення t_{v1} і повторюють розрахунок.

6. Обчислюють витрату води за (4.6).

7. Визначають продуктивність однієї форсунки

$$g = G/n, \quad (4.14)$$

де n – кількість форсунок в камері одного типу.

8. Надлишковий тиск перед форсунками визначають за допомогою (4.1) – (4.4).

9. Кінцеву температуру води визначають з рівняння теплового балансу камери

$$t_{B2} = t_{B1} + (h_1 - h_2) / (c_B \cdot B). \quad (4.15)$$

10. Витрату холодної води під час охолодження повітря визначають за формулою

$$G_{XB} = G_B (t_{B2} - t_{B1}) / (t_{B2} - t_{BH}). \quad (4.16)$$

Приклад 4.1

Повітря з витратою 76000 м³/год і початковими параметрами $t_{c1}=29^{\circ}\text{C}$ і $\varphi_1 = 40\%$ необхідно охолодити і осушити до кінцевих параметрів $t_{21} = 12^{\circ}\text{C}$ і $\varphi_2 = 95\%$. Мінімально допустима температура води після холодильної машини 6°C . Визначити початкову і кінцеву температуру води, її витрату, коефіцієнт зрошення, тиск перед форсунками.

Розв'язування

Із h - d діаграми визначаємо параметри повітря в початковій та кінцевій точках:

$$t_{M1} = 19^{\circ}\text{C}; d_1 = 10 \text{ г/кг}; h_1 = 54 \text{ кДж/кг};$$

$$t_{M2} = 11^{\circ}\text{C}; d_2 = 8,5 \text{ г/кг}; h_2 = 33,5 \text{ кДж/кг}.$$

Вибираємо кондиціонер КТЦЗ-80 і камеру зрошення ОКФ-3 2-го виконання з кількістю форсунок 216 штук.

Беремо початкову температуру води $t_{B1} = 7,5^{\circ}\text{C}$ з ентальпією $h_{B1} = 31,4 \text{ кДж/кг}$.

Із h - d діаграми визначаємо ентальпію насиченого повітря з температурою t_{B1} : $h_{\text{HH}} = 24 \text{ кДж/кг}$.

Приведений коефіцієнт ефективності за (4.10)

$$\begin{aligned} a &= \frac{h_1 - h_2}{(h_1 - h_{\text{HH}}) \left[1 - 0,716 \cdot 10^{-3} (h_1 - h_{\text{HH}}) + 3,357 \cdot 10^{-3} (54 - h_{\text{HH}}) \right]} = \\ &= \frac{54 - 33,5}{(54 - 24) \left[1 - 0,716 \cdot 10^{-3} (54 - 24) + 3,57 \cdot 10^{-3} (54 - 24) \right]} \approx 0,6. \end{aligned}$$

Із графіка на рис.4.2 визначаємо: $B = 1,6$; $E_a = 0,97$.

Початкова температура води із (4.11), °C

$$t_{b2} = t_{c1} - 1/E_a [(t_{c1} - t_{c2}) + 0,33(E/a - 1) \cdot (h_1 - h_2)] = \\ = 29 - 1/0,97[29 - 12 + 0,33(0,97/0,6 - 1)(54 - 33,5)] = 7,45.$$

Оскільки отримане значення t_{b1} майже не відрізняється від взятого, уточнень не потребується. Густина повітря з таблиць вологого повітря $\rho = 1,19 \text{ кг/м}^3$.

Масова витрата води, кг/год

$$G_B = \rho \cdot V \cdot L = 1,19 \cdot 1,6 \cdot 76000 = 144704.$$

Витрата води в одній форсунці, кг/год

$$G = G_B/n = 144704/216 \approx 670.$$

За (4.2) визначаємо надлишковий тиск перед форсункою ШФ-5/9:
 $P_\phi = 280 \text{ кПа}$

Кінцева температура води за (4.15), °C

$$t_{b2} = 7,5 + (54 - 33,5)/(4,187 \cdot 1,6) = 10,5.$$

Витрата холодної води за (4.16), кг/год

$$G_r = 144704(10,5 - 7,5)/(10,5 - 6) = 96467.$$

Теоретична потужність, необхідна для прокачування води, кВт

$$N_T = (G_x / 3600) 10^{-3} \cdot P_\phi = (96467) \cdot 10^{-3} / 3600 \cdot 280 = 6,7.$$

Приклад 4.2

За умови прикладу 4.1 здійснити розрахунок камери зрошення ОКС.

Розв'язування

Беремо камеру ОКС2-3 з кількістю форсунок 60 штук.

Для значення $a = 0,6$ (приклад 4.1) із рис.4.3 визначаємо $V = 1,91$,
 $E = 0,927$.

Беремо початкову температуру води $t_{b1} = 6,7^\circ\text{C}$.

Початкова температура води за (4.11), °C

$$t_{b1} = 29 - 1/0,927[29 - 12 + 0,33(0,927/0,6 - 1)(54 - 33,5)] = 6,68.$$

Оскільки розбіжність між прийнятим і визначеним значеннями t_{b1} мала, уточнень не потребується.

Масова витрата води, кг/год

$$G_b = 1,19 \cdot 1,91 \cdot 76000 = 172740.$$

Продуктивність однієї форсунки, кг/год

$$G = 172740/60 \approx 1879.$$

Визначаємо необхідний тиск перед форсунками $P_\phi = 68$ кПа.

Температура води за (4.5)

$$t_{b2} = 6,7 + (54 - 33,5)/(4,187 \cdot 1,90) = 9,5.$$

Витрата холодної води за (4.16), кг/год

$$G_x = 1172740(9,5 - 6,7)/(9,5 - 6) = 138192.$$

Теоретична потужність, необхідна для прокачування води, кВт

$$N_T = 138192 \cdot 10^{-3} / 3600 \cdot 68 = 2,61.$$

Із порівняння даних розрахунків в прикладах 4.1 і 4.2 видно, що витрата води в камері ОКС вища, ніж в камері ОКФ, а тиск перед форсунками і теоретична потужність для прокачки менша. Однак енергетичні переваги камери ОКС не завжди можна реалізувати, оскільки не завжди можна підібрати відповідний насос.

Приклад 4.3

Здійснити розрахунки камери зрошення за такими даними. Повітря з початковими параметрами: $t_{c1} = 23^\circ\text{C}$ і $\phi_1 = 70\%$ необхідно охолодити і осушити до кінцевих параметрів: $t_{c2} = 12^\circ\text{C}$ і $\phi_2 = 95\%$. Температури води: $t_{b1} = 28^\circ\text{C}$, $t_{b2} = 25^\circ\text{C}$; витрата води $G_b = 85,5$ т/год.

Розв'язування

Із h-d діаграми визначаємо: $h_1 = 51$ кДж/кг; $h_{\text{нп}} = 93$ кДж/кг.

Густина повітря із таблиць вологого повітря $\rho = 1,189$ кг/м³.

Беремо з подальшим уточненням коефіцієнт зрошення $B_\pi = 1,8$.

Масова витрата повітря, кг/год

$$L = G_b/B_\pi = 85,5 \cdot 10^3/1,8 = 47500.$$

Об'ємна витрата повітря, м³/год

$$V = L/\rho_{\text{пв}} = 47500/1,189 = 40000.$$

Беремо кондиціонер КТЦ-3-40 з камерою зрошення ОКФ3. Із рис. 4.2 для вибраного значення В визначаємо $a = 0,64$; $E_a = 0,975$.

За (4.10) визначаємо величину, кДж/кг

$$\Delta h = h_1 - h_2 = \\ = 0,64(51 - 93) \left[1 - 0,716 \cdot 10^{-3} (51 - 93) + 3,57 \cdot 10^{-3} (54,1 - 93) \right] = 22.$$

Значення коефіцієнта зрошення за (4.6)

$$B = 22 / [4,187(28 - 22)] = 1,794.$$

Оскільки розбіжність між B_n і B мала, подальшого уточнення не потрібно.

