

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,  
УКРАЇНИ**

**ОДЕСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ  
ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**



**Жихарєва Н.В..**

**Моделювання систем  
кондиціювання повітря**

**Методичні вказівки до  
практичних та самостійних робіт**

**Одеса -2021**

УДК 621.565

**Жихарєва Н.В.,** Моделювання систем кондиціювання повітря  
Методичні вказівки до практичних та самостійних робіт . 2021. – 25  
с.

Розглянуто та рекомендовано до видання на засіданні кафедри  
холодильних машин і установок , кондиціювання повітря  
Протокол №01 від 27 серпня 2021 р.

Розглянуто та рекомендовано до видання на засіданні науково-  
методичної Раді зі спеціальності 142 «Енергетичне  
машинобудування»  
Протокол №01 від 03 вересня 2021 р.

©ОНТУ, 2021

## ЗМІСТ

Анотація.....	3
Теоретична частина.....	5
Математичні моделі та оптимізація обладнання систем кондиціювання повітря....	5
1.1. Камери зрошення.....	6
1.2. Повіронагрівачі.....	11
1.3. Повітроохолоджувачі.....	17
1.4 Теплоутилізатори.....	22
Література.....	27

# ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

## Математичні моделі та оптимізація обладнання систем кондиціонування повітря

### 1.2. Камери зрошення

#### *Алгоритм розрахунку політропічних і адіабатичних процесів тепловологісної обробки повітря в апаратах центральних кондиціонерів*

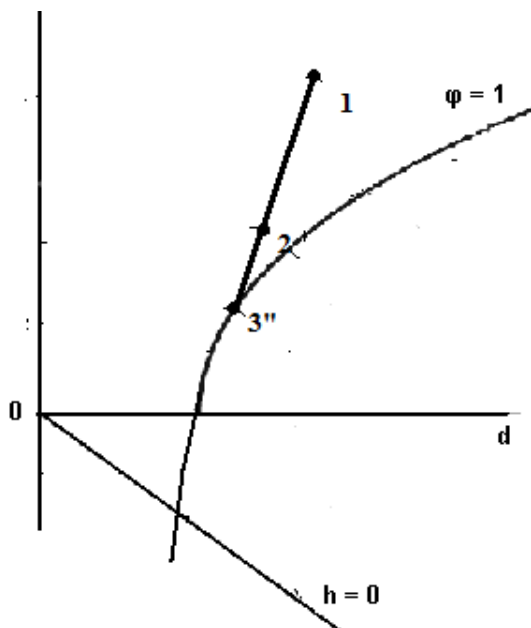


Рис. 1 Обробка повітря в камері зрошення

Для тепловлажностної обробки повітря при його кондиціюванні застосовують контактні апарати у вигляді камер зрошення.

Теплотехнічний розрахунок камер зрошення кондиціонерів базується на використанні коефіцієнта адіабатної ефективності  $E_A$  й

наведеного коефіцієнта ентальпійної ефективності  $E_{\Pi}$ . Ці

коефіцієнти залежать від конструктивних характеристик камер зрошення й гідродинамічних умов обробки повітря. На рис (1.1) показаний процес обробки повітря водою (для якого розроблений алгоритм розрахунку

1-2 - дійсний процес охолодження й осушення повітря;

1-3'' - теоретичний процес обробки повітря водою, що визначає температуру повітря  $t_e^{PP}$  й ентальпію повітря  $h_a^{iD}$  в граничному стані;

$h_a''$  - ентальпія насиченого повітря, обумовлена початковою температурою води  $t_w^H$ .

Основні розрахункові теплотехнічні характеристики:

$$\Delta h = E_{II} \div \Delta h_0; \quad (1.1.)$$

$$\Delta t = E_A (t_w^H - t_1) + \epsilon \left( 1 - \frac{E_A}{E_{II}} \right) \cdot \Delta h;$$

де  $\Delta h = h_2 - h_1;$

$$t = t_2 - t_1;$$

$$\Delta \bar{i}_0 = (h''_{\epsilon} - h_1) [1 + \alpha (h''_{\epsilon} - h_1) + \beta (h''_{\epsilon} - h_{cp})]$$

$\epsilon, \alpha, \beta$  - коригувальні коефіцієнти;

$h''_{\delta}$  - ентальпія середини діапазону апроксимації прикордонній кривій d, h-діаграми, кДж/кг.

Процеси в камері зрошення описуються за допомогою ТМО-моделі, тому параметри рівноважного стану визначають по формулах (1.5) і (1.10), а відносні перепади ентальпій і температур обчислюють по формулах для ТМО-моделі по варіанті А.

