

# PROJEKT III. (IV.) - Vzduchotechnika

## 2. Návrh klimatizačních systémů

Autor: Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.  
Organizace: České vysoké učení technické v Praze  
Fakulta strojní  
Ústav techniky prostředí  
E-mail: [Vladimir.Zmrhal@fs.cvut.cz](mailto:Vladimir.Zmrhal@fs.cvut.cz)  
Web: <http://www.fs.cvut.cz/~zmrhavla/Projekt3/Projekt3.htm>

# 1. Vstupní parametry

## 1.1. Parametry venkovního vzduchu

LÉTO	$t_e = 30$ (32) °C	$h_e = 56$ (58) kJ/kg
ZIMA	$t_e = t_{e,výp} - 3$ až 5 °C	$\varphi_e = 100$ %

## 1.2. Parametry vnitřního vzduchu

ZIMA	$t_i = 20 - 22$ °C	$\varphi = 30 - 70$ % (platí pro pracovní prostředí)
LÉTO	$t_i = 25 - 27$ °C	$\varphi = 30 - 70$ %

## 1.3. Nároky na větrání

### Hygienické požadavky - dávky vzduchu na osobu D

50 m<sup>3</sup>/h na osobu při práci a pobytu převážně vsedě se zákazem kouření,  
60 m<sup>3</sup>/h na osobu při práci a pobytu převážně vsedě s povoleným kouřením,  
70 m<sup>3</sup>/h na osobu při práci a pobytu převážně vstoje a v chůzi se zákazem kouření,  
90 m<sup>3</sup>/h na osobu při těžké fyzické práci,

#### **Poznámka:**

*Příslušný hygienický předpis umožňuje snížení dávky čerstvého vzduchu až na polovinu při venkovních teplotách vyšších než 26 °C a nižších než 0 °C.*

100 m<sup>3</sup>/h na osobu při práci a pobytu v prostoru, který je určen pro tanec,  
150 m<sup>3</sup>/h na osobu při práci a pobytu v prostoru, který je určen pro diskotéku.

Podle požadavků na odvod škodliviny, vlhkosti apod.

## 1.4. Potřeba energie

Tepelná zátěž prostoru (citelná)  $Q_z$  [W]  
Tepelné ztráty  $Q_{ztr}$  [W]  
Produkce vodní páry  $M_w$  [g/h]

## 1.5. Parametry otopné a chladicí vody

Chlazení např. 6/12, 16/18 °C apod.  
Vytápění např. 80/60, 50/40 °C apod.

## 1.6. Nároky na filtraci

Jednostupňová filtrace - např. G4  
Dvoustupňová filtrace - např. 1. stupeň G3, 2. stupeň F7  
Třístupňová filtrace - např. čisté prostory 1. stupeň G4, 2. stupeň F7, 3. stupeň H12

## 2. Vzduchový jednozónový jednodukový klimatizační systém

Schéma systému bez cirkulace ( $V = V_e$ )

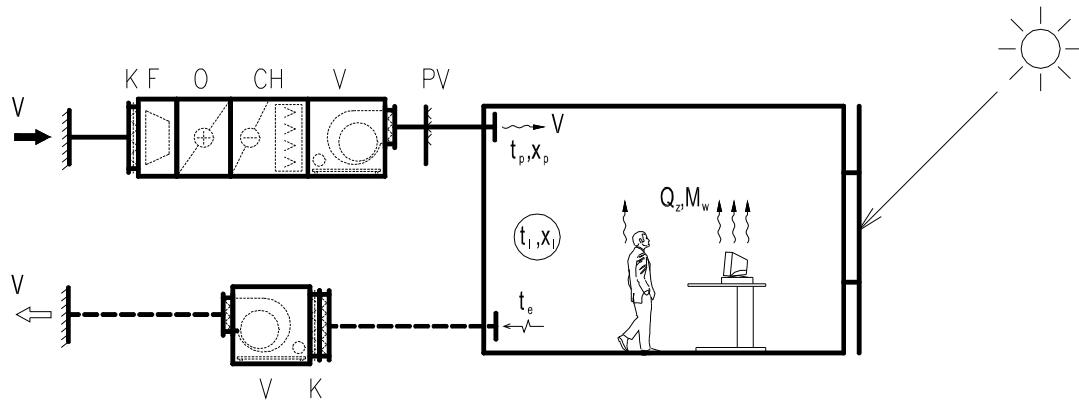


Schéma systému s cirkulací ( $V = V_e + V_{ob}$ )

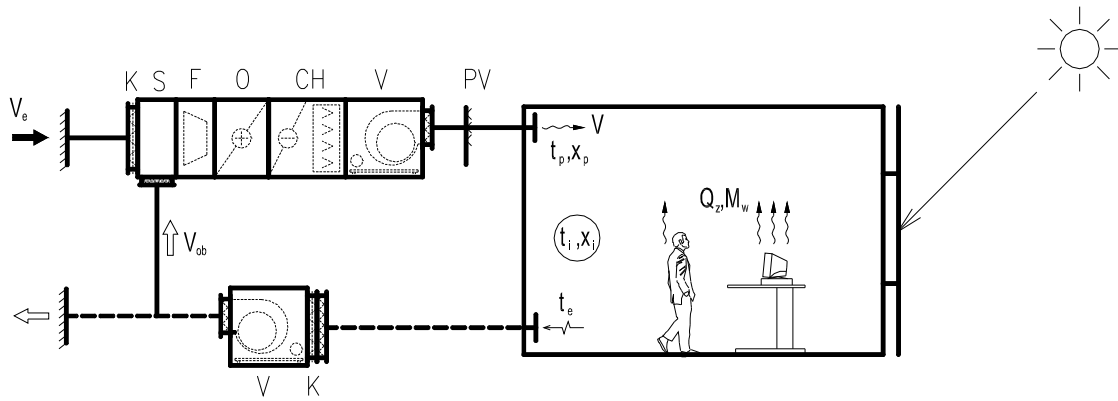


Schéma klimatizačního systému se ZTZ a směřováním ( $V = V_e$ )

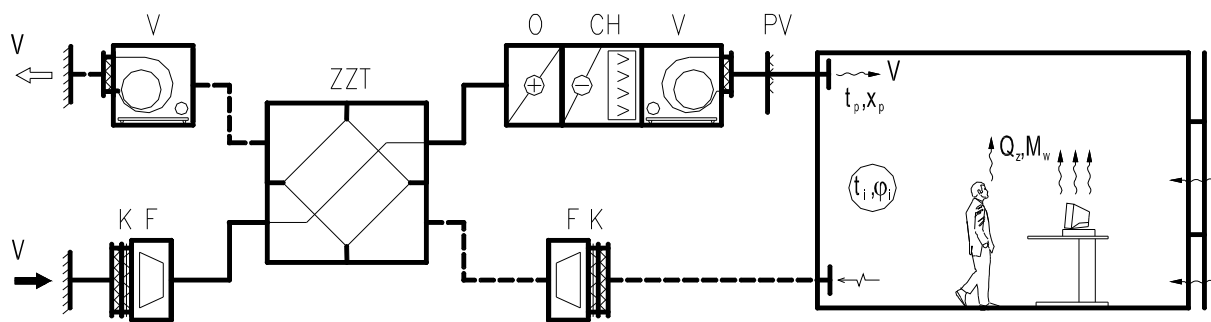
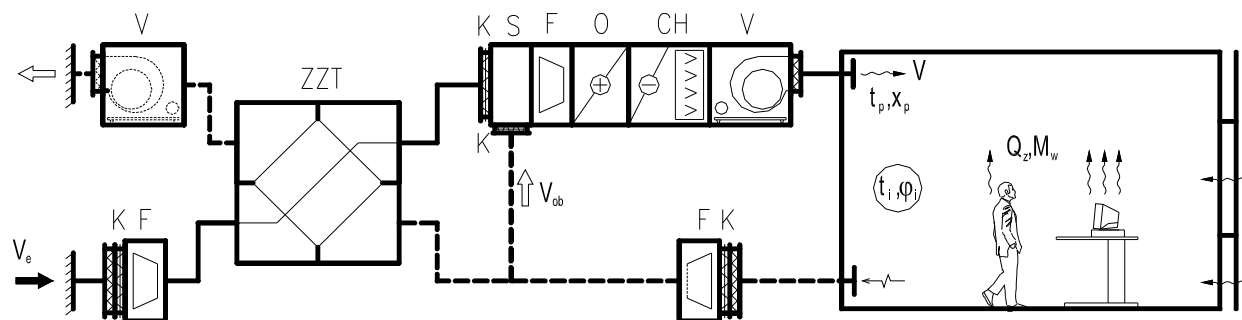


Schéma klimatizačního systému se ZTZ a směřováním ( $V = V_e + V_{ob}$ )



## 2.1. Letní provoz

### 2.1.1. Průtok větracího vzduchu $V_e$

Průtok venkovního vzduchu se určí z hygienických požadavků, nebo z požadavků na odvod škodliviny. Dle potřebné dávky čerstvého vzduchu pro osoby (viz 1.3) se celkový průtok venkovního vzduchu stanoví

$$V_e = D \cdot n \quad (2.1)$$

kde  $D$  je dávka vzduchu na osobu dle hygienických předpisů [ $\text{m}^3/\text{h.os}$ ],  
 $n$  počet osob.

nebo z požadavku na odvod škodliviny

$$V_e = \frac{M_{\dot{s}}}{c_{p\dot{r}\dot{p}} - c_p} \quad (2.2)$$

kde  $c_{p\dot{r}\dot{p}}$  je nejvyšší přípustná koncentrace NPK, nebo přípustný expoziční limit PEL [ $\text{g}/\text{m}^3$ ],  
 $M_{\dot{s}}$  hmotnostní tok škodliviny [ $\text{g}/\text{s}$ ].