Ентальпія повітря на виході з КЗ, кДж/кг

$$h_2 = h_1 - \Delta h = 51 - 22 = 29.$$

Кінцева температура повітря за (4.11), °C

$$t_{c2} = 23 - 0,975(23 - 28) + 0,33(1,8/0,64 - 1)(51 - 29) = 14,7.$$

Кінцева температура води за (4.15), °C

$$t'_{в2} = 28 - 22 / (4,187 \cdot 1,8) = 25.$$

Оскільки значення $t'_{в2}$ не перевищує заданого значення $t_{в2}$, то другий ступінь зрошення не потрібний.

Продуктивність однієї форсунки, кг/год

$$G = 85,5 \cdot 10^3 / 94 = 890.$$

Надлишковий тиск перед форсунками, за (4.2), кПа

$$p = (g/118,2)^{1/0,454} = (890/118,2)^{1/0,454} = 92.$$

Приклад 4.4

За умови попереднього прикладу розрахувати камеру зрошення, якщо кінцева температура води складає $t_{в2} = 24^\circ\text{C}$.

Розв'язування

Оскільки $t_{в2} < t'_{в2}$, то в цьому випадку необхідно застосовувати двоступінчасту камеру зрошення. Із h - d діаграми визначаємо: $h_{\text{нп}} = 78,3$ кДж/кг.

Характерна різниця ентальпій, кДж/кг

$$\Delta h_0 = (h_{\text{нп}} - h_1) \left[1 + 0,716 \cdot 10^{-3} (h_{\text{нп}} - h_1) + 3,57 \cdot 10^{-3} (54,1 - h_{\text{нп}}) \right] = \\ = (78,3 - 51) \left[1 + 0,716 \cdot 10^{-3} (78,3 - 51) + 3,57 \cdot 10^{-3} (54,1 - 78,3) \right] = 25,8.$$

Витрата повітря в другому ступені КЗ, кг/год

$$L_2 = (t'_{B2} - t_{B2}) \cdot C_p \cdot G_B / (\Delta h_0 \cdot a) = \\ = (25 - 24) \cdot 4,187 \cdot 85,5 \cdot 10^3 / (25,8 \cdot 0,64) = 21700.$$

Об'ємна витрата повітря, м³/год

$$V_2 = L_2 / \rho_{пв} = 21700 / 1,189 = 18247.$$

Для визначення продуктивності V_2 приймаємо типову дворядну камеру зрошення ОКФЗ другого виконання кондиціонера КТУЗ-20.

Витрата води в КЗ другого ступеня, кг/год

$$G_{B2} = B \cdot L_2 = 1,8 \cdot 21700 = 39060.$$

Кінцева температура води в КЗ другого ступеня, °С

$$t_{B2}^{II} = t'_{B2} - a \Delta h_0 / (C_p B) = 25 - 0,64 \cdot 25,8 / (4,187 \cdot 1,8) = 21,9.$$

Температура води після змішування з обох камер зрошення, °С

$$t_{B2}^c = \frac{t'_{B2} \cdot G_B + t_{B2}^{II} \cdot G_{B2}}{G_B + G_{B2}} = \frac{25 \cdot 85500 + 21,9 \cdot 39060}{85500 + 39060} = 24,02.$$

Оскільки $t_{B2} = t'_{B2}$, то уточнювати розрахунки не потрібно.

Продуктивність однієї форсунки, кг/год

$$g = 39060 / 48 = 813,75.$$

Надлишковий тиск перед форсунками КЗ другого ступеня, за (4.2), кПа

$$p = (g / 118,2)^{1/0,454} = (813,75 / 118,2)^{1/0,454} = 79.$$

5 ТЕПЛООБМІННИКИ ДЛЯ НАГРІВАННЯ АБО ОХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ

5.1 Загальні відомості

Повітрянагрівачі (повітроохолоджувачі) призначені для теплової обробки повітря без зміни його вологовмісту і можуть застосовуватись в діапазоні температур від 45 до 180⁰С. Теплоносіями можуть бути гаряча або холодна вода і холодоагенти. Повітрянагрівачі (ПН) складаються з однієї або кількох розташованих за ходом повітря груп теплообмінників з різною

або однаковою кількістю рядів труб. Кожна з груп залежно від подачі повітря комплектується різною кількістю базових теплообмінників, які заповнюють фронтальний переріз.

Базові теплообмінники виготовляються з біметалевих труб з накатним оребренням із алюмінію. Є 18 типорозмірів базових теплообмінників, які відрізняються кількістю рядів труб (1; 1,5 і 2) і розмірами фронтальних перерізів. Однорядні теплообмінники мають щільно установлений пучок оребрених біметалевих труб. Дворядні теплообмінники мають два таких коридорних пучки. Так званий півторарядний теплообмінник має два ряди оребрених труб шахової компоновки.

Для здійснення різних способів регулювання температури повітрянагрівники виготовляються без обвідного каналу ВН і з обвідним каналом ВНО. Умовні позначення ПН:

- однорядні – ВН1-3, ВНО1-3;
- півторарядні – ВН1,5-3, ВНО1,5-3;
- дворядні – ВН2-3, ВНО2-3.

Повітрянагрівники ВНО оснащуються обвідним каналом ОК 1-3 або клапанами: КВЕ 0,25-1, КВЕ 0,5-3; КВЕ1-3; КВП0,25-3; КВП 0,5-3, КВП 1-3; КВРО 0,25-3; КВР 0,5-3; КВР 1-3. Якщо компонується два або більше повітрянагрівників, один із них оснащується повітряним клапаном, а інші – обвідними каналами. Повітрянагрівники типу ВН конструктивно складаються з базових елементів теплообміну, стінок і опор. Повітрянагрівники типу ВНО конструктивно складаються з базових елементів теплообміну, стінок, обвідного каналу або клапана і опор.

Базові теплообмінники чотирьох типорозмірів за висотою (1; 1,25; 1,5 і 2 м) уніфіковані для всього ряду кондиціонерів, що дозволяє комплектувати з них ПН будь-якої продуктивності.

5.2 Методика розрахунків теплообмінників

В основу розрахунків повітрянагрівників покладені методики [4-7]. Наведемо залежності, що використовуються в розрахунках повітрянагрівників.

Рівняння теплового балансу

$$Q = L(h_2 - h_1) = G_B C_B (t_{B1} - t_{B2}). \quad (5.1)$$

Рівняння теплопередачі

$$Q = 0,5F \cdot K[(t_{b1} - t_{b2})/(t_1 - t_2)], \quad (5.2)$$

де F – площа теплопередавальної поверхні;

K – коефіцієнт теплопередачі.

Відносні перепади температур

$$\theta_n = \Delta t_n / \Delta t_H = (t_1 - t_2) / (t_{b1} - t_1), \quad (5.3)$$

$$\theta_b = \Delta t_b / \Delta t_H = (t_{b1} - t_{b2}) / (t_{b1} - t_1). \quad (5.4)$$

Величини θ_n і θ_b залежать від площі теплообмінної поверхні, масових витрат води і повітря, схем компонування теплообмінників.

Експериментальні залежності коефіцієнтів теплопередачі від масової швидкості повітря у фронтальному перерізі $F_{\text{фр}}$ і від швидкості течії теплоносія в трубах v наводяться нижча:

- для однорядних ПН

$$K = 28,03(\rho \cdot W)^{0,448} v^{0,129}; \quad (5,5)$$

- для півторарядних

$$K = 25,3(\rho \cdot W)^{0,447} v^{0,087}; \quad (5,6)$$

- для дворядних

$$K = 25,48(\rho \cdot W)^{0,485} v^{0,127}. \quad (5,7)$$

Відносний перепад температур θ_n може бути визначений за допомогою модифікованого критерію $F'_{\text{оп}}$ і показника W_0 :

$$F'_{\text{оп}} = K \cdot F / (C_p L), \quad (5.8)$$

$$W_0 = C_p L / (C_{\text{рв}} G_b), \quad (5.9)$$

із номограми, що наведена на рис.5.1.