Важливо відзначити, що наведений коефіцієнт ентальпійної ефективності  $E_{II}$  визначається як відношення зміни ентальпії обробленого повітря до початкового ентальпійному напору за умови лінійного апроксимації кривій насиченого повітря  $\phi = 1$ . Нелінійність прикордонній кривій d, h – діаграми враховується рівнянням для  $\Delta h_0$ . У політропних процесах відбувається як зміна параметрів повітря, так і температури води, що приводить до зменшення тепла зміни температури оброблюваного повітря. Коефіцієнти  $E_{II}$  і  $E_A$  функціонально взаємозалежні

$$E_{II} = \frac{1 - \exp[\Phi \ln(1 - E_A)]}{\Phi},$$

де  $\Phi = \left( 1 + \frac{0,725}{\mu} \right) \left\{ 1 + c [-\ln(1 - E_A)]^{-0,858} \right\},$

$\mu$  - коефіцієнт зрошення;

$c$  - коефіцієнт апроксимації (приймають для форсуночних камер рівним 0,387, для камер зрошення ОКС-3 - 0,177). [1, 14,15,16].

***Для розрахунку камер зрошення при політропному охолодженні повітря  
необхідно задати:***

- тип кондиціонера й камери зрошення;
- продуктивність кондиціонера по повітрю, кг/ч;
- температуру й ентальпію повітря на вході в камеру зрошення  $t_1$ , °С и  $h_1$ , кДж/кг;
- температуру й ентальпію повітря на виході з камери зрошення  $t_2$ , °С и  $h_2$ , кДж/кг;
- температуру й ентальпію граничного стану повітря  $t_6^{IP}$ , °С и  $t_6^{IP}$ , кДж/кг;
- к. п. буд. насоса  $\eta_n$ .

Теплотехнічний розрахунок виконується для всіх конструктивних виконань камер зрошення ОКФ-3 і ОКС-3. На підставі цього розрахунку визначають коефіцієнт зрошення  $\mu$ , масова витрата води  $G_w$ , температури води на вході й на виході з камери зрошення  $t_w^H$  й  $t_w^K$ , тиск води перед форсунками  $\Delta P_w$  і споживану потужність  $N_n$ . По зовнішніх теплотехнічних показниках - початковій температурі води й споживаної насосом потужності, попередньо відбирають кращі варіанти камер зрошення, а потім на підставі техніко-економічного аналізу остаточно обґрунтовують вибір конструкції зрошувальної камери.

***Для розрахунку камери зрошення в режимі адіабатного зволоження  
повітря необхідно задати:***

- тип кондиціонера й тепломасообмінного апарата
- початкову й кінцеву температури повітря  $t_1$  і  $t_2$ , °С;
- температуру повітря за мокрим термометром  $t_m$ , °С;
- к. п. буд. насоса  $\eta_n$ .

На підставі теплотехнічного розрахунку визначають коефіцієнт зрошення  $\mu$ , мінімально припустимий коефіцієнт зрошення  $\mu_{\min}$ , масова витрата води  $G_W$ , тиск води перед форсунками  $\Delta P_W$  і споживану насосом потужність  $N_H$ .

### 1.1.1. Розрахунок камер зрошення ОКФ-3 і ОКС-3 для політропного процесу охолодження повітря

Розрахунок виконують у наступній послідовності.

1. Розраховують коефіцієнт адіабатної ефективності

$$E_A = \frac{h_2 - h_1}{h_e^{PP} - h_1}. \quad (1.2)$$

2. Обчислюють коефіцієнт зрошення

$$\mu = \left[ \frac{-\ln(1 - E_A) - 0,15}{A_1} \right]^{\frac{1}{\alpha_1}} \quad (1.3)$$

і наведений коефіцієнт ентальпійної ефективності  $E_{\Pi}$ . Коефіцієнти апроксимації  $A_1$  і  $\alpha_1$  для різних камер зрошення і їхнього виконання

3. Визначають температурний критерій

$$\theta = 1,38\mu \left( \frac{1}{E_{\Pi}} - \frac{1}{E_A} \right) \quad (1.4)$$

4. Обчислюють початкову температуру води

$$t_W^H = t_e^{PP} + \frac{\theta}{4,19\mu} (h_2 - h_1), \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.5)$$

5. Розраховують кінцеву температуру води

$$t_W^K = t_W^H - \frac{h_2 - h_1}{4,19\mu}, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.6)$$

6. Обчислюють витрату води, що подається в камеру зрошення

$$G_W = \mu G_e, \text{ кг/год.} \quad (1.7)$$

7. Визначають питома витрата води через форсунку

$$q_{\Phi} = \frac{G_W}{n}, \quad (1.8)$$

де  $n$  - кількість форсунок

8. Розраховують тиск води перед форсунками:

- для камер ОКФ-3  $\Delta P_w = \left( \frac{q_\Phi}{118,2} \right)^{0,454}$ , Па (1.9)

- для камер ОКС-3  $\Delta P_w = \left( \frac{q_\Phi}{412} \right)^{0,466}$ , Па (1.10)

9. Обчислюють потужність насоса

$$N_H = \frac{G_w \cdot \Delta P_w}{3,6 \cdot 10^6 \cdot \eta_H}, \text{ кВт} \quad (1.11)$$

### **1.1.2. Розрахунок камер зрошення для адіабатного зволоження повітря**

Розрахунок виконують у наступній послідовності.

