



FISICA TECNICA AMBIENTALE



PSICROMETRIA 2

Prof. Ing. Francesco Mancini, Prof. Ing. Marco Cecconi

Università Sapienza di Roma

OBIETTIVI E ARGOMENTI

Argomenti che verranno trattati:

1. bilancio dei sistemi;
2. diagrammi psicrometrici;
3. trasformazioni psicrometriche elementari (miscelazione, riscaldamento/raffreddamento, umidificazione/deumidificazione);
4. cenni ai cicli di funzionamento degli impianti di condizionamento (ciclo invernale e ciclo estivo).

Diagramma che permette di **individuare graficamente lo stato dell'aria umida**.

Riassume graficamente le relazioni matematiche che descrivono l'aria umida, permette quindi di **studiare lo stato del sistema e tutte le possibili trasformazioni** da un punto di vista grafico (senza effettuare calcoli matematici).

I diagrammi psicrometrici sono realizzati per una **pressione atmosferica costante**: se questa varia considerevolmente rispetto al valore standard (101,325 kPa) occorre un nuovo grafico realizzato su questa nuova pressione.

Il fatto di fissare la pressione è l'unica possibilità per realizzare un diagramma bidimensionale infatti per Gibbs:

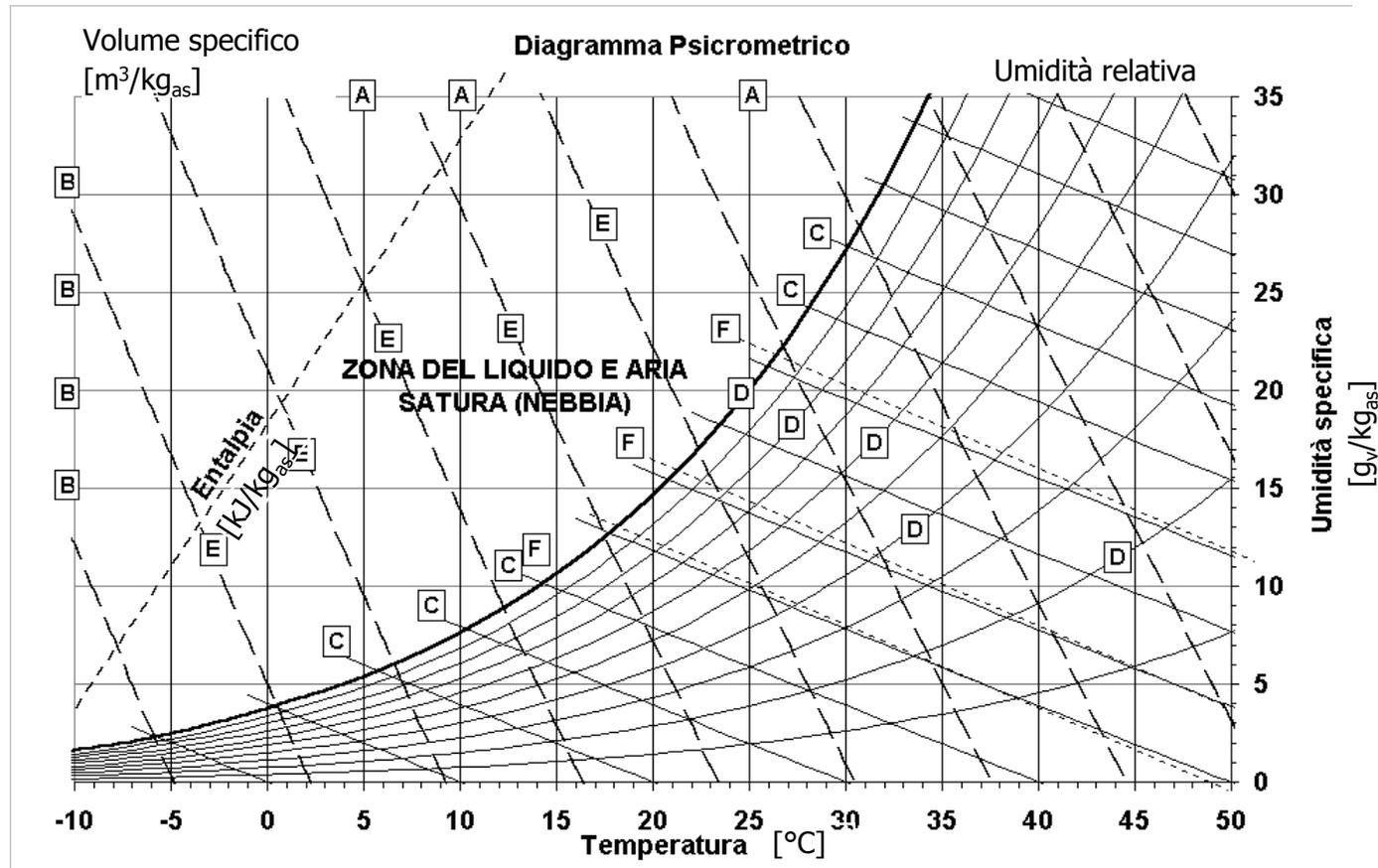
$$v = N + 2 - F = 2 + 2 - 1 = \mathbf{3}$$

La varianza è pari a 3, quindi le variabili di stato sarebbero 3 (pressione, temperatura, titolo), solo fissando la pressione è possibile ridurle a 2 e riportarle su un diagramma bidimensionale.

DIAGRAMMA PSICROMETRICO

4

- A** Le rette verticali rappresentano le curve a temperature costante.
- B** Le rette orizzontali sono le curve a titolo costante.
- C** Le rette perpendicolari all'asse h rappresentano il luogo dei punti a entalpia specifica costante.
- D** La curva che delimita superiormente il diagramma è detta **curva di saturazione**. Le curve dello stesso tipo tracciate sul diagramma sono curve a grado igrometrico costante (umidità relativa).
- E** Le rette inclinate tratteggiate sono rette a volume specifico costante.
- F** Le rette inclinate tratteggiate che affiancano le isoentalpiche sono le curve di raffreddamento adiabatico, leggermente più inclinate delle rette ad entalpia costante (con entalpia debolmente crescente all'aumentare di x). A volte queste rette non vengono rappresentate sul diagramma in quanto quasi coincidenti con quelle ad entalpia costante.