Аеродинамічний опір для однорядних, півторарядних і дворядних ПН визначається за формулами, Па:

$$P_a = 4,18(\rho \cdot W)^{1,707}, \quad (5.10)$$

$$P_a = 3,92(\rho \cdot W)^{1,76}, \quad (5.11)$$

$$P_a = 6,94(\rho \cdot W)^{1,716}, \quad (5.12)$$

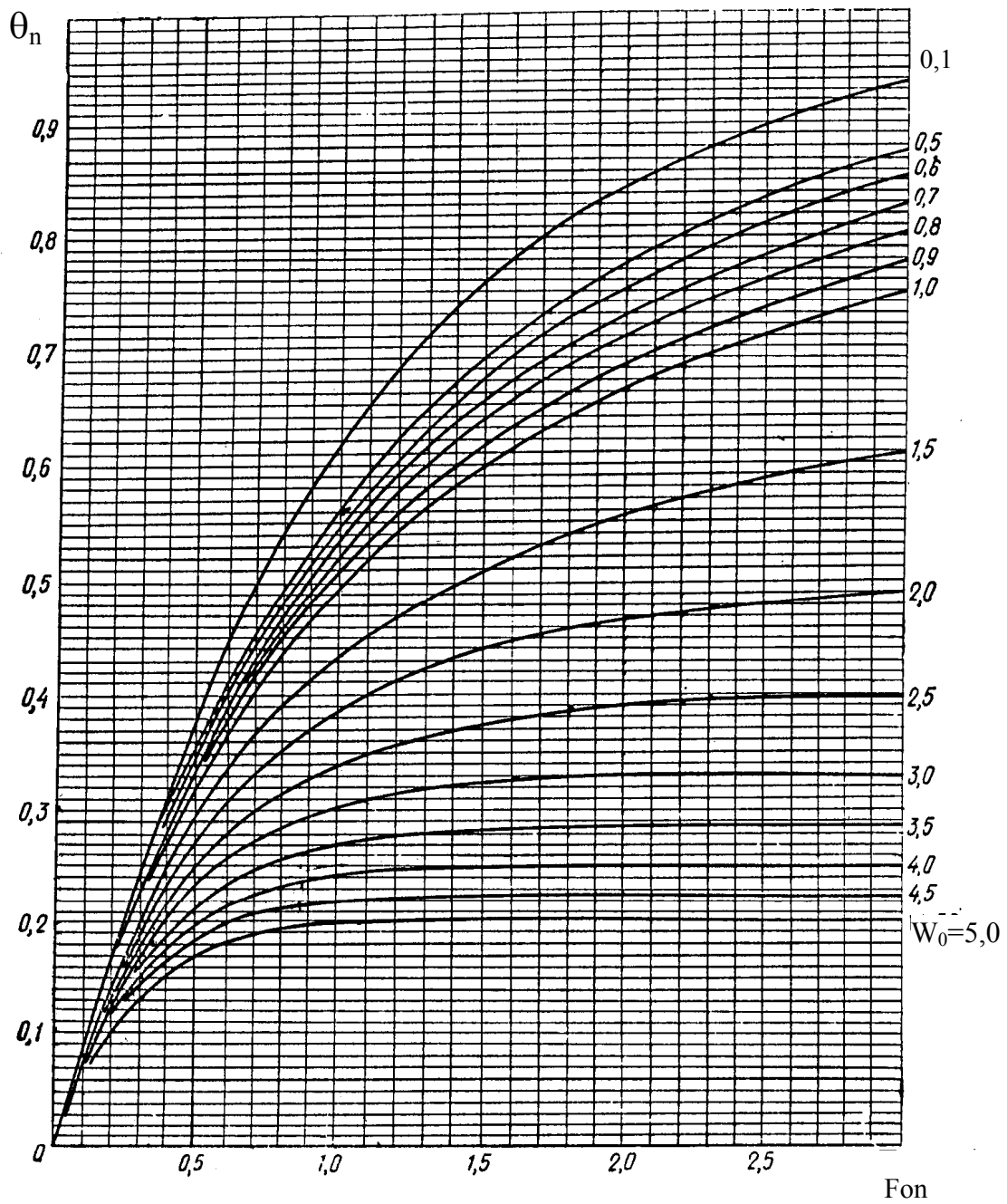


Рисунок 5.1 - Графічна залежність $\theta_{\Pi} = f(F'_{\text{оп}})$, W_0 – значення водяного еквівалента

Крім того, величину аеродинамічного опору можна визначити із номограми, яка показана на рис. 5.2.

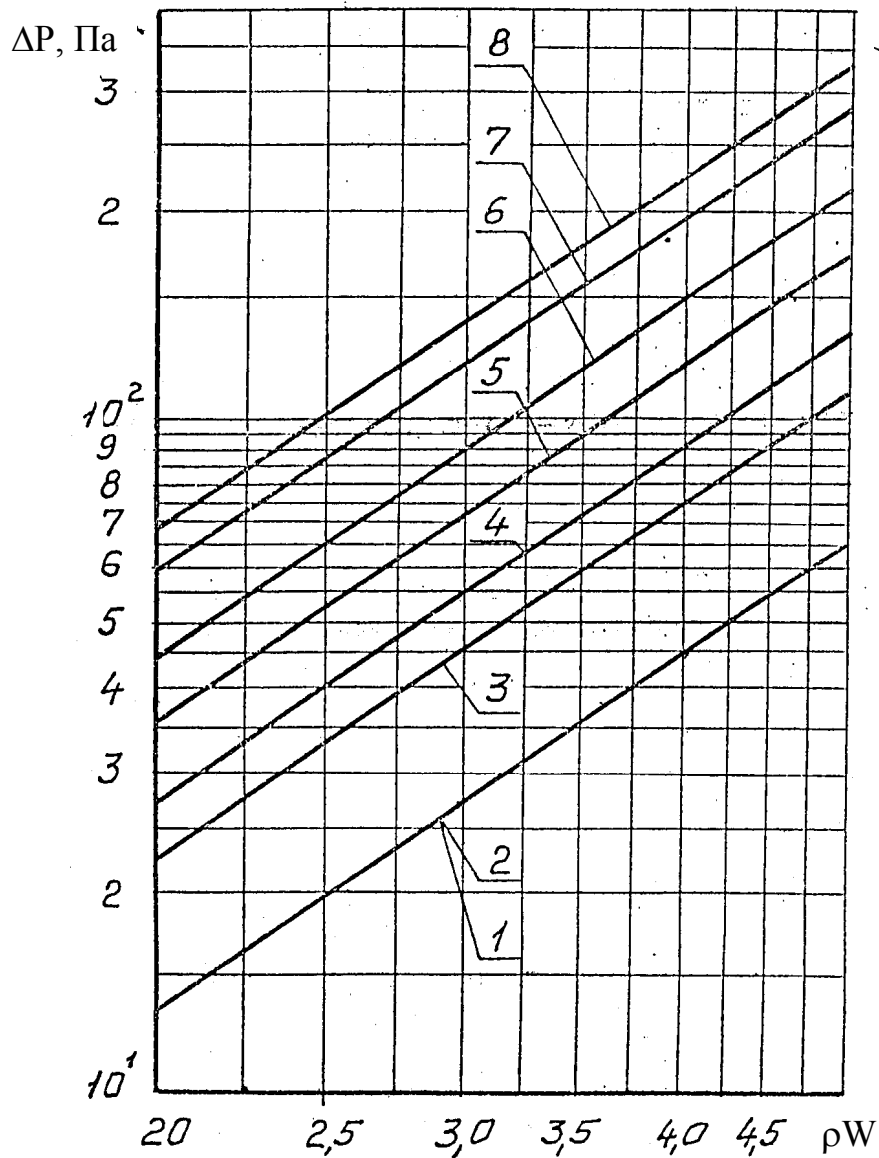


Рисунок 5.2 - Залежність $\Delta P_a = f(\rho W)$: 1-n = 1; 2-1,5; 3-2; 4-2,5; 5-3; 6-4; 7-5; 8-6

Гідравлічний опір в ПН визначають за експериментальним співвідношенням, Па

$$\Delta P_2 = 500V^2 \left[\frac{2,7(F_x / F_{пт})^2 + 6,7(Z - 1)(F_x / F_k)^2 + 1,7Z\ell\pi\ell + 0,67Z + 3,9}{1} \right], \quad (5.13)$$

де F_x , $F_{пт}$, F_k – площа перерізу одного ходу, патрубка і колектора, відповідно;

V – швидкість води;

Z – кількість ходів теплоносія;

ℓ – довжина труб.