1. Обчислюють коефіцієнт адіабатної ефективності

$$E_A = 1 - \frac{t_2 - t_M}{t_1 - t_M} \quad (1.12)$$

2. Обчислюють коефіцієнт зрошення

$$\mu = \left[ \frac{-\ln(1 - E_A) - 0,15}{1,25} \right]^{0,565} \quad (1.13)$$

при  $\varphi = 0,45$  система зрошення працює в стійкому режимі.

3. Розраховую витрату води, що подається в камеру зрошення по формулі (5.10)

4. Визначають питома витрата води через форсунку

$$q_\Phi = \frac{G_w}{n}, \quad (1.14)$$

де  $n$  - кількість форсунок, установлених у зрошувальній системі [9].

5. Обчислюють тиск води перед форсунками й потужність, споживану насосом по формулах (5.7) - (5.11).



**Розрахунок камер зрошення у режимі адіабатного зволоження  
повітря**

Для кожного з варіантів виконання камер зрошення ОКФ-3 і ОКС-3 обчислюють коефіцієнт адіабатної ефективності  $E_A$  по формулі (1.2) і коефіцієнт зрошення  $\mu$  по формулі (1.3). Отримане значення  $\mu$  необхідно зрівняти з мінімально припустимим значенням коефіцієнта зрошення  $\mu_{\min}$ . При  $\mu > \mu_{\min}$  прийнята камера буде працювати в стійкому режимі.

Мінімально припустиме значення коефіцієнта зрошення розраховують:

- для камер зрошення ОКФ-3 
$$\mu_{\min} = \frac{460 \cdot n}{G_B} \quad (1.15)$$

- для камер зрошення ОКС-3 
$$\mu_{\min} = \frac{870 \cdot n}{G_B} \quad (1.16)$$

Потім по формулах (1.7-1.11) визначають витрата води, тиск води перед форсунками й потужність насосу.

## 1.2. Повітронагрівачі

Повітронагрівачі центральних кондиціонерів збирають із базових теплообмінників. Ці теплообмінники виготовляють із біметалічних труб зі спіралью торованим оребренням. Базові теплообмінники кондиціонерів номінальною продуктивністю по повітрю 10 і 20 тис. м<sup>3</sup>/год мають ширину відповідно 0,828 і 1,655 м, а висоту 1 і 1,25 м. Теплообмінники для кондиціонерів номінальною продуктивністю від 31,5 до 250 тис. м<sup>3</sup>/год мають однакову ширину 1,655 м і висоту 1,25, 1,5 і 2 м. По ходу руху повітря теплообмінники виконані з одним, півтора й двома рядами трубок.

Для кожного кондиціонера передбачений повітронагрівач із обвідним каналом (умовна позначка ВН1-3; ВН1,5-3 і ВН2-3) і без обвідного каналу (умовна позначка ВН01-3; ВН01,5-3 і ВН02-3). У поперечних перерізах центральних кондиціонерів установлюють строго певне число базових теплообмінників.

У загальному випадку фронтальна обв'язка теплообмінників може бути виконана по трьох схемах: послідовної, паралельної й паралельно-послідовної. Вибір схеми обв'язки теплообмінників визначає площа живого перетину трубок для проходу води і її швидкість руху.

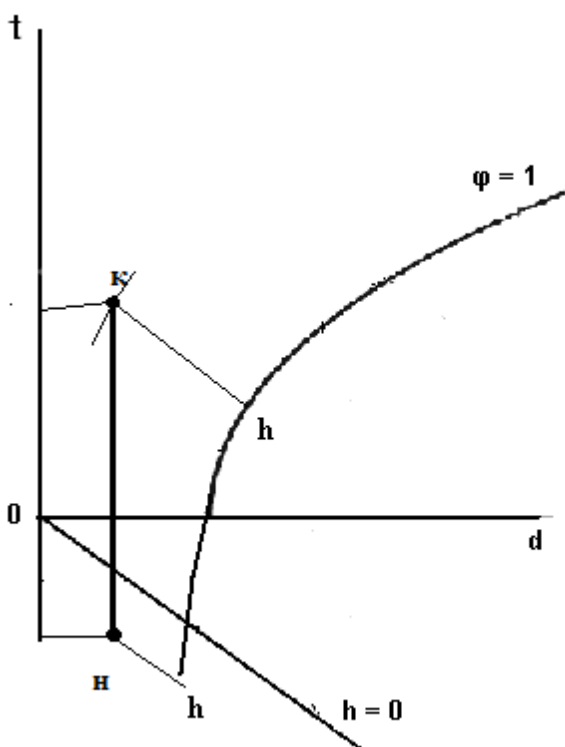
Переважно застосовують повітронагрівачі без обвідного каналу, оскільки в порівнянні з повітронагрівачами з обвідним каналом вони відрізняються більшою поверхнею теплообміну, більшими живими перетинами для проходу повітря й меншим аеродинамічним опором. Початкову температуру води для повітронагрівачів першого підігріву приймають 180, 150, 130, 115 або 95°С, кінцеву – 70°С. Мінімально припустима за умовами захисту теплообмінного апарата від заморожування температура води на виході повинна бути вище 10°С. Для повітронагрівачів другого підігріву рекомендується температура води на вході 70°С, на виході – 40°С.

