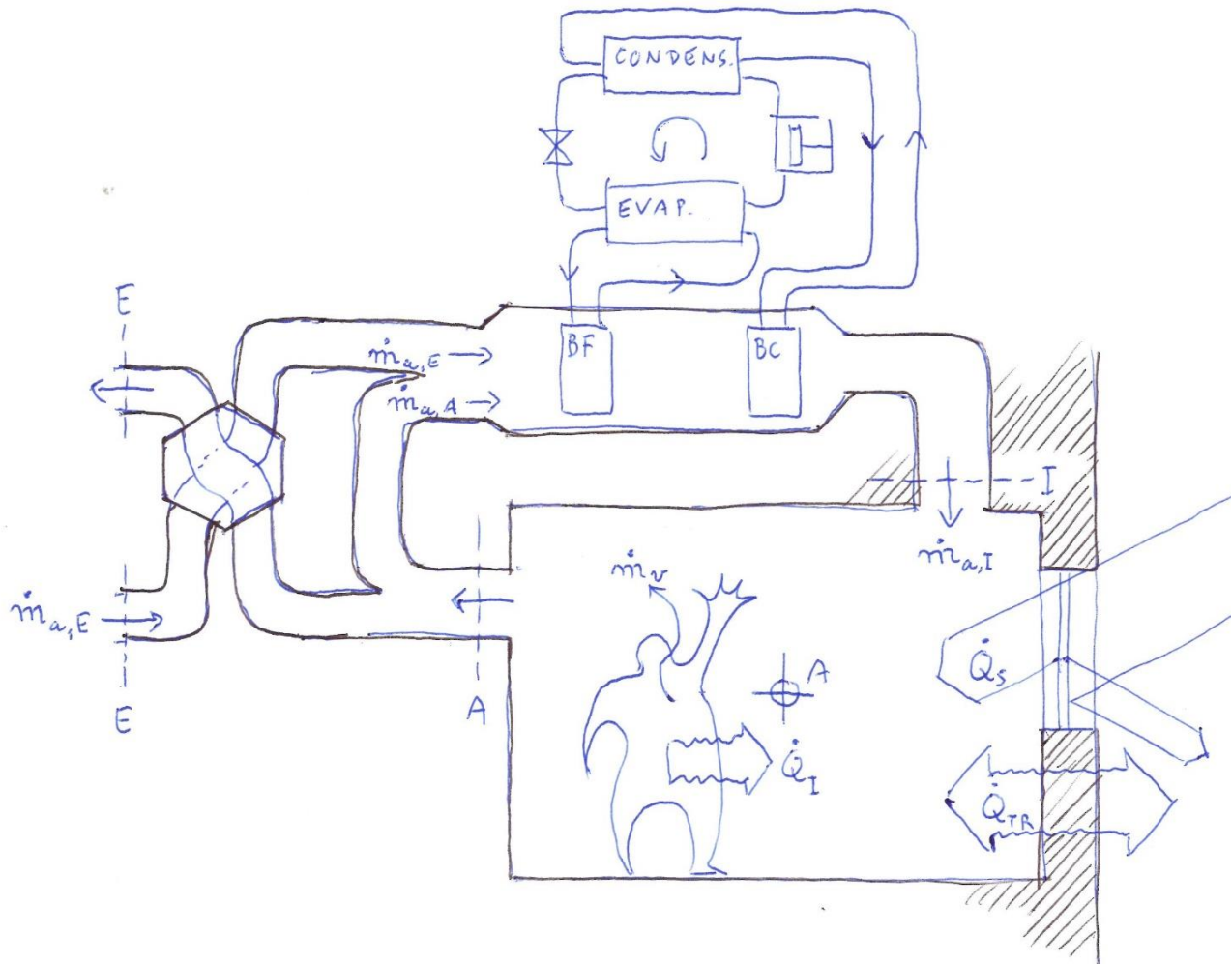


10.7.4.1 In un locale ad uso ufficio sono presenti 4 impiegati, altrettanti computer, una stampante, ed una caffettiera in ebollizione. Si deve calcolare la portata d'aria necessaria a coprirne i carichi, sensibili e latenti, e le condizioni di immissioni della stessa in un generico momento di una giornata estiva in cui i guadagni termici del locale, dovuti alla radiazione solare che attraversa la finestratura ed alla trasmissione attraverso le pareti, sono valutabili in complessivi **500 W**.



Condizioni desiderate nel locale: $t_A = 26 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_A = 50\%$ dunque $x_A = 0,011$;
 condizioni esterne: $t_E = 36 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_E = 80\%$ dunque $x_E = 0,03$.

I titoli dell'aria interna ed esterna possono essere individuati graficamente sul diagramma di Mollier oppure analiticamente con la formula:

$$x = 0,62198 \cdot \frac{p_v}{p - p_v} = 0,62198 \cdot \frac{\phi \cdot p_s}{p - \phi \cdot p_s} \left[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a} \right]$$

Dove la pressione di saturazione è ricavabile in funzione della temperatura da tabulato oppure dalla relazione:

$$\ln(p_s) = \frac{A \cdot t}{B + t} + C$$

con t espresso in gradi centigradi ($^{\circ}\text{C}$) e p_s espressa in pascal (Pa), e dove i valori dei coefficienti A, B e C sono:

$-40\text{ }^{\circ}\text{C} < t < 0\text{ }^{\circ}\text{C}$:	$A = 22,376$;	$B = 271,68$;	$C = 6,4146$
$0\text{ }^{\circ}\text{C} < t < +40\text{ }^{\circ}\text{C}$:	$A = 17,438$;	$B = 239,78$;	$C = 6,4147$

Procediamo nel seguente modo.

a) Stima dei carichi sensibili e latenti.

I guadagni interni sensibili possono essere così valutati:

- 4 persone $\cdot 65\text{ W/persona} = 260\text{ W}$,
- 4 computer $\cdot 100\text{ W/computer (media temporale)} + 100\text{ W/stampante} = 500\text{ W}$,
- 1 caffettiera in ebollizione = 100 W .

Ad essi vanno aggiunti i guadagni termici attraverso l'involucro, comprensivi dei guadagni solari, stimati in 500 W . In toto: 1360 W .