Приклад 5.1

В холодний період року суміш зовнішнього і рециркуляційного повітря з витратою 36000 кг/год, температурою -3°C і вологовмістом 1,4 г/кг підігрівається в ПН з обводним каналом до значення ентальпії, яка відповідає режиму адіабатного зволоження і дорівнює 20,3 кДж/кг. В повітронагрівач із теплової мережі надходить гаряча вода з температурою 115°C . Визначити площу поверхні нагріву ПН.

Розв'язування

Із h-d діаграми на перетині ліній $h = 20,3$ кДж/кг і $d = 1,4$ г/кг визначаємо необхідну температуру повітря після повітронагрівача $t_2 = 18^{\circ}\text{C}$.

Тепловий потік в підігрівнику, кДж/год

$$Q_I = l \cdot C_{pn}(t_2 - t_1) = 36000 \cdot 1(18 - 3) = 756000.$$

Витрата гарячої води, кг/год

$$G_B = Q_I / [C_{pv} (t_{B1} - t_{B2})] = 756000 / [4,187(115 - 70)] = 4032.$$

де $t_{B2} = 70^{\circ}\text{C}$ за умови роботи теплової мережі.

Середній температурний напір, $^{\circ}\text{C}$

$$\Delta t = [(t_{B1} + t_{B2}) - (t_2 - t_1)] / 2 = [(115 + 70) - (18 + 3)] = 85.$$

Об'ємна витрата повітря, $\text{м}^3/\text{год}$

$$V = L / \rho = 36000 / 1,2 = 30000.$$

Вибираємо найменший підігрівник кондиціонера КТУЗ-31,5 з площею поверхні нагріву 45 м^2 , площею перерізу для проходу повітря $F_{\text{фр}} = 2,49 \text{ м}^2$ і площею для проходу води $f_B = 1,48 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Масова швидкість повітря, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$\rho \cdot W = L / (3600 \cdot F_{\text{фр}}) = 36000 / (3600 \cdot 2,49) = 4.$$

Швидкість води в трубах, $\text{м}/\text{с}$

$$v = G_B / (3600 \cdot f_B \cdot \rho_B) = 4032 / (3600 \cdot 1,48 \cdot 10^{-3}) = 0,76.$$

Коефіцієнт теплопередачі за (5.5), $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$

$$K = 28,03 \cdot 4^{0,448} \cdot 0,76^{0,129} = 50,8.$$

Необхідна площа поверхні нагріву за (5.2), м^2

$$F_1 = 759000 \cdot 10^3 / (3600 \cdot 80,5 \cdot 50,8) = 48,6.$$

Оскільки необхідна площа більша, ніж наявна, беремо півторарядний ПН з площею 65 м^2 $F_{\text{фр}} = 2,49 \text{ м}^2$ і $f_b = 2,15 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$.

Швидкість води в трубах, м/с

$$v = 4032 / (3600 \cdot 2,15 \cdot 10^{-3}) = 0,52.$$

Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$K = 25,3 \cdot 4^{0,448} \cdot 0,52^{0,087} = 44,4.$$

Необхідна площа поверхні нагріву, м^2

$$F = 756000 \cdot 10^3 / (3600 \cdot 80,5 \cdot 44,4) = 55,7,$$

що менше, ніж наявна ($F = 65 \text{ м}^2$).

Наявний запас площі поверхні нагріву, %

$$\Delta F = (65 - 55,7) \cdot 100 / (55,7) = 16,7\%,$$

що більше допустимої величини $\Delta F = 15\%$.

Зменшення величини ΔF може досягатись за рахунок: збільшення ступеню підігрівання повітря; зменшення початкової температури теплоносія; зменшення витрати теплоносія. В даному випадку два перші засоби здійснити недоцільно і неможливо. Тому розглянемо можливість зменшення витрати гарячої води. Беремо швидкість води в трубах $v = 0,3 \text{ м/с}$.

Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$

$$K = 25,3 \cdot 4^{0,448} \cdot 0,3^{0,087} = 42,3.$$

Величина $F'_{\text{оп}}$ за (5.8)

$$F'_{\text{оп}} = 10^3 \cdot 42,3 \cdot 65 / (1,012 \cdot 36000 / 3600) = 0,27.$$

Відносна різниця температур за (5.3)

$$\theta_{\text{п}} = (18 + 3) / (115 + 3) = 0,177.$$

Із діаграми на рис.5.1 визначаємо значення потрібного водяного еквівалента $W_o = 2,2$.

Потрібна витрата гарячої води, кг/год

$$G_b = L \cdot C_{\text{пв}} / (W_o \cdot C_b) = 36000 \cdot 1,012 / (2,2 \cdot 4,187) = 3505.$$

Швидкість води в трубах, м/с

$$v = 3905 / (3600 \cdot 1000 \cdot 2,15 \cdot 10^{-3}) = 0,5.$$

Кінцева температура води, °C

$$t_{B2} = t'_B - Q_I / (G_B \cdot C_B) = 115 - 756000 / (3905 \cdot 4,187) = 68,8,$$

тобто температура води на виході зменшилася на 0,2°C.

Аеродинамічний опір ПН за (5.11), Па

$$\Delta P_a = 3,92 \cdot 4^{1,76} \approx 45,$$

що відповідає значенню ΔP_a , яке визначено із рис. 5.2.

6 СИСТЕМИ ТЕПЛО- ХОЛОДОПОСТАЧАННЯ ЦЕНТРАЛЬНИХ КОНДИЦІОНЕРІВ

6.1 Системи холодопостачання

Холодоносієм для центральних систем кондиціонування повітря є вода переважно від центральних холодильних станцій, з температурою 5÷6°C. В центральних холодильних станціях установлені холодильні машини, які працюють на фреонах.

Камери зрошення, які є основним видом повітроохолодника, підключаються до холодильних станцій за однією із схем: відкритою (рис. 6.1, а) та напірною (рис. 6.1, б).