Швидкість теплоносія в трубках і приєднувальних патрубках не слід приймати більше 2 м/с внаслідок істотного збільшення гідравлічного опору повітронагрівача. Мінімальне значення швидкості руху теплоносія

приймають 0,15 м/с, оскільки при більше низьких значеннях швидкості створюється несприятливий ламінарний режим плинуну й значно знижується коефіцієнт теплопередачі, а також виникає небезпека заморожування повітрянагрівача першого підігріву. [16].

### 1.2.1. Алгоритм розрахунку повітрянагрівача

Вихідні дані для теплового розрахунку повітрянагрівача одержують на



підставі взаємного зв'язування в d,h – діаграмі вологого повітря процесів кондиціонування повітря для холодного періоду року. По d,h - діаграмі визначають параметри повітря на вході й виході з теплообмінного апарата. (Рис.1.2) Для розрахунку повітрянагрівача необхідно задати:

Рис.1.2 Процес в повітрянагрівачі

- витрату повітря , кг/с;
- початкову й кінцеву температури повітря  $t_H$  і  $t_K$ , °С;
- початкову й кінцеву температури води  $t_w^k$  і  $t_w^h$ , °С;
- номер кондиціонера;
- щільність теплоносія при середній температурі  $\rho_w$ , кг/м<sup>3</sup>;
- тип повітрянагрівача.

На підставі теплового розрахунку повітрянагрівача визначають необхідну площу поверхні, для забезпечення якої передбачені

теплообмінники з одним, півтора або двома рядами трубок по ходу повітря. Сутність теплового розрахунку повітрянагрівачів полягає в тому, що для центрального кондиціонера приймають геометричні параметри, що рекомендують, базових теплообмінників, вибирають їхню схему обв'язки трубопроводами й розраховують коефіцієнти теплопередачі по емпіричних формулах. Потім визначають необхідну площу зовнішньої поверхні повітрянагрівача й порівнюють неї з дійсною площею поверхні базових теплообмінників. Запас по площі поверхні не повинен перевищувати 10%. Зменшення запасу площі поверхні теплообміну досягається зміною режимних параметрів:

- зменшенням початкової температури води, що подається в повітрянагрівач;
- зниженням витрати гарячої води через теплообмінники.

Відповідно до прийнятої класифікації процес у повітрянагрівачі розвивається відповідно до ТМП-моделі, тому відносний перепад ентальпії повітря шукаємо по формулі ( 1.37).

Задача конструкторського розрахунку повітрянагрівача складається у визначенні числа рядів трубок по ходу повітря й виборі схеми обв'язки базових теплообмінників по теплоносії, а також у розрахунку аеродинамічного й гідравлічного опорів теплообмінного апарата.

Розрахунок проводиться в наступній послідовності.

1. Визначають кількість теплоти, необхідної для нагрівання повітря

$$Q_H = mC_P(t_K - t_H), \text{кВт} \quad (1.17)$$

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

$C_P$  – теплоємність вологого повітря, приймається рівної 1 кдж/(кг.К);

$t_K$  – температура повітря на виході з повітрянагрівача, °С;

$t_H$  – температура повітря на вході в повітрянагрівач, °С;

2. Розраховують масова витрата теплоносія

$$G_w = \frac{Q_H}{4,19(t_w^H - t_w^K)}, \text{ кг/с} \quad (1.18)$$

де  $t_w^H$  - температура води на вході в повітрянагрівач, °С;

$t_w^K$  - температура води на виході з повітрянагрівача, °С.

3. Визначають швидкість бігу води в трубках повітрянагрівача

$$w = \frac{G_w}{f_{TP} \rho_w N}, \text{ м/с} \quad (1.19)$$

де  $f_{TP}$  - площа живого перетину для проходу теплоносія, м<sup>2</sup>;

$\rho_w$  - щільність води при середній температурі, кг/м<sup>3</sup>.

$N$  - число послідовно або паралельно приєднаних рядів базових теплообмінників.

4. Обчислюють масову швидкість руху повітря в потоці, що набігає

$$v\rho = \frac{m}{f_\Phi}, \text{ кг/(м}^2\cdot\text{с)} \quad (1.20)$$

де  $f_\Phi$  - площа фронтального перетину для проходу повітря, м<sup>2</sup>.

5. Розраховують коефіцієнт теплопередачі повітрянагрівача залежно від числа рядів трубок по ходу повітря базових теплообмінників:

- однорядних

$$K = 28(v\rho)^{0,448} \cdot w^{0,129}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}; \quad (1.21)$$

- півторарядних

$$K = 25,3(v\rho)^{0,447} \cdot w^{0,087}, \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}; \quad (1.22)$$

- дворядних

$$K = 25,5(v\rho)^{0,485} \cdot w^{0,127} \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}. \quad (1.23)$$

6. Визначають необхідну площу зовнішньої поверхні повітрянагрівача

$$F_T = \frac{10^3 \cdot Q_H}{K \cdot \Delta t_{CP}}, \text{ м}^2 \quad (1.24)$$

де  $\Delta t_{CP}$  - середній арифметичний температурний напір у теплообмінному апарату, °С.

$$\Delta t = \frac{t_W^H + t_W^H}{2} - \frac{t_H + t_K}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (1.25)$$

7. Обчислюють запас площі поверхні повітрянагрівача

$$\frac{F_P - F_T}{F_T} \cdot 100 \%, \quad (1.26)$$

де  $F_P$  – розташовувана площа зовнішньої поверхні повітрянагрівача як без обвідного каналу, так і з обвідним каналом.