I guadagni interni latenti possono essere valutati come segue:

- 4 persone che emettono $14 \cdot 10^{-6}\text{ kg/s}$ di vapore ognuna ($0,05\text{ kg/h}$) = $56 \cdot 10^{-6}\text{ kg/s}$ di vapore,
- 1 caffettiera in ebollizione = $97 \cdot 10^{-6}\text{ kg/s}$ di vapore.

Portata di vapore totale immessa nel locale: $\dot{m}_v = 153 \cdot 10^{-6}\text{ kg/s}$.

Assumendo che il vapore emesso dalle persone sia a $37\text{ }^{\circ}\text{C}$ e quello della caffettiera sia a $100\text{ }^{\circ}\text{C}$ il carico termico connesso (pari all'entalpia complessiva dei flussi di vapore immesso) sarà:

- H_v da persone = $0,000056 \cdot (2501 + 1,873 \cdot 37) = 0,143941\text{ kJ/s}$,
- H_v da caffettiera = $0,000097 \cdot (2501 + 1,873 \cdot 100) = 0,260765\text{ kJ/s}$,
- H_v tot = $0,143941 + 0,260765 = 0,40470\text{ kJ/s} = 404,70\text{ W} = 405\text{ W}$.

Questi 405 W sono in parte sensibili in parte latenti.

La parte sensibile dell'entalpia del flusso di vapore generato nel locale sarà:

- H_v da persone = $0,000056 \cdot (1,873 \cdot 37) = 0,0038\text{ kJ/s}$,
- H_v da caffettiera = $0,000097 \cdot (1,873 \cdot 100) = 0,01816\text{ kJ/s}$,
- H_v tot = $0,0219681\text{ kJ/s} = 21,96\text{ W} = 22\text{ W}$.

La portata di aria trattata immessa nel locale dovrà essere di entità e condizioni tali da compensare il carico termico totale del locale stesso (\dot{Q}_{tot}) pari a $1360 + 405 = 1765\text{ W}$, e da stabilizzarne l'umidità relativa sul valore desiderato del 50%. Si noti che nel carico termico totale dell'ambiente servito non è qui compreso il carico da ventilazione, che consiste nel portare la portata d'aria di rinnovo dalle condizioni esterne a quelle di immissione raffreddandola e deumidificandola, in quanto tale carico riguarda la macchina di trattamento dell'aria (MTA).

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{m}_{al} \cdot (h_A - h_I) \quad [\text{W}]$$

b) Valutazione della portata d'aria richiesta per la ventilazione e del conseguente titolo nelle condizioni di immissione. Assumiamo come prima ipotesi che la portata d'aria da immettere sia pari alla portata richiesta per la ventilazione, ovvero $15\text{ m}^3/\text{h}$ per ogni persona. Dunque:

$$\dot{m}_{al} = 4_{\text{persone}} \cdot 0,004167 \left[\frac{m^3}{s \cdot \text{persona}} \right] \cdot 1,2 \left[\frac{kg}{m^3} \right] = 0,02 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

questa portata d'aria dovrà asportare dal locale un flusso di vapore pari, come si è visto, a $153 \cdot 10^{-6}$ kg/s, dunque la differenza di titolo tra le condizioni di immissione e le condizioni dell'aria espulsa (condizioni interne) dovrà essere di:

$$\dot{m}_{al} \cdot (x_A - x_I) = \dot{m}_{vl} \left[\frac{kg_v}{s} \right] \rightarrow (x_A - x_I) = \frac{\dot{m}_{vl}}{\dot{m}_{al}} \left[\frac{kg_v / s}{kg_a / s} \right]$$

$$\Delta x_{Al} = \frac{0,000153}{0,02} = 0,00765 \left[\frac{kg_v}{kg_a} \right]$$

Dal momento che nel locale il titolo deve essere: $x_A = 0,011$, il titolo dell'aria immessa dovrà essere:

$$x_I = x_A - \Delta x_{Al} = 0,011 - 0,00765 = 0,00335 \left[\frac{kg_v}{kg_a} \right]$$

Volendo coprire i carichi termici totali del locale con una portata di tale entità e con quel titolo la sua temperatura di immissione dovrà essere:

$$h_I = 1,006 \cdot t_I + 0,00335 \cdot (2501 + 1,875 \cdot t_I) \left[\frac{kJ}{kg_a} \right]$$

$$h_A = 1,006 \cdot 26 + 0,011 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 26) = 54,18 \left[\frac{kJ}{kg_a} \right]$$

$$\dot{m}_{al} \cdot (h_A - h_I) = \dot{Q}_{tot} = 1,765 \text{ [kW]}$$

$$(h_A - h_I) = \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{m}_{al}} = \frac{1,765}{0,02} \left[\frac{kJ}{kg_a} \right]$$

$$54,18 - 1,006 \cdot t_I - 0,00335 \cdot (2501 + 1,875 \cdot t_I) = \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{m}_{al}} = \frac{1,765}{0,02} \left[\frac{kJ}{kg_a} \right]$$

$$t_I = - \frac{\frac{1,765}{0,02} - 54,18 + 0,00335 \cdot 2501}{1,006 + 0,00335 \cdot 1,875} = -41,93 \cong -42 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Questa temperatura è decisamente troppo bassa, in Estate la temperatura dell'aria immessa non deve essere inferiore di 12 °C rispetto alla temperatura nel locale, che è: $t_A=26$ °C, pertanto: $t_i=26-12=14$ °C. Adottando tale valore calcoliamo la portata necessaria.