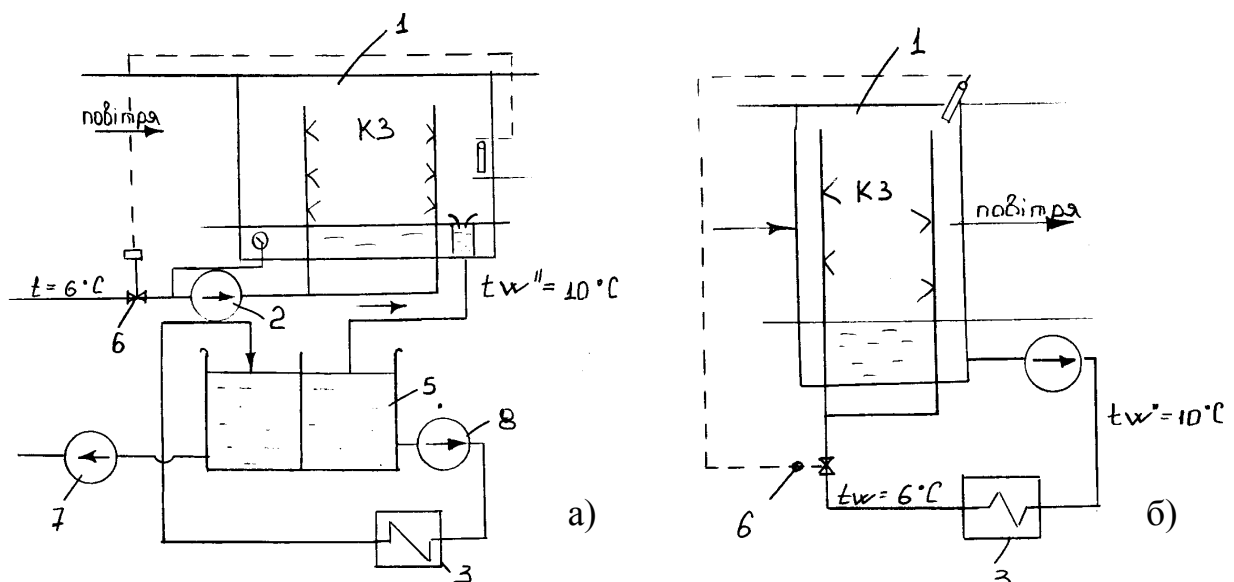


Рисунок 6.1 - Схема холодопостачання ЦСКП: 1 – камера зрошення; 2 – насос камери зрошення; 3 – випарник холодильної машини; 4 – резервуар холодної води; 5 – резервуар теплої води; 6 - регулятор температури „точки роси”; 7 – насос холодної води; 8 – насос

Напірна система холодопостачання спрощує обладнання холодильних станцій, оскільки відсутні резервуари, насоси, але й відсутня акумуляція холоду. Тому треба мати завищену потужність холодильних станцій. Ця схема застосовується для малих потужностей центральних кондиціонерів.

6.2 Системи теплопостачання центральних кондиціонерів

Постачання теплотою калориферів другого, місцевого і зонального підігрівання повітря центральних СКП, як правило, виконується за допомогою теплоносія – води. Підігрівання за допомогою електropідігрівачів та пари зустрічаються дуже рідко.

Під'єднувати до теплових мереж калорифери другого підігріву не потрібно, тому що споживання теплоти цими калориферами не залежить від температурного графіка. Для цих калориферів застосовуються змішувальні установки (рис.6.2).

Вода із системи теплопостачання з температурами від 150 до 70°C, за допомогою автоматичного клапана 2 входить у вузол 3, в який по трубі 4 надходить зворотна вода від калориферів 6. Суміш води по трубопроводу при сталій температурі (наприклад, 70°C) надходить до калориферів 6, тепловіддача яких регулюється клапанами 7. Температура зворотної води не регулюється.

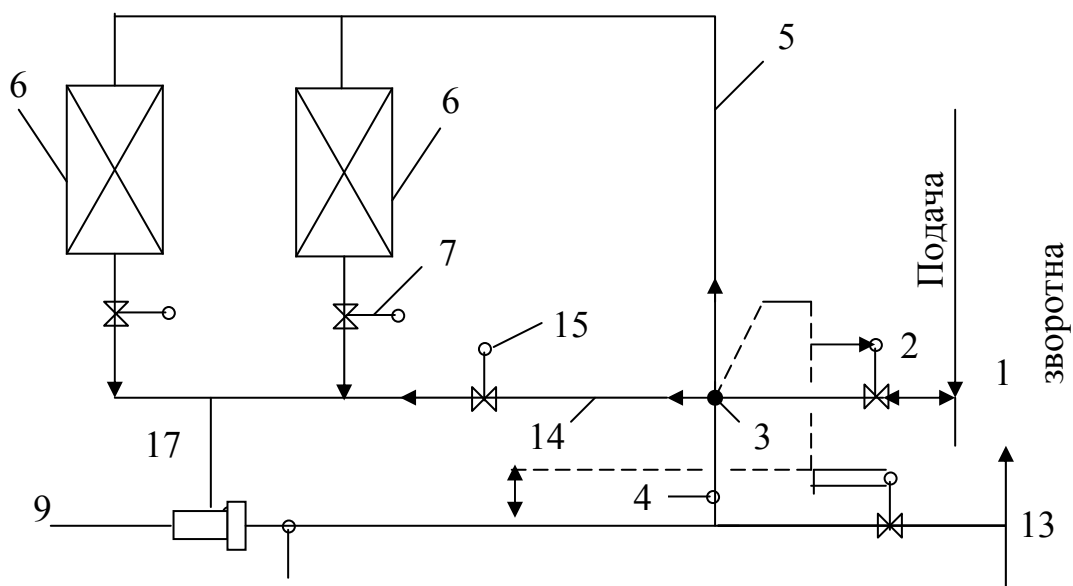


Рисунок 6.2 – Система теплопостачання центральних СКП

6.3 Джерела холодопостачання центральних та автономних кондиціонерів

Як дешеве джерело холоду застосовують пряме, непряме або комбіноване випарне охолодження повітря. Ним користуються в районах із сухим, спекотним кліматом. Артезіанську воду, воду гірських річок та озер можна застосовувати як джерело холоду, якщо це економічно доцільно. Це буває в тих випадках, коли температура води не менше як на 3°C нижча температури, необхідної для охолодження повітря.

Найбільше поширеним є отримання холоду від холодильних поршневих машин, а в разі високої холодопродуктивності – від центрових. Бромистолітєві холодильні машини застосовують в разі наявності дешевої теплоти. Для холодильних пароежекторних машин характерні висока вартість експлуатації при малих початкових затратах.

Холодоагенти–фреони - є похідними вуглеводнів: метану, етану, пропану та бутану.

Замкнена герметична система машини заповнена холодильним агентом, який має властивість випаровуватись при низьких температурах і атмосферному тиску. Холодильний цикл здійснюється в такій послідовності (рис.6.3).

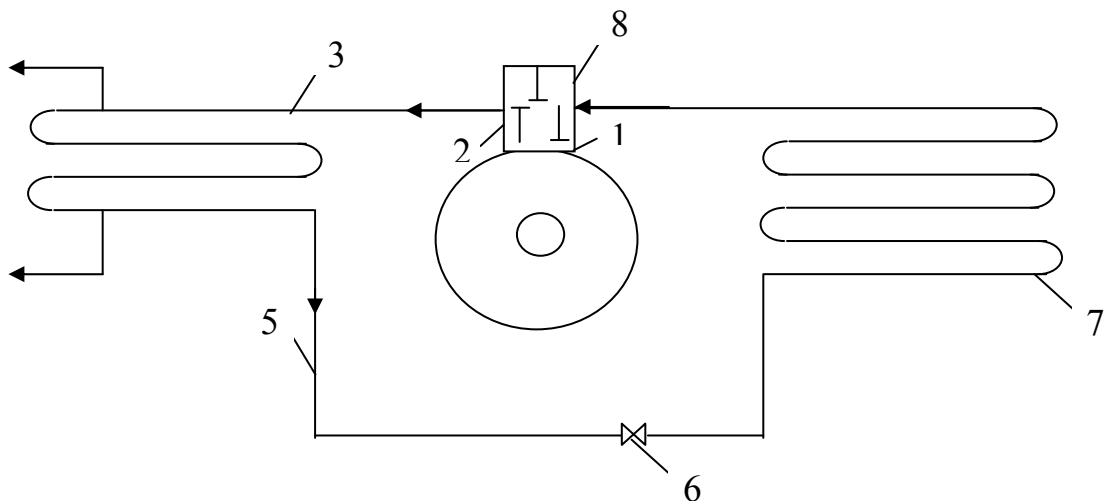


Рисунок 6.3 - Схема холодильної машини

Поршень компресора 1 стискає газоподібний холодильний агент і за допомогою нагнітача 2 і клапана 8 з високим тиском та температурою подає по трубопроводу 3 в конденсатор 4. Конденсатор охолоджується водою або повітрям із навколишнього середовища. Рідкий холодильний агент з

тиском конденсації надходить до дросельного пристрою 6, де відбувається зменшення тиску, а після цього - у випарник 7. У випарнику передається теплота від холодоносія системи кондиціонування повітря. Холодоагент переходить в газоподібний стан і всмоктується компресором, після чого цикл повторюється.