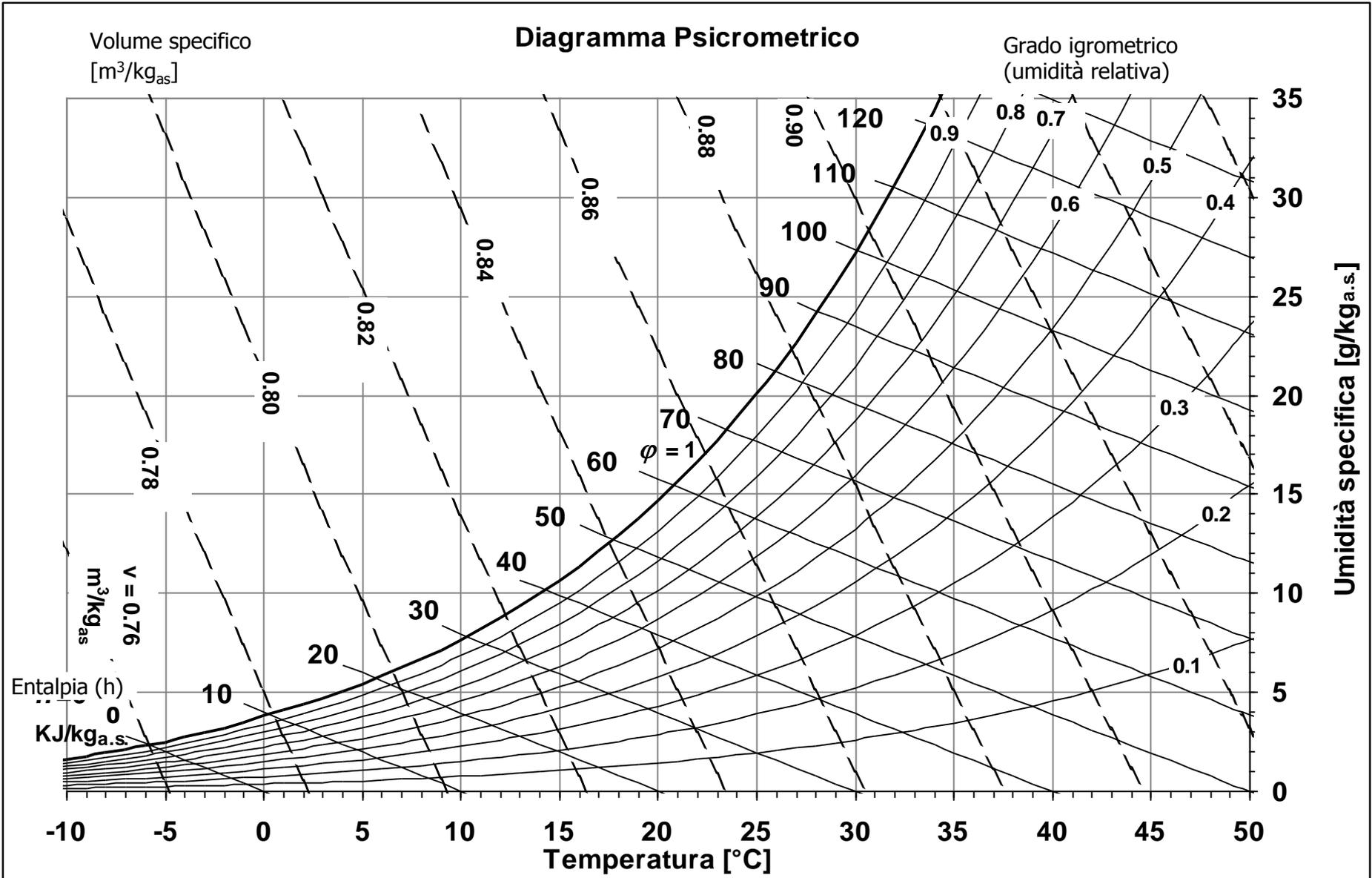


DIAGRAMMA PSICROMETRICO (ASHRAE)