Il titolo nelle condizioni di immissione sarà:

$$\Delta x_{Al} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{al}} \left[\frac{kg_v}{kg_a} \right] \rightarrow x_i = x_A - \Delta x_{Al} = 0,011 - \frac{0,000153}{\dot{m}_{al}} \left[\frac{kg_v}{kg_a} \right]$$

Inseriamo questa espressione nella formula dell'entalpia specifica dell'aria immessa:

$$h_i = 1,006 \cdot 14 + x_i \cdot (2501 + 1,875 \cdot 14) \left[\frac{kJ}{kg_a} \right]$$

Mentre l'entalpia specifica dell'aria nell'ambiente climatizzato, come si è visto, è: 54,18 kJ/kg.

$$h_A = 1,006 \cdot 26 + 0,011 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 26) = 54,18 \left[kJ / kg_a \right]$$

Per il primo principio dovrà essere:

$$\dot{m}_{al} \cdot (h_A - h_i) = \dot{Q}_{tot}$$

$$\dot{m}_{al} \cdot \left(54,18 - 1,006 \cdot 14 - \left(0,011 - \frac{0,000153}{\dot{m}_{al}} \right) \cdot (2501 + 1,875 \cdot 14) \right) = \dot{Q}_{tot} = 1,765 \left[\frac{kJ}{s} = kW \right]$$

Da qui ricaviamo la portata necessaria all'immissione:

$$\dot{m}_{al} = \frac{1,765 - 0,000153 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 14)}{54,18 - 1,006 \cdot 14 - 0,011 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 14)} = 0,1068 \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{V}_{al} = \frac{\dot{m}_{al}}{\rho_a} = 0,89 \cong 0,9 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

come spesso avviene essa è molto superiore alla sola portata di ventilazione (che come si è visto è pari a 0,02 kg/s = 0,016 m³/s).

Dunque il titolo x_i di questa portata sarà (inserendo la portata totale trovata nella seguente formula):

$$x_i = x_A - \Delta x_{Al} = x_A - \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{al}} = 0,011 - \frac{0,000153}{0,1068} = 0,00956 \text{ [kg}_v\text{ / kg}_a\text{]}$$

Ed h_i risulterà:

$$h_i = 1,006 \cdot 14 + 0,00956 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 14) = 38,24 \quad [\text{kJ/kg}_a]$$

Calcoliamo ora la sezione della condotta che porta l'aria trattata al locale climatizzato, se in essa la velocità dell'aria (ω_a) non deve superare i 3,5 m/s per evitare un'eccessiva rumorosità, la sua area A_{sez} sarà pari a:

$$\dot{m}_{al} = \rho_a \cdot \dot{V}_{al} = \rho_a \cdot A_{\text{sez}} \cdot \omega_a \quad \rightarrow \quad A_{\text{sez}} = \frac{\dot{m}_{al}}{\rho_a \cdot \omega_a} = \frac{\dot{V}_{al}}{\omega_a} \quad [\text{m}^2]$$

Oppure, direttamente:

$$\dot{V}_{al} = A_{\text{sez}} \cdot \omega_a \quad \rightarrow \quad A_{\text{sez}} = \frac{\dot{V}_{al}}{\omega_a} = \frac{0,89}{3,5} = 0,25 \quad [\text{m}^2]$$

Adottando delle bocchette di immissione di area complessiva pari a 0,12 m² (2 bocchette rettangolari da 30 per 20 cm) la conseguente velocità di immissione sarà di **7,41 m/s** (27 km/h). Se le bocchette sono sufficientemente distanti dagli occupanti (nella parte alta della sala) la velocità può essere compatibile con le condizioni di comfort, in prossimità degli occupanti invece la velocità dell'aria deve essere inferiore a **0,15 m/s** per garantire il comfort.

- c) Vogliamo ora calcolare la **domanda di energia primaria** relativa a questo trattamento dell'aria.

Come prima cosa dobbiamo calcolare le condizioni dell'aria nel punto di miscelazione.

NB. Nel disegno schematico riportato all'inizio è rappresentato un possibile scambio termico tra aria espulsa ed aria di rinnovo, di cui però non teniamo conto nei seguenti calcoli.

Consideriamo le due portate, quella di riciclo e quella di rinnovo:

- la portata d'aria di rinnovo si era calcolata pari a: 0.02 kg/s,
- e quella totale pari a: 0.1068 kg/s,

pertanto la portata di riciclo sarà:

$$\dot{m}_{a,A} = 0.1068 - 0.02 = 0.0868 \quad [\text{kg/s}]$$

Calcoliamo entalpia e titolo dopo la miscelazione tra le due portate:

$$x_M = \frac{\dot{m}_{a,A} \cdot x_A + \dot{m}_{a,E} \cdot x_E}{\dot{m}_{a,I}} = \frac{0,0868 \cdot 0,011 + 0,02 \cdot 0,03}{0,1068} = 0,01455 \quad \left[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a} \right]$$

L'entalpia dell'aria esterna h_E , che è a 36 °C e con titolo pari a 0,03 kg_v/kg_a, è:

$$h_E = 1,006 \cdot 36 + 0,03 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 36) = 113,27 \quad [\text{kJ/kg}]$$

le condizioni della corrente miscelata saranno quindi le seguenti:

$$h_M = \frac{\dot{m}_{a,A} \cdot h_A + \dot{m}_{a,E} \cdot h_E}{\dot{m}_{a,I}} = \frac{0,0868 \cdot 54,18 + 0,02 \cdot 113,27}{0,1068} = 65,25 \quad [\text{kJ/kg}]$$

$$t_M = \frac{\dot{m}_{a,A} \cdot t_A + \dot{m}_{a,E} \cdot t_E}{\dot{m}_{a,I}} = \frac{0,0868 \cdot 36 + 0,02 \cdot 26}{0,1068} = 34,12 \quad [\text{C}^\circ]$$

Calcoliamo la potenza necessaria delle batterie fredda (BF) e calda (BC).

Partendo dal punto di miscelazione si arriva al relativo punto di saturazione "2" con un raffreddamento isotitolo. Possiamo individuare graficamente il punto 2 sul diagramma oppure farlo analiticamente come segue. Ricordando che:

$$x = 0,62198 \cdot \frac{\rho_v}{\rho - \rho_v} = 0,62198 \cdot \frac{\varphi \cdot \rho_s}{\rho - \varphi \cdot \rho_s} \quad \left[\frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_a} \right]$$

Imponiamo $\varphi=1$, con x che è $x_M=0.01455$:

$$x = 0,62198 \cdot \frac{\rho_s}{\rho - \rho_s} \rightarrow \rho - \rho_s = 0,62198 \cdot \frac{\rho_s}{x} \rightarrow \rho_s = -0,62198 \cdot \frac{\rho_s}{x} + \rho$$

$$\begin{aligned} \rho_s + 0,62198 \cdot \frac{\rho_s}{x} = \rho &\rightarrow \rho_s \cdot \left(1 + \frac{0,62198}{x} \right) = \rho \rightarrow \rho_s \cdot \left(\frac{x + 0,62198}{x} \right) = \rho \\ &\rightarrow \rho_s = \rho \cdot \left(\frac{x}{x + 0,62198} \right) \quad [\text{Pa}] \end{aligned}$$

nel nostro caso, con $x = x_M = 0.01455$, la pressione di saturazione è:

$$\rho_s = 101325 \cdot \left(\frac{0,0145}{0,0145 + 0,62198} \right) = 2316 \quad [\text{Pa}]$$