Якщо необхідна площа поверхні  $F_T$  більше розташовуваної площі поверхні  $F_P$  однорядного теплообмінного апарата, то приймають полуторарядний або дворядний повітрянагрівач і повторюють розрахунок по пунктах 3-6.

У випадку значного запасу в площі поверхні теплообміну (більше 10%) його необхідно зменшити.

При можливості зменшення початкової температури гарячої води, неї знижують і розрахунок повторюють по пунктах 2-6.

Якщо за умовами експлуатації ВКВ неможливо змінити початкову температуру теплоносія, тоді приймають мінімально припустиму швидкість руху води, що обмежена критичним значенням  $w_{кр} = 0,15$  м/с, і розраховують коефіцієнт теплопередачі повітрянагрівача  $K$  з обліком числа рядів трубок по ходу повітря.

8. Визначають модифікований критерій Фур'є

$$F_0' = \frac{\kappa F_P}{10^3 m C_p} \quad (1.27)$$

9. Розраховують температурний показник

$$Q_t = \frac{t_K - t_H}{t_W^H - t_H}. \quad (1.28)$$

10. Методом ітерації визначають відношення водяних еквівалентів на підставі залежності

$$W = \frac{1 - \frac{\exp[-F_0'(1-W)]}{G_t}}{\exp[-F_0'(1-W)]} \quad (1.29)$$

і обчислюють необхідна масова витрата теплоносія

$$G_w = \frac{mC_p}{4,19 \cdot W}, \text{ кг/с}, \quad (1.30)$$

і уточнюють швидкість руху води в повітронагрівачі

$$w = \frac{G_w}{f_{TP} \rho_w N}, \text{ м/с}. \quad (1.31)$$

11. Розраховують температуру води на виході з повітронагрівача

$$t_w^K = t_w^H - \frac{Q_H}{4,19 \cdot G_w}, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (1.32)$$

12. Обчислюють аеродинамічний опір повітронагрівача

$$\Delta P_a = b(v\rho)^n, \text{ Па} \quad (1.33)$$

де коефіцієнти  $b$  і  $n$  приймають для базових теплообмінників:

- однорядних  $b=4,18$  і  $n=1,707$ ;
- півторарядних  $b=3,92$  і  $n=1,761$ ;
- дворядних  $b=6,94$  і  $n=1,716$ .

13. Розраховують гідравлічний опір повітронагрівача для:

- послідовного приєднання базових теплообмінників

$$\Delta P_w = Aw^2, \text{ кПа}; \quad (1.34)$$

- паралельного приєднання базових теплообмінників

$$\Delta P_w = Bw^2, \text{ кПа}, \quad (1.35)$$

де коефіцієнти  $A$  і  $B$  визначають залежно від конструктивних даних базової секції теплообмінного апарата.





Відповідно до прийнятої класифікації процес у повітроохолоджувачі розвивається відповідно до ТМП-моделі. Основною характеристикою спільного тепло- і масопереноса є коефіцієнт  $K_{\text{нр}}$ .

Тіплотехнічний розрахунок поверхневих повітроохолоджувачів виконують для визначення необхідної площі зовнішньої поверхні, його аеродинамічного й гідравлічного опорів. Сутність розрахунку полягає в тому, що для кожного типорозміру центрального кондиціонера приймають базові теплообмінники, що рекомендують дворядні, їхні геометричні розміри й компонування у фронтальному перетині кондиціонера, визначають коефіцієнти теплопередачі для різних схем обв'язки теплообмінників трубами й кількості їх по ходу руху повітря. Потім розраховуємо необхідну площу зовнішньої поверхні повітроохолоджувача й порівнюють її дійсною площею теплообмінників. Запас по площі поверхні не повинен перевищувати 10%.

На підставі різноманітних розрахунків поверхневих повітроохолоджувачів для числа рядів трубок по ходу повітря  $n$  від двох до десяти, а також послідовно протivotочної і паралельної по теплообмінниках і по рядах теплообмінників схеми обв'язки вибирають оптимальну конструкцію апарата.

### ***1.3.1 Алгоритм розрахунку повітроохолоджувача***

Розрахунок проводиться в наступній послідовності.

1. Обчислюють відносний перепад температур:

- для режимів сухого охолодження повітря

$$\eta_T = \frac{t_4 - t_5}{t_4 - t_W^H}; \quad (1.36)$$

- для режимів із влаговываждением

$$\eta_i = \frac{h_1 - h_2}{i_1 - 2500 \cdot d_3 - C_P t_W^H}; \quad (1.37)$$

де приймаємо  $C_p \approx 1$  кДж/(кг.К) - питома теплоємність повітря.

