

PSICROMETRIA

MISCELE D'ARIA E VAPOR
D'ACQUA E RELATIVE
TRASFORMAZIONI SUL
DIAGRAMMA PSICROMETRICO

Corso di Fisica Tecnica Ambientale

Scienze dell'Architettura

Prof. Gianfranco Cellai

Generalità

La sensazione di benessere che un individuo avverte all'interno di un ambiente confinato è legata all'ottenimento di un campo di valori per alcuni determinati parametri ambientali fra cui particolarmente rilevanti sono la **temperatura** e **l'umidità relativa** ambiente; tali grandezze sono legate alle rispettive proprietà fisiche dell'aria umida.

Al campo della psicrometria appartiene lo studio delle miscele di aria secca e vapor d'acqua e delle relative trasformazioni. Tale studio risulta fondamentale al fine di garantire condizioni di benessere in ambienti climatizzati.

L'aria umida è una miscela di due gas perfetti: un aeriforme, l'aria secca, e un componente condensabile, cioè il vapor d'acqua, il cui contenuto varia in funzione delle condizioni ambientali.

L'aria secca è a sua volta una miscela di altri gas che nelle trasformazioni del condizionamento ambientale mantengono un rapporto di concentrazione costante. L'aria secca risulta così mediamente composta: 78% azoto (N_2), 21% l'ossigeno (O_2), 3% anidride carbonica (CO_2), e per la restante porzione da altri gas fra cui l'Argon (Ar).

Gas perfetti

Un modello di comportamento interessante per la termodinamica è quello cosiddetto di **gas perfetto**. Il gas perfetto è naturalmente un'astrazione, tuttavia tutti i gas possono essere considerati tali con buona approssimazione per particolari condizioni di pressione e temperatura .

In particolare i gas perfetti mantengono le loro proprietà anche in presenza di altri gas perfetti, ovvero non reagiscono in fase gassosa: la proprietà della miscela è pertanto la somma delle proprietà di ciascun gas che la compone, e che pertanto può essere studiato separatamente.

I gas perfetti (o ideali) soddisfano le leggi di Boyle e di Dalton

legge di BOYLE $p \cdot v = \text{cost. se } T = \text{cost.}$

legge di DALTON $p_t = \sum_i S_i \cdot p_i$ $p_i = \text{pressione parziale del gas } i\text{-esimo}$

EQUAZIONE DI STATO DEI GAS PERFETTI

legge di BOYLE

$$p \cdot V = M \cdot R \cdot T$$
 equazione di stato dei Gas perfetti

Dove R = costante del gas in esame (kJ/kg K) , $R_{\text{ARIA}} = 0,287$ kJ/kg K

M = massa del gas (kg)

Usando grandezze specifiche si ha:

$v = V / M$ volume specifico del gas (m³/kg)

quindi si riscrive l'equazione di stato:

$$p v = R T$$

ESERCIZIO

EQUAZIONE DI STATO DEI GAS PERFETTI

Calcolare la pressione esercitata da 1 kg d'aria che occupa un volume di 1 m³ che si trova alla temperatura di 20°C con una densità di 1,2 kg/m³, assumendo $R_{\text{aria}} = 287 \text{ J/kgK}$ (**Pa m³/kg K**) :

$$P = (M/V) \times R \times T$$

$$P = 1,2 \times 287 \times 293 = 100.909 \text{ Pa (circa la pressione atmosferica)}$$

Per verifica:

$$\text{kg/m s}^2 = \cancel{\text{kg}}/\cancel{\text{m}^3} \times \cancel{\text{J}}/\cancel{\text{kgK}} \times \cancel{\text{K}} = \text{J/m}^3 \quad \text{ricordando che } 1 \text{ J} = 1 \text{ kg m}^2/\text{s}^2$$

$$\text{Si ha } \text{J/m}^3 = \cancel{\text{kg}} \cancel{\text{m}^2}/\cancel{\text{s}^2} / \cancel{\text{m}^3} = \text{kg/m s}^2 \text{ (Pa) c.v.d}$$

MISCELE D'ARIA SECCA E VAPOR D'ACQUA

I parametri che definiscono lo stato fisico di una miscela di aria secca e vapor d'acqua sono i seguenti :

- ✍ umidità relativa o grado igrometrico f (%)
- ✍ titolo della miscela o umidità assoluta X (g_v/kg aria secca)
- ✍ entalpia o calore totale della miscela J (kJ/kg aria secca)
- ✍ Temperatura a bulbo secco ($^{\circ}C$)
- ✍ Temperatura a bulbo umido ($^{\circ}C$)

NB. Il riferimento all' aria secca è fatto in quanto si considera la sua composizione costante mentre varia il contenuto di umidità e quindi di entalpia

Il grado igrometrico f

Il grado igrometrico o umidità relativa (%) è dato dal rapporto tra le pressioni parziali del vapore p_v e la pressione di saturazione p_s che si avrebbe, a parità di temperatura, alle condizioni di miscela satura:

$$f = p_v / p_s \quad \text{per } f = 1 \text{ l'umidità relativa} = 100\%$$

La pressione di saturazione p_{sat} si trova tabulata in funzione della temperatura ? o si calcola con le seguenti espressioni in Pa:

$$p_{\text{sat}} = 610,5 e^{\frac{17,269 \vartheta}{237,3 + \vartheta}} \quad \text{a temperature } \geq 0 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{sat}} = 610,5 e^{\frac{21,875 \vartheta}{265,5 + \vartheta}} \quad \text{a temperature } < 0 \text{ }^\circ\text{C}$$

Esercizio per il calcolo di f

Calcolare il grado igrometrico di una miscela aria e vapor d'acqua alla temperatura di 20 °C con una pressione parziale del vapore p_v di 1200 Pa. Calcolo della pressione di saturazione:

$$p_{\text{sat}} = 610,5 e^{\frac{17,269 \cdot t}{237,3 + t}} \quad \text{a temperature } \geq 0 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{sat}} = 610,5 e^{(17,269 \times 20 / 237,3 + 20)} = 2337 \text{ Pa}$$

$$f = 1200 / 2337 = 0,51 \text{ (51\%)}$$

$$? = X / X_s \text{ grado di saturazione } \mathbf{z} \quad \mathbf{f}$$

Titolo o umidità specifica X della miscela

riferito ad 1 m³ di miscela per unità di massa si ha :

TITOLO X = M_v / M_a = massa di vapore / massa di massa aria secca

espresso in g o kg di vapore per kg di aria secca: g_v / kg_a oppure kg_v / kg_a

La massa totale M_t e pressione totale p_t della miscela sarà:

$$M_t = M_v + M_a \text{ (principio di conservazione della materia)}$$

$$p_t = p_v + p_a \text{ (legge di Dalton) in genere } p_t = p_{atm} = 1013 \text{ mbar}$$

Per l'equazione dei gas perfetti si ha :

$$M_v = p_v V / R_v T \quad R_v = 462 \text{ (J/Kg K) (Pa m}^3\text{/Kg K)}$$

$$M_a = p_a V / R_a T \quad R_a = 287 \text{ (J/Kg K) (Pa m}^3\text{/Kg K)}$$

$$X = [p_v V / R_v T] / [p_a V / R_a T] = (R_a / R_v) p_v / p_a = 0,622 p_v / (p_t - p_v) = 0,622 p_s / p - p_s$$

Esercizio calcolo di x

Calcolare il titolo di una miscela aria e vapor d'acqua alla temperatura di 20 °C con una umidità relativa del 40%.

Calcolo di: $p_v = f \cdot p_{\text{sat}} = 0,4 \cdot 2337 = 934,8 \text{ Pa}$

Calcolo di : $x = 0,622 \cdot 934,8 / (101300 - 934,8) = 0,0058 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$

L'entalpia della miscela J

L'entalpia specifica o calore totale J (kJ/kg_a) della miscela è la somma delle entalpie dell'aria h_a e del vapor d'acqua h_v .

L'entalpia h_a di 1 kg di aria secca alla temperatura ? °C è pari al calore necessario per portare 1 kg di aria secca da 0°C a ? °C:

$$h_a = c_{pa} \cdot ?$$

dove $c_{pa} = 1,005$ kJ/kg K è il calore specifico a pressione costante dell'aria secca.

L'entalpia del vapore sarà la somma del calore necessario a vaporizzare una certa quantità di acqua alla temperatura di 0°C e del calore necessario a portare tale vapore alla temperatura ? :

$$h_v = x \cdot r + x \cdot c_{pv} \cdot ? = x (c_{pv} \cdot ? + r)$$

dove $c_{pv} = 1,875$ kJ/kg K è il calore specifico a pressione costante del vapor d'acqua ed $r = 2501$ kJ/kg è il calore latente di vaporizzazione dell'acqua a 0°C:

$$J = ha + hv = c_p \cdot ? + x (c_v \cdot ? + r) = 1 \cdot ? + x (1,9 \cdot ? + 2500)$$

Esercizio calcolo J

Calcolare l'entalpia di una miscela aria e vapor d'acqua alla temperatura di 20 °C con una umidità relativa del 40%:

$$J = 1 \cdot 20 + 0,0058 (1,9 \cdot 20 + 2500) = 20 + 14,72 = 34,72 \text{ kJ/kg}_a$$

Temperature a bulbo secco e umido

La temperatura a **bulbo secco** è quella rilevata mediante un comune termometro a mercurio schermato dall'irraggiamento.

La temperatura a **bulbo umido** è quella rilevata dal termometro avente il bulbo ricoperto da una garza bagnata sul quale viene fatta passare una corrente d'aria : si ha così la sottrazione di calore sensibile dal bulbo bagnato evidenziato da una temperatura inferiore a quella del bulbo secco.

L'apparecchio che misura contemporaneamente entrambe le temperature è denominato **psicrometro**.