Conoscendo la pressione di saturazione, p_s , calcoliamo la t_s che è funzione della sola p_s secondo la:

$$\ln(p_s) = \frac{A \cdot t_s}{B + t_s} + C$$

dove i valori dei coefficienti A, B e C sono:

-40 °C < t < 0 °C:	A = 22,376;	B = 271,68;	C = 6,4146
0 °C < t < +40 °C:	A = 17,438;	B = 239,78;	C = 6,4147

essendo: $\ln(2316.11) = 7.747644$,

moltiplichiamo l'espressione (a) per (B+ts) :

$$\ln(p_s) \cdot (B + t_s) = A \cdot t_s + C \cdot (B + t_s)$$

E, con un po' di passaggi, ricaviamo la temperatura di saturazione della corrente miscelata $t_{s,2}$:

$$\begin{aligned} \ln(p_s) \cdot B + \ln(p_s) \cdot t_s &= A \cdot t_s + C \cdot B + C \cdot t_s \\ + \ln(p_s) \cdot t_s - A \cdot t_s - C \cdot t_s &= -\ln(p_s) \cdot B + C \cdot B \\ -\ln(p_s) \cdot t_s + A \cdot t_s + C \cdot t_s &= \ln(p_s) \cdot B - C \cdot B \\ (-\ln(p_s) + A + C) \cdot t_s &= \ln(p_s) \cdot B - C \cdot B \end{aligned}$$

$$t_{s,2} = \frac{\ln(p_s) \cdot B - C \cdot B}{A + C - \ln(p_s)} = \frac{7,7476 \cdot 239,78 - 6,4146 \cdot 239,78}{17,438 + 6,4146 - 7,7476} = 19,85 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Con $t_{s,2}$ ed x_M calcoliamo l'entalpia specifica nel punto di saturazione 2, dunque la differenza di entalpia con il punto M, che, moltiplicata per la portata totale, ci dà la potenza frigorifera necessaria per portare la corrente miscelata in condizioni di saturazione.

L'entalpia nel punto di saturazione (2) sarà:

$$h_2 = 1,006 \cdot 19,85 + 0,01455 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 19,85) = 19,97 + 36,93 = 56,9 \text{ [kJ/kg]}$$

La potenza frigorifera corrispondente sarà:

$$\dot{Q}_{BFM2} = \dot{m}_{a,l} \cdot (h_2 - h_M) = 0,1068 \cdot (56,9 - 65,25) = -0,891 \text{ [kJ/s=kW]}$$

Dal punto 2 di saturazione il raffreddamento prosegue fino al punto 1, che individuiamo partendo dal punto rappresentante le condizioni di immissione I (con coordinate $t_i=14 \text{ }^\circ\text{C}$ e $x_i=0,00956$) sempre con un raffreddamento isotitolo fino a saturazione, analogamente a quanto fatto per individuare il punto 2.

$$p_{s,1} = p \cdot \left(\frac{x_i}{x_i + 0,62198} \right) \rightarrow p_{s,1} = 101325 \cdot \left(\frac{0,00956}{0,00956 + 0,62198} \right) = 1534$$

$$\ln(1533,817) = 7,3355146$$

$$t_{s,1} = \frac{\ln(p_s) \cdot B - C \cdot B}{A + C - \ln(p_s)} = \frac{7,3355146 \cdot 239,78 - 6,4147 \cdot 239,78}{17,438 + 6,4147 - 7,3355146} = 13,36$$

Dunque l'entalpia nel punto di saturazione 1, dove finisce il raffreddamento, sarà:

$$h_1 = 1,006 \cdot 13,36 + 0,00956 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 13,36) = 37,58 \text{ [kJ/kg]}$$

La potenza frigorifera necessaria per portare la corrente d'aria dal punto 2 al punto 1 sarà:

$$\dot{Q}_{BF21} = \dot{m}_{a,l} \cdot (h_1 - h_2) = 0,1068 \cdot (37,58 - 56,9) = -2,063 \quad \left[\frac{kJ}{s} = kW \right]$$

La potenza frigorifera totale della batteria fredda si ottiene sommando quelle necessarie nei due tratti M2 e 21):

$$\dot{Q}_{BFM1} = -0,892 - 2,063 = -2,955 \quad [kW]$$

Il COP della macchina frigorifera che esegue questo raffreddamento, calcolato in funzione delle temperature sarebbe 6.71, tenendo conto delle differenze di temperatura di almeno 10 °C tra sorgenti e fluido frigorifero.

Assumendo infatti che la macchina frigorifera lavori tra le temperature estreme delle sorgenti, che sono: l' dell'ambiente esterno a 36 °C e la corrente di aria umida nelle condizioni di fine raffreddamento (nel punto 1) a 13,36 °C:

- $T_1 = 273,15 + 36 = 309,15 \text{ K}$,
- $T_2 = 273,15 + 13,36 = 286,51 \text{ K}$.

Le corrispondenti temperature del fluido frigorifero saranno:

- $T_1' = T_1 + 10 = 319,15 \text{ K}$, temperatura dell'ambiente esterno,
- $T_2' = T_2 - 10 = 276,51 \text{ K}$, temperatura del punto di fine raffreddamento.

Dunque il COP frigorifero sarebbe:

$$COP = \frac{T_2'}{T_1' - T_2'} = 6,71$$

Ma assumiamo che sia 3,75, per tener conto delle altre irreversibilità. Pertanto la potenza meccanica assorbita dal compressore della macchina frigorifera sarà:

$$\dot{L} = \frac{\dot{Q}_2}{COP} = \frac{2,955}{3,75} = 0,788 \quad [W]$$

Dividendo tale valore per il rendimento medio del sistema elettrico nazionale (che è pari a 0,41) si ottiene una domanda di 1,921 kW di energia primaria.