2. Розраховують масову швидкість руху повітря у фронтальному перетині

$$(v\rho)_{\phi P} = \frac{m}{f_{\phi P}}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}). \quad (1.38)$$

3. Приймаючи відносини водяних еквівалентів  $W_{\min}/W_{\max}=0,1\dots0,6$  с кроком 0,05 і розраховують витрата хладоносія

$$W = \frac{mC_p}{4,19 \cdot \frac{W_{\min}}{W_{\max}}}, \text{ кг}/\text{с}. \quad (1.39)$$

4. Визначають швидкість води в трубках повітроохолоджувача для  $n=2, 4, 6, 8$  і  $10$

$$w = \frac{W}{f_{TP} \cdot \rho_w \cdot N} = \frac{W}{1000 \cdot f_{TP} \cdot N}, \text{ м}/\text{с} \quad 0,2 < w < 2,0 \text{ м}/\text{с} \quad (1.40)$$

де  $N$  - число послідовно або паралельно приєднаних рядів базових теплообмінників або їхніх рядів.

5. Обчислюють коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача, віднесений до зовнішньої поверхні

$$K_H = \frac{1}{\frac{1}{0,95\alpha_K\xi} + 3,5 \cdot 10^{-5} + \frac{11}{\alpha_w}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (1.41)$$

де  $\alpha_K$  – коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря

$$\alpha_K = \frac{60}{n} + 7,5(v\rho)_{\phi P}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (1.42)$$

Значення числа рядів трубок по ходу повітря  $n$  приймають рівним парному від двох до 10;

$\xi$  - коефіцієнт вологовипадіння, розраховується по формулі

$$\xi = \frac{h_1 - h_2}{C_p(t_1 - t_2)}; \quad (1.43)$$

$\alpha_w$  – коефіцієнт тепловіддачі з боку холодоносія визначають по формулі

$$\alpha_w = (1430 + 22t_w^H) \cdot \frac{w^{0,8}}{0,45}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (1.44)$$

6. Обчислюють показник

$$W_i = \frac{mC_p \xi}{W \cdot 4,19} \quad (1.45)$$

7. Розраховують модифікований критерій Фур'є

$$F'_0 = -\frac{1}{1-W_i} \ln \frac{1-\eta_{t,i}}{1-W_i \cdot \eta_{t,i}} \quad (1.46)$$

8. Обчислюють необхідну площу поверхні повітроохолоджувача

$$F_p = \frac{10^3 \cdot F'_C \cdot m}{K_H}, \text{ м}^2 \quad (1.47)$$

9. Визначають запас по площі поверхні

$$\frac{F_H - F_p}{F_p} \cdot 100\% \leq 10\% \quad (1.48)$$

10. Розраховують температуру води на виході з повітроохолоджувача

$$t_w^K = t_w^H + \frac{m \cdot (i_1 - i_2)}{4,19 \cdot W}, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (1.49)$$

11. Визначають аеродинамічний опір для:

- процесів «сухого» охолодження повітря

$$\Delta P_a = 3,5 \cdot n \cdot (\nu\rho)_{\text{ФР}}^{1,716} + 7,72(\nu\rho)_{\text{ФР}}^2, \text{ Па} \quad (1.50)$$

- процесів охолодження й осушення повітря

$$\Delta P_a = 5 \cdot n \cdot (\nu\rho)_{\text{ФР}}^{1,716} + 12,3(\nu\rho)_{\text{ФР}}^2, \text{ Па} \quad (1.51)$$

12. Визначають гідравлічний опір повітроохолоджувача для

- паралельного приєднання базових теплообмінників

$$\Delta P_w = A \cdot w^2, \text{ кПа}; \quad (1.52)$$

- послідовно-протivotочного приєднання базових теплообмінників

$$\Delta P_w = B \cdot w^2, \text{ кПа}; \quad (1.53)$$

- паралельного приєднання рядів базових теплообмінників

$$\Delta P_w = V \cdot w^2, \text{ кПа}; \quad (1.54)$$

де А, Б и В - коефіцієнти гідравлічних втрат, що залежать від схеми обв'язки теплообмінників трубопроводом.

13. Розраховують потужність вентилятора

$$N_v = \frac{m \cdot \Delta P_a}{1200 \cdot \eta_v}, \text{ кВт} \quad (1.55)$$

де  $\eta_v$  - к. п. буд. вентилятора,  $\eta_v=0,8 \dots 0,85$ ;

14. Обчислюють потужність насоса

$$N_H = \frac{\Delta P_w \cdot W}{10^3 \cdot \eta_H}, \text{ кВт} \quad (1.56)$$

де  $\eta_H$  - к. п. буд. насоса,  $\eta_H=0,7 \dots 0,75$

## 1.4 Теплоутилізатори

У системах кондиціонування повітря процес утилізації тепла передує всім іншим процесам обробки повітря, тому що в цьому випадку спостерігаються найбільші перепади термодинамічних потенціалів середовищ, що обмінюються, і тому найбільше повно й ефективно використовується звичайно відкидне низкопотенціальне тепло.