Si rileverà che tanto più l'aria è secca tanto maggiore è la differenza tra le temperature di bulbo secco e umido essendo maggiore l'evaporazione e quindi l'abbassamento di temperatura al b.u.

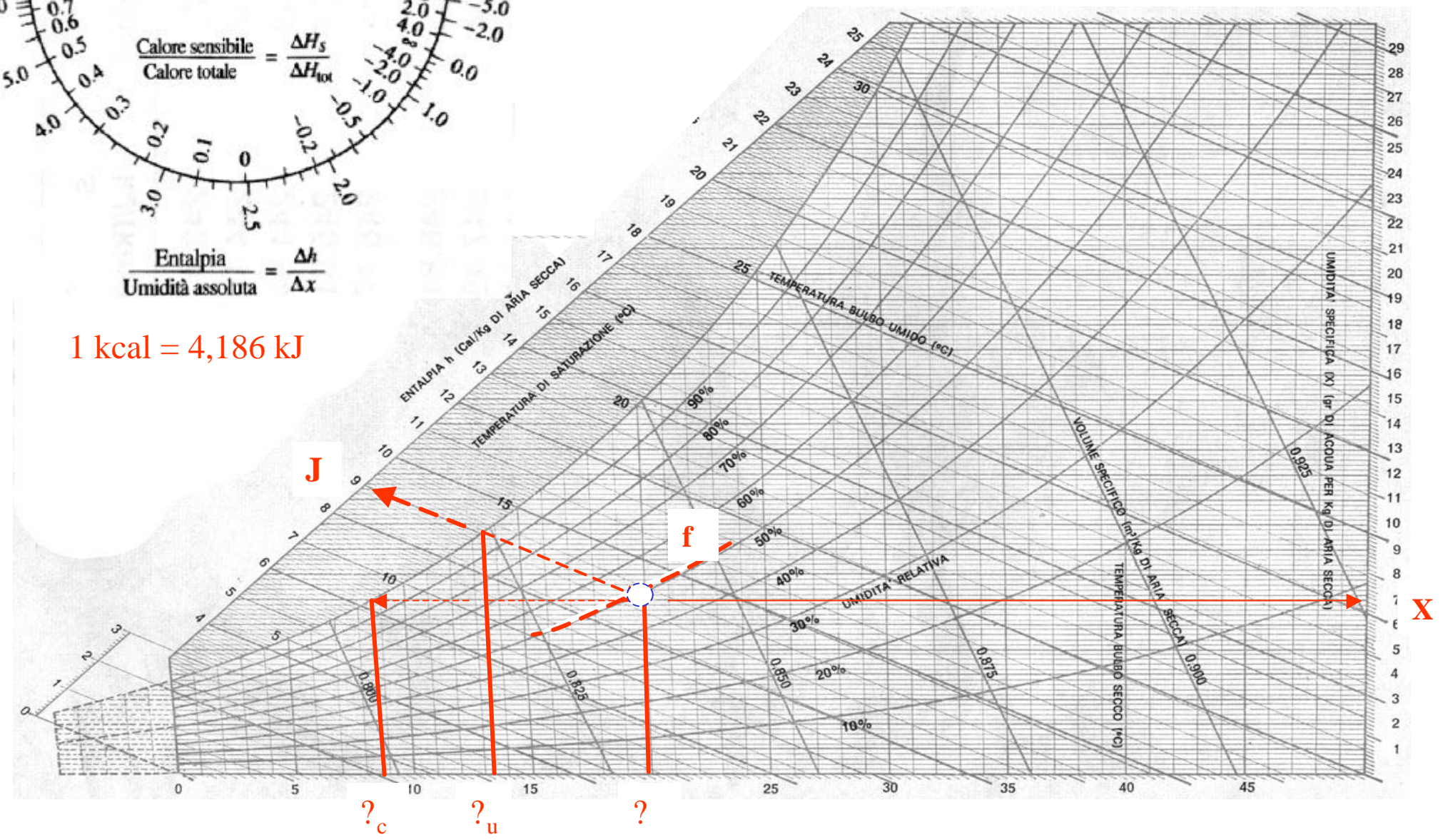
Viceversa tale differenza si ridurrà all'aumentare dell'umidità dell'aria.



Il diagramma psicrometrico



1 kcal = 4,186 kJ



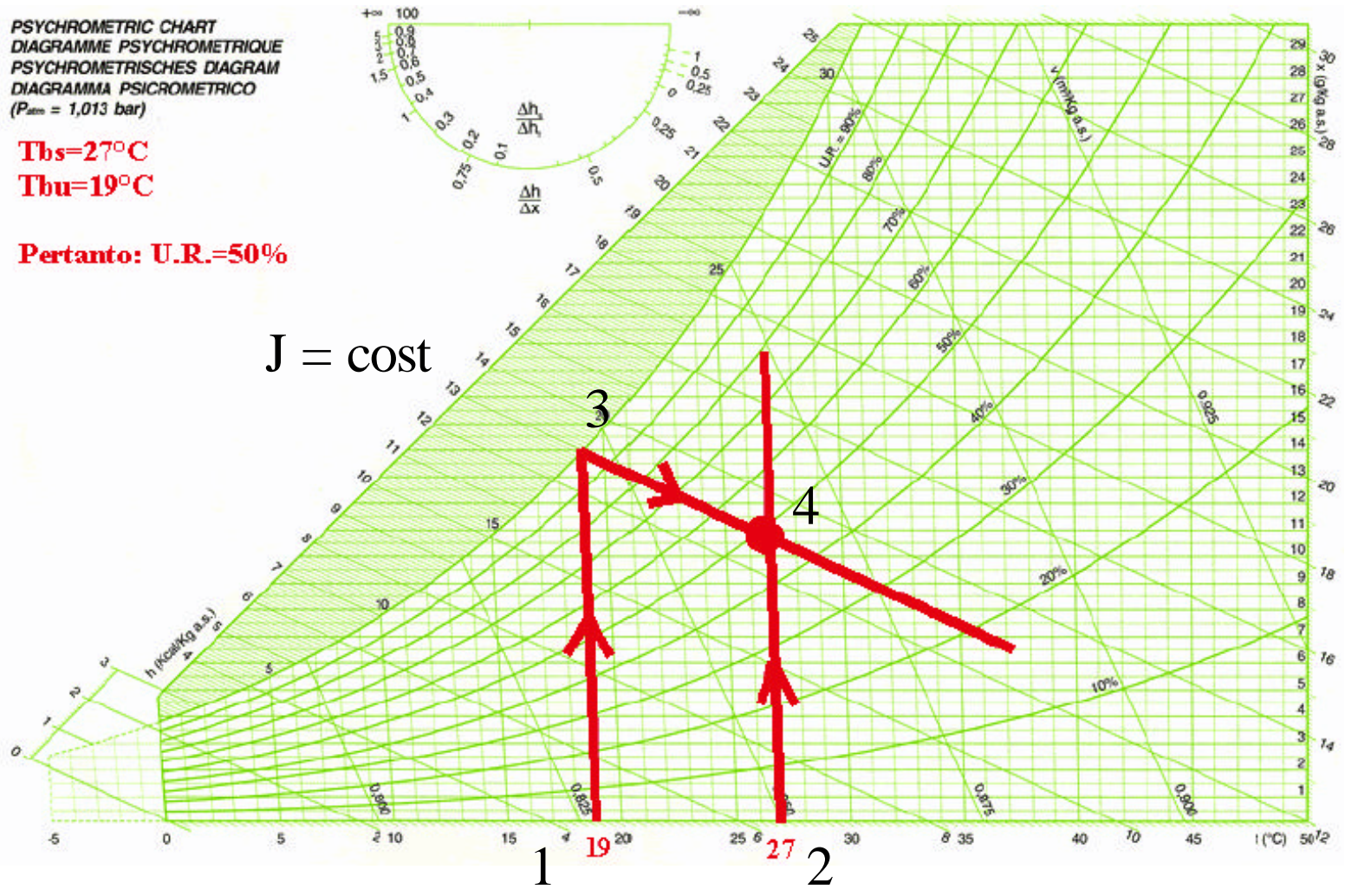
Stato fisico della miscela: psicrometro di Asmann

PSYCHROMETRIC CHART
DIAGRAMME PSYCHROMETRIQUE
PSYCHROMETRISCHES DIAGRAM
DIAGRAMMA PSICROMETRICO
($P_{atm} = 1,013 \text{ bar}$)