7 ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ В СИСТЕМАХ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Системи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря в економічно розвинутих країнах споживають до 40% палива від обсягів їх загального використання. Тому енергозбереження в таких системах є дуже актуальним.

Основними заходами, які доцільно впроваджувати для економії електричної енергії, економії холоду та теплової енергії, необхідно вважати:

- утеплення огорожувальних конструкцій для побутових, офісних, адміністративних приміщень до значень коефіцієнтів термічного опору стін $R = 2,2 \div 2,5 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)}/\text{Вт}$, а для вікон - $R = 0,5 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$;
- забезпечення необхідним мікрокліматом навколишнього середовища біля приміщень: озеленення території, насадження дерев, використання рельєфу місцевості;
- застосування засобів проти сонячної радіації: жалюзі, штори і т.д.;
- виключення з роботи холодильних машин в перехідний період та кондиціонерів в режим притокової ізоляції;
- виключення з роботи калориферів другого підігріву, оскільки другий підігрів є додатковим навантаженням на холодильні станції;
- переведення холодильних машин в режим роботи термосифонів;
- застосування покращеної ізоляції трубопроводів та обладнання систем кондиціонування повітря;
- застосування акумуляції холоду.

7.1 Рециркуляція повітря

Найефектнішим заходом економії паливно-енергетичних ресурсів в системах кондиціонування повітря є рециркуляція повітря. Рециркуляція повітря здійснюється лише в тому випадку, коли не порушуються санітарно-гігієнічні умови в приміщеннях та умови належної безпеки. При наяв-

ності у витяжному повітрі шкідливих речовин або бактерій рециркуляцію здійснювати забороняється.

Суть рециркуляції полягає в тому, що частка повітря з приміщень рециркуляційним вентилятором спрямовується в кондиціонер. Відношення кількості повітря, яке надходить з приміщень, до загальної кількості повітря – це ступінь рециркуляції. Схема рециркуляції наведена на рис.7.1.

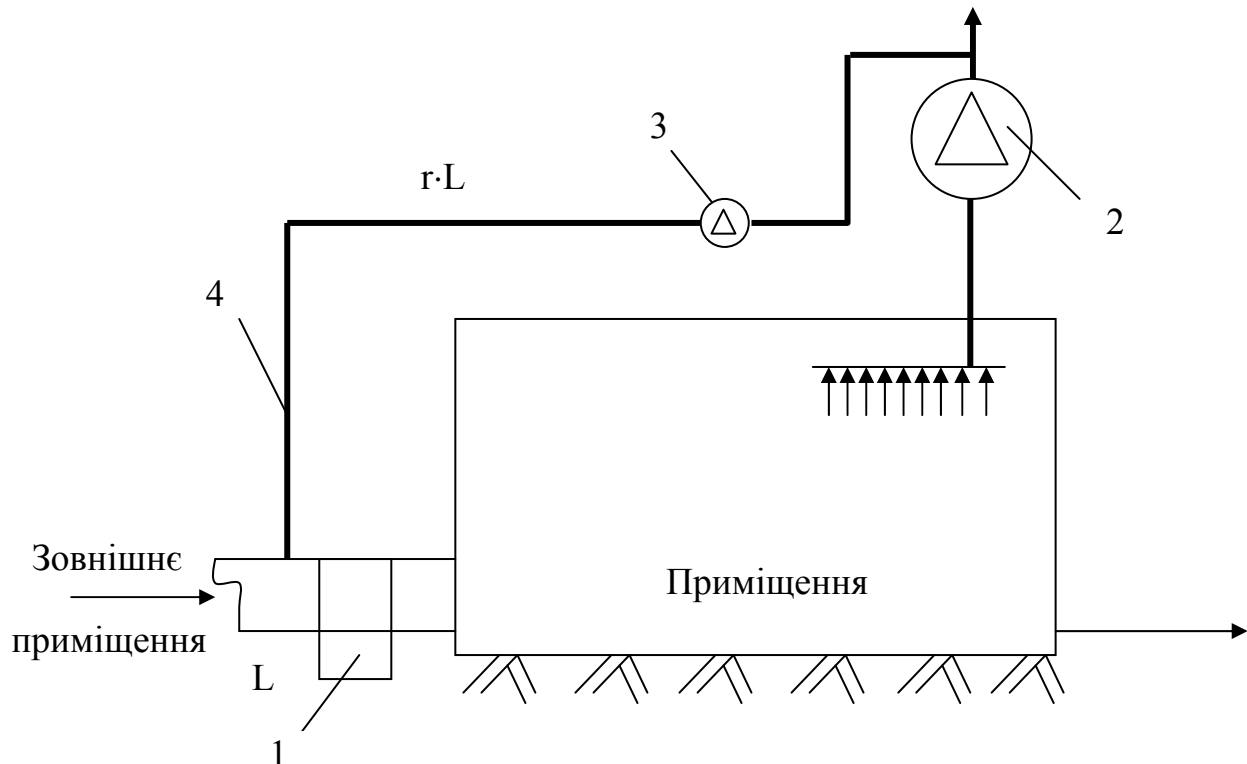


Рисунок 7.1 - Схема рециркуляції повітря: 1 – кондиціонер; 2 – витяжний вентилятор; 3 – рециркуляційний вентилятор; 4 – рециркуляційні повітропроводи; L – витрата повітря через кондиціонер, $\text{м}^3/\text{год}$; r – частка рециркуляції; $r \cdot L$ – витрата рециркуляційного повітря; $(1-r)L$ – витрата зовнішнього повітря

На вхід в кондиціонер, під час рециркуляції, в теплий період року надходить холодніше повітря, порівняно із зовнішнім, а в холодний період – підігріте повітря. В першому випадку має місце економія холоду, а, отже, електричної енергії, в другому - теплової енергії. Процеси обробки повітря з рециркуляцією досконально наведені в розділі 2.

7.2 Утилізація теплоти (холоду) витяжного повітря в системах кондиціонування

Найбільшу економію теплової енергії в СКП та системах вентиляції можна отримати шляхом утилізації викидів теплоти від печей, сушарок,

плавильних апаратів. Але в прямотечійних СКП будівель можна вилучити теплоту з витяжного повітря (взимку), а влітку охолодити зовнішнє повітря, яке всмоктується вентилятором в кондиціонер. Температура витяжного повітря невисока, тому площа поверхні теплообмінників-утилізаторів досить висока, але навіть при цьому утилізатори мають термін окупності від 2-х до 3-х років.