### 2.1.2. Průtok vzduchu pro odvod tepelné zátěže $V_z$

$$V_z = \frac{Q_z}{\rho c \Delta t_p} = \frac{Q_z}{\rho c (t_i - t_p)} \quad (2.3)$$

kde  $c$  je měrná tepelná kapacita vzduchu  $c = 1010$  [ $\text{J}/(\text{kg.K})$ ],  
 $\rho$  hustota vzduchu  $\rho = 1,2$  [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  
 $t_i - t_p$  pracovní rozdíl teplot, podle způsobu rozptýlení vzduchu 3(6) – 10 (12) K.

### 2.1.3. Celkový průtok vzduchu $V$

Při výpočtu mohou 3 případy:

#### a) $V_z > V_e$

V tomto případě použijeme oběhový vzduch

$$V = V_z = V_e + V_{ob} \quad (2.4)$$

#### b) $V_z = V_e$

Do prostoru přivádíme 100 % čerstvého venkovního vzduchu ( $V_{ob} = 0$ ).

$$V = V_e \quad (2.5)$$

#### c) $V_z < V_e$

Do prostoru přivádíme 100 % čerstvého venkovního vzduchu ( $V_{ob} = 0$ ) s tím, že pracovní rozdíl teplot  $\Delta t_p$  je možné snížit.

$$V = V_e$$

$$(t_i - t_p) = \frac{Q_z}{V \rho c} \quad (2.6)$$

#### 2.1.4. Znázornění úpravy vzduchu v h-x diagramu

##### Zařízení bez cirkulace (Obr. 1a)

- E:  $t_e = 30$  (32) °C,  $h_e = 56$  (58) kJ/kg  
 I:  $t_i$  je dáno  $\varphi$  odhadneme 30 – 70 %  
 CH: povrchová teplota chladiče:  $t_{ch} = (t_{w1} + t_{w2})/2$ , nebo  $t_{ch} = t_{vyp} = 4$  až 5 °C  
 P: průsečík čar ECH x  $t_p$  ( $t_p$  dáno pracovním rozdílem teplot)  
 Pl: úprava stavu vzduchu v místnosti

##### Zařízení s cirkulací vzduchu (Obr. 1b)

- E:  $t_e = 30$  (32) °C,  $h_e = 56$  (58) kJ/kg  
 I:  $t_i$  je dáno  $\varphi$  odhadneme 30 – 70 %  
 S: směšování  $V_{ob}/V_e$  – provedeme graficky pákovým pravidlem  
 CH: povrchová teplota chladiče:  $t_{ch} = (t_{w1} + t_{w2})/2$ , nebo  $t_{ch} = t_{vyp} = 4$  až 5 °C  
 P: průsečík čar SCH x  $t_p$  (dáno pracovním rozdílem teplot)  
 Sl: úprava stavu vzduchu v místnosti

##### Kontrola vzájemné polohy čar $x_i$ a $x_p$

Musí platit

$$M_w = V \rho (x_i - x_p) \quad (2.7)$$

kde  $M_w$  je vlhkostní zisky (tok vodní páry) od lidí, jídla apod. [g/s].

Z vlhkostních zisků v místnosti se vypočítá

$$(x_i - x_p)_{vyp} = \frac{M_w}{V \rho} \quad (2.8)$$

a zkontroluje se zda

$$(x_i - x_p)_{vyp} = (x_i - x_p)_{h-x \text{ diagram}} \quad (2.9)$$

pokud uvedená rovnost neplatí, je nutné změnit polohu bodu I na izotermě  $t_i$ .

#### 2.1.5. Výkon chladiče vzduchu

##### Zařízení bez cirkulace

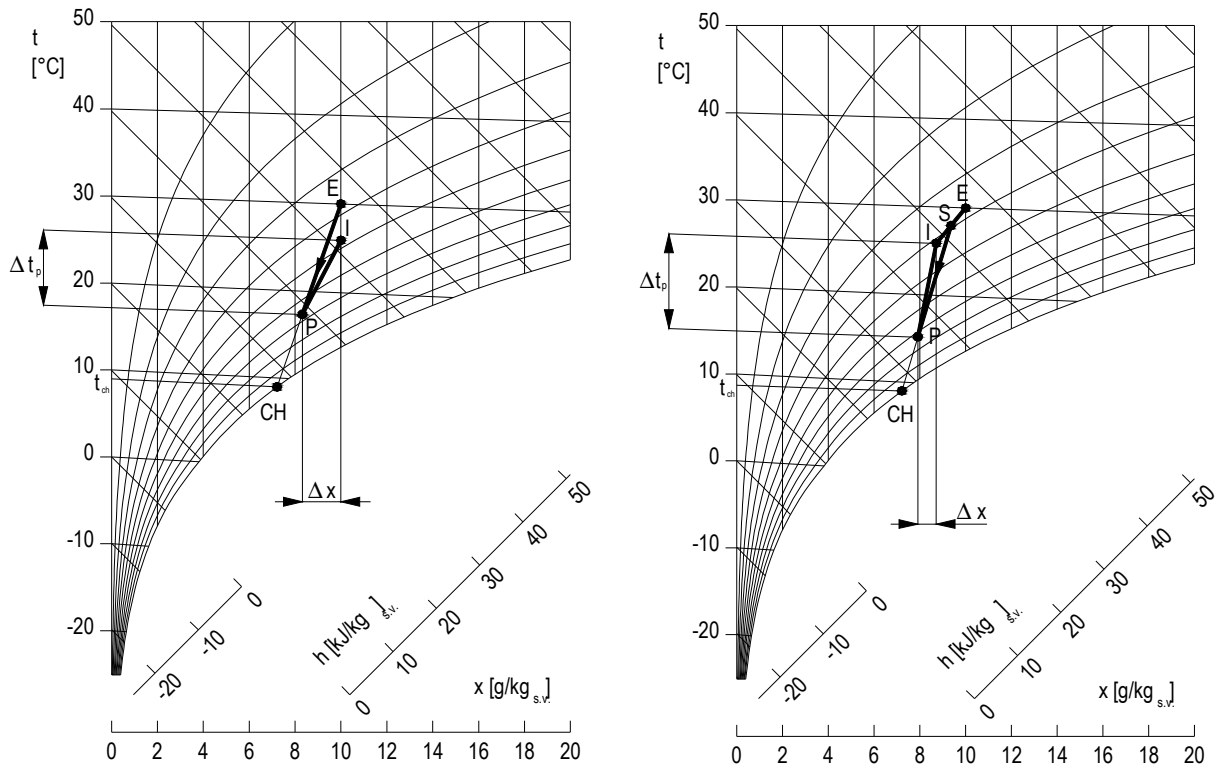
$$Q_{chl} = Q_{cit,chl} + Q_{váz,chl} = V \rho c (t_e - t_p) + V \rho l (x_e - x_p) = V \rho (h_e - h_p) \quad (2.10)$$

kde  $l$  je výparné teplo  $l = 2500$  [kJ/kg],

$h_e$       entalpie venkovního vzduchu [kJ/kg],  
 $h_p$       entalpie přiváděného vzduchu [kJ/kg].

### Zařízení s cirkulací

$$Q_{chl} = V\rho(h_{sm} - h_p) \quad (2.11)$$



**Obr. 1** Letní provoz jednozónového vzduchového systému

- a) bez cirkulace
- b) s cirkulací

## 2.2. Zimní provoz

### 2.2.1. Tepelný výkon ohřivače vzduchu

#### Klimatizační zařízení nehradí tepelné ztráty

Pokud zařízení pracuje pouze s čerstvým vzduchem (bez ZZT a směšování) musí výkon ohřivače pokrývat tepelnou ztrátu větráním

$$Q_{oh} = Q_{v\acute{e}t} = V_e \rho c (t_p - t_e) \quad (2.12)$$

kde

$$t_p = t_i \quad (2.13)$$

### Klimatizační zařízení hradí plně tepelné ztráty

$$Q_{oh} = Q_{ztr} + Q_{vět} \quad (2.14)$$

Teplota přiváděného vzduchu se určí z tepelné bilance prostoru

$$t_p - t_i = \frac{Q_{ztr}}{V\rho c} \quad (2.15)$$

### Klimatizační zařízení hradí tepelné ztráty objektu pouze z části

$$Q_{ztr, kli} = Q_{ztr} - Q_{ztr, vyt} = Q_{ztr} \left( 1 - \frac{t_i' - t_e}{t_i - t_e} \right) \quad (2.16)$$

kde  $t_i'$  je teplota, které bude dosaženo při provozu samostatného vytápění při výkonu topného zařízení  $Q_{ztr, vyt}$  (např.  $t_i' = 10 \text{ °C}$ )