$T_{bs} = 27^\circ\text{C}$
 $T_{bu} = 19^\circ\text{C}$

Pertanto: U.R.=50%

$J = \text{cost}$



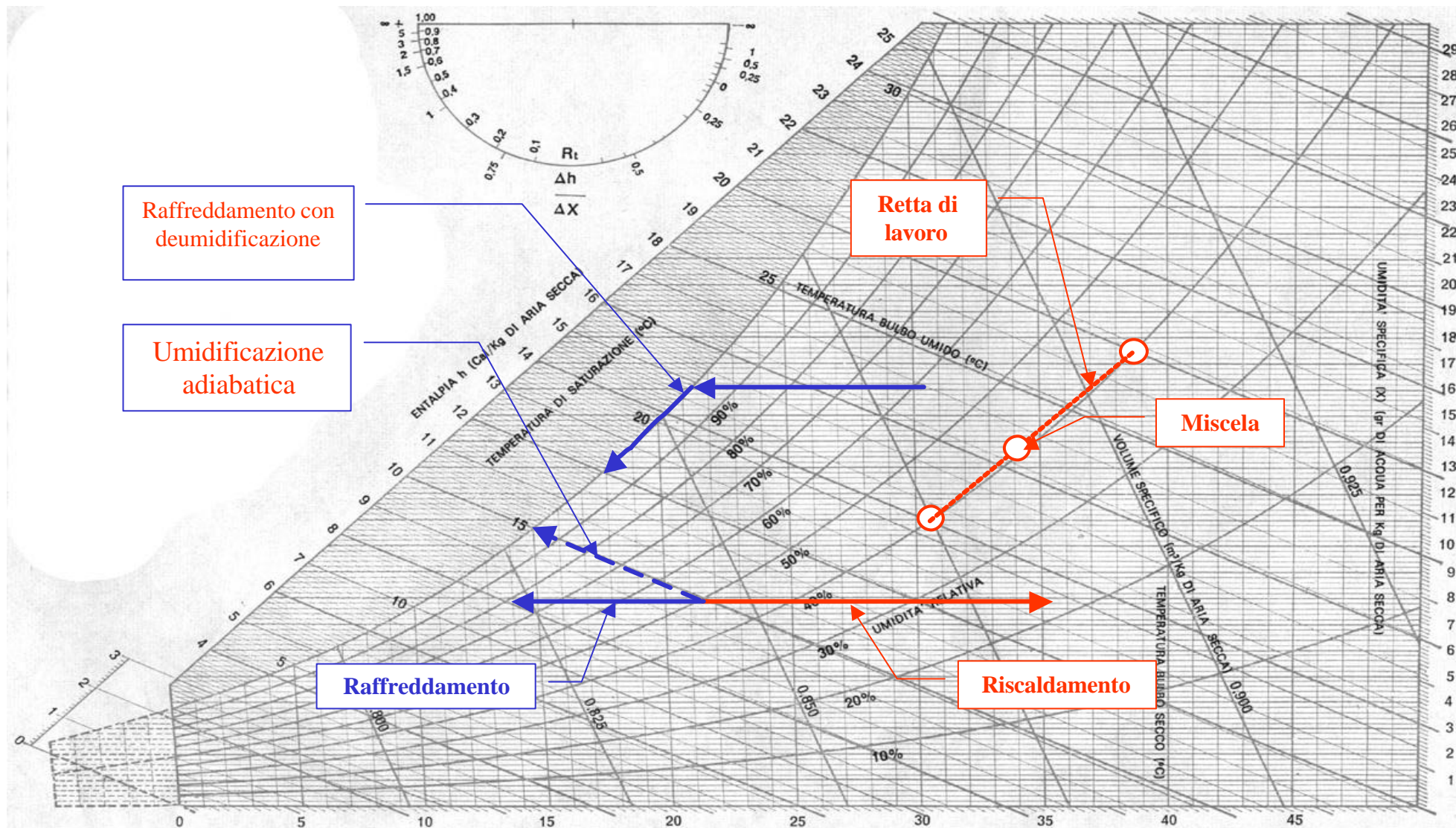
Principali trasformazioni

Le trasformazioni dell'aria umida sono processi termodinamici che interessano le miscele di aria e vapor d'acqua e che avvengono nelle sezioni delle unità di trattamento aria di un sistema di climatizzazione (*trattamento dell'aria*).

I processi più comuni sono:

- 1. miscelazione adiabatica di più correnti di aria umida**
- 2. riscaldamento sensibile (a titolo costante)**
- 3. raffreddamento sensibile (a titolo costante)**
- 4. Raffreddamento con deumidificazione**
- 5. umidificazione adiabatica**

Principali trattamenti dell'aria sul diagramma psicrometrico



Principi di conservazione

Allo studio delle trasformazioni psicrometriche si applicano:

- il Principio di conservazione della materia (conservazione della massa di aria secca e di vapore):

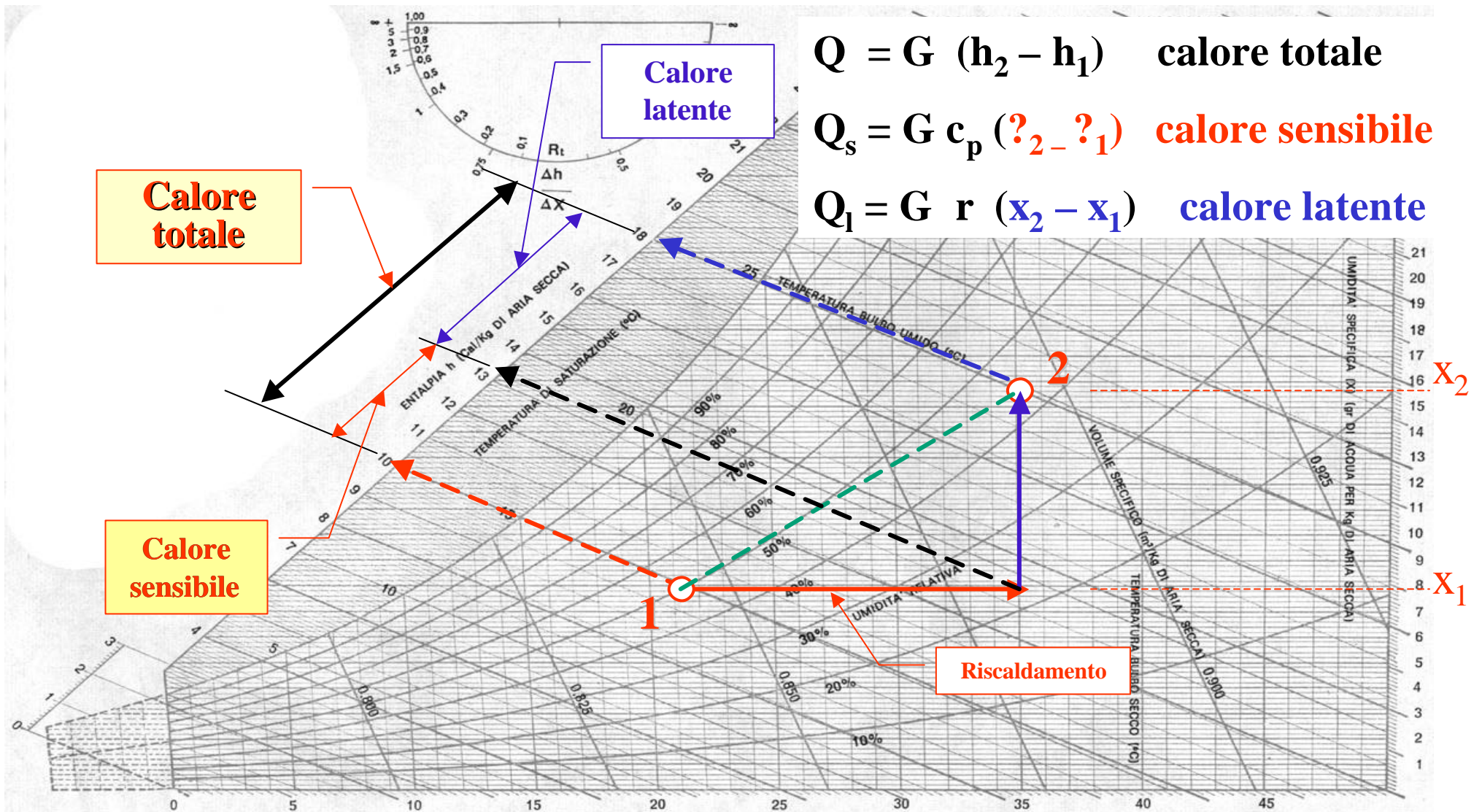
$$M_{a \text{ entr.}} = M_{a \text{ usc.}} \quad (\text{kg}_a / \text{kg miscela})$$

$$M_{v \text{ entr.}} = M_{v \text{ usc.}} \quad (\text{kg}_v / \text{kg miscela})$$

- il Principio di conservazione dell'energia:

$$? \quad Q \text{ quantità di calore scambiata nella trasformazione} = J_{\text{entr}} - J_{\text{usc}}$$

Entalpia- calore sensibile e latente



$Q = G (h_2 - h_1)$ calore totale

$Q_s = G c_p (t_{2} - t_{1})$ calore sensibile

$Q_l = G r (x_2 - x_1)$ calore latente

Calore totale

Calore sensibile

Calore latente

Riscaldamento

Esercizio per il calcolo dell'entalpia

Per calcolare l'entalpia di tutti i punti del diagramma basta calcolare il calore necessario per:

- Portare l'aria secca (1kg_a) dalla temperatura di 0°C alla temperatura finale;
- Far evaporare a 0°C gli X grammi di acqua contenuti nell'aria umida;
- Riscaldare da 0°C a 20°C gli X grammi di vapore;

Ad esempio, l'aria alla temperatura di 35°C con umidità specifica $X=15,6$ g/kg ha entalpia specifica pari a 75 kJ/kg_a in quanto:

$h_a = 35$ kJ servono per portare il kg di aria secca da 0°C a 35°C

$$h_a = (m c_p \cdot T = 1 \times 1 \times 35 = 35 \text{ kJ/kg}_a);$$

$h_v = 40$ kJ servono per fare evaporare i $15,6$ grammi di acqua a 0°C e poi a riscaldare il vapore da 0°C a 35°C :

$$0.0156 (c_{pv} \cdot T + r) = 0.0156 \text{ kg}_v (1.9 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \times 35^\circ\text{C} + 2500 \text{ kJ/kg}) = 40 \text{ kJ/kg}_a$$