Найбільше поширення одержали утилізатори, тепла із із проміжним теплоносієм. Залежно від класу використовуваного теплообмінника теплоутилізатори можуть бути рекуперативного або контактного типу.

Відповідно до прийнятої класифікації процес у повітронагрівачі розвивається відповідно до ТМП-моделі. Основною характеристикою спільного тепло- і масопереноса є коефіцієнт  $K_{Нр}$ .

Тіплотехнічний розрахунок теплоутилізаторів виконують для визначення необхідної площі зовнішньої поверхні, його аеродинамічного й гідравлічного опорів. Сутність розрахунку полягає в тому, що для кожного типорозміру центрального кондиціонера приймають базові теплообмінники, що рекомендують дворядні, їхні геометричні розміри й компонування у фронтальному перетині кондиціонера, визначають коефіцієнти теплопередачі для різних схем обв'язки теплообмінників трубами й кількості їх по ходу руху повітря. Потім розраховуємо необхідну площу зовнішньої поверхні повітроохолоджувача й порівнюють її дійсною площею теплообмінників. Запас по площі поверхні не повинен перевищувати 10%.

На підставі різноманітних розрахунків поверхневих повітроохолоджувачів для числа рядів трубок по ходу повітря  $n$  від двох до десяти, а також послідовно протivotочной і паралельної по теплообмінниках і по рядах теплообмінників схеми обв'язки вибирають оптимальну конструкцію апарата

### 1.4.1. Алгоритм розрахунку теплоутилизатора

Вихідні дані для теплового розрахунку теплоутилизатора одержують на підставі взаємного зв'язування в  $d, h$  - діаграмі процесів кондиціонування повітря. По  $d, h$  - діаграмі визначають параметри припливного та повітря, що видаляє, на вході й виході з теплообмінника.

Для розрахунку теплоутилизатора необхідно задати:

- номер кондиціонера;
- $m_1$  - масова витрата припливного повітря, кг/с;
- $m_2$  - масова витрата повітря, що видаляє, кг/с;
- $t_1^H$  та  $t_2^H$  - температура приточного й повітря, що видаляє, на вході в °С ;
- $h_2^H$  - ентальпія повітря, що видаляє, на вході в БТ;
- $\rho_w$  - щільність теплоносія, кг/м<sup>3</sup>;
- $У$  - коефіцієнт, що враховує теплофізические властивості розчину;
- $\eta_n$  - КПД насоса;

Обумовлені величини:

1.  $Q_T$  - кількість теплоти, яка утилізована ,кВт;
2.  $t_1^k$  - температура припливного повітря на виході, °С;
3.  $t_2^k$  - температура повітря, що видаляє, на виході °С;
4.  $\Delta P_a$  - аеродинамічний опір, Па;
5.  $\Delta P_w$  - гідравлічний опір, Па;
6.  $N_n$  - потужність насоса, кВт;

Розрахунок виконують для  $n = 4, 6, 8, 10$  і  $12$  ( $n$ -число рядів трубок по ходу повітря);

( $v=0.3; 0.6; 0.9; 1.2; 1.5$  і  $1.8$  м/с (швидкість руху теплоносія)).

За номером кондиціонера для різних  $n$  приймають  $f_\phi, f_{тр}, f_n$ , коефіцієнти  $A, B$  и  $B$ .

## Розрахунок

1. Розраховують масову швидкість руху припливного повітря у фронтальному перетині

$$(v\rho)_{\text{фр}} = \frac{m_1}{f_{\text{тп}}} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}). \quad (1.57)$$

2. Визначаємо масова витрата теплоносія:

$$m_p = \rho_w f_{\text{тп}} \omega N, \text{ кг}/\text{с}. \quad (1.58)$$

де  $N$  - число послідовно або паралельно приєднаних

3. Приймаємо відносини еквівалентів

$$w_1 = \frac{m_1 C_p}{m_p C_w}, \text{ кг}/\text{с}. \quad (1.59)$$

4. Обчислюють коефіцієнт теплопередачі повітроохолоджувача, віднесений до зовнішньої поверхні

$$K_H = \frac{1}{\frac{1}{0,95\alpha_K \xi} + 3,5 \cdot 10^{-5} + \frac{11}{\alpha_w}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (1.60)$$

де  $\alpha_K$  – коефіцієнт тепловіддачі з боку повітря

$$\alpha_K = \frac{60}{n} + 7,5(v\rho)_{\text{фр}}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (1.61)$$

Значення числа рядів трубок по ходу повітря  $n$  приймають рівним парному від двох до 10;

$\xi$  - коефіцієнт вологовипадіння, розраховується по формулі

$$\xi = \frac{h_1 - h_2}{C_p(t_1 - t_2)}; \quad (1.62)$$

$\alpha_w$  – коефіцієнт тепловіддачі з боку холодоносія визначають по формулі

$$\alpha_w = b \frac{\omega^{0.8}}{0.018^{0.2}} = b \frac{\omega^{0.8}}{0.4478}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}). \quad (1.63)$$