Teplotu přiváděného vzduchu lze stanovit z rovnice

$$t_p - t_i = \frac{Q_{ztr, kli}}{V\rho c} \quad (2.17)$$

$$Q_{oh} = Q_{ztr, kli} + Q_{vět} \quad (2.18)$$

#### 2.2.2. Zpětné získávání tepla

Pro předehřev vzduchu v zimním období, se často používá výměník zpětného získávání tepla (ZZT). Teplotní faktor (účinnost) ZZT je definován jako

$$\Phi = \frac{t_{zzt} - t_e}{t_o - t_e} \quad (2.19)$$

kde  $t_{zzt}$  je teplota přiváděného vzduchu za výměníkem ZZT [ $^{\circ}\text{C}$ ]

Výkon ohřivače při použití ZZT pak bude obecně

$$Q_{oh} = V\rho c(t_p - t_{zzt}) \quad (2.20)$$

#### 2.2.3. Směšování

V případě využití směšování bude výkon ohřivače

$$Q_{oh} = V\rho c(t_p - t_s) \quad (2.21)$$

kde teplotu po smísení určíme graficky pákovým pravidlem v h-x diagramu, nebo ze směšovací rovnice. V případě, že dochází ke směšování odváděného ( $t_{ob} = t_i$ ) a venkovního vzduchu za výměníkem ZZT je teplota po smísení

$$t_s = \frac{M_e t_{zzt} + M_{ob} t_i}{M_e + M_{ob}} \quad (2.22)$$

#### 2.2.4. Znázornění úpravy vzduchu v h-x diagramu

**Zařízení bez cirkulace Obr. 2**

E:  $t_e = -15 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\varphi_e = 100 \text{ } \%$

ZZT: ohřev na teplotu  $t_{ZZT}$  - vyplývá z rovnice (2.19)

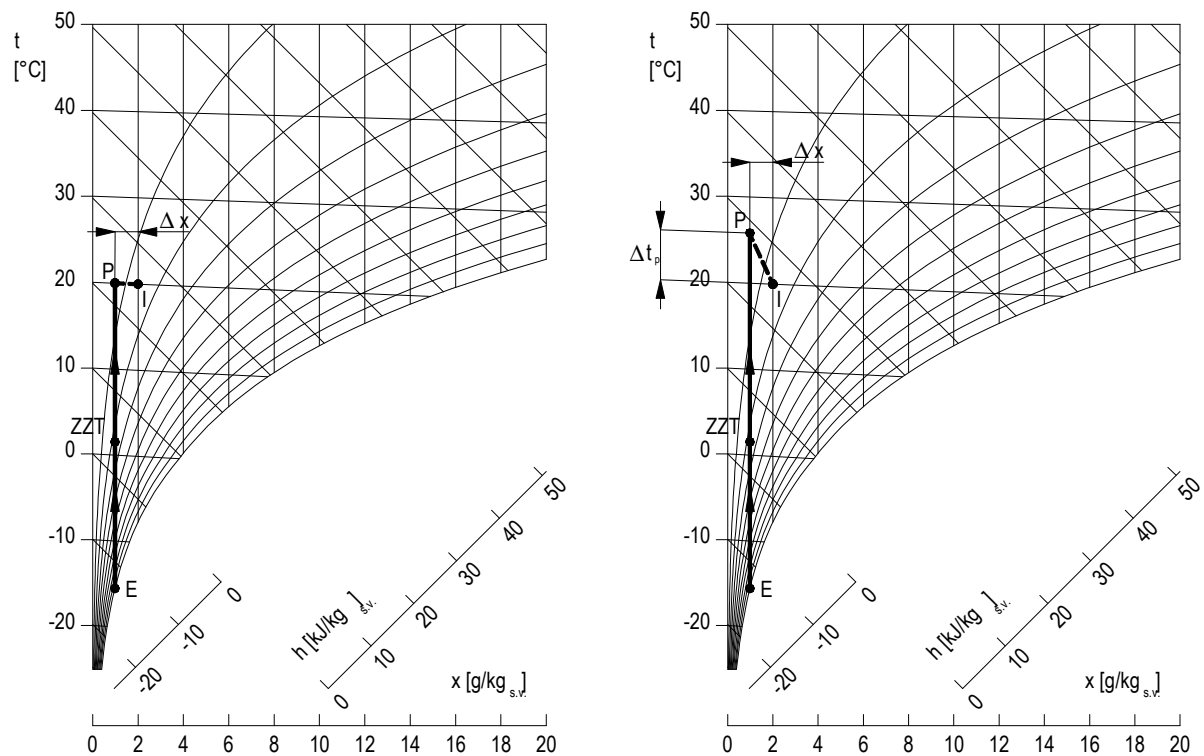
P:  $t_p$  plyne z tepelné bilance prostoru - rovnice (2.13), (2.15), nebo (2.17)

I:  $t_i$  je dáno,  $\varphi_i$  odhadneme

PI: úprava stavu vzduchu v místnosti

obecně pro pracovní rozdíl teplot pro vytápění platí

$$\Delta t_{p,max} = (t_p - t_i)_{max} = 15 \div 25 \text{ [K]} \quad (2.23)$$

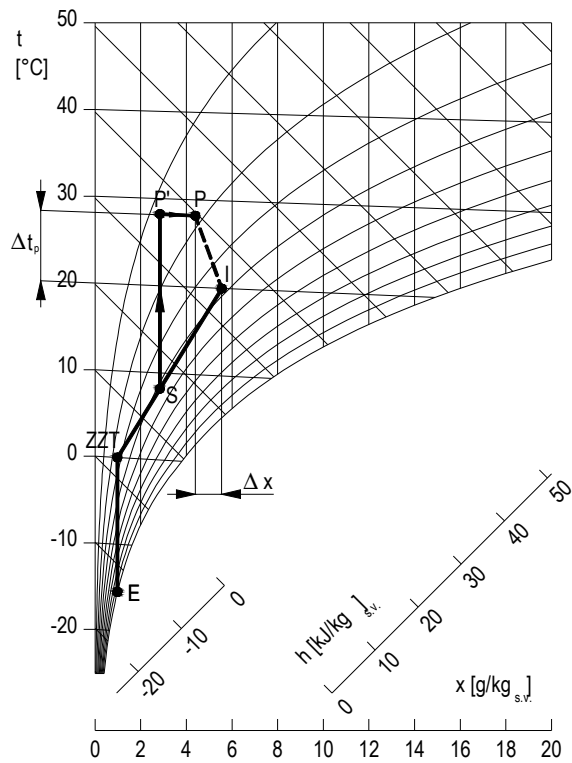
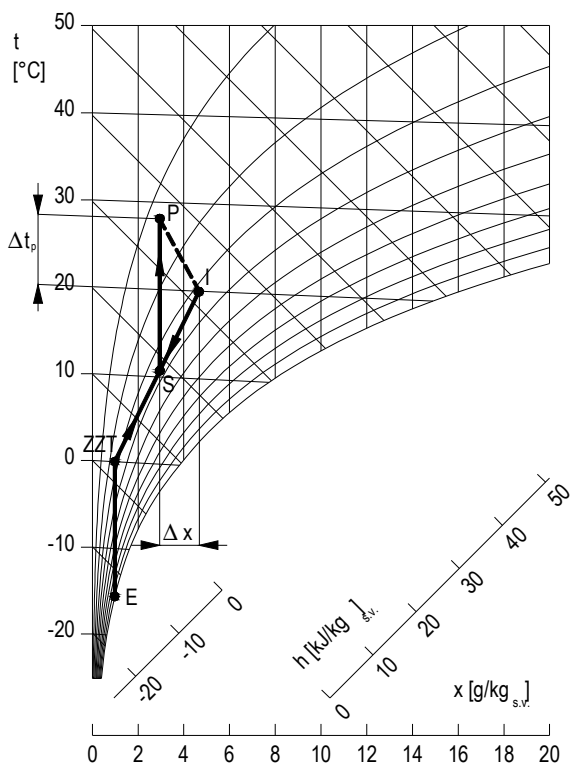