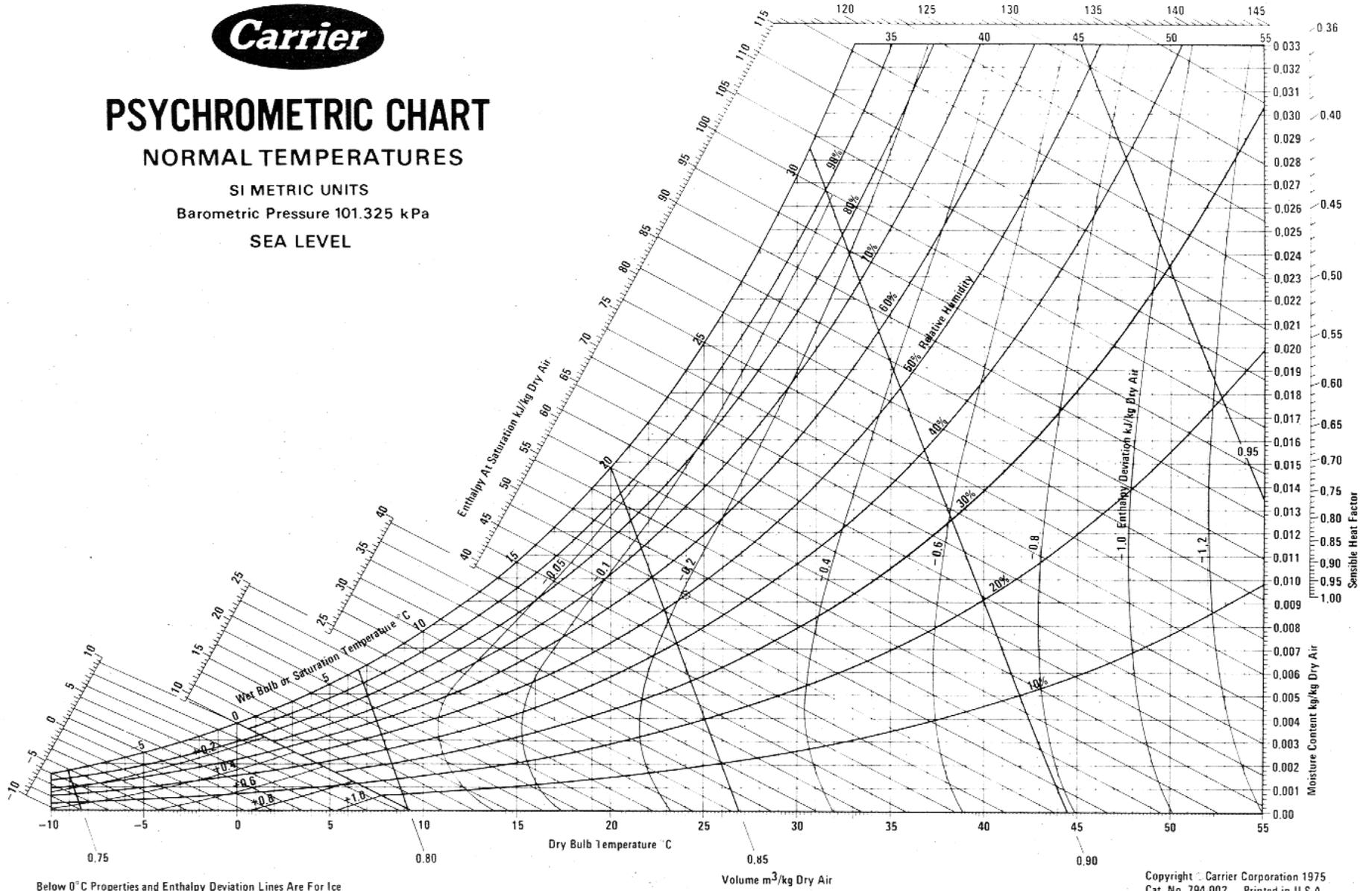
PSYCHROMETRIC CHART

NORMAL TEMPERATURES

SI METRIC UNITS

Barometric Pressure 101.325 kPa

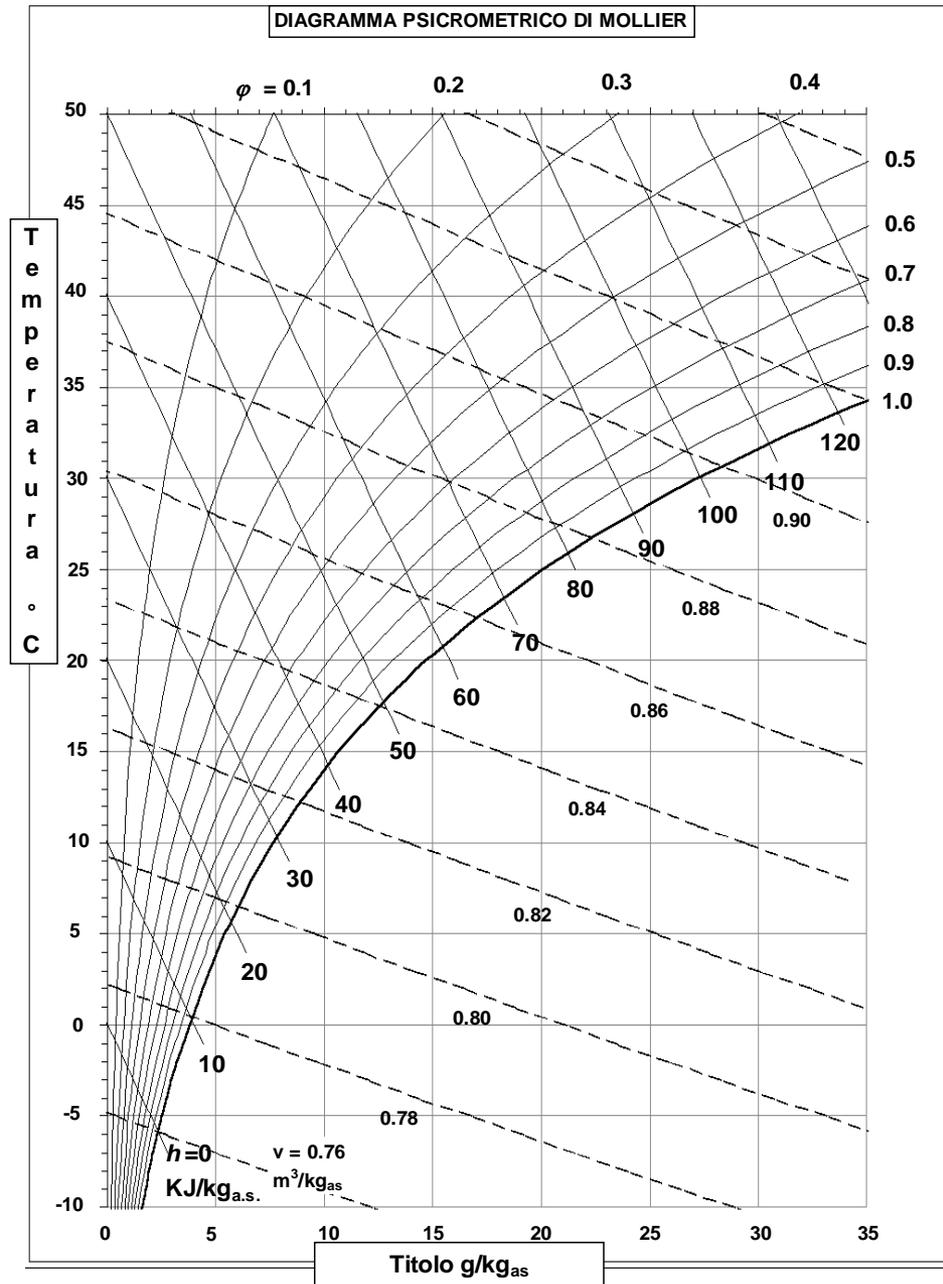
SEA LEVEL



Below 0°C Properties and Enthalpy Deviation Lines Are For Ice

Copyright © Carrier Corporation 1975
Cat. No. 794-002 Printed in U.S.A.

DIAGRAMMA PSICROMETRICO (MOLLIER)



Oltre alle equazioni di stato vi sono alcune **altre relazioni che legano le grandezze** del sistema termodinamico, esse derivano dai seguenti principi generali della fisica:

- **conservazione della massa** (Lavoisier);
- **conservazione dell'energia** (primo principio della termodinamica).

Qualsiasi sia la trasformazione termodinamica questi due principi sono sempre verificati.