La potenza della batteria calda sarebbe: $\dot{Q}_{BC} = \dot{m} \cdot (h_l - h_1)$, tutta sensibile:

$$h_l = 1,006 \cdot 14 + 0,00956 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 14) = 38,25 \quad [kJ/kg]$$

$$h_1 = 1,006 \cdot 13,36 + 0,00956 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 13,36) = 37,58 \quad [kJ/kg]$$

$$\dot{Q}_{BC} = 0,1068 \cdot (38,25 - 37,58) = 0,071556 \quad [kW]$$

Confrontiamo tale potenza con il calore che la macchina frigorifera scaricherebbe nell'ambiente esterno \dot{Q}_1 che è pari a:

$$COP = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2} \rightarrow \frac{\dot{Q}_2}{COP} = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2$$

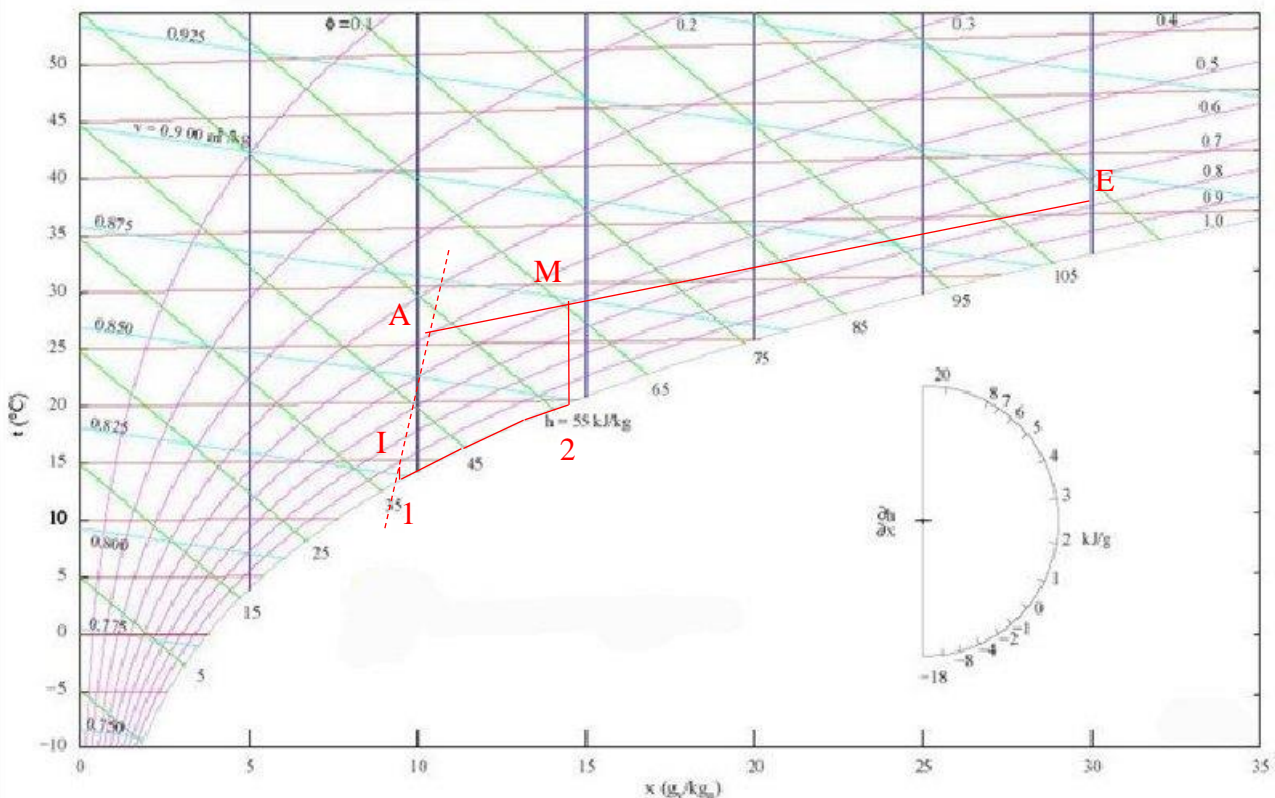
$$\rightarrow \dot{Q}_1 = \frac{\dot{Q}_2}{COP} + \dot{Q}_2 = \dot{Q}_2 \cdot \left(\frac{1}{COP} + 1 \right) = 2,955 \cdot \left(\frac{1}{3,75} + 1 \right) = 3,74 \text{ [kW]}$$

Come si può vedere la potenza termica richiesta dalla batteria di post-riscaldamento è inferiore a \dot{Q}_1 , dunque può essere tranquillamente fornita dalla stessa macchina frigorifera che alimenta la batteria fredda, con un recupero di calore dal condensatore di efficienza ipotizzabile dell'80% o maggiore.

Pertanto non consideriamo un costo la potenza termica richiesta della batteria calda (di post-riscaldamento), che può anche sfruttare un recupero di calore dall'aria espulsa o da uno scambio con l'aria esterna.

La potenza dei ventilatori e dei vari dispositivi ausiliari è assumibile pari a 1/10 della potenza meccanica dell'impianto. Pertanto la domanda totale di energia primaria sarà:

$$EP = 1,921 \cdot 1.1 = 2,114 \text{ [kWh]}$$



- d) Ipotizziamo ora di voler svolgere con l'impianto ad aria solo la funzione di ventilazione e deumidificazione, e di affidare la copertura dei carichi sensibili ad un terminale impiantistico a pannelli radianti. Come si è visto la portata d'aria necessaria al rinnovo è:

$$\dot{m}_{aE} = \dot{m}_{al} = 4[\text{persone}] \cdot 0,004167 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s} \cdot \text{persona}} \right] \cdot 1,2 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] = 0,02 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Ed il suo titolo, come si è visto, dovrà essere: 0,00335 [kg_v/kg_a]

Dal momento che l'aria di rinnovo è prelevata dall'esterno, la MTA dovrà eseguire la seguente variazione di titolo su di essa:

$$\Delta x_{EI} = x_I - x_E = 0,00335 - 0,03 = 0,02665 \left[\text{kg}_v / \text{kg}_a \right]$$