**Obr. 2** Zimní provoz zařízení bez směšování a vlhčení

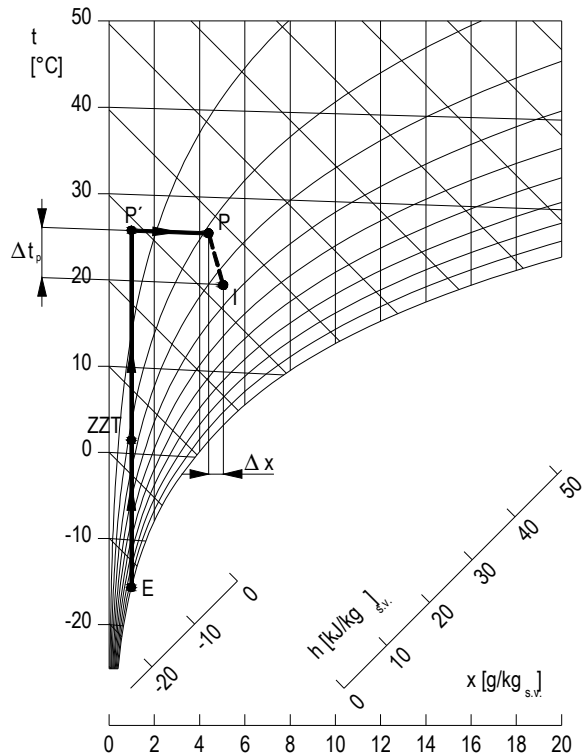
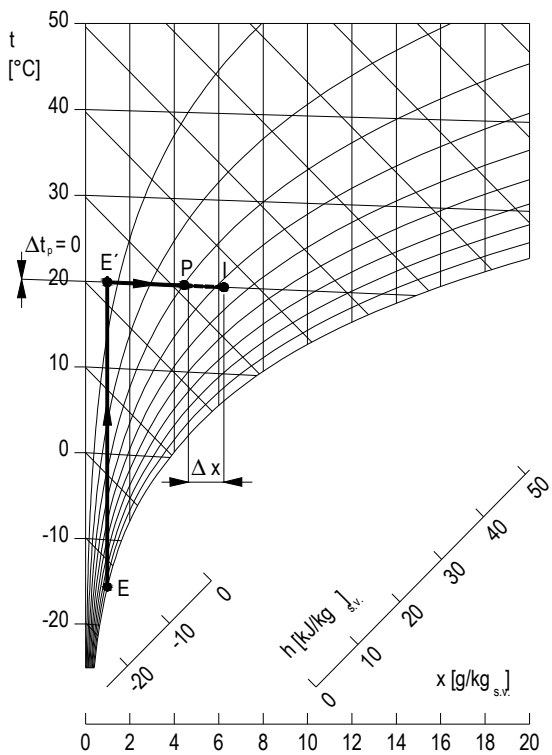
a) zařízení nehradí tepelné ztráty

b) zařízení hradí tepelné ztráty





**Obr. 3** Zimní provoz zařízení se ZTZ a směřováním  
 a) bez parního vlhčení  
 b) s parním vlhčením



**Obr. 4** Zimní provoz - zařízení s parním vlhčením  
 a) zařízení nehradí tepelné ztráty  
 b) zařízení hradí tepelné ztráty

**Zařízení s cirkulací (Obr. 3)**

E:  $t_e = -15\text{ °C}$ ,  $\varphi_e = 100\%$

ZZT: ohřev na teplotu  $t_{ZZT}$  - vyplývá z rovnice (2.19)

I:  $t_i$  je dáno,  $\varphi$  odhadneme

S: směšování  $V_{ob}/V_e$  – provedeme graficky pákovým pravidlem

P:  $t_p$  plyne z tepelné bilance prostoru - rovnice (2.13), (2.15), nebo (2.17)

PI: úprava stavu vzduchu v místnosti

**Zařízení s vlhčením parou v zimě (Obr. 4)**

E:  $t_e = -15\text{ °C}$ ,  $\varphi_e = 100\%$

ZZT: ohřev na teplotu  $t_{ZZT}$  - vyplývá z rovnice (2.19)

I: stav I je pevně zadán -  $t_i$ ,  $\varphi$

P':  $t_p$  plyne z tepelné bilance prostoru - rovnice (2.13), (2.15), nebo (2.17)

P: vlhčení na požadovanou vlhkost vnitřního vzduchu

PI: úprava stavu vzduchu v místnosti

**Kontrola vzájemné polohy čar  $x_i$  a  $x_p$** 

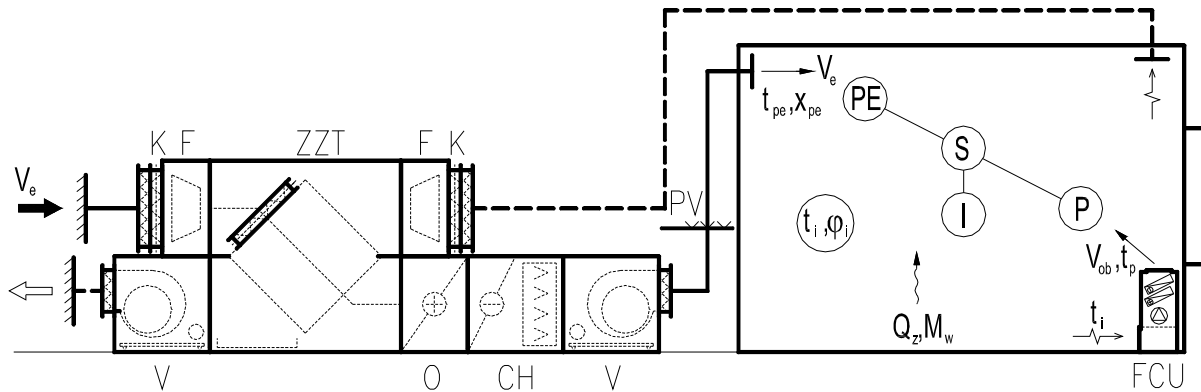
Provede se obdobně jako pro letní provoz.

### 3. Klimatizační systém s ventilátorovými konvektory „fan-coil“

#### Předpoklady naznačeného řešení:

- odvod tepelné zátěže a úhrada tepelné ztráty probíhá ve ventilátorovém konvektoru,
- centrální VZT jednotka zajišťuje přívod upraveného venkovního vzduchu dle hygienických požadavků,
- chladič vzduchu ve VZT jednotce pracuje se stejnými parametry chladicí vody jako ventilátorový konvektor.

#### Schéma systému



#### 3.1. Letní provoz - s chlazením venkovního vzduchu

- centrální VZT jednotka upravuje venkovní vzduch na teplotu vzduchu v místnosti  $t_{pe} = t_i$ , ( $t_{pe}$  může být i nižší než  $t_i$  v takovém případě je část tepelné zátěže odváděna venkovním vzduchem).

##### 3.1.1. Průtok oběhového vzduchu

Výměník ventilátorového konvektoru odvádí citelnou tepelnou zátěž prostoru

$$Q_z = V_{ob} \rho_{ob} c (t_i - t_p) \quad (3.1)$$

Průtok vzduchu ventilátorovým konvektorem (oběhový) pak bude

$$V_{ob} = \frac{Q_z}{\rho_{ob} c (t_i - t_p)} \quad (3.2)$$

Pracovní rozdíl teplot  $\Delta t_p$  se volí podle typu ventilátorového konvektoru, resp. způsobu rozptýlení vzduchu v prostoru:

- pro parapetní konvektor  $\Delta t_{p,max} = 6 \text{ K}$
- pro podstropní konvektor  $\Delta t_{p,max} = 8 \text{ K}$
- pro konvektor napojený na vířivé anemostaty  $\Delta t_{p,max} = 10 \text{ (12) K}$

Na základě rovnice (3.2) vybereme vhodnou jednotku s průtokem blízkým  $V_{ob}$  (zpravidla pro střední otáčky, nebo maximální otáčky) s odpovídajícím výkonem  $Q_{FCU}$ . Tím je dán skutečný pracovní rozdíl teplot  $t_i - t_p$ .

$$(t_i - t_p)_{skut} = \frac{Q_z}{\rho_{ob} c V_{ob,skut}} \quad (3.3)$$

Zároveň musí platit

$$Q_z = (V_{ob} \rho_{ob} + V_e \rho_e) c (t_i - t_s) = V \rho c (t_i - t_s) \quad (3.4)$$

$$M_w = (V_{ob} \rho_{ob} + V_e \rho_e) (x_i - x_s) = V \rho (x_i - x_s) \quad (3.5)$$

### 3.1.2. Znázornění úpravy vzduchu v h-x diagramu (Obr. 5a)

- E: dáno,  $V_e$  dáno hygienickými požadavky
- CH: povrchová teplota chladiče:  $t_{ch} = (t_{w1} + t_{w2})/2$
- PE: průsečík čar ECH x  $t_{pe}$
- I:  $t_i$  je dáno,  $\varphi$  odhadneme 30 – 50 %
- ICH: spojíme body I a CH
- P: teplotu přiváděného vzduchu  $t_p$  stanovíme z rovnice (3.1) na základě volby konvektoru
- S: směšovací pravidlo  $V_{ob}/V_e$
- SI: úprava stavu vzduchu v místnosti

#### Výkon chladiče ventilátorového konvektoru

$$Q_{ch,ob} = V_{ob} \rho_{ob} (h_i - h_p) \quad (3.6)$$

Uvedený výkon zkontrolujeme s výkonem navrženého ventilátorového konvektoru.