Calore sensibile

Con riferimento alla figura si calcoli il calore sensibile Q_S scambiato nella trasformazione da A a B

$$Q_S = (h_A - h_B) \quad (\text{kJ/kg})$$

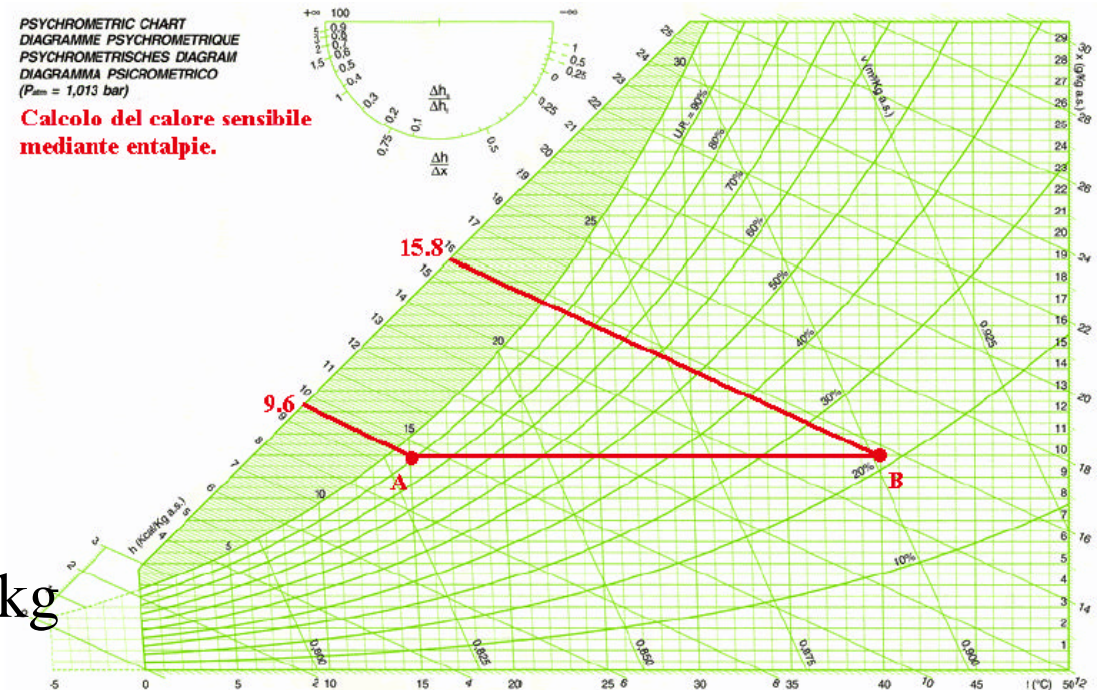
$$Q_S = (15.8 - 9.6) \times 4,186$$

$$Q_S = 25 \text{ kJ/kg}$$

Per verifica:

$$Q_S = m c_p (\theta_B - \theta_A)$$

$$Q_S = 1 \cdot 1 \cdot (40 - 15) = 25 \text{ kJ/kg}$$



Calore latente

Con riferimento alla figura si calcoli il calore latente Q_L scambiato nella trasformazione da A a B

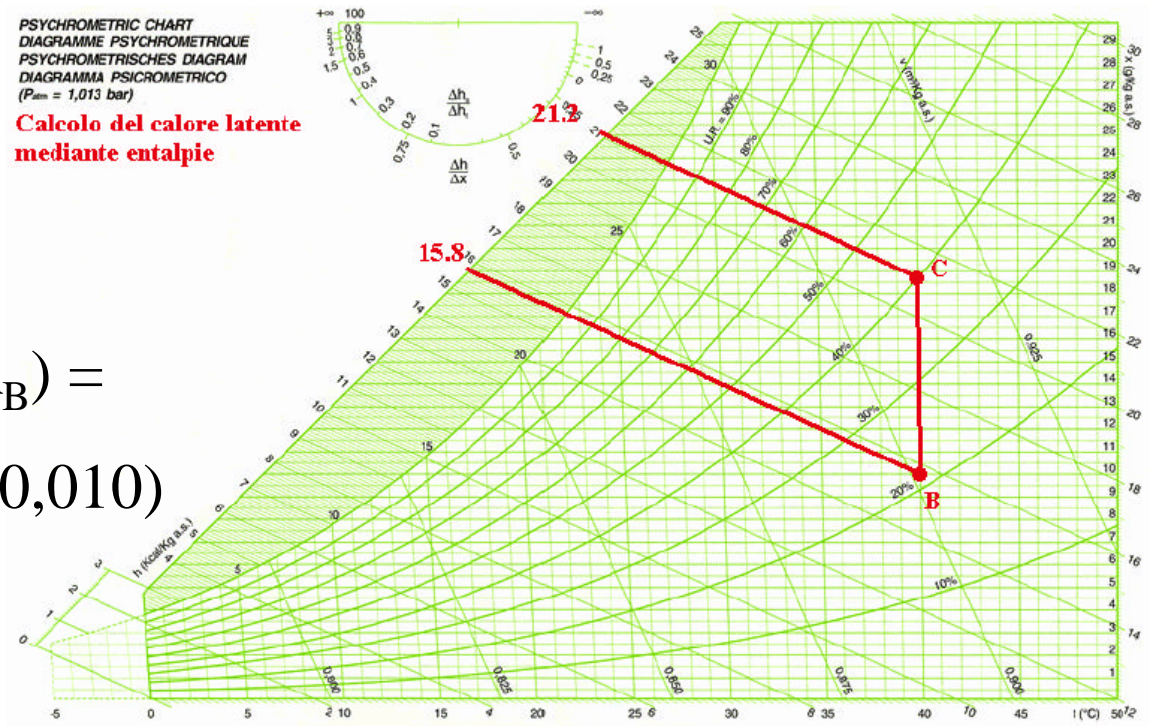
$$Q_L = (h_C - h_B) \text{ (kJ/kg)}$$

$$Q_L = 4.186 (21.2 - 15.8) = 23 \text{ kJ/kg}$$

Per verifica:

$$Q_L = (1.9 \cdot x_B + 2500) (x_C - x_B) = (1.9 \cdot 40 + 2500) (0.019 - 0.010)$$

$$Q_L = 23 \text{ kJ/kg}$$



Calore totale = entalpia

Con riferimento alla figura si calcoli il calore totale Q_T scambiato nella trasformazione da A a B.

$$Q_T = Q_S + Q_L$$

$$Q_S = (h_C - h_A) = 25 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_L = (h_B - h_C) = 23 \text{ kJ/kg}$$

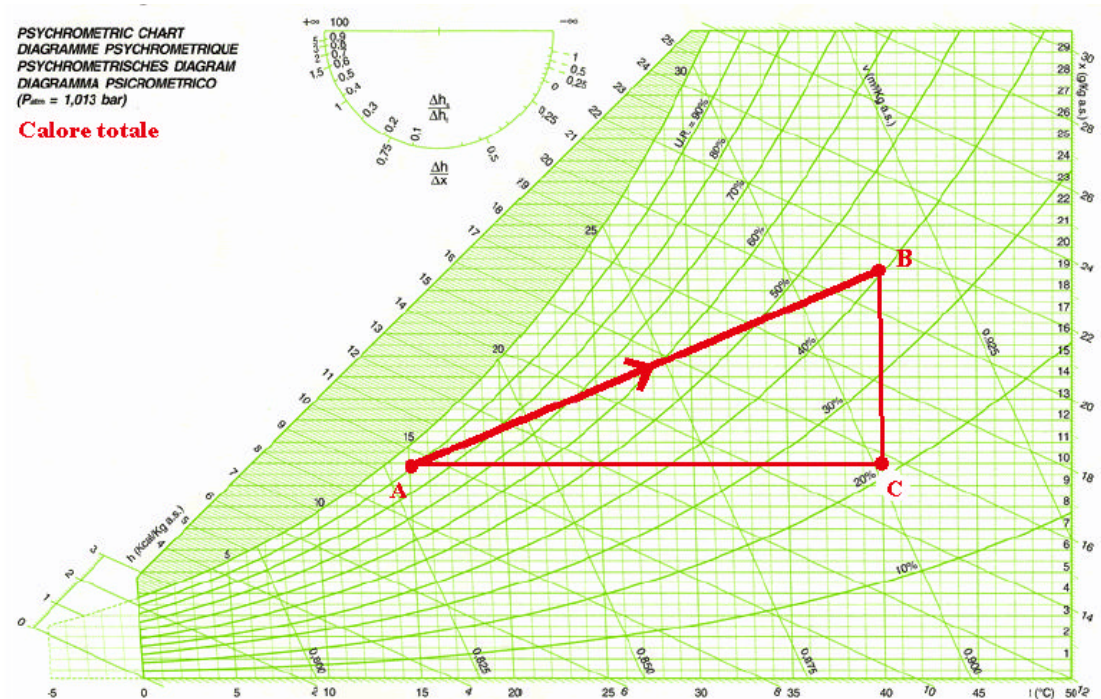
$$Q_T = 48 \text{ kJ/kg}$$

Per verifica:

$$Q_T = (\cancel{h_C} - h_A) + (h_B - \cancel{h_C})$$

$$Q_T = (h_B - h_A)$$

$$= 4.186 (21.2 - 9.6) = 48 \text{ kJ/kg}$$



Potenza delle batterie di scambio termico

Le portate d'aria da trattare sono spesso fornite in m³/h (portata in volume) anziché in kg/s (portata in massa).