Se alla copertura del carico termico sensibile provvedono i pannelli radianti potremmo teoricamente immettere aria alla stessa temperatura di 26 °C richiesta nel locale (anche se sarebbe gradito qualche grado in meno), **ma la portata d'aria da immettere va comunque raffreddata per ottenere la sua deumidificazione, la sua immissione a 26 °C comporterebbe un più consistente post-riscaldamento ed un aumento del carico dei pannelli radianti, per evitare che l'aria immessa si porti spontaneamente oltre i 26 °C richiesti, pertanto è meglio immettere aria alla stessa temperatura precedentemente assunta (14 °C) e lasciare che si porti spontaneamente a 26 °C seguendo la retta ambiente. Ovviamente si può assumere una temperatura superiore ma sempre inferiore ai 26 °C per ridurre i rischi di discomfort, la cosa comporterebbe un aumento del carico coperto dai pannelli radianti.**

Assumendo una temperatura di immissione di 14 °C, l'entalpia della portata d'aria immessa sarà:

$$h_I = 1,006 \cdot 14 + 0,00335 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 14) = 22,55 \left[\text{kJ} / \text{kg}_a \right]$$

il salto entalpico tra le condizioni di immissione e quelle di estrazione sarà:

$$h_A - h_I = 54,18 - 22,55 = 31,63 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a} \right]$$

Il carico termico coperto dalla portata d'aria sarà:

$$\dot{Q}_{ve} = \dot{m}_{ve} \cdot (h_A - h_I) = 0,02 \cdot 31,63 = 0,633 \left[\frac{\text{kg}_a}{\text{s}} \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_a} = \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = \text{kW} \right]$$

i pannelli radianti dovranno invece sottrarre al locale un flusso termico sensibile pari alla differenza tra il suo carico totale e la parte coperta dalla portata d'aria di rinnovo:

$$\dot{Q}_{sens} = \dot{Q}_{tot} - \dot{m}_{ve} \cdot (h_A - h_I) = 1,765 - 0,633 = 1,132 \left[\text{kW} \right]$$

Per sottrarre calore all'aria del locale che va mantenuta a 26 °C la superficie dei pannelli dovrà essere ad una temperatura inferiore, diciamo di almeno 6 °C, pertanto il fluido che li percorre (acqua) potrebbe essere ad una temperatura media di 16 °C (11 alla mandata e 21

al ritorno), leggermente superiore alla temperatura di rugiada dell'aria del locale (14°C). Assumiamo una differenza di 4 °C tra fluido e superficie esterna dei pannelli.

Assumendo una differenza di temperatura di 10 °C tra mandata e ritorno, la portata d'acqua refrigerata che percorrerà i pannelli dovrà essere:

$$\dot{Q}_{sens} = \dot{m}_{H_2O} \cdot \Delta h_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{pH_2O} \cdot \Delta t_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} \cdot 4186 \cdot 10 = 1132 \text{ [W]}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\dot{Q}_{sens}}{c_{pH_2O} \cdot \Delta t_{H_2O}} = \frac{1132}{4186 \cdot 10} = 0,027 \text{ [} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{]}$$

Il segno è cambiato perché per il sistema acqua circolante nei pannelli il flusso termico è ricevuto, pertanto la sua variazione di entalpia è positiva.

Verifichiamo che nella stanza ci sia spazio per un pannello a pavimento.

Se il pannello è a pavimento il coefficiente di scambio α con l'aria e le altre superfici sarà di 10 W/(m²·K). La temperatura superficiale del pannello (t_p) si è assunta pari a 20 °C, l'area A_p del pannello sarà:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A_p \cdot (t_p - t_a) \text{ [W]} \rightarrow A_p = \frac{\dot{Q}}{\alpha \cdot (t_p - t_a)} = \frac{-1132}{10 \cdot (20 - 26)} = 18,86 \text{ [m}^2\text{]}$$

Se invece il pavimento fosse a soffitto il coefficiente di scambio α sarebbe di 6 W/(m²·K), pertanto la sua area sarebbe:

$$A_p = \frac{\dot{Q}}{\alpha \cdot (t_p - t_a)} = \frac{-1132}{6 \cdot (20 - 26)} = 31,44 \text{ [m}^2\text{]}$$

E sarebbe più difficile da collocare.

Dunque alla mandata l'acqua sarà ad una temperatura di 11 °C (15 °C nella superficie del pannello). Calcoliamo il COP de la macchina frigorifera che usa come sorgente calda l'ambiente esterno a 36 °C e come sorgente fredda ed il fluido (l'acqua) circolante nei pannelli nelle condizioni di mandata a 11 °C: esso opererà tra le temperature:

- $T_1 = 273,15 + 36 = 309,15 \text{ K}$,
- $T_2 = 273,15 + 11 = 284,51 \text{ K}$.

Le corrispondenti temperature del fluido frigorifero saranno:

- $T_1' = T_1 + 10 = 319,15 \text{ K}$, temperatura dell'ambiente esterno,
- $T_2' = T_2 - 10 = 274,51 \text{ K}$, temperatura del punto di fine raffreddamento.

Dunque il COP frigorifero sarebbe:

$$COP = \frac{T_2'}{T_1' - T_2'} = \frac{274,51}{44,64} = 6,14$$

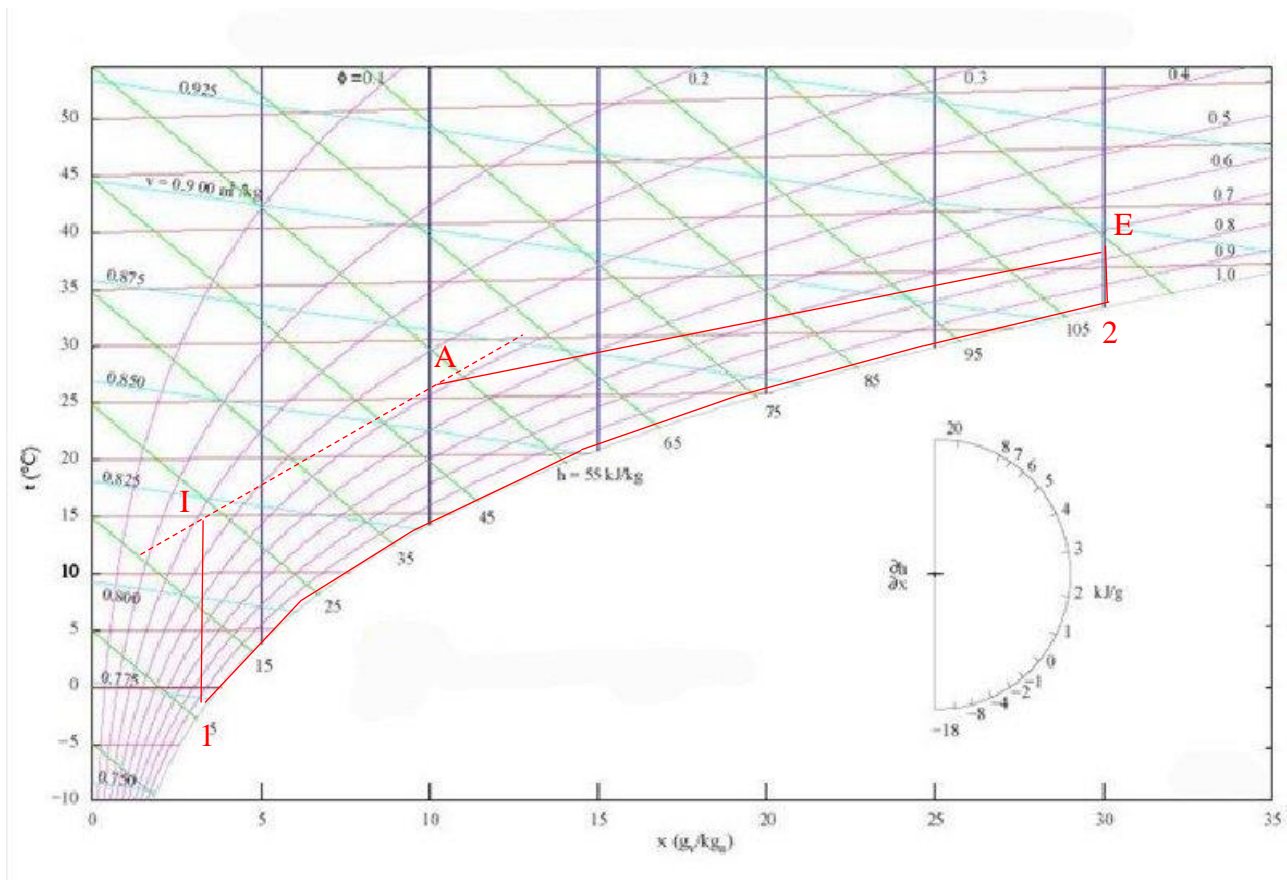
Ma assumiamo che sia 3,4, per tener conto delle altre irreversibilità [B. Schibuola]. Pertanto

la potenza meccanica assorbita dal compressore della macchina frigorifera sarà:

$$\dot{L} = \frac{\dot{Q}_2}{COP} = \frac{1,132}{3,4} = 0,333 \quad [kW]$$

Incrementiamo di un 10% per tener conto delle pompe di circolazione e dividiamo per il rendimento del sistema elettrico nazionale, la domanda potenza in termini di energia primaria sarà:

$$EP = \frac{0,333 \cdot 1,1}{0,41} = 0,893 \quad [kW]$$



Calcoliamo la potenza della BF e BC necessaria al trattamento dell'aria.

Calcolo il punto 2 di saturazione iso-titolo. Ricordando che:

$$x = 0,62198 \cdot \frac{p_v}{p - p_v} = 0,62198 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{p - \varphi \cdot p_s} \quad \left[\frac{kg_v}{kg_a} \right]$$

Impongo $\varphi=1$, non essendoci miscelazione il titolo stavolta è quello dell'aria esterna: $x_E=0.03$.

$$p_s = 101325 \cdot \left(\frac{0,03}{0,03 + 0,62198} \right) = 4662,3 \quad [Pa]$$

Conoscendo la p_s calcolo t_s che è funzione della sola pressione di saturazione:

$$\ln(4662,3) = 8,4472$$

$$\ln(p_s) = \frac{A \cdot t_s}{B + t_s} + C$$

$$t_{s,2} = \frac{\ln(p_s) \cdot B - C \cdot B}{A + C - \ln(p_s)} = \frac{8,4472 \cdot 239,78 - 6,4147 \cdot 239,78}{17,438 + 6,4147 - 8,4472} = 31,04 \text{ [C°]}$$

L'entalpia nel punto di saturazione (2) sarà:

$$h_2 = 1,006 \cdot 31 + 0,03 \cdot (2501 + 1,875 \cdot 31) = -1,7 + 8,368 = 76,77 \text{ [kJ/kg]}$$

La potenza frigorifera corrispondente sarà:

$$\dot{Q}_{BF,E2} = \dot{m}_{a,l} \cdot (h_2 - h_E) = 0,02 \cdot (76,77 - 113,27) = -0,7299 \text{ [kJ/s=kW]}$$

Dal punto di immissione (x_i, t_i) trovo il punto 1 con un raffreddamento isotitolo.
Calcolo il punto 1 di saturazione isotitolo. Ricordando che:

$$x = 0,62198 \cdot \frac{p_v}{p - p_v} = 0,62198 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{p - \varphi \cdot p_s}$$

Impongo $\varphi=1$, il titolo è quello del punto I: $x_i=0.00335$

$$p_s = 101325 \cdot \left(\frac{0,00335}{0,00335 + 0,62198} \right) = 542,81 \text{ [Pa]}$$

Conoscendo la p_s calcolo nel solito modo la relativa t_{1s} che è funzione della sola pressione di saturazione:

$$\ln(542,81) = 6,296759$$

$$t_{s,1} = \frac{\ln(p_s) \cdot B - C \cdot B}{A + C - \ln(p_s)} = \frac{6,296759 \cdot 239,78 - 6,4147 \cdot 239,78}{17,438 + 6,4147 - 6,296759} = -1,61 \text{ [C°]}$$

L'entalpia nel punto di saturazione (1) sarà:

$$h_1 = 1,006 \cdot (-1,61) + 0,0035 \cdot (2501 + 1,875 \cdot (-1,61)) = -1,7 + 8,368 = 6,6614 \text{ [kJ/kg]}$$