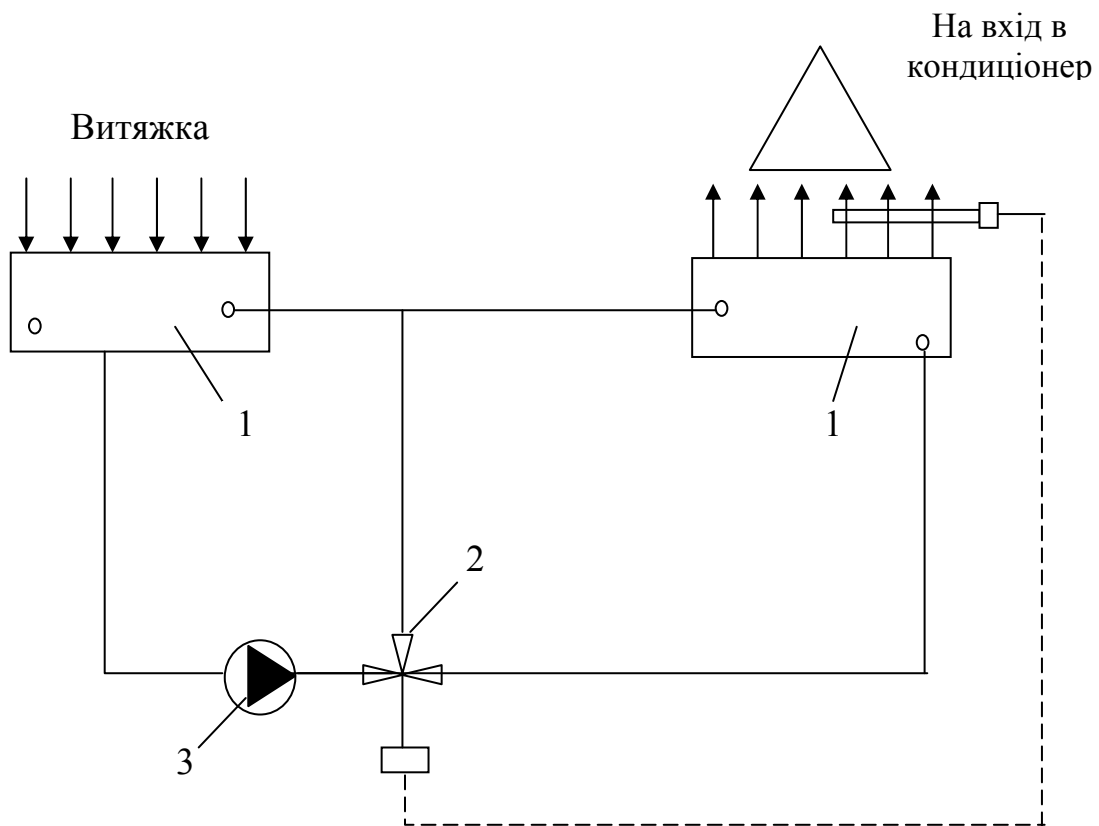


Рисунок 7.2 - Схема утилізації теплоти витяжного повітря: 1 – теплообмінники; 2 – триходовий клапан; 3 – насос проміжного теплоносія

Теплоносіями є розчини солей натрію, магнію, кальцію.

Для розрахунку теплообмінників, виконаних на базі калориферів, необхідно використовувати критерій Фур'є

$$F'_0 = \frac{K \cdot F}{G_{\text{п}} \cdot C_p},$$

де K – коефіцієнт теплопередачі;

F – площа поверхні нагріву;

$G_{\text{п}}$ – масова витрата повітря, $\text{кг}/\text{м}^2\text{С}$;

$C_p = 1,03 \text{кВт}/\text{кг}$ – теплоємність повітря.

Процеси утилізації теплоти в зимовий період роботи прямотечійних кондиціонерів показані на рис.7.3.

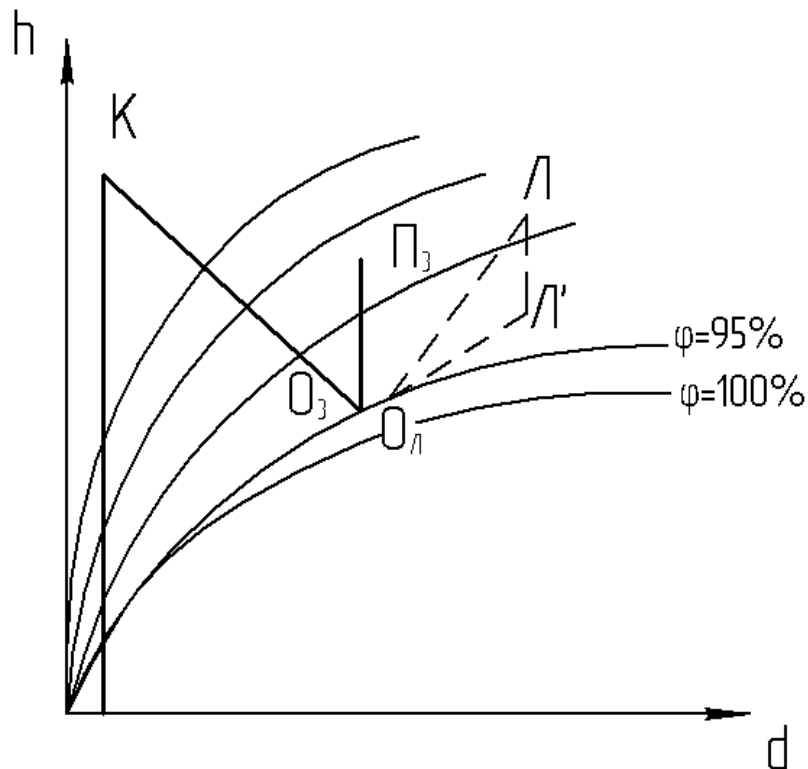


Рисунок 7.3 – Процес утилізації теплоти на h-d діаграмі: $O_L - L$ - процес охолодження повітря в теплий період року; $L - L'$ – процес утилізації

Теплоту, яку необхідно витратити на перший підігрів повітря

$$Q_I = Q_I + Q_{y'}, \text{кДж/кг},$$

але оскільки Q_y - частина теплоти, яку передають в утилізаторі, то при роботі утилізатора буде витрачено $Q'_I = Q_I - Q_y$ теплоти, тобто $Q'_I < Q_I$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Строительные нормы и правила СНиП II-3-79. Нормы проектирования. Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. – М: Стройиздат. – 1982. – 127 с.
2. Строительные нормы и правила СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика. – М: Стройиздат. – 1983. – 106 с.
3. Справочник проектирования. Внутренние санитарно-технические устройства. Ч.II. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Под. ред. И. Г. Староверова – М: Стройиздат. – 1978. – 509 с.
4. Голубков В. Н., Пятачков Б. И., Романова Т. М. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция. – М: Энергоиздат. – 1982. – 326 с.
5. Голубков Б. М., Романова Т. М., Гусев В. В. Проектирование и эксплуатация установок кондиционирования воздуха и отопление. – М.: Энергоатомиздат. – 1988. – 190 с.
6. Кокорин О. Я. Установки кондиционирования воздуха. – М.: Машиностроение. – 1978. – 264 с.
7. Баркалов Б. В., Карпис Е. Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. – М.: Стройиздат. – 1982. – 312 с.
8. Руководящий материал по центральным кондиционерам и кондиционерам утилизаторам. - Ч.I. – Харьков: Зав. «Кондиционер». – 1989. – 234 с.
9. Руководящий материал по центральным кондиционерам. - Ч.II. Методика расчета воздухонагревателей. – Харьков: Зав «Кондиционер». – 1989. – 64 с.
10. Богословский Б. Н., Поз М. Я. Теплофизика аппаратов утилизации теплоты систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат. – 1983. – 320 с.
11. Кокорин О. Я. Энергосберегающая технология функционирования систем вентиляции, отопления и кондиционирования воздуха. – М.: Проспект, 1999. – 228 с.
12. Кокорин О. Я. Современные системы кондиционирования воздуха. – М.: Физматлит, 2003. – 268 с.
13. Чепурний М. М., Ткаченко С. Й. Основи технічної термодинаміки. – Вінниця: Поділля-2000, 2004. – 358 с.