SISTEMA APERTO (bilancio *ingresso - uscita*)

Bilancio di **massa dell'aria secca**

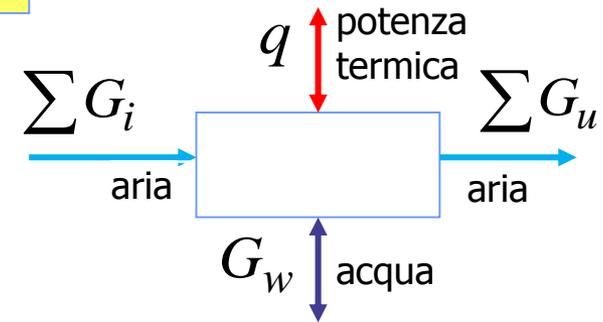
$$\sum G_{as,i} - \sum G_{as,u} = 0$$

Bilancio di **massa dell'acqua**

$$\sum G_{as,i} \cdot x_i - \sum G_{as,u} \cdot x_u + \sum G_w = 0$$

Bilancio di **potenza dell'aria umida**

$$\sum G_{as,i} \cdot h_i - \sum G_{as,u} \cdot h_u + \sum G_w \cdot h_w + q = 0$$



LEGENDA:

G = portata [kg/s]

Q = energia termica (sensibile + latente) [kJ]

$\dot{Q} = \dot{q}$ = derivata rispetto al tempo dell'energia = potenza termica (sensibile + latente) [kW]

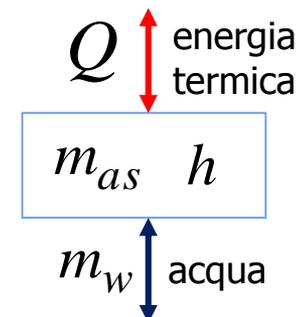
SISTEMA CHIUSO (bilancio *fine-inizio*)

Bilancio di **massa dell'acqua**

$$m_{as} \cdot x_2 = m_{as} \cdot x_1 + m_w$$

Bilancio di **energia dell'aria umida**

$$m_{as} \cdot h_2 = m_{as} \cdot h_1 + Q$$



Gli **impianti di condizionamento** realizzano **trasformazioni** termodinamiche sull'aria umida (trasformazioni psicrometriche) per ottenere le condizioni di **benessere termo-igrometrico** degli ambienti interni.

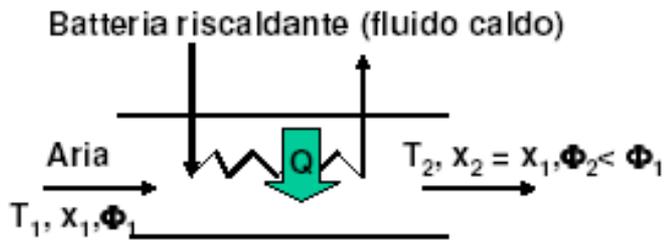
I trattamenti che avvengono negli impianti di condizionamento sono una **composizione delle trasformazioni elementari** seguenti:

- Riscaldamento sensibile;
- Raffreddamento sensibile;
- Raffreddamento con deumidificazione;
- Umidificazione a liquido;
- Umidificazione a vapore;
- Miscelamento adiabatico;

Nelle equazioni di bilancio delle trasformazioni elementari si considerano **sempre sistemi aperti**, poiché i trattamenti dell'aria avvengono di solito in **unità di trattamento** nelle quali **l'aria transita** prima di essere immessa in ambiente.

= **Aumento/riduzione della temperatura dell'aria umida mediante apporto/sottrazione di solo calore sensibile** (nessuna variazione di umidità specifica) $\rightarrow q \neq 0$; $x_u = x_i$ e $G_w = 0$.

Sul diagramma = **retta parallela all'asse delle temperature** percorsa verso destra (riscaldamento) o verso sinistra (raffreddamento) **senza intersecare la curva di saturazione.**



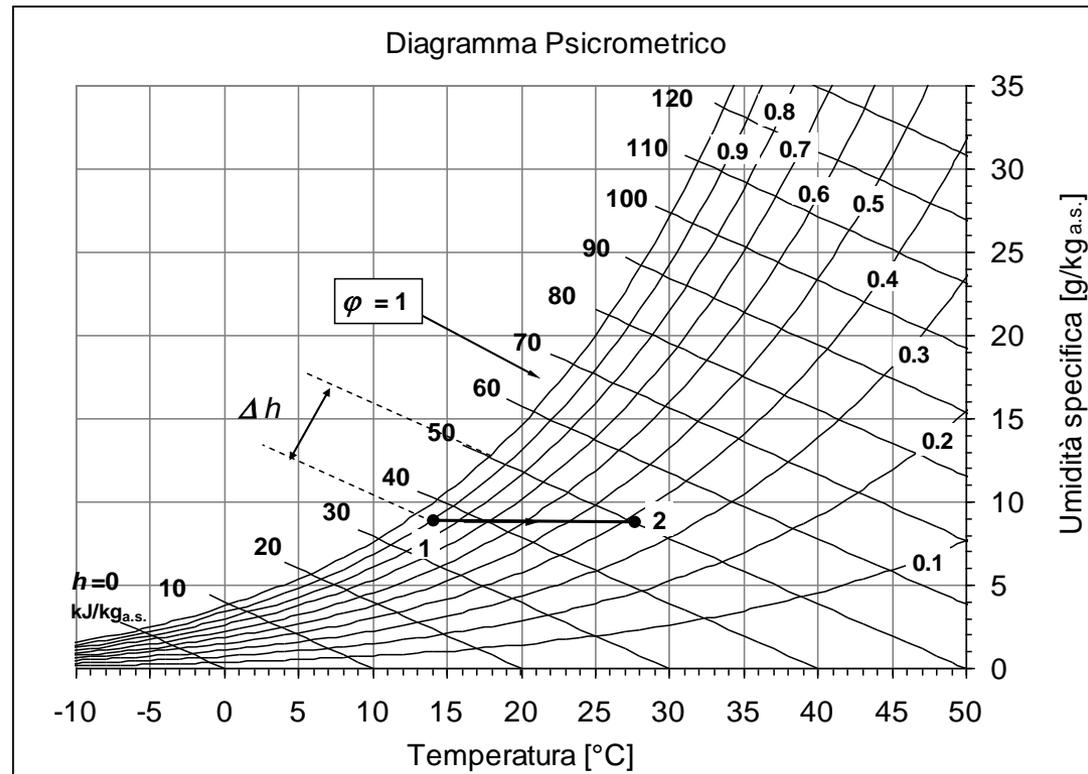
Potenza termica necessaria:

$$q = G_{as} (h_2 - h_1)$$

(>0:riscaldam; <0:raffreddam)
da cui si può ottenere h_2 e T_2 .

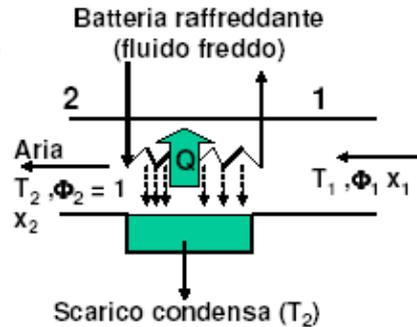
$$h_2 = h_1 + \frac{q_i}{G_{as}} = c_p \Delta T + h_1$$

$$T_2 \cong \frac{h_2 - 2500 \cdot x_2}{1 + 1,9 \cdot x_2} = T_1 + \frac{q}{G_{as} c_p}$$



= **Riduzione della temperatura e del titolo dell'aria umida mediante sottrazione di calore sensibile e calore latente** (riduzione dell'umidità specifica) $\rightarrow q < 0$; $x_u < x_i$ e $G_w < 0$.