Per calcolare la potenza (termica o frigorigena) da fornire ad una BTR di scambio termico occorre pertanto commutare i m³/h in kg/s. Ad esempio sia la portata $G = 10000 \text{ m}^3/\text{h}$ e si voglia calcolare la potenza termica necessaria per portare la temperatura da $\theta_1 = 15 \text{ }^\circ\text{C}$ a $\theta_2 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$; si ha:

$$G = (10000 \text{ m}^3/\text{h}) / [(0,89 \text{ m}^3/\text{kg}) 3600] = 3,12 \text{ kg/s}$$

$$Q_{12} = G c_{pa} (\theta_2 - \theta_1) = (3,12 \text{ kg/s}) (1 \text{ kJ/kgK}) (40 - 15) =$$

$$Q_{12} = \mathbf{78 \text{ kW}}$$

Pendenza delle trasformazioni sul diagramma

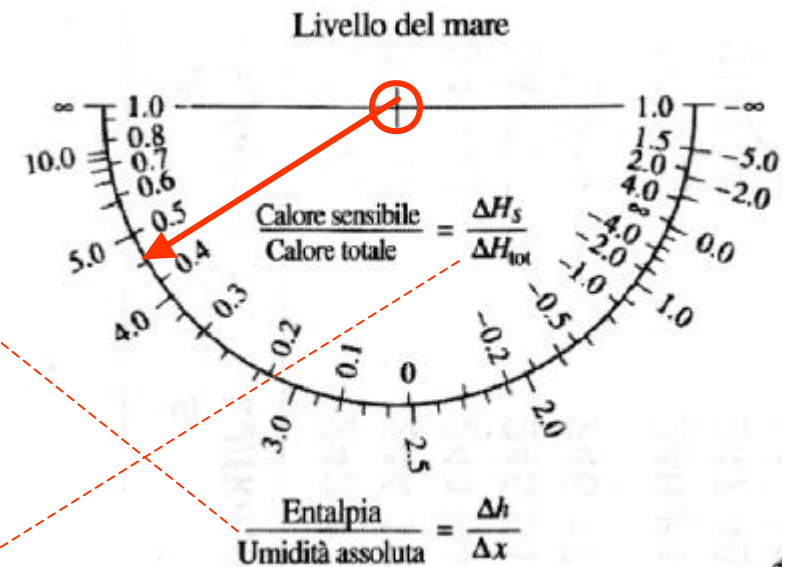
La pendenza P della generica trasformazione da 1 a 2 è valutata dal rapporto $P = \Delta h / \Delta x$ letto su un apposito settore circolare.

Analogamente la pendenza della trasformazione può essere valutata sullo stesso settore come rapporto

$$R = \Delta H_s / \Delta H_{\text{tot}} \text{ fattore termico ambiente}$$

Dove $\Delta H_s = Q_s = G c_p (T_2 - T_1)$ rappresenta il calore sensibile

$\Delta H_{\text{tot}} = G (h_2 - h_1)$ rappresenta il calore totale (sensibile + latente)



Miscela di due quantità d'aria

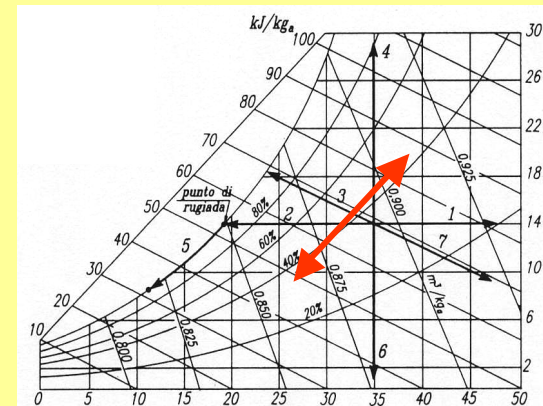
Dati due quantitativi G_1 e G_2 (kg/s) d'aria aventi stato fisico diverso lo stato fisico della loro miscelazione sarà dato da :

$$G_M = G_1 + G_2$$

$$J_M = (J_1 \cdot G_1 + J_2 \cdot G_2) / G_M$$

$$X_M = (X_1 \cdot G_1 + X_2 \cdot G_2) / G_M$$

$$?_M = (?_1 \cdot G_1 + ?_2 \cdot G_2) / G_M$$



NB. il processo è considerato adiabatico ovvero non vi è scambio di calore fra l'apparecchiatura nella quale avviene il processo e l'esterno.

Esercizio sulla miscela di due quantità d'aria aventi proprietà diverse

Calcolare le proprietà dei seguenti quantitativi d'aria che si miscelano nell'apposita sezione dell'UTA :

$$m_1 = 2 \text{ kg/s} \quad m_2 = 3 \text{ kg/s}$$

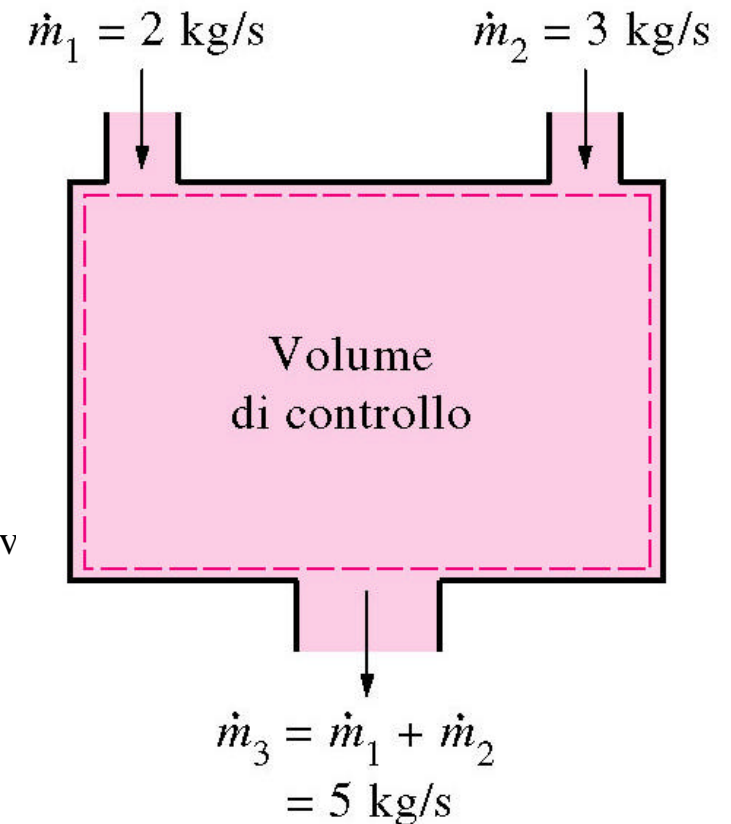
$$x_1 = 0,0058 \text{ kg}_v/\text{kg}_a \quad x_2 = 0,0080 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$$

$$?_1 = 8 \text{ }^\circ\text{C} \quad ?_2 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$m_3 = 2 + 3 = 5 \text{ kg/s}$$

$$x_m = (0,0058 \cdot 2 + 0,0080 \cdot 3) / 5 = 0,0071 \text{ kg}_v$$

$$?_m = (8 \cdot 2 + 20 \cdot 3) / 5 = 15,2^\circ\text{C}$$



Riscaldamento o raffreddamento sensibile

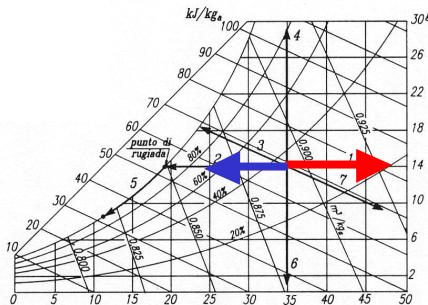
Questo processo avviene facendo passare la miscela da una batteria di scambio termico collegata con un generatore di calore o un gruppo frigorifero.

In questo modo si aumenta o diminuisce la temperatura della miscela senza variare il contenuto di umidità assoluta ($x = \text{cost}$). Un processo durante il quale il titolo si mantiene costante è appunto indicato come riscaldamento o raffreddamento "sensibile".

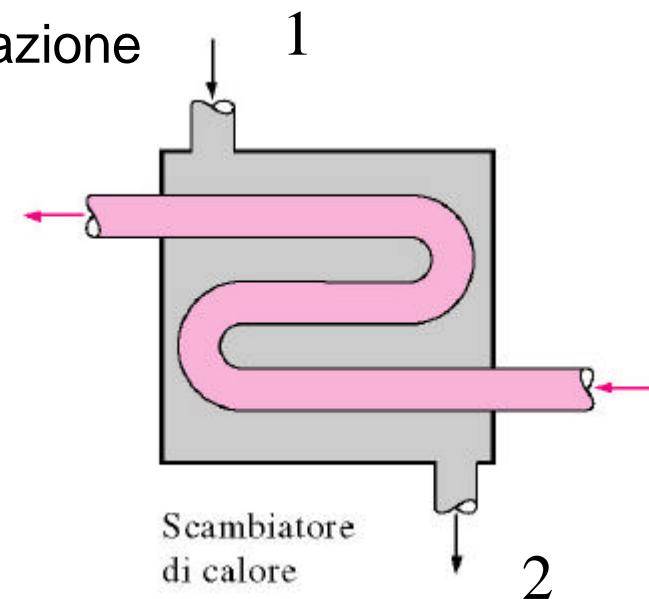
Il flusso termico scambiato si calcola con la relazione

$$Q_{12} = G (h_2 - h_1)$$

$$Q_{12} = G (c_{pa} + x c_{pv}) (\theta_2 - \theta_1)$$



Prof. Gianfranco Cellai



Esercizio sul riscaldamento

Nei calcoli tecnici si introducono alcune semplificazioni: infatti si può considerare trascurabile il prodotto ($x c_{pv}$) e quindi la relazione per il calcolo di Q_{12} diventa:

$$Q_{12} = G c_{pa} (t_2 - t_1)$$

dove c_{pa} è il calore specifico a pressione costante dell'aria secca pari a 1 kJ/kgK.

Quando Q_{12} assume valore positivo, in conformità alla convenzione termodinamica (riscaldamento), il calore è ceduto al sistema (corrente d'aria umida) viceversa è sottratto alla corrente (raffreddamento).