$$Q_{ch,ob} \leq Q_{FCU} \quad (3.7)$$

#### Výkon chladiče venkovního vzduchu

$$Q_{ch,e} = V_e \rho_e (h_e - h_{pe}) \quad (3.8)$$

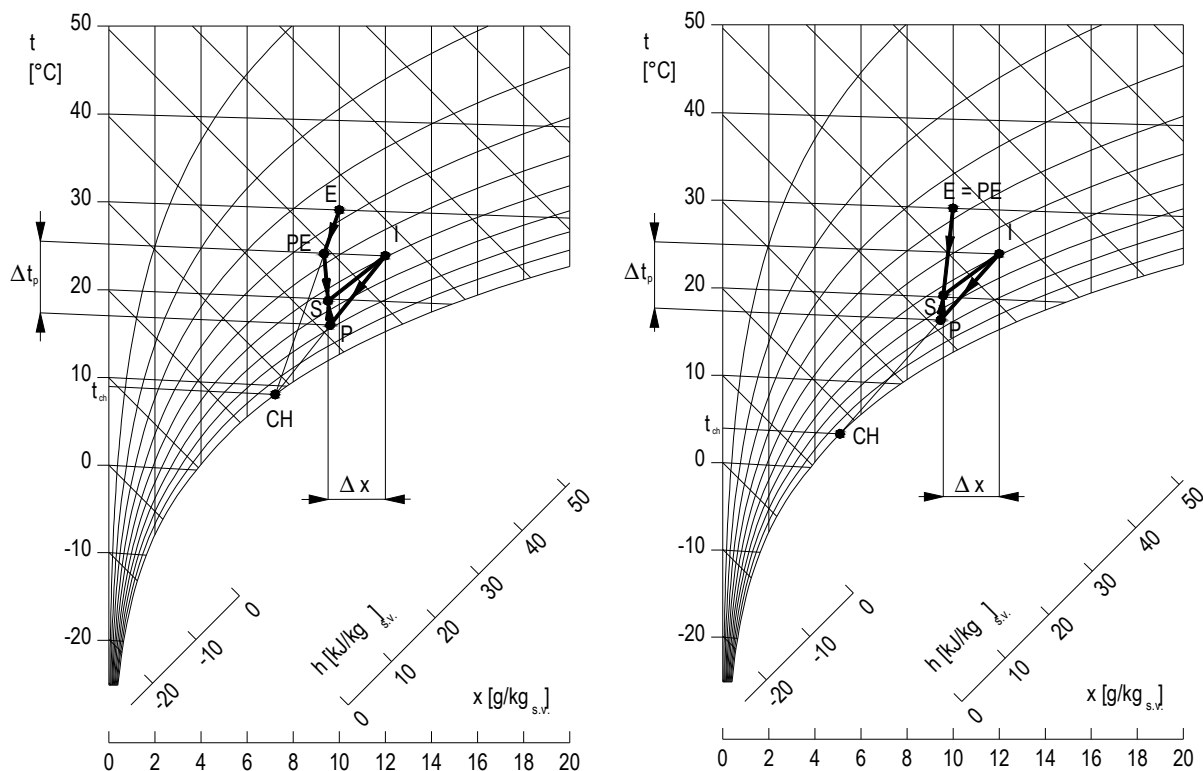
### 3.2. Letní provoz - bez chlazení venkovního vzduchu

V případě, že venkovní vzduch není chlazen, je tepelná zátěž větráním odváděna ventilátorovým konvektorem

$$V_{ob} = \frac{Q_z + Q_{z,vět}}{\rho_{ob} c (t_i - t_p)} \quad (3.9)$$

### 3.2.1. Znázornění úpravy vzduchu v h-x diagramu (Obr. 5b)

- E=PE: dáno,  $V_e$  dáno hygienickými požadavky  
 CH: povrchová teplota chladiče:  $t_{ch} = (t_{w1} + t_{w2})/2$   
 I:  $t_i$  je dáno,  $\varphi$  odhadneme 30 – 50 %  
 ICH: spojíme body I a CH  
 P: teplotu přiváděného vzduchu  $t_p$  stanovíme z rovnice (3.3) na základě volby ventilátorového konvektoru "fan-coil"  
 S: směšovací pravidlo  $V_{ob} / V_e$   
 SI: úprava stavu vzduchu v místnosti



**Obr. 5** Letní provoz

- a) s chlazením venkovního vzduchu v centrální jednotce  
 b) bez chlazení venkovního vzduchu

#### Kontrola vzájemné polohy čar $x_i$ a $x_s$

Musí platit

$$M_w = (V_{ob} + V_e) \rho (x_i - x_s) \quad (3.10)$$

Z vlhkostních zisků v místnosti se vypočítá

$$(x_i - x_s)_{vyp} = \frac{M_w}{V \rho} \quad (3.11)$$

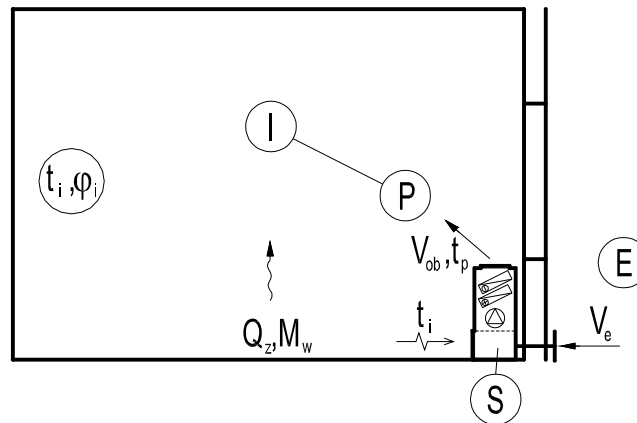
a zkontroluje se zda

$$(x_i - x_s)_{vyp} = (x_i - x_s)_{h-x \text{ diagram}} \quad (3.12)$$

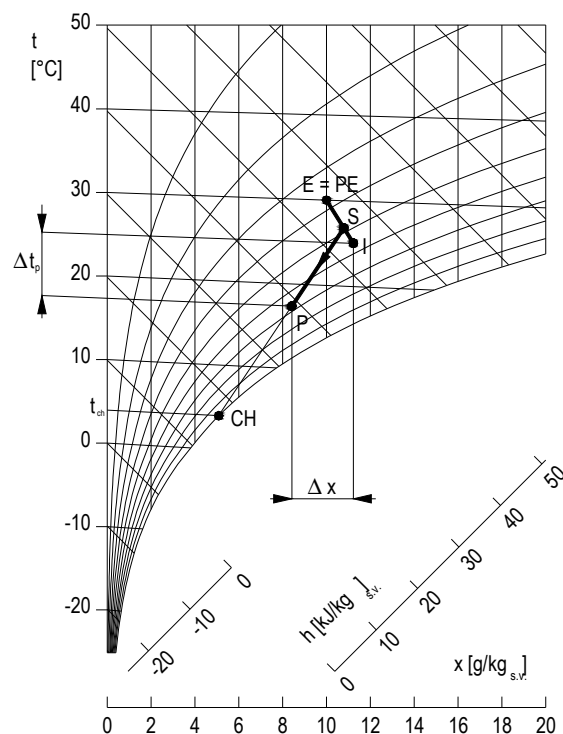
pokud uvedená rovnost neplatí, je nutné změnit polohu bodu I na izotermě  $t_i$ .

### 3.3. Letní provoz - bez chlazení venkovního vzduchu s přívodem venkovního vzduchu z fasády

#### Schéma systému



Řešení je obdobné s tím rozdílem, že ke směšování venkovního a oběhového vzduchu dochází ve ventilátorovém konvektoru.



**Obr. 6** Letní provoz zařízení s ventilátorovými konvektory a sáním venkovního vzduchu přímo z fasády

### 3.4. Zimní provoz

Velikost, resp. průtok oběhového vzduchu ventilátorovým konvektorem je dán návrhem pro letní provoz. Na základě tepelné bilance prostoru je možné stanovit teplotu vzduchu přiváděného z ventilátorového konvektoru

$$Q_{ztr} = V_{ob} \rho_{ob} c (t_p - t_i) \quad (3.13)$$

obdobně jako pro letní provoz platí

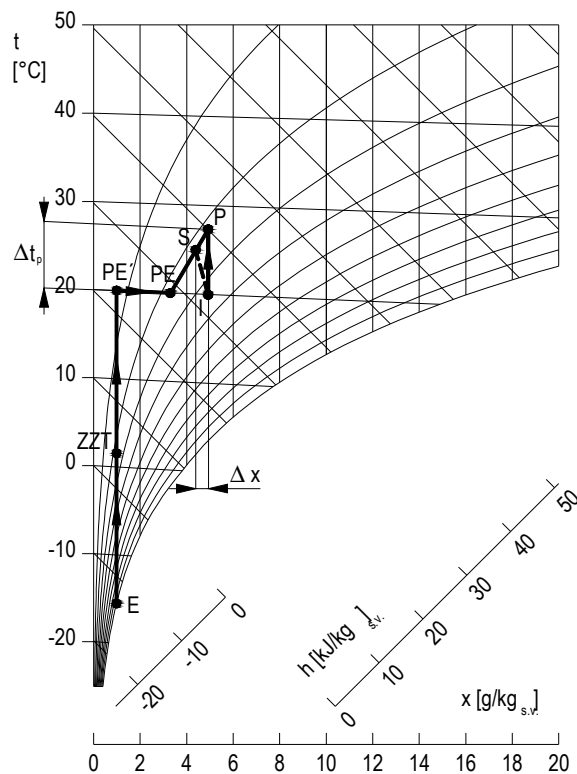
$$Q_{ztr} = (V_{ob} \rho_{ob} + V_e \rho_e) c (t_s - t_i) = V \rho c (t_s - t_i) \quad (3.14)$$