5. Визначають модифікований критерій Фур'є

$$F_0^{\circ} = \frac{K_H F_H}{1000 m_1 C_p} \quad (1.64)$$

6. Розраховують показник

$$K_{b_1} = \frac{1 - e^{-F'_0(1+w_1)}}{1 + w_1} \quad (1.65)$$

7. Розраховуємо безрозмірний параметр для припливного повітря

$$\theta_1 = \frac{K_{b_1}}{2 - K_{b_1} w_1} \text{ для } \theta_1 \quad (1.66)$$

8. Для повітря, що видаляє, по формулах (1.57– 1.66) розрахуємо  $\theta_2$

9. Знаходимо середнє значення параметра

$$\theta_{cp} = \frac{\theta_1 + \theta_2}{2} \quad (1.67)$$

10. Визначаємо кількість утилізованої теплоти

$$Q_o = G_1 C_p (t_2^H - t_1^H) \theta_{cp}, \text{ кВт} \quad (1.68)$$

11. Визначаємо температуру припливного повітря на виході з теплоутилізатора

$$t_1^k = \frac{Q_T}{m_1 C_p} + t_1^H, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.69)$$

12. Визначаємо параметри повітря, що видаляє, на виході із БТМ

$$\bullet \quad h_2^k = h_2^H - \frac{m_1 C_p (t_1^k - t_1^H)}{m_2}, \text{ кДж/кг} \quad (1.70)$$

•  $t_2^k$  визначають із рівняння

$$h_2^k = 9.2 + 1.48 t_2^k + (t_2^k)^2, \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.71)$$

14. Визначають аеродинамічний опір

$$\Delta P_a = 3.47 (v \rho)_{\text{тм}\delta}^{1.716} * n, \text{ Па} \quad (1.72)$$

15. Визначають гідравлічний опір повітроохолоджувача для

• паралельного приєднання базових теплообмінників

$$\Delta P_w = A \cdot w^2, \text{ кПа;} \quad (1.73)$$

• послідовно-протivotочнє приєднання базових теплообмінників

$$\Delta P_w = B \cdot w^2, \text{ кПа;} \quad (1.74)$$



- паралельного приєднання рядів базових теплообмінників

$$\Delta P_w = B \cdot w^2, \text{ кПа}; \quad (1.75)$$

де А, Б и В - коефіцієнти гідравлічних втрат, що залежать від схеми обв'язки теплообмінників трубопроводом.

16. Обчислюють потужність насоса

$$N_H = \frac{2 m_p \Delta P_w}{\rho_w \eta_H}, \text{ кВт}$$

## Література

1. Аверкин, А.Г.Примеры и задачи по курсу кондиционирование воздуха и холодоснабжение.— М.: Издательство ассоциации строительных вузов. 2003— 125с
2. Богословский В. Н., Поз М. Я. Теплофизика аппаратов утилизации тепла систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – М.: Стройиздат, 1983. – 320 с.
3. Кокорин О.Я.. Отечественное оборудование для создания систем вентиляции и кондиционирования воздуха/ О.Я.Кокорин,— М.: «Экстропечать»,2005.— 99 с.
4. Богданов С. Н., Иванов О. П., Куприянова А. В. Холодильная техника. Свойства веществ. Справочник. – М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.
5. Теплообменные аппараты холодильных установок /Г. Н. Данилова, С.Н. Богданов, О.П. Иванов и др.; Под общ. ред. Г.Н. Даниловой. – Л.: Машиностроение. 1986. – 303 с
6. Мигай В.К., Назаренко В.С., Новожилов И.С., Добряков Т.С. Регенеративные вращающиеся воздухоподогреватели. Л.: Энергия, 1971. – 168
7. Липа, А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха.. – Одесса: ОГЦНТЭИ, 2010. – 607 с.
8. Бронштейн , И.Н., Семяндев К.А.– Справочник по математике (для инженеров и учащихся ВТУЗОВ). М.:Наука, 1986. – 544с.
9. Жуковський С.С., Возняк О.Т., Довбуш О.М., Люльчак. З.С Вентилювання приміщень: Навч. посібник. - Л.: Львівська політехніка, 2007. - 476с.
10. Грачев Ю.Г. Основы оптимизации систем кондиционирования микроклимата.— Пермь: Издательство. Перм. политехн. ин-та, 1987. - 80с. + 1 вкл.

11. Жихарєва Н.В. Моделювання та оптиміація систем кондиціювання повітря. . Учебное пособие.-: О: ТЭС, 2016.- 170 с + додатки с..
12. Жихарєва Н.В., Хмельнюк М.Г. Повышение эффективности системы охлаждения плодоовощехраниш. – Вестник международной академии холода 2019 .Сб т– Вып 4 – с. 16 – 20.
13. Мудров, А.Е. Численные методы для ПЭВМ. [Текст] / А.Е. Мудров //– Томск: Раско, 1991. – 270с.
14. Кафаров В.В. Оптимизация теплообменных аппаратов и систем. – М.: Энергоиздат, 1988. – 192 с.