Si calcoli la potenza di una BTR di riscaldamento che deve riscaldare una portata d'aria di 3 kg/s dalla temperatura di 5 a 35°C:

$$Q = 3 \times 1 \times (35 - 5) = 90 \text{ kJ/s} = 90 \text{ kW}$$

Per verifica si ripeta il calcolo utilizzando le entalpie dei punti 1 e 2 sapendo che essi hanno un titolo $x = 0,006 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$

$$h_1 = 1 \cdot 5 + 0,006 (1,9 \cdot 5 + 2500) = 20,06 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1 \cdot 35 + 0,006 (1,9 \cdot 35 + 2500) = 50,40 \text{ kJ/kg}$$

$$Q = 3 \cdot (50,4 - 20,06) = 91 \text{ kW} \quad \text{N.B. la differenza è dovuta a } (x c_{pv}) \text{ trascurato.}$$

Deumidificazione

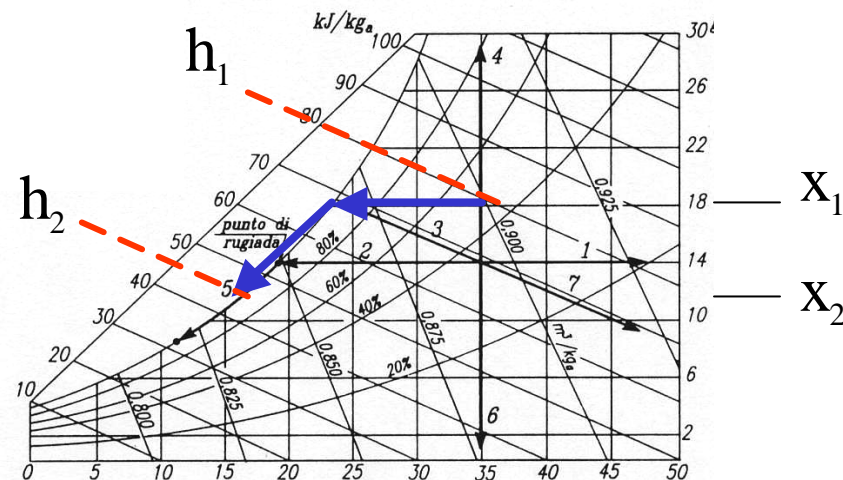
Il processo di deumidificazione ha inizio quando l'aria lambisce la superficie della batteria di raffreddamento che si trova a temperatura inferiore a quella di rugiada: la cessione di vapore avviene a causa della condensazione del vapore sulle alette della batteria e quindi si ha la *deumidificazione*.

Nel caso di condensazione di parte del vapore contenuto nella miscela, (contemporaneo processo di raffreddamento con deumidificazione), la quantità di acqua formatasi per condensazione sarà uguale a:

$$G_v = G (x_2 - x_1) \text{ (kg}_v\text{/s)}$$

La potenza della batteria fredda sarà invece data da:

$$Q_T = G (h_2 - h_1) \text{ (W)}$$



Umidificazione

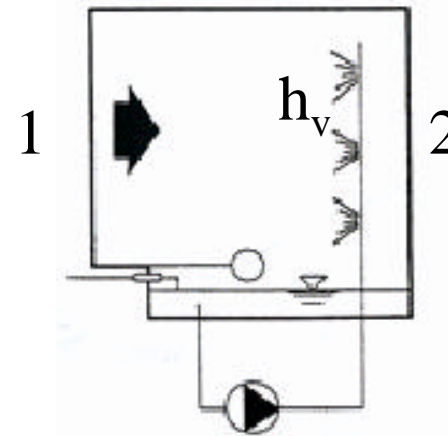
L'umidificazione di una miscela avviene facendo passare la corrente d'aria attraverso una apparecchiatura entro la quale una serie di ugelli nebulizzano acqua o vapore sulla miscela: il processo si considera che avvenga senza scambio di calore con l'esterno ovvero è di tipo adiabatico. Con questa ipotesi, indicando con G_v e h_v la portata in massa e l'entalpia dell'acqua, le equazioni di bilancio sono le seguenti:

$$G x_1 + G_v = G x_2 \rightarrow G_v = G (x_2 - x_1)$$

$$G h_1 + G_v h_v = G h_2$$

Da cui si ottiene

$$P = (h_2 - h_1) / (x_2 - x_1) = h_v = c_{pv} ?_1$$



da questo si deduce come il punto identificativo dello stato finale del processo di umidificazione si trova su una retta passante per il punto rappresentativo delle condizioni iniziali 1 e di inclinazione determinata dal valore dell'entalpia specifica h_v dell'acqua nebulizzata o del vapore.

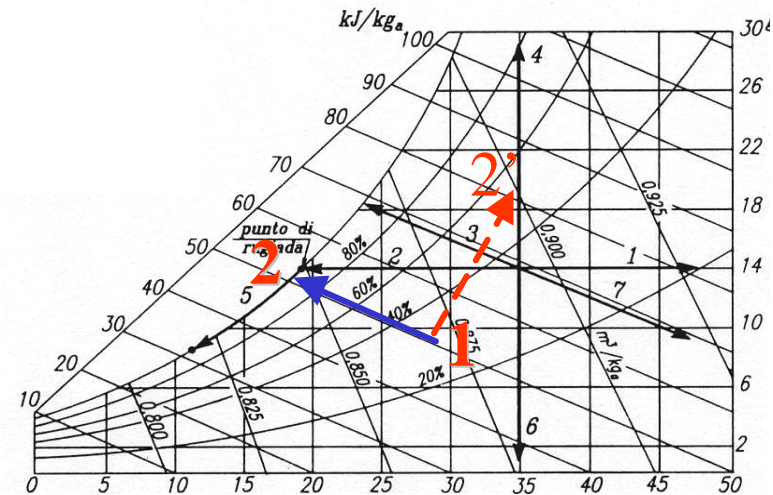
Umidificazione adiabatica

Nelle condizioni normali operative degli umidificatori a ugelli spruzzatori che aggiungono acqua a temperatura prossima a quella ambiente è facile verificare che :

$$(h_2 - h_1) = h_v (x_2 - x_1) \quad \text{y} \quad 0$$

Ovvero la variazione di entalpia è così piccola che il processo si può considerare avvenga a entalpia costante.

Viceversa se l'umidificazione avviene aggiungendo vapore la trasformazione non è più isoentalpica e pertanto si raggiungerà uno stato 2' determinato direttamente dal valore della retta passante per 1 avente la pendenza $P = \Delta h / \Delta x = h_v (x_2 - x_1) / (x_2 - x_1) = h_v$



Esercizio di umidificazione adiabatica: metodo analitico

Una portata d'aria $G = 500 \text{ kg/h}$ nelle condizioni $\theta_1 = 28 \text{ °C}$ e $x_1 = 0,005 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$

presenta una temperatura di saturazione $\theta_s = 14,5 \text{ °C}$ e $h_1 = 41 \text{ kJ/kg}_a$

Tale portata d'aria viene fatta passare in un umidificatore adiabatico con efficienza di saturazione pari al $\eta = 90\%$ per cui si ha:

$$\eta(\theta_1 - \theta_s) = (\theta_1 - \theta_2) \quad \theta_2 = 28 - 0,9 \times (28 - 14,5) = 15,8 \text{ °C}$$

da cui $x_2 = 0,010 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$

Si vuole sapere la portata d'acqua necessaria a realizzare l'umidificazione :

$$G_v = G (x_2 - x_1) = 500 (0,010 - 0,005) = 2,5 \text{ kg/h}$$

Condizioni di immissione dell'aria trattata in ambiente

Effettuare il condizionamento dell'aria significa che, mediante il trattamento di portate d'aria, prestabilite in funzione del regime termico (estivo o invernale) e della tipologia di impianto (es. impianto a tutta aria, misto aria-acqua, ecc.), e la successiva immissione delle stesse in ambiente, si può ottenere il controllo di tutti i seguenti parametri:

- temperatura
- umidità relativa
- purezza dell'aria (ventilazione dei locali).

Si tratta pertanto di determinare quali sono le condizioni **I** a cui deve essere immessa l'aria nell'ambiente **A**, al fine di mantenere nello stesso condizioni ottimali di temperatura t_A ed umidità φ_A .

I carichi termici sensibile e latente

La soluzione del problema passa attraverso la determinazione dei carichi termici ambientali (sensibili e latenti dovuti all'immissione di vapore acqueo) da sottrarre o da fornire da parte dell'impianto di condizionamento in funzione del regime termico.

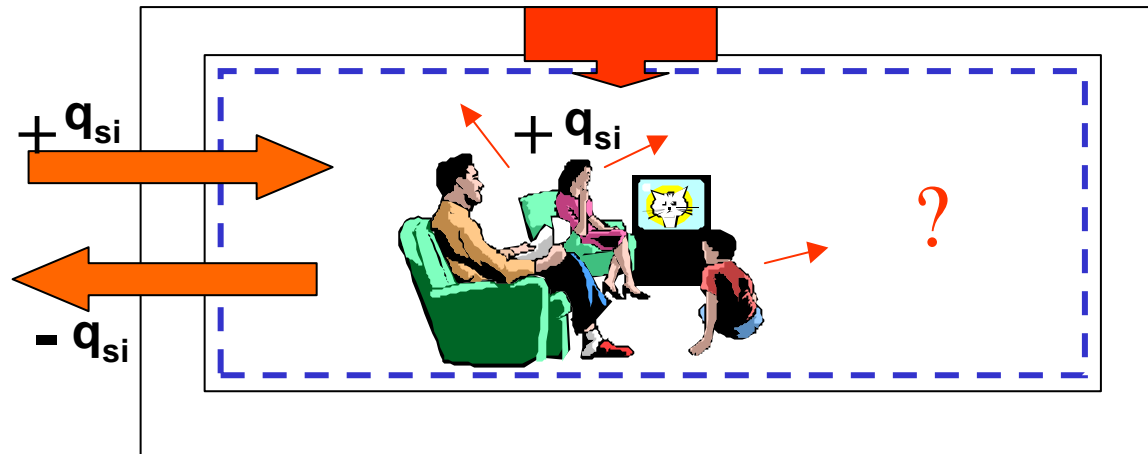
Ad esempio sono **carichi termici sensibili** :

- l'irraggiamento solare,
- i flussi termici scambiati per differenza di temperatura con l'esterno,
- i flussi termici emanati da sorgenti interne (lampade, apparecchi, persone, ecc.);

sono invece **carichi latenti** :

- le sorgenti interne di vapore acqueo (cucine, bagni, persone),
- le immissioni incontrollate di aria esterna, ecc.