Sul diagramma = **retta parallela all'asse delle temperature** percorsa verso sinistra **fino alla curva di saturazione**, poi **percorso lungo la curva di saturazione**.



Potenza termica necessaria:

$$q = G_{as} (h_2 - h_1) - G_w h_w$$

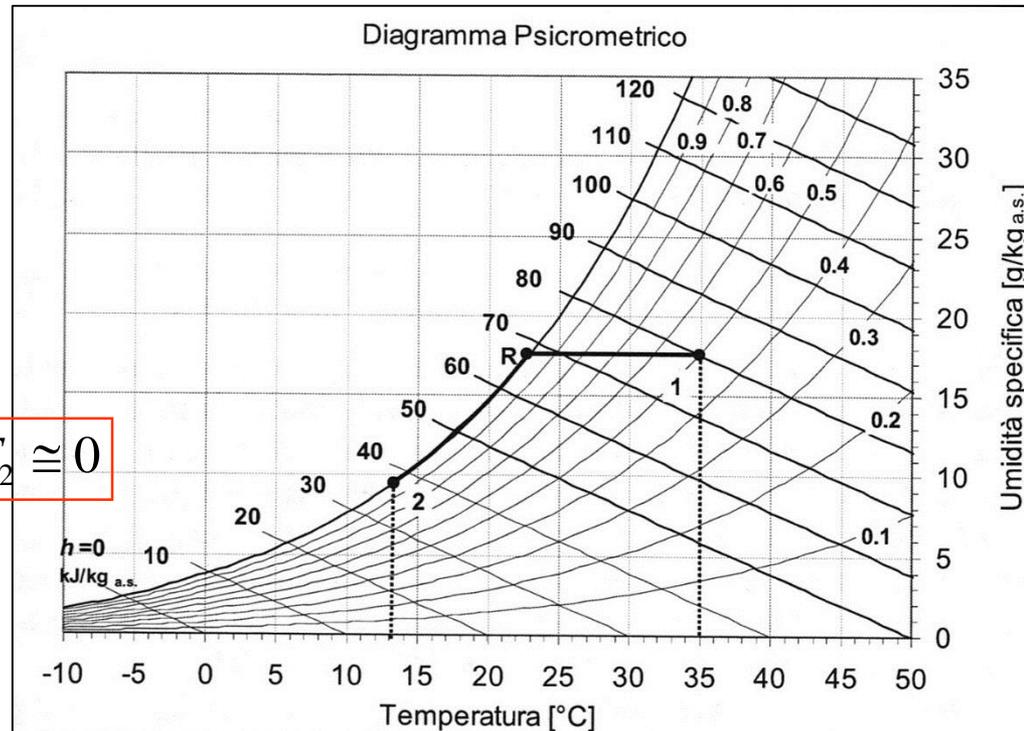
(sempre <0)

$$= G_{as} (x_2 - x_1) \cdot 4,187 T_2 \cong 0$$

da cui si può ottenere h_2 e T_2 .

$$h_2 = h_1 + \frac{q + G_w h_w}{G_{as}} \cong h_1 + \frac{q}{G_{as}}$$

$$T_2 \cong \frac{h_2 - 2500 \cdot x_2}{1 + 1,9 \cdot x_2}$$



= **Umidificazione dell'aria mediante evaporazione di acqua** (adiabatica, isoentalpica) $\rightarrow q = 0$; $x_u > x_i$ e $G_w > 0$.

Sul diagramma = **retta lungo le linee isoentalpiche** percorsa verso sinistra (fino al massimo alla curva di saturazione).

Potenza e entalpia:

$$q = 0$$

$$G_w h_w \cong 0$$

$$h_2 \cong h_1$$

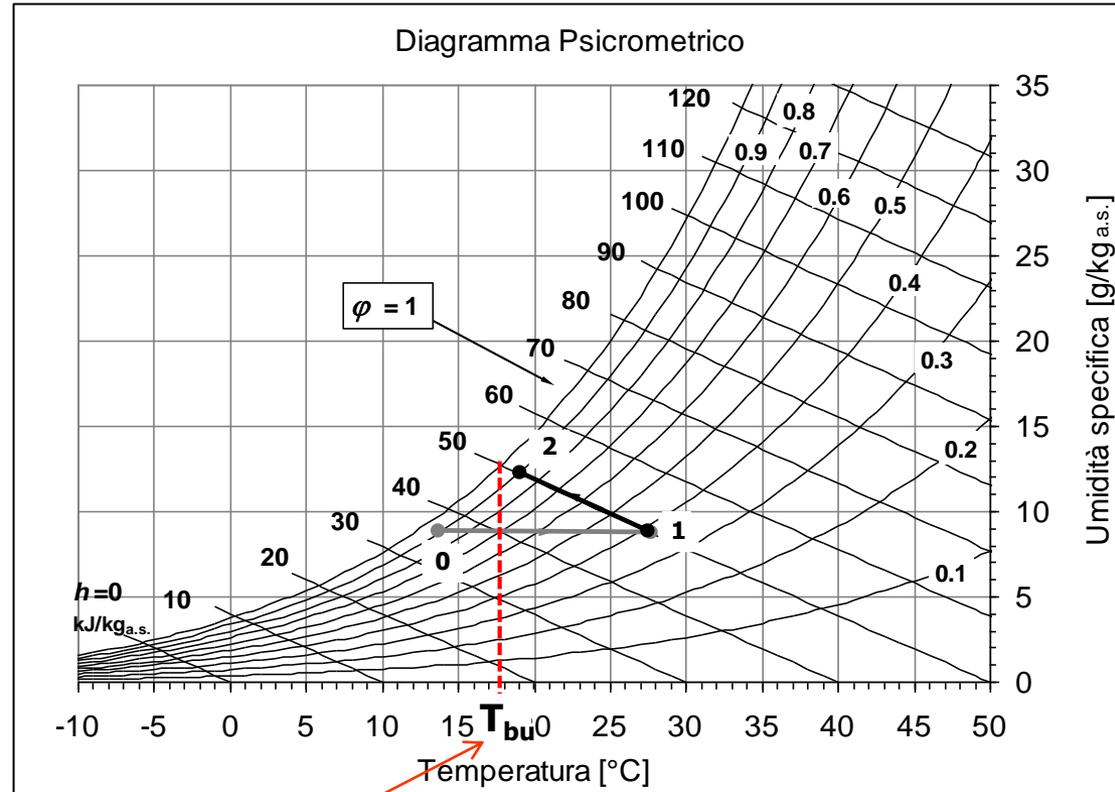
($q=0$: adiabatica

$h_2 = h_1$: isoentalpica)

da cui si può ottenere x_2 e T_2 .