#### 3.4.1. Znázornění úpravy vzduchu v h-x diagramu (Obr. 7)

- E: dáno,  $V_e$  dáno hygienickými požadavky
- ZZT: dáno teplotním faktorem ZZT
- PE': ohřev na teplotu  $t_{pe}$
- PE: vlhčení na požadovanou relativní vlhkost  $x_{pe}$
- I: pevně zadán -  $t_i, \phi$
- P: stav  $t_p$  určíme z rovnice (3.13)
- S: směšovací pravidlo  $V_e / V_{ob}$
- Sl: úprava stavu vzduchu v místnosti

#### Kontrola vzájemné polohy čar $x_i$ a $x_s$

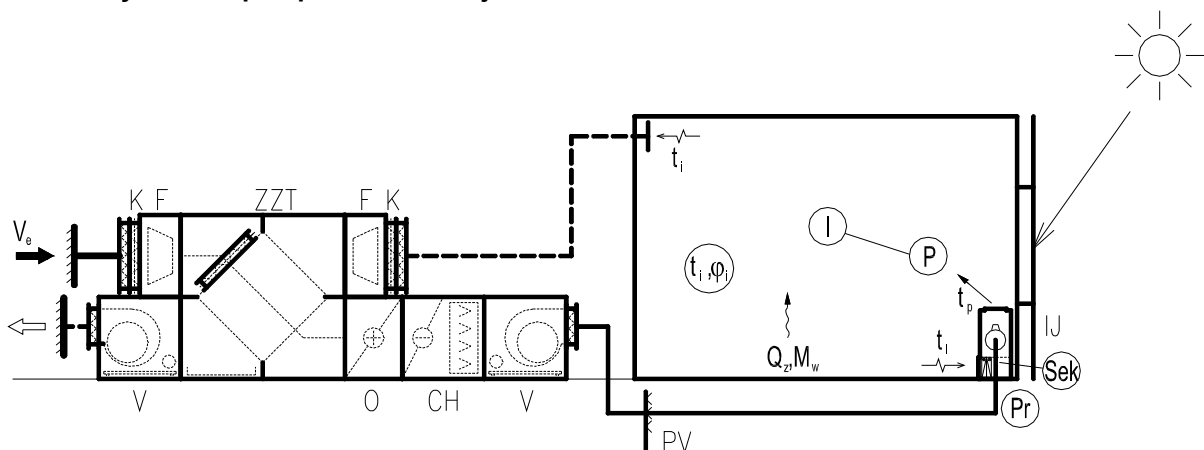
Provede se obdobně jako v předchozím případě.



Obr. 7 Zimní provoz se ZZT a parním vlhčením

## 4. Klimatizační systém s indukčními jednotkami (chladicími trácemi)

Schéma systému s parapetní indukční jednotkou



### 4.1. Letní provoz

#### 4.1.1. Chladicí výkon primárního vzduchu

$$Q_{pr,c} = V_{pr} \rho c (t_i - t_{pr}) \quad (4.1)$$

kde  $V_{pr}$  je průtok primárního vzduchu [ $m^3/h$ ]  
 $t_{pr}$  teplota primárního vzduchu (během roku většinou konstantní např.:  $16\text{ }^\circ\text{C}$ ) [ $^\circ\text{C}$ ]

#### 4.1.2. Chladicí výkon sekundárního vzduchu

$$Q_{sek,c} = Q_z - Q_{pr,c} \quad (4.2)$$

#### 4.1.3. Průtok sekundárního vzduchu

Stanovíme z indukčního poměru

$$V_{sek} = i \cdot V_{pr} \quad (4.3)$$

kde  $i$  je indukční poměr doporučený výrobcem, bývá v rozmezí 2 až 5 [-]

#### 4.1.4. Ochlazení vzduchu v IJ

$$t_i - t_{sek} = \frac{Q_{sek,c}}{V_{sek} \rho c} \quad (4.4)$$

#### 4.1.5. Teplota přiváděného vzduchu

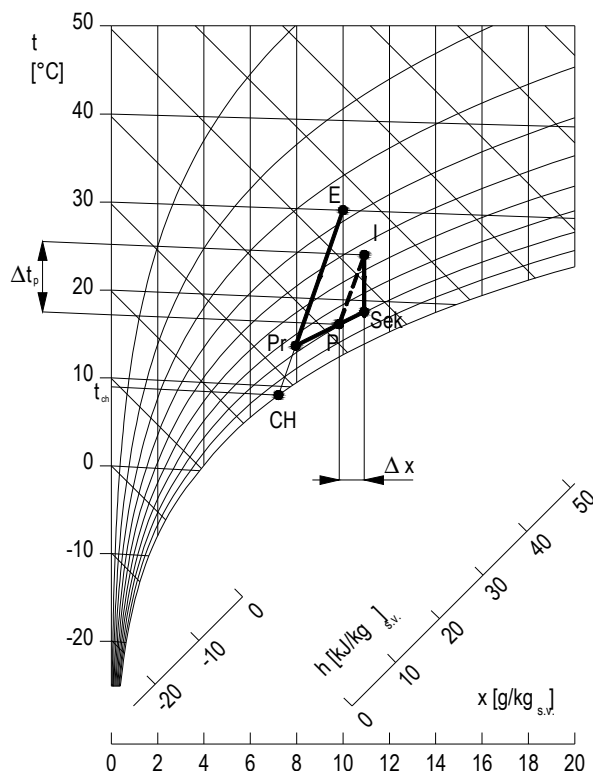
$$t_i - t_p = \frac{Q_z}{(V_{sek} + V_{pr}) \rho c} \quad (4.5)$$



Ověří se, zda je dodržen přípustný pracovní rozdíl teplot  $\Delta t_p$  s ohledem na navrženou distribuci vzduchu.

#### 4.1.6. Znázornění úpravy vzduchu v h-x diagramu (Obr. 8)

- E: dáno,  $V_e$  dáno hygienickými požadavky
- CH: povrchová teplota chladíče:  $t_{ch} = (t_{w1} + t_{w2})/2$
- Pr: dána  $t_{pr}$ , průsečík ECH x  $t_{pr}$
- I:  $t_i$  je dáno,  $\varphi_i$  odhadneme 30 – 50 %
- Sek:  $t_{sek}$  vyplývá z rovnice (4.4)
- P: směšovací pravidlem  $V_{pr}/V_{sek}$
- PI: úprava stavu vzduchu v místnosti



Obr. 8 Letní provoz zařízení s indukčními jednotkami

#### Kontrola vzájemné polohy čar $x_i$ a $x_p$

Zvýšení měrné vlhkosti v místnosti je dáno

$$(x_i - x_p)_{vyp} = \frac{M_w}{(V_{prim} + V_{sek}) \rho} \quad (4.6)$$

a zkontroluje se zda

$$(x_i - x_p)_{vyp} = (x_i - x_p)_{h-x \text{ diagram}} \quad (4.7)$$

pokud uvedená rovnost neplatí, je nutné změnit polohu bodu I na izotermě  $t_i$ .

#### 4.1.7. Celkový výkon sekundárního chladiče

Obecně platí

$$Q_{sek} = Q_{sek,c} + Q_{sek,v} = V_{sek} \rho (h_i - h_{sek}) \quad (4.8)$$

### 4.2. Zimní provoz

#### 4.2.1. Chladicí výkon primárního vzduchu

$$Q_{pr,c} = V_{pr} \rho c (t_i - t_{pr}) \quad (4.9)$$

#### 4.2.2. Potřebný otopný výkon ohřivače sekundárního vzduchu (indukční jednotky)

$$Q_{sek,c} = Q_{ztr} + Q_{pr,c} \quad (4.10)$$

#### 4.2.3. Potřebné ohřátí sekundárního vzduchu

$$t_{sek} - t_i = \frac{Q_{sek,c}}{V_{sek} \rho c} \quad (4.11)$$

#### 4.2.4. Teplota přiváděného vzduchu

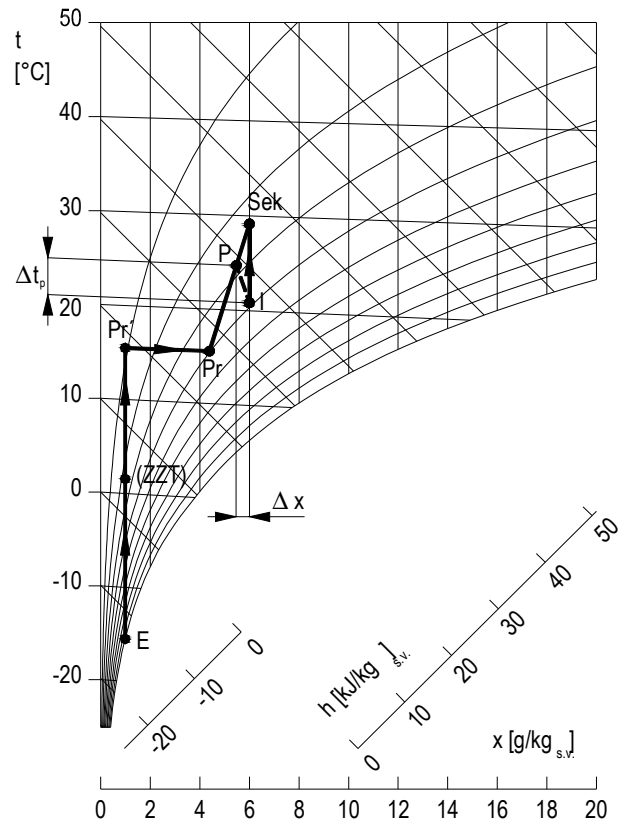
$$t_p = \frac{V_{sek} t_{sek} + V_{pr} t_{pr}}{V_{sek} + V_{pr}} \quad (4.12)$$