Додаток А

Теплофізичні властивості сухого повітря за умови нормального
атмосферного тиску

t, °C	ρ , кг/м ³	C_p , кДж/кг°C	$\lambda \cdot 10^2$, Вт/м°C	$a \cdot 10^6$, м ² /с	$\mu \cdot 10^6$, Н·с/м ²	$\nu \cdot 10^6$, м ² /с	Pr
-50	1,548	1,013	2,04	12,7	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	212	13,8	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	14,9	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	16,2	12,79	0,716
-10	1,342	1,009	2,36	17,4	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	18,8	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	20,0	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	21,4	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	22,9	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	24,3	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,803	25,7	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,005	2,90	27,2	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	28,6	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	30,2	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	31,9	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	33,6	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	36,8	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	40,3	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	43,9	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	47,5	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	51,4	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	61,0	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	71,6	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	81,9	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	93,1	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	115,3	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	138,3	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	163,4	44,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	188,8	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	216,2	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	245,9	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	276,2	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	316,5	53,5	233,7	0,724

Додаток Б

Таблиця Б.1 – Термодинамічні властивості вологого повітря
($p = 100 \text{ кПа} = 750 \text{ мм рт.ст.}$)

$t, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{II}}, \text{Па}$	$d'', \text{г/кг}$	c_p, c' $\text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$c_p,$ $\text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$i_c, \text{кДж/кг}$	i'' кДж/кг	i' кДж/кг	$\rho_c, \text{кг/м}^3$
-30	37,330	0,2323	1,006	1,0064	-30,18	0,5680	-29,61	1,434
-29	41,463	0,2580	1,006	1,0065	-29,17	0,6313	-28,54	1,428
-28	45,996	0,2862	1,006	1,0065	-28,17	0,7008	-27,47	1,422
-27	51,062	0,3178	1,006	1,0066	-27,16	0,7788	-26,38	1,416
-26	56,395	0,3510	1,006	1,0067	-26,16	0,8608	-25,30	1,411
-25	62,795	0,3908	1,006	1,0067	-25,15	0,9591	-24,19	1,405
-24	69,461	0,4324	1,006	1,0068	-24,14	1,062	-23,08	1,399
-23	76,794	0,4780	1,006	1,0069	-23,14	1,175	-21,96	1,394
-22	84,793	0,5279	1,006	1,0069	-22,13	1,298	-20,83	1,388
-21	93,459	0,5818	1,006	1,0071	-21,13	1,432	-19,69	1,383
-20	102,925	0,6408	1,006	1,0072	-20,12	1,579	-18,54	1,377
-19	113,324	0,7057	1,006	1,0073	-19,11	1,740	-17,37	1,372
-18	124,656	0,7763	1,006	1,0075	-18,11	1,915	-16,19	1,366
-17	136,922	0,8528	1,006	1,0076	-17,10	2,106	-15,00	1,361
-16	150,387	0,9368	1,006	1,0078	-16,10	2,315	-13,78	1,356
-15	165,053	1,028	1,006	1,0079	-15,09	2,542	-12,55	1,351
-14	180,918	1,127	1,006	1,0081	-14,08	2,789	-11,30	1,345
-13	198,117	1,235	1,006	1,0083	-13,08	3,059	-10,02	1,340
-12	216,915	1,352	1,006	1,0085	-12,07	3,351	-8,72	1,335
-11	237,313	1,480	1,006	1,0088	-11,07	3,671	-7,40	1,330
-10	259,445	1,618	1,006	1,0090	-10,06	4,016	-6,04	1,325
-9	283,309	1,767	1,006	1,0093	-9,05	4,390	-4,66	1,320
-8	309,440	1,931	1,006	1,0096	-8,05	4,800	-3,25	1,315
-7	337,571	2,107	1,006	1,0099	-7,04	5,242	-1,80	1,310
-6	368,102	2,298	1,006	1,0103	-6,04	5,722	-0,31	1,305
-5	401,033	2,504	1,006	1,0107	-5,03	6,239	1,21	1,300
-4	436,763	2,729	1,006	1,0111	-4,02	6,805	2,78	1,295
-3	475,426	2,971	1,006	1,0116	-3,02	7,414	4,40	1,290
-2	517,156	3,233	1,006	1,0120	-2,01	8,074	6,06	1,286
-1	562,086	3,516	1,006	1,0126	-1,01	8,787	7,78	1,281
0	610,8	3,823	1,006	1,0131	0	9,561	9,56	1,276
1	656,6	4,111	1,006	1,0127	1,01	10,289	11,30	1,272
2	705,4	4,419	1,006	1,0143	2,01	11,068	13,08	1,267
3	757,5	4,748	1,006	1,0149	3,02	11,901	14,92	1,262
4	812,9	5,098	1,006	1,0155	4,02	12,788	16,81	1,258
5	871,8	5,470	1,006	1,0162	5,03	13,732	18,76	1,253
6	934,6	5,868	1,006	1,0170	6,04	14,742	20,78	1,249
7	1001,2	6,290	1,006	1,0178	7,04	15,814	22,86	1,244
8	1072,1	6,741	1,006	1,0186	8,05	16,960	25,01	1,240
9	1147,3	7,219	1,006	1,0195	9,05	18,176	27,23	1,236
10	1227,1	7,727	1,006	1,0205	10,06	19,470	29,53	1,231

Продовження таблиці Б.1

$t, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{II}}, \text{Па}$	$d'' , \text{г/кг}$	$c_{p, c'} , \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$c_p , \text{кДж/(кг}\cdot\text{K)}$	$i_c , \text{кДж/кг}$	$i''_{\text{II}} , \text{кДж/кг}$	$i' , \text{кДж/кг}$	$\rho_c , \text{кг/м}^3$
11	1311,8	8,268	1,006	1,0215	11,07	20,848	31,93	1,227
12	1401,5	8,841	1,006	1,0225	12,07	22,310	34,38	1,223
13	1496,7	9,451	1,006	1,0237	13,08	23,867	36,95	1,218
14	1597,4	10,097	1,006	1,0249	14,08	25,517	39,60	1,214
15	1704,1	10,783	1,006	1,0268	15,09	27,271	42,36	1,210
16	1817,0	11,511	1,006	1,0275	16,10	29,133	45,23	1,206
17	1936,4	12,282	1,006	1,0290	17,10	31,108	48,21	1,201
18	2062,6	13,100	1,006	1,0305	18,11	33,204	51,31	1,197
19	2196,0	13,966	1,006	1,0322	19,11	35,425	54,54	1,193
20	2336,8	14,883	1,006	1,0339	20,12	37,779	57,90	1,189
21	2485,5	15,854	1,006	1,0357	21,13	40,273	61,40	1,185
22	2642,4	16,882	1,0061	1,0379	22,13	42,916	65,05	1,181
23	2807,9	17,970	1,0061	1,0398	23,14	45,716	68,86	1,177
24	2982,4	19,121	1,0061	1,0416	24,15	48,680	72,83	1,173
25	3166,3	20,338	1,0061	1,0435	25,15	51,816	76,97	1,169
26	3360,0	21,626	1,0061	1,0472	26,16	55,138	81,30	1,165
27	3563,9	22,987	1,0061	1,0491	27,16	58,651	85,82	1,161
28	3778,5	24,425	1,0061	1,0510	28,17	62,366	90,54	1,158
29	4004,3	25,946	1,0062	1,0548	29,18	66,298	95,48	1,154
30	4241,7	27,552	1,0062	1,0586	30,19	70,453	100,64	1,150
31	4491,3	29,250	1,0062	1,0604	31,19	74,850	106,04	1,146
32	4753,6	31,043	1,0062	1,0642	32,20	79,496	111,69	1,142
33	5029,0	32,937	1,0063	1,0680	33,21	84,408	117,61	1,139
34	5318,2	34,927	1,0063	1,0718	34,21	89,599	123,81	1,135
35	5621,7	37,050	1,0063	1,0755	35,22	95,087	130,31	1,131
36	5940,1	39,281	1,0063	1,0792	36,23	100,886	137,11	1,128
37	6274,0	41,637	1,0064	1,0849	37,24	107,015	144,25	1,124
38	6624,0	44,124	1,0064	1,0883	38,24	113,49	151,73	1,120
39	6990,7	46,750	1,0064	1,0937	39,25	120,33	159,58	1,117

Навчальне видання

Марко Миколайович Чепурний
Станіслав Йосипович Ткаченко
Євген Семенович Корженко

ОСНОВИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

Навчальний посібник

Оригінал-макет підготовлено Чепурним М. М.

Редактор Т. О. Старічек

Науково-методичний відділ ВНТУ
Свідоцтво Держкомінформу України
Серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ

Підписано до друку
Формат 29,7×42¹/₄

Гарнітура Times New Roman
Папір офсетний

Друк різнографічний
Тираж прим.
Зам. №

Ум. друк. арк..

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
Свідоцтво Держкомінформу України
Серія ДК № 746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95