$$x_2 = x_1 + \frac{G_w}{G_{as}}$$

$$T_2 \cong \frac{h - 2500 \cdot x_2}{1 + 1,9 \cdot x_2}$$



Temperatura a bulbo umido

= **Umidificazione dell'aria mediante immissione di vapore**

→ $q = 0$; $x_u > x_i$ e $G_w = G_v > 0$;

Sul diagramma = retta **quasi verticale** percorsa verso l'alto (fino al massimo alla curva di saturazione).

Potenza e entalpia:

$$q = 0$$

$$h_v = 2500 + 1,9T_v$$

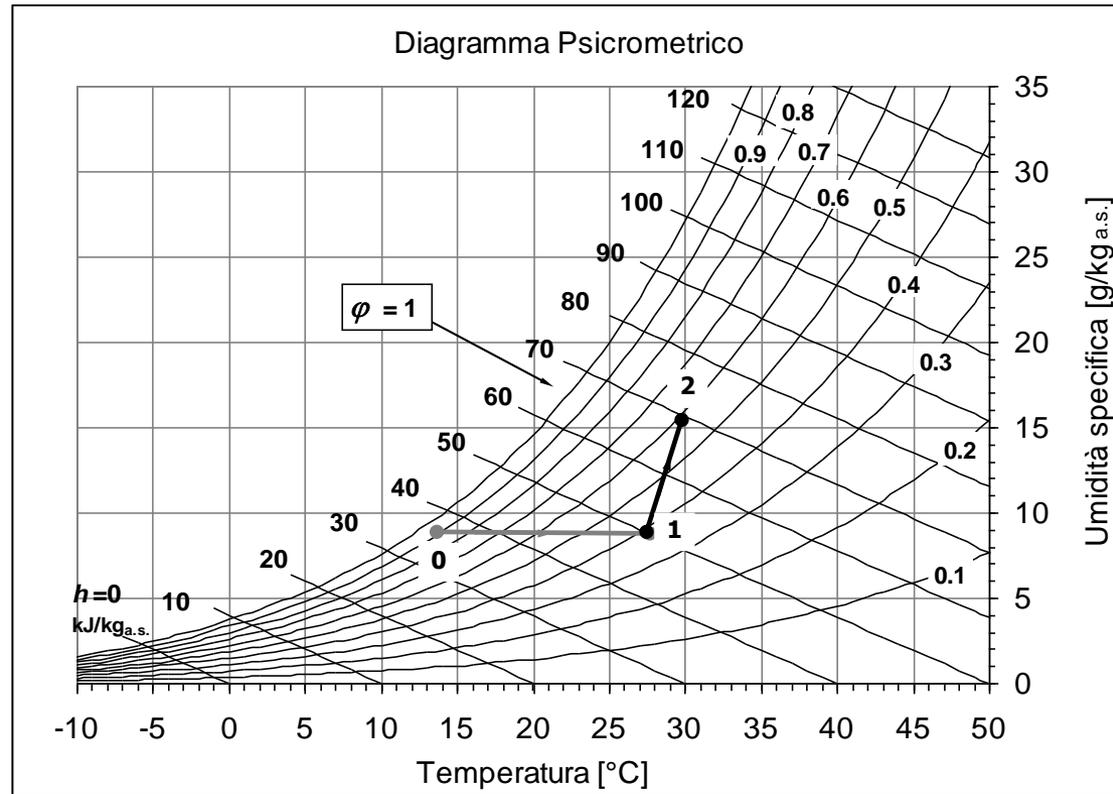
$$h_2 = h_1 + \frac{G_v}{G_{as}} h_v$$

($q=0$: adiabatica)

da cui si può ottenere x_2 e T_2 .

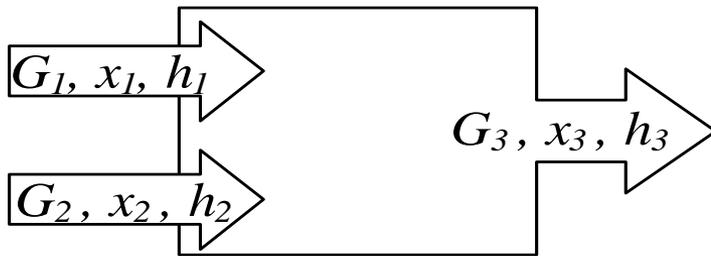
$$x_2 = x_1 + \frac{G_v}{G_{as}}$$

$$T_2 = \frac{h_2 - 2500 \cdot x_2}{1 + 1,9 \cdot x_2}$$



= **Miscelamento di due flussi d'aria umida senza apporti sensibili o latenti** $\rightarrow q = 0$ e $G_w = 0$

Sul diagramma = **punto giacente sulla retta di congiunzione dei due stati** dell'aria in ingresso (media ponderata di umidità e temperatura).



Potenza e entalpia:

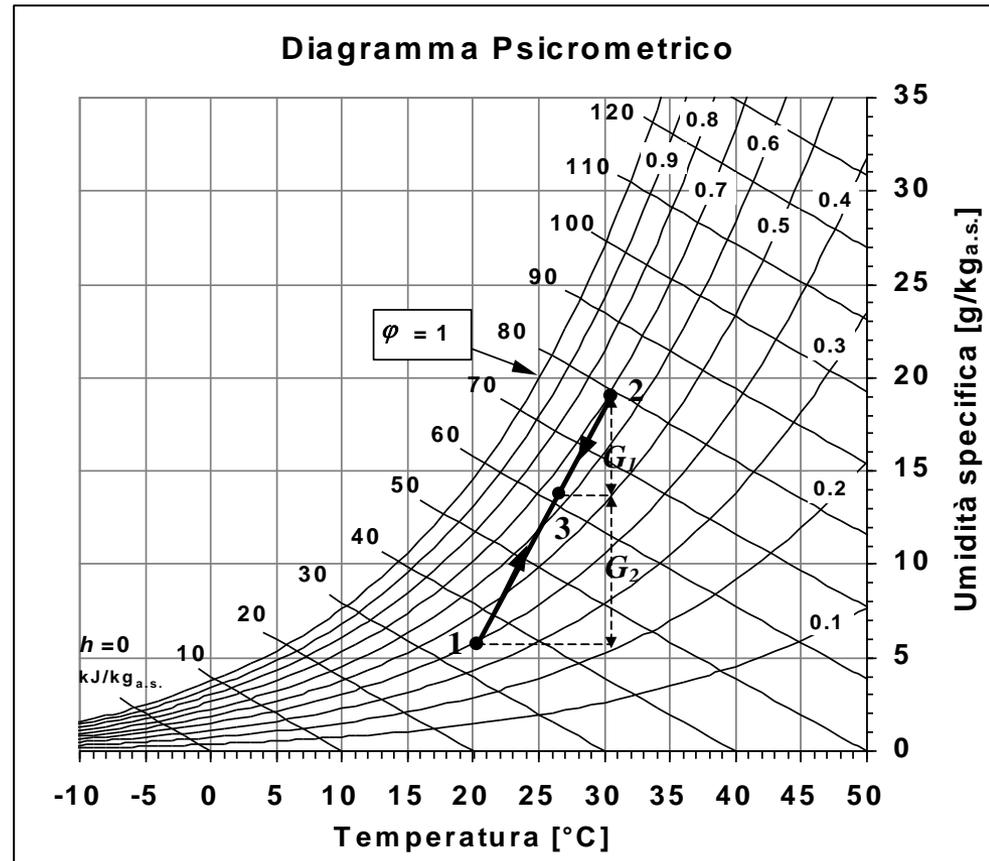
$$q = 0$$

$$h_3 = \frac{G_{as,1}h_1 + G_{as,2}h_2}{G_{as,1} + G_{as,2}}$$

($q=0$: adiabatica)

$$x_3 = \frac{G_{as,1}x_1 + G_{as,2}x_2}{G_{as,1} + G_{as,2}}$$

$$T_3 = \frac{G_{as,1}T_1 + G_{as,2}T_2}{G_{as,1} + G_{as,2}}$$



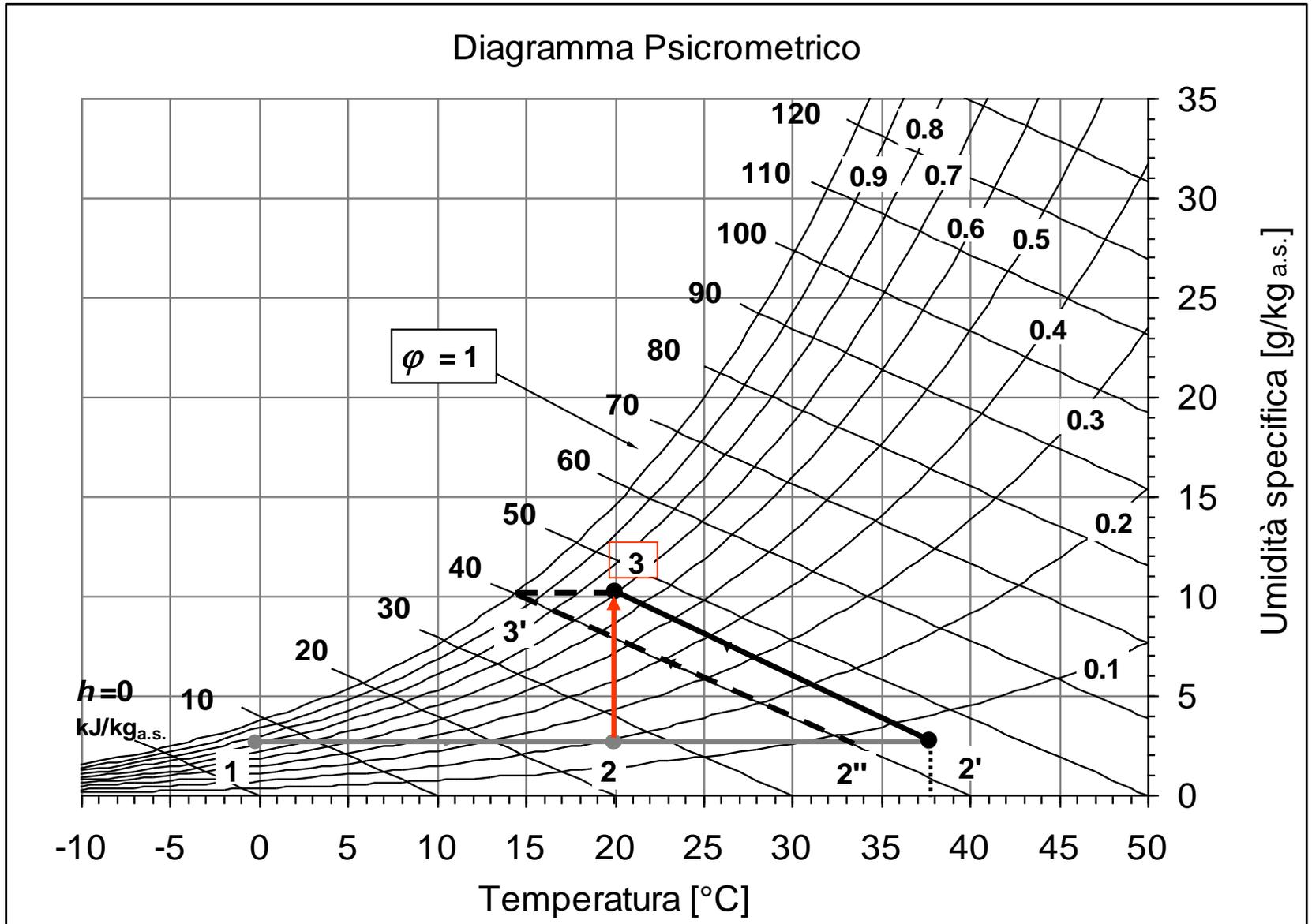
TRASFORMAZIONI COMPLESSE: CICLI INVERNALI ED ESTIVI

Gli **impianti di condizionamento** realizzano **molteplici trasformazioni** termodinamiche elementari per ottenere le condizioni di **benessere termo-igrometrico** degli ambienti interni.

Le **possibilità sono svariate** a seconda della **tipologia di impianto** presente (trattamento aria interna e/o aria esterna; recuperi di calore; ricircolo; bypass; ecc), delle **variabili** che si intendono controllare (temperatura e/o umidità relativa) e della **stagione** (inverno/estate).