La potenza frigorifera corrispondente sarà:

$$\dot{Q}_{BF,21} = \dot{m}_{a,l} \cdot (h_1 - h_2) = 0,02 \cdot (6,66 - 76,77) = -1,402 \text{ [kJ/s=kW]}$$

Mentre la potenza frigorifera totale (sommo le potenze necessarie nei 2 tratti M2 e 21) sarà:

$$\dot{Q}_{BF,E1} = -1,402 - 0,729 = -2,131 \text{ [kW]}$$

In questo caso la macchina frigorifera lavora tra le temperature dell'ambiente esterno a 36 °C e della corrente d'aria nelle condizioni di fine deumidificazione a -1,61 °C: esso opererà tra le temperature assolute:

- $T_1 = 273,15 + 36 = 309,15 \text{ K}$,
- $T_2 = 273,15 - 1,61 = 271,54 \text{ K}$.

Le corrispondenti temperature del fluido frigorifero saranno:

- $T_1' = T_1 + 10 = 319,15 \text{ K}$, temperatura dell'ambiente esterno,
- $T_2' = T_2 - 10 = 261,54 \text{ K}$, temperatura del punto di fine raffreddamento.

Dunque il COP frigorifero sarebbe:

$$COP = T_2' / (T_1' - T_2') = 271,54 / 57,61 = 4,71$$

Ma assumiamo che sia 3,1, per tener conto delle altre irreversibilità.

Pertanto la potenza meccanica assorbita dal compressore della macchina frigorifera sarà:

$$\dot{L} = \frac{\dot{Q}_2}{COP} = \frac{2,131}{3,1} = 0,687 \text{ [kW]}$$

La incrementiamo di un 10% per tener conto di ventilatori e altri consumi ausiliari e dividiamo per il rendimento del sistema elettrico nazionale, la domanda potenza in termini di energia primaria sarà:

$$EP = \frac{0,687 \cdot 1,1}{0,41} = 1,844 \text{ [kW]}$$

La potenza della batteria calda sarebbe: $\dot{Q}_{BC} = m \cdot (h_l - h_1)$, tutta sensibile.

Come si è visto:

$$h_l = 34,7 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_1 = 6,6614 \text{ [kJ/kg]}$$

dunque:

$$\dot{Q}_{BC} = 0,02 \cdot (34,7 - 6,66) = 0,56 \text{ [kW]}$$

Confrontiamo tale potenza con il calore che la macchina frigorifera scaricherebbe nell'ambiente esterno \dot{Q}_1 che è pari a:

$$COP = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1 - \dot{Q}_2} \rightarrow \frac{\dot{Q}_2}{COP} = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_2$$

$$\rightarrow \dot{Q}_1 = \frac{\dot{Q}_2}{COP} + \dot{Q}_2 = \dot{Q}_2 \cdot \left(\frac{1}{COP} + 1 \right) = 2,131 \cdot \left(\frac{1}{3,1} + 1 \right) = 2,81 \text{ [kW]}$$

Anche in questo caso la potenza termica richiesta dalla batteria di post-riscaldamento è di molto inferiore a \dot{Q}_1 , dunque può essere tranquillamente fornita dalla stessa macchina frigorifera che alimenta la batteria fredda, con un recupero di calore di efficienza ipotizzabile dell'80% o maggiore.

La potenza frigorifera necessaria per raffreddare l'acqua dei pannelli è quella vista prima. La Potenza frigorifera richiesta totale sarà:

$$\dot{Q} = -1,132 - 2,131 = -3,264 \text{ [kW]}$$

$$EP = 0,893 + 1,844 = 2,736 \text{ [kW]}$$

Con la soluzione a tutt'aria era:

$$\dot{Q} = -0,892 - 2,063 = -2,955 \text{ [kW]}$$

$$EP = 2,114 \text{ [kW]}$$

Dunque la soluzione con pannello radiante peggiorerebbe le cose dal punto di vista energetico.

La presenza del pannello radiante a pavimento od a soffitto ad una temperatura media di 16 °C può consentire una temperatura dell'aria (t_a) superiore ottenendo la stessa t_{op} di 26 °C. Ma con questo tipo di trattamento dell'aria la cosa non comporterebbe risparmi energetici.

Infatti, ipotizzando che le dimensioni della stanza siano di 4-5-3, la superficie del pannello a pavimento od a soffitto sarebbe di 20 m², mentre l'area totale delle superfici interne sarebbe di 94 m².

La superficie del pannello sarà ad una temperatura media di 16 °C. Ipotizzando per le altre superfici la stessa temperatura dell'aria e calcolando la temperatura operante (t_{op}) nel modo semplificato:

$$t_{op} = \frac{t_a + t_{mr}}{2} \text{ [°C]}$$

La temperatura dell'aria potrà essere di:

$$t_{op} = \frac{t_a + \left(\frac{t_{pannello} \cdot A_{pannello} + t_a \cdot A_{altre_superfici}}{A_{tot}} \right)}{2} = \frac{t_a + \left(\frac{16 \cdot 20 + t_a \cdot 74}{94} \right)}{2} \rightarrow t_a = 27,2 \text{ [°C]}$$

Per mantenere una t operante di 26 gradi la temperatura dell'aria potrà dunque essere di 27,2 °C.

Contrariamente a ciò che accadrebbe in inverno, quando una temperatura dell'aria inferiore comporterebbe risparmi energetici, la cosa non si traduce in un risparmio di energia, perché l'entità del raffreddamento con deumidificazione (il punto 1) è determinata dalla riduzione di titolo richiesta e dalla portata, e la portata è quella imposta dalle esigenze di ventilazione. Per portare l'aria ad una temperatura di immissione maggiore si allungherebbe solo la fase di post-riscaldamento, anche se

come si è visto non è oneroso. Probabilmente con una t_A maggiore peggiorerebbero le condizioni di comfort.

La differenza tra il costo energetico ed economico tra le due soluzioni confrontate, a tutt'aria ed aria con pannello radiante, risiede nel minor costo dell'impianto e nei minori vincoli progettuali: la prima soluzione richiede condotte d'aria più ingombranti e maggior consumo energetico per ventilatori.