Il sistema termodinamico ambiente



Mantenendo la convenzione termodinamica dei segni, per il *sistema ambiente* ? si considerano positivi gli apporti termici dall'esterno verso l'ambiente e viceversa negativi quelli in uscita dallo stesso; ciò premesso, la sommatoria algebrica dei carichi termici sensibili q_{si} fornisce il carico sensibile globale (Q_S) dell'ambiente:

$$? Q_S = ? q_{si}$$

mentre il carico termico globale latente Q_L (usualmente positivo) è dato dal prodotto della quantità di vapor d'acqua immessa in ambiente ? m_v per l'entalpia specifica del vapor d'acqua h_v alla temperatura ambiente:

$$Q_L = ? m_v h_v$$

Il carico termico totale dell'ambiente è dato pertanto da: ? $Q_T = ? Q_S + Q_L$

Le equazioni del bilancio termico

Indicate con *i* le condizioni di immissione dell'aria trattata, nell'ambiente dovrà essere immessa una portata d'aria M_i tale che:

in regime invernale

asporti il calore latente Q_L e fornisca il calore sensibile Q_s

in regime estivo

asporti il calore latente Q_L ed il calore sensibile Q_s

Le suddette condizioni si traducono nel dover soddisfare le seguenti equazioni, la cui soluzione porta alla individuazione delle condizioni di immissione:

$$? Q_s = M_i c_{pa} (t_a - t_i) = ? J_s$$

$$Q_L = M_i r (x_a - x_i) = ? J_L$$

dove r è il calore latente di vaporizzazione

$$? Q_T = M_i (h_a - h_i) = ? J_T$$

Risoluzione pratica

1) si fissa una temperatura di introduzione t_i in funzione del regime termico tale che:

$$|(t_a - t_i)| \leq 6 \text{ } \leq 10 \text{ } ^\circ\text{C in estate}$$

$$|(t_a - t_i)| \leq 12 \text{ } \leq 20 \text{ } ^\circ\text{C in inverno}$$

2) si riporta sul diagramma psicrometrico la temperatura t_i così determinata, sulla retta **R**, denominata **retta di lavoro**, passante per il punto A, e data dalla relazione:

$$R = \frac{h_s}{h_T}$$

3) tramite una delle tre equazioni del bilancio termico si calcola il valore della portata M_i , **sia per il regime estivo che invernale**, scegliendo la portata maggiore tra le due (**in genere quella estiva**);

4) si verifica che la portata così determinata non risulti inferiore a quella minima M_v necessaria per assicurare una adeguata ventilazione degli ambienti: $M_i > M_v$;

5) qualora fosse necessario si assegna un nuovo valore alla portata M_i ricalcolando le condizioni di immissione sempre mediante le equazioni suddette.

NB La portata d'aria di ventilazione è determinata in funzione della destinazione dei locali e del numero di persone considerate presenti (affollamento); in merito occorre consultare le specifiche norme;

indicativamente si assumono circa 22 m³/h a persona oppure da 0,5 a 2 Vol.ambiente/h.

Trattamento dell'aria in regime estivo

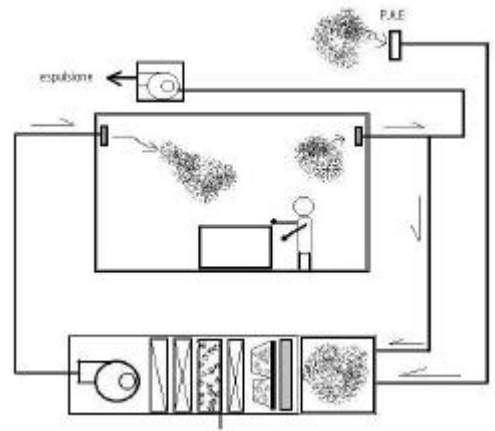
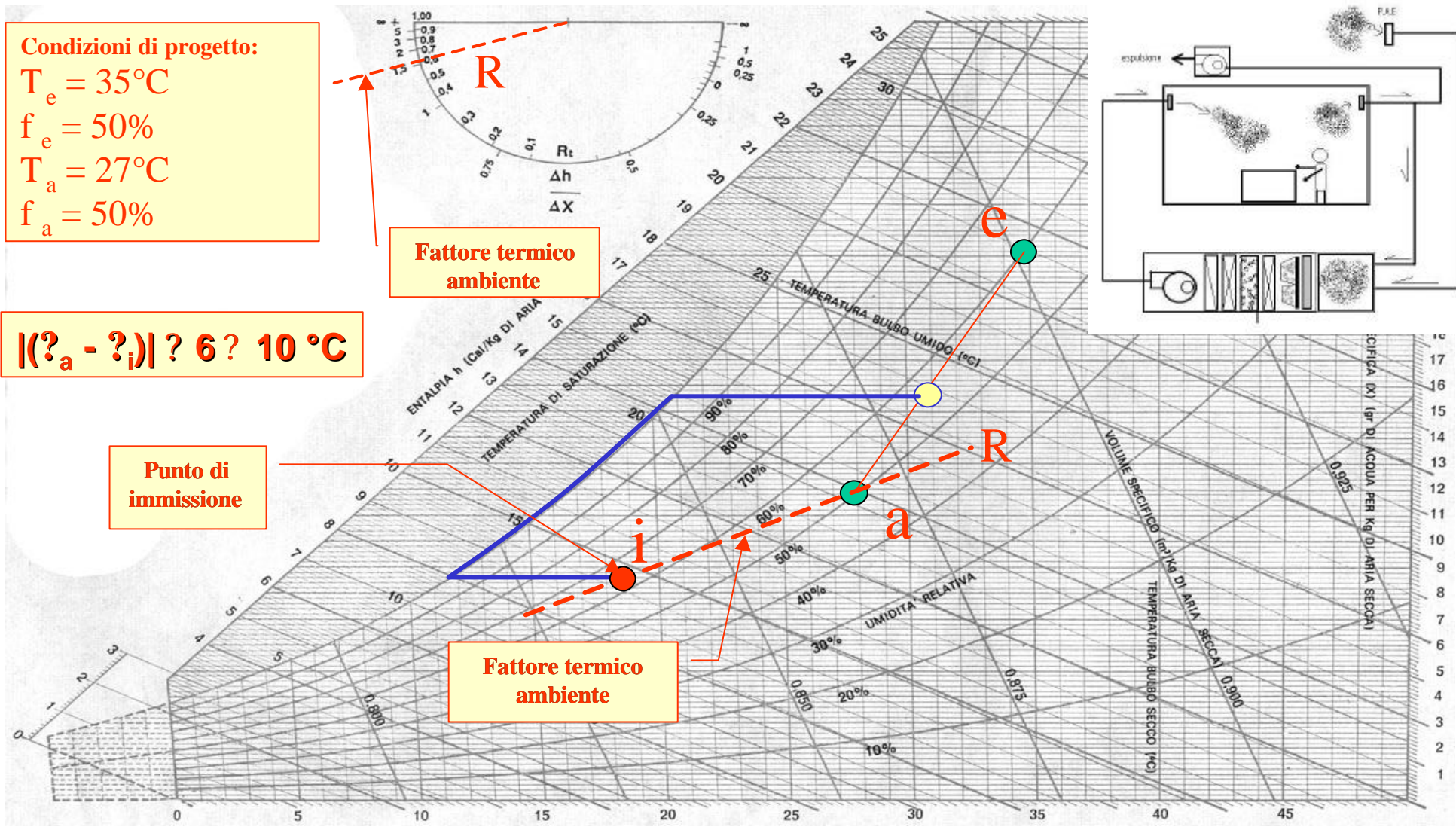
Condizioni di progetto:
 $T_e = 35^\circ\text{C}$
 $f_e = 50\%$
 $T_a = 27^\circ\text{C}$
 $f_a = 50\%$

$|(T_a - T_i)| \leq 6 \text{ a } 10^\circ\text{C}$

Punto di immissione

Fattore termico ambiente

Fattore termico ambiente



Trattamento dell'aria in regime invernale

Condizioni di progetto:

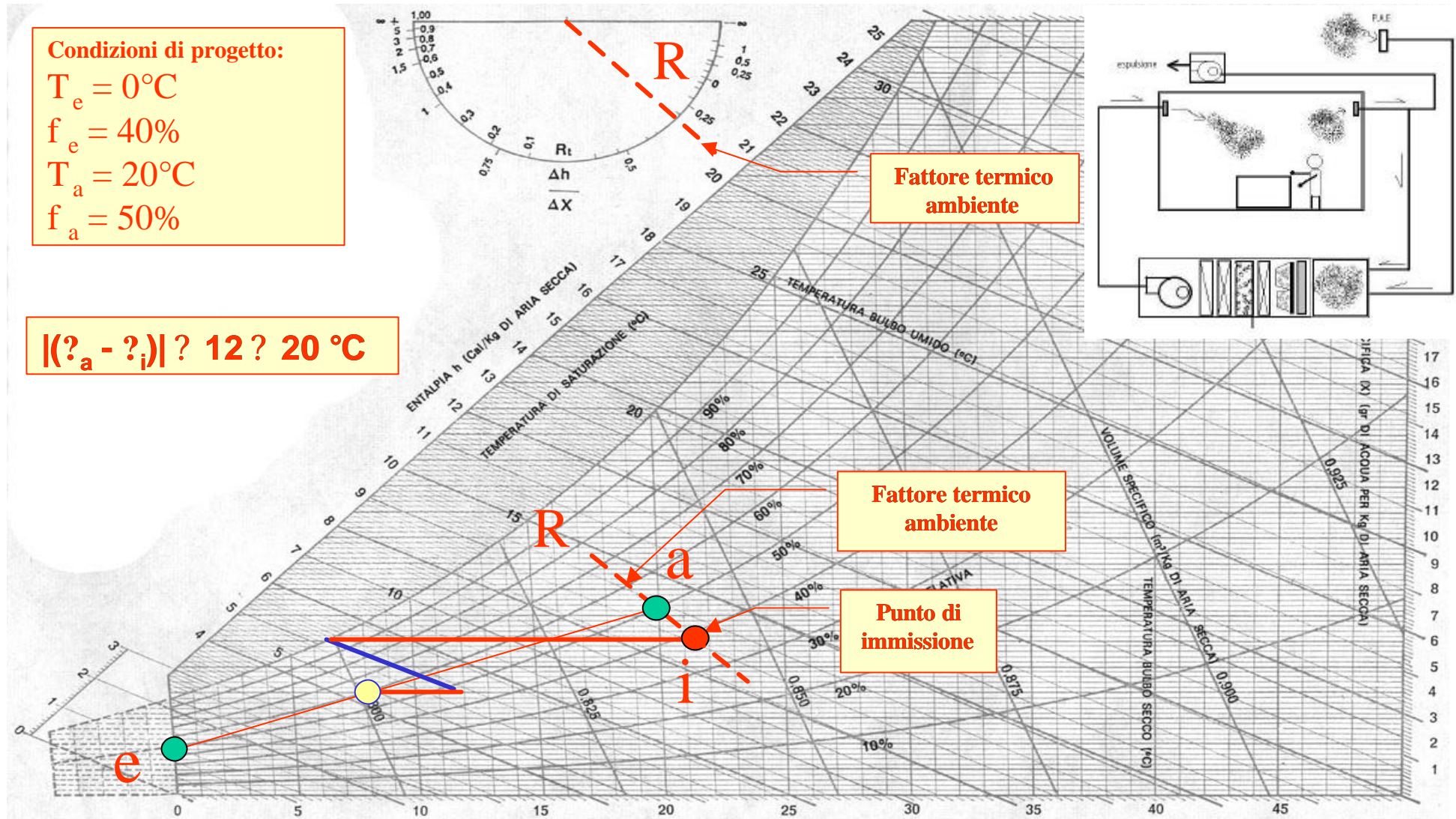
$$T_e = 0^\circ\text{C}$$

$$f_e = 40\%$$

$$T_a = 20^\circ\text{C}$$

$$f_a = 50\%$$

$$|T_a - T_i| \leq 12 \leq 20^\circ\text{C}$$



Esercizio

Si calcoli le condizioni termoigrometriche dell'aria di immissione e la portata d'aria in regime invernale per un impianto di condizionamento a servizio di un laboratorio con un affollamento di 50 persone; per motivi igienici non è effettuato il ricircolo.

Si assuma che il carico termico per dispersioni sia pari a $Q_S = 40000 \text{ W}$

Il calore latente da asportare sia pari a $Q_L = 50 \text{ persone} \times 70 \text{ W/persona} = - 3500 \text{ W}$

Il calore totale da fornire è pari a $Q_T = 40000 + (- 3500) = 36500 \text{ W}$

Il rapporto $R = 40000/36500 = 1,1$

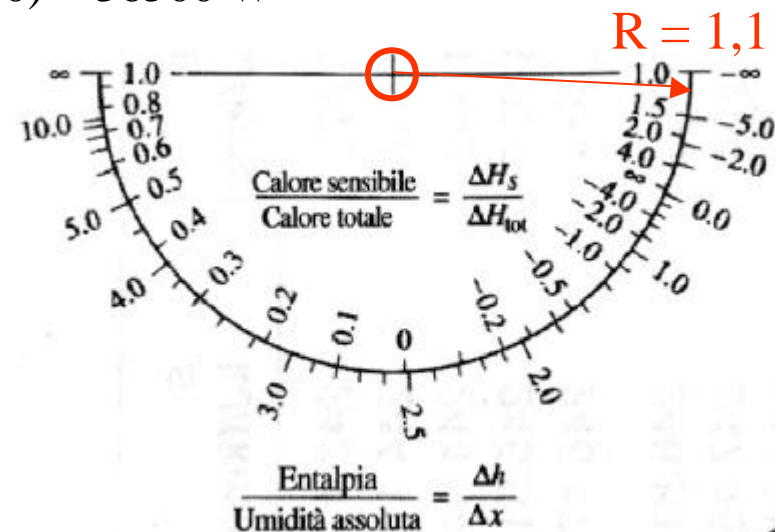
Le condizioni di progetto siano:

$$T_a = 20^\circ\text{C} \quad f_a = 50\%$$

$$T_e = 0^\circ\text{C} \quad f_e = 40\%$$

Inoltre si assume:

$$(?_a - ?_i) = 15^\circ\text{C} \quad \Rightarrow \quad ?_i = ?_a + 15^\circ\text{C} = 35^\circ\text{C}$$



Risultati sul diagramma psicrometrico

Condizioni di progetto:

$$T_e = 0^\circ\text{C}$$

$$f_e = 40\%$$

$$T_a = 20^\circ\text{C}$$

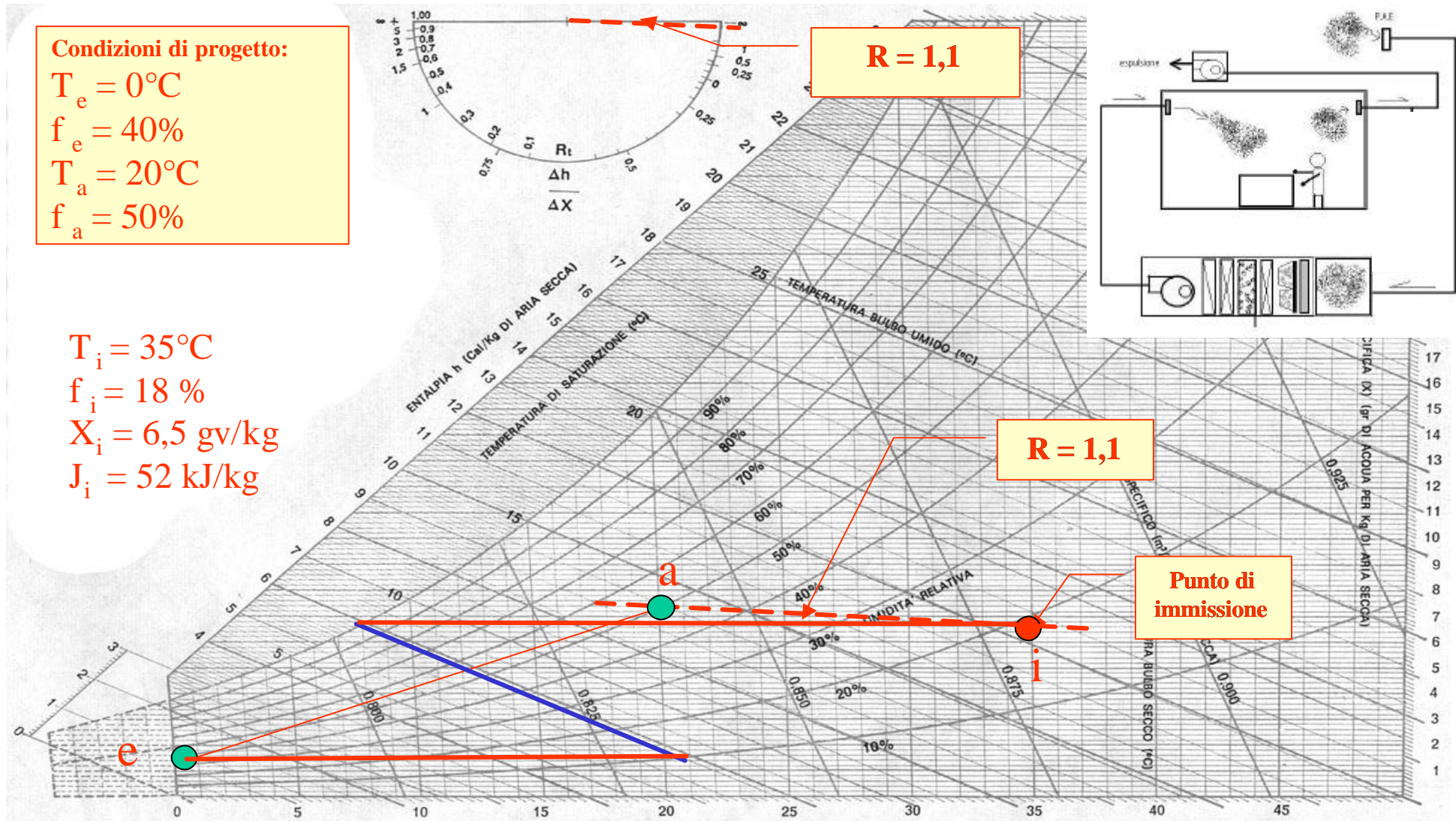
$$f_a = 50\%$$

$$T_i = 35^\circ\text{C}$$

$$f_i = 18\%$$

$$X_i = 6,5 \text{ gv/kg}$$

$$J_i = 52 \text{ kJ/kg}$$



Determinazione della portata d'aria

Dall'equazione:

$$Q_S = M_i c_{pa} (\theta_a - \theta_i)$$

$$M_i = Q_S / c_{pa} (\theta_a - \theta_i) = 40 \text{ kJ/s} / 1 \times (35 - 20) = 2,66 \text{ kg/s}$$

$$M_i = 2,66 \times 3600 = 9576 \text{ kg/h}$$

Essendo $v = 0,881 \text{ m}^3/\text{kg}$ si ha :

$$M_i = 0,881 \times 9576 = 8436 \text{ m}^3/\text{h}$$

Essendo l'aria di ventilazione pari a $25 \text{ m}^3/\text{h}_{\text{persona}}$

Risulta che la portata d'aria di ventilazione è pari a:

$$G_v = 50 \text{ persone} \times 25 = 1250 \text{ m}^3/\text{h} < 8436 \text{ m}^3/\text{h}$$