#### 4.2.5. Znázornění úpravy vzduchu v h-x diagramu (Obr. 9)

- E: dáno
- ZZT: dáno teplotním faktorem ZZT
- Pr': dáno celoročně  $t_{pr}$
- Pr: parní vlhčení
- I:  $t_i$  je dáno,  $\varphi$  odhadneme 30 – 50 %
- Sek:  $t_{sek}$  vyplývá z rovnice (4.11)
- P: směšovací pravidlem  $V_{pr} / V_{sek}$
- PI: úprava stavu vzduchu v místnosti

#### Kontrola vzájemné polohy čar $x_i$ a $x_p$

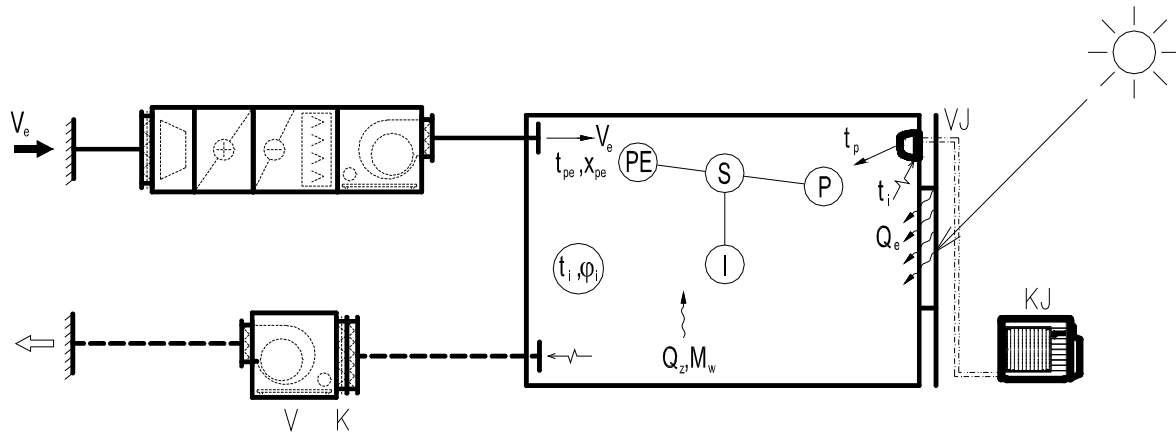
Provede se obdobně jako pro letní provoz.



**Obr. 9** Zimní provoz zařízení s indukční jednotkou

## 5. Chladivový klimatizační systém

### Schéma systému s nástěnnou vnitřní jednotkou



### 5.1. Dimenzování

Přístup je obdobný jako u systému s ventilátorovými konvektory fan-coil. Systém může být využíván pouze pro chlazení, nebo pro chlazení a vytápění (tzv. tepelné čerpadlo). Povrchová teplota chladiče vnitřní jednotky (výparníku) se uvažuje 4 až 5 °C.

### 5.2. Výběr vnitřní jednotky

Vnitřní jednotky chladivových systémů mohou být:

- kazetové,
- nástěnné,
- podstropní,
- mezistropní.

#### Příklad návrhu:

Citelná tepelná zátěž restaurace hotelu činí 18 kW. Přívod venkovního vzduchu je izotermní  $t_{pe} = t_i = 26$  °C. Pro chlazení jsme zvolili VRV systém se čtyřcestnými kazetovými jednotkami. Povrchová teplota chladiče  $t_{ch} = 5$  °C. Pracovní rozdíl teplot volíme 8 až 10 K.

$$V_{ob} = \frac{Q_z}{\rho c \Delta t_p} = \frac{16000}{1,2 \cdot 1010 \cdot 10} = 4752 \text{ [m}^3\text{/h]}$$

Celkem použijeme 9 jednotek FXZQ 25 s průtokem 540 m<sup>3</sup>/h, tj. celkem 4860 m<sup>3</sup>/h (Tab. 1).

**Tab. 1** Katalogový list vnitřních jednotek chladivových systémů a výběr jednotky

1-1 TECHNICAL SPECIFICATIONS			FXZQ20M9V1B	FXZQ25M9V1B	FXZQ32M9V1B	FXZQ40M9V1B	FXZQ50M9V1B
Capacity	Cooling	kW	2.2	2.8	3.6	4.5	5.6
	Heating	kW	2.5	3.2	4.0	5.0	6.3
Cooling	High	m <sup>3</sup> /min	9.0	9.0	9.5	11.0	14.0
	Low	m <sup>3</sup> /min	7.0	7.0	7.5	8.0	10.0

$$\Delta t_{p,skut} = \frac{Q_z}{\rho c V_{ob}} = \frac{16000 \cdot 3600}{1,2 \cdot 1010 \cdot 4860} = 9,77 \text{ [K]}$$

Celkový potřebný výkon vnitřních jednotek je

$$Q_{ch,ob} = V_{ob} \rho (h_i - h_p) = \frac{4840}{3600} 1,2 (49 - 35) = 22,6 \text{ [kW]}$$

kde entalpie odečteme z h-x diagramu. Úprava vzduchu je obdobná jako na Obr. 5a.

Skutečný celkový výkon jednotek z Tab. 1 je

$$Q_{ch,skut} = 9 \cdot 2,8 = 25,2 \text{ [kW]}$$

a platí podmínka

$$Q_{ch,skut} \geq Q_{ch,ob}$$

tzn.: navržené jednotky jsou z hlediska výkonu vyhovující.

### 5.3. Výběr venkovní jednotky

Pro výše uvedený příklad hledáme venkovní jednotku, která disponuje výkonem 22,6 kW při 130% zatížení (jedná se o VRV systém). V Tab. 2 jsou uvedeny jmenovité parametry venkovních jednotek RXYQ. V Tab. 3 jsou pak uvedeny výkonové parametry vybrané venkovní jednotky RXYQ 8. Z tabulky je zřejmé, že "capacity index" pro 130% zatížení zdroje chladu je 29,12 kW, což je více než součet jmenovitých výkonů vnitřních jednotek (25,2 kW). Při teplotě venkovního vzduchu 33 °C a teplotě vnitřního vzduchu disponuje venkovní jednotka výkonem 23,7 kW (potřeba je 22,6 kW). Zvolená jednotka vyhovuje.

**Tab. 2** Katalogový list venkovních jednotek chladivových systémů a výběr jednotky

1-1 Technical Specifications			RXYQ5P7W1B	RXYQ8P8W1B	RXYQ10P7W1B	RXYQ12P7W1B	RXYQ14P7W1BA	RXYQ16P7W1BA	RXYQ18P7W1BA
Outdoor Unit			RXYQ5P7W1B	RXYQ8P8W1B	RXYQ10P7W1B	RXYQ12P7W1B	RXYQ14P7W1BA	RXYQ16P7W1BA	RXYQ18P7W1BA
Capacity	Cooling	kW	14.0	22.4	28.0	33.5	40.0	45.0	49.0
	Heating	kW	16.0	25.0	31.5	37.5	45.0	50.0	56.5
COP	Cooling		3.98	4.29	3.77	3.48	3.23	3.17	3.02
	Heating		4.00	4.50	4.09	3.97	3.98	3.88	3.69

Tab. 3 Výkonové parametry vybrané venkovní jednotky

## 4 Capacity tables

### 4 - 2 Cooling capacity tables

RXYQ8PB		TC: Total Capacity: kW ; PI: Power Input: kW (compressor + outdoor fan motor)															
Cooling Capacity (kW)	Outdoor air temp. (°CDB)	Indoor air temperature															
		14.0 °CWB 20.0 °CDB		16.0 °CWB 23.0 °CDB		18.0 °CWB 26.0 °CDB		19.0 °CWB 27.0 °CDB		20.0 °CWB 28.0 °CDB		22.0 °CWB 30.0 °CDB		24.0 °CWB 32.0 °CDB			
		TC	PI	TC	PI	TC	PI	TC	PI	TC	PI	TC	PI	TC	PI		
250 (29.12)	10	19.7	2.40	23.4	2.94	27.2	3.50	28.2	3.57	28.6	3.50	29.3	3.35	30.0	3.20		
	12	19.7	2.45	23.4	3.00	27.2	3.57	27.8	3.55	28.2	3.48	28.9	3.33	29.6	3.28		
	14	19.7	2.49	23.4	3.06	27.1	3.61	27.5	3.54	27.8	3.48	28.5	3.43	29.3	3.47		
	16	19.7	2.54	23.4	3.11	26.8	3.59	27.1	3.57	27.5	3.58	28.2	3.62	28.9	3.66		
	18	19.7	2.59	23.4	3.18	26.4	3.73	26.8	3.75	27.1	3.77	27.8	3.80	28.5	3.94		
	20	19.7	2.64	23.4	3.36	26.0	3.91	26.4	3.90	26.7	3.95	27.5	3.99	28.2	4.03		
	21	19.7	2.72	23.4	3.51	26.9	4.00	26.2	4.02	26.6	4.04	27.3	4.08	28.0	4.12		
	23	19.7	2.91	23.4	3.76	25.5	4.19	25.8	4.21	26.2	4.23	26.9	4.27	27.6	4.31		
	25	19.7	3.11	23.4	4.02	25.1	4.37	25.5	4.39	25.8	4.41	26.5	4.46	27.3	4.51		
	27	19.7	3.32	23.4	4.30	24.8	4.55	25.1	4.58	25.5	4.60	26.2	4.65	26.9	4.70		
	29	19.7	3.55	23.4	4.60	24.4	4.74	24.8	4.76	25.1	4.79	25.8	4.84	26.5	4.89		
	31	19.7	3.78	23.3	4.87	24.0	4.92	24.4	4.95	24.7	4.98	25.5	5.03	26.2	5.08		
	33	19.7	4.03	23.0	5.05	23.7	5.11	24.0	5.14	24.4	5.17	25.1	5.22	25.8	5.28		
	35	19.7	4.30	22.6	5.24	23.3	5.30	23.7	5.33	24.0	5.36	24.7	5.42	25.4	5.48		
	37	19.7	4.57	22.2	5.42	22.9	5.48	23.3	5.52	23.6	5.56	24.4	5.61	25.1	5.67		
	39	19.7	4.87	21.9	5.61	22.6	5.67	22.9	5.71	23.3	5.74	24.0	5.81	24.7	5.87		
	280 (26.88)	10	18.1	2.20	21.6	2.88	25.1	3.19	26.9	3.46	28.1	3.59	28.8	3.46	29.4	3.32	
		12	18.1	2.24	21.6	2.70	25.1	3.25	26.9	3.51	27.8	3.57	28.4	3.44	29.1	3.30	
		14	18.1	2.28	21.6	2.79	25.1	3.31	26.9	3.58	27.4	3.58	28.0	3.42	28.7	3.44	
16		18.1	2.32	21.6	2.94	25.1	3.38	26.7	3.61	27.0	3.58	27.7	3.59	28.3	3.63		
18		18.1	2.37	21.6	2.90	25.1	3.49	26.3	3.73	26.7	3.74	27.3	3.78	28.0	3.91		
20		18.1	2.41	21.6	3.01	25.1	3.75	26.0	3.91	26.3	3.93	27.0	3.96	27.6	4.00		
21		18.1	2.44	21.6	3.12	25.1	3.89	25.8	4.00	26.1	4.02	26.8	4.06	27.4	4.09		
23		18.1	2.60	21.6	3.34	25.1	4.16	25.4	4.18	25.8	4.20	26.4	4.24	27.1	4.28		
25		18.1	2.78	21.6	3.57	24.7	4.34	25.1	4.37	25.4	4.39	26.0	4.43	26.7	4.47		
27		18.1	2.97	21.6	3.82	24.4	4.63	24.7	4.56	25.0	4.57	25.7	4.62	26.3	4.66		
29		18.1	3.17	21.6	4.08	24.0	4.71	24.3	4.73	24.7	4.76	25.3	4.80	26.0	4.86		
31		18.1	3.37	21.6	4.36	23.6	4.89	24.0	4.92	24.3	4.94	24.9	4.99	25.6	5.04		
33		18.1	3.59	21.6	4.65	23.3	5.08	23.6	5.10	23.9	5.13	24.6	5.18	25.2	5.24		
35		18.1	3.83	21.6	4.95	22.9	5.26	23.2	5.29	23.6	5.32	24.2	5.37	24.9	5.43		
37		18.1	4.07	21.6	5.28	22.5	5.45	22.9	5.48	23.2	5.51	23.9	5.57	24.5	5.62		
39		18.1	4.33	21.5	5.58	22.2	5.64	22.5	5.67	22.8	5.70	23.5	5.76	24.1	5.82		
220 (24.64)		10	16.6	1.99	19.8	2.43	23.0	2.88	24.6	3.12	26.2	3.35	26.3	3.56	26.9	3.44	
		12	16.6	2.03	19.8	2.47	23.0	2.94	24.6	3.18	26.2	3.42	27.9	3.54	28.5	3.42	
		14	16.6	2.07	19.8	2.52	23.0	2.99	24.6	3.24	26.2	3.48	27.5	3.52	28.1	3.42	
	16	16.6	2.11	19.8	2.57	23.0	3.05	24.6	3.30	26.2	3.55	27.2	3.57	27.8	3.60		
	18	16.6	2.15	19.8	2.62	23.0	3.11	24.6	3.36	26.2	3.72	26.8	3.75	27.4	3.78		
	20	16.6	2.19	19.8	2.67	23.0	3.30	24.6	3.64	25.9	3.90	26.5	3.94	27.1	3.97		
	21	16.6	2.21	19.8	2.75	23.0	3.42	24.6	3.78	25.7	3.99	26.3	4.03	26.9	4.06		
	23	16.6	2.31	19.8	2.95	23.0	3.66	24.6	4.05	25.3	4.18	25.9	4.21	26.5	4.25		
	25	16.6	2.47	19.8	3.15	23.0	3.92	24.6	4.34	24.9	4.36	25.5	4.40	26.1	4.43		
	27	16.6	2.63	19.8	3.37	23.0	4.19	24.3	4.62	24.6	4.54	25.2	4.58	25.8	4.62		
	29	16.6	2.81	19.8	3.59	23.0	4.48	23.9	4.70	24.2	4.72	24.8	4.77	25.4	4.81		
	31	16.6	2.99	19.8	3.83	23.0	4.79	23.5	4.89	23.8	4.91	24.4	4.95	25.0	5.00		
	33	16.6	3.18	19.8	4.09	22.9	5.05	23.2	5.07	23.5	5.09	24.1	5.14	24.7	5.19		
	35	16.6	3.39	19.8	4.36	22.5	5.23	22.8	5.26	23.1	5.28	23.7	5.33	24.3	5.38		
	37	16.6	3.60	19.8	4.64	22.2	5.41	22.5	5.44	22.8	5.47	23.4	5.52	24.0	5.56		
	39	16.6	3.83	19.8	4.94	21.8	5.60	22.1	5.63	22.4	5.66	23.0	5.71	23.6	5.77		
	200 (22.40)	10	15.1	1.80	18.0	2.18	20.9	2.58	22.4	2.79	23.9	3.00	26.8	3.43	28.3	3.56	
		12	15.1	1.83	18.0	2.22	20.9	2.63	22.4	2.84	23.9	3.06	26.8	3.50	28.0	3.53	
		14	15.1	1.86	18.0	2.26	20.9	2.68	22.4	2.90	23.9	3.12	26.8	3.56	27.6	3.51	
16		15.1	1.90	18.0	2.31	20.9	2.73	22.4	2.96	23.9	3.18	26.7	3.61	27.2	3.57		
18		15.1	1.93	18.0	2.36	20.9	2.79	22.4	3.01	23.9	3.24	26.3	3.73	26.9	3.75		
20		15.1	1.97	18.0	2.40	20.9	2.87	22.4	3.17	23.9	3.47	26.0	3.91	26.5	3.94		
21		15.1	1.99	18.0	2.42	20.9	2.97	22.4	3.28	23.9	3.60	25.8	4.00	26.3	4.03		
23		15.1	2.04	18.0	2.58	20.9	3.19	22.4	3.51	23.9	3.86	25.4	4.18	26.0	4.21		
25		15.1	2.18	18.0	2.76	20.9	3.41	22.4	3.76	23.9	4.13	25.0	4.36	25.6	4.40		
27		15.1	2.32	18.0	2.94	20.9	3.64	22.4	4.02	23.9	4.42	24.7	4.55	25.2	4.58		
29		15.1	2.47	18.0	3.14	20.9	3.89	22.4	4.30	23.8	4.69	24.3	4.73	24.9	4.77		
31		15.1	2.63	18.0	3.35	20.9	4.15	22.4	4.59	23.4	4.88	23.9	4.92	24.5	4.96		
33		15.1	2.80	18.0	3.56	20.9	4.43	22.4	4.89	23.0	5.06	23.6	5.10	24.1	5.15		
35		15.1	2.97	18.0	3.79	20.9	4.72	22.4	5.22	22.7	5.24	23.2	5.29	23.8	5.34		
37		15.1	3.16	18.0	4.04	20.9	5.03	22.0	5.40	22.3	5.43	22.9	5.48	23.4	5.53		
39		15.1	3.35	18.0	4.29	20.9	5.38	21.7	5.59	21.9	5.61	22.5	5.67	23.0	5.72		