A scopo esemplificativo si riportano i **cicli invernale ed estivo** di un impianto di condizionamento in grado di **controllare sia la temperatura che l'umidità relativa** dell'aria in transito.

L'obiettivo è di immettere in ambiente aria al grado termo-igrometrico voluto (temperatura ed umidità prefissate), al fine di effettuare un climatizzazione confortevole dell'ambiente ed un corretto ricambio d'aria.



Nella **stagione invernale** si presenta la seguente situazione:

- l'**aria esterna** (punto 1) si trova a temperatura bassa ($-10 \rightarrow 10$ °C) con umidità relativa medio-alta (50-90%), quindi nell'angolo in basso a sinistra del diagramma.
- l'**aria di immissione** (punto 3), ossia l'aria che vogliamo immettere in ambiente alla fine delle trasformazioni, è fissata a temperatura ambiente (20°C) oppure a temperature superiori per gli impianti a tutt'aria (fino a 30°C), con umidità relativa medio-alta (50-80%). La scelta del punto esatto dipende dai carichi termici sensibili e latenti che è necessario compensare al fine di mantenere il comfort (si farà ad impianti).

L'**obiettivo** è di portare l'aria dal punto 1 al punto 3 mediante opportune trasformazioni. Ci sono varie possibilità, ma per tutte **sarà necessario un apporto di calore sensibile (calore) e di calore latente (vapore)**.

Possibilità 1:

- **Riscaldamento** fino al punto 2;
- **Umidificazione a vapore** fino al punto 3.

Vantaggi: semplice.

Svantaggi: necessita di un generatore di vapore.

Possibilità 2:

- **Riscaldamento** fino al punto 2';
- **Umidificazione adiabatica** fino al punto 3.

Vantaggi: semplice (2 trasformazioni), non necessita di vapore.

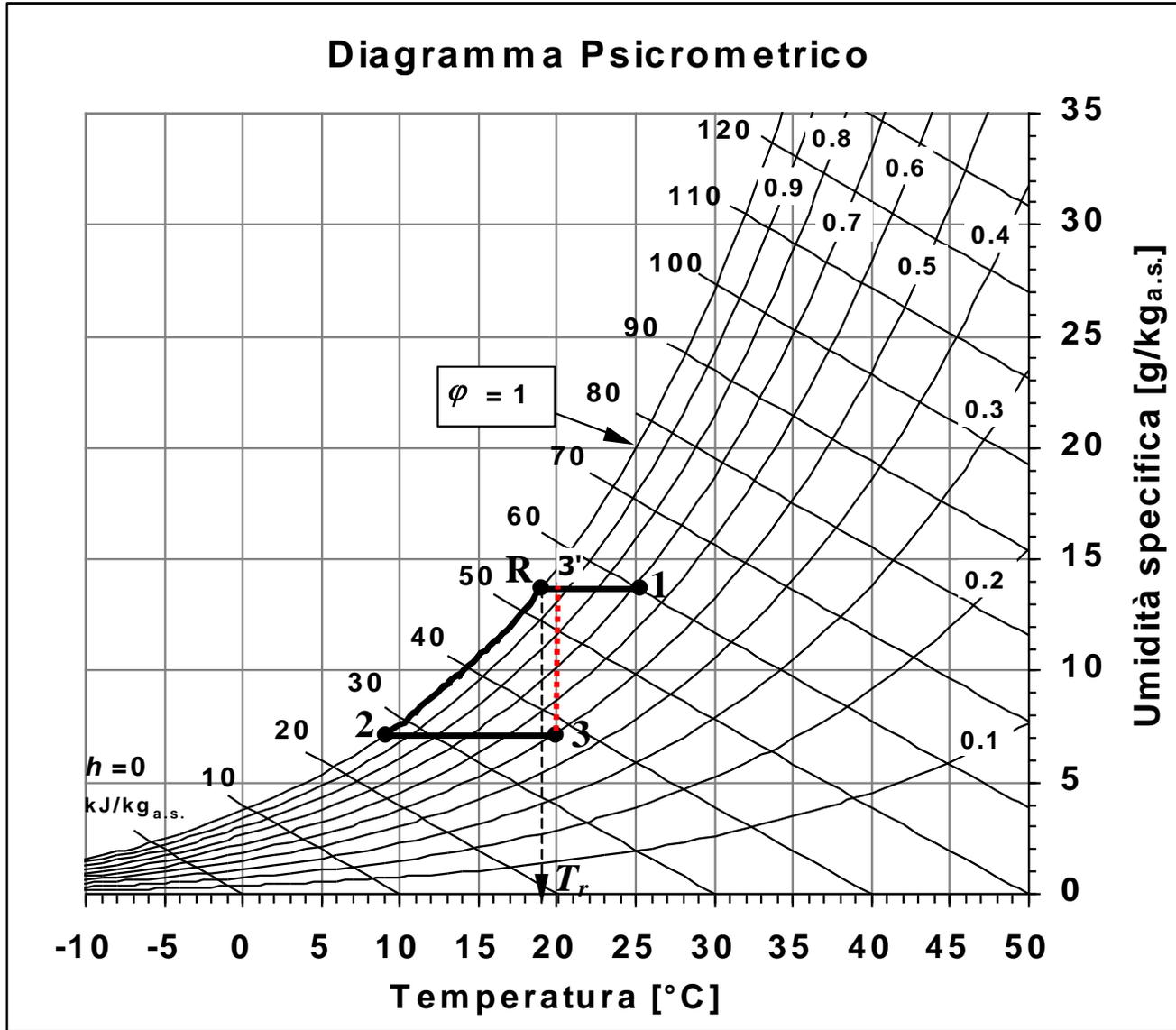
Svantaggi: poco fattibile (non esistono umidificatori adiabatici così precisi tali da fermare l'umidificazione nel punto 3, quelli esistenti umidificano fino alla saturazione o quasi $UR = 95\%$).

Possibilità 3:

- **Pre-riscaldamento** fino al punto 2";
- **Umidificazione adiabatica** fino al punto 3';
- **Post-riscaldamento** fino al punto 3.

Vantaggi: non necessita di vapore ed è fattibile perché si umidifica adiabaticamente fino alla saturazione.

Svantaggi: più articolata (3 trasformazioni).



Nella **stagione estiva** si presenta la seguente situazione:

- l'**aria esterna** (punto 1) si trova a temperatura elevata ($>26^{\circ}\text{C}$) con umidità relativa medio-alta (50-80%), quindi nella parte alta del diagramma.
- l'**aria di immissione** (punto 3), ossia l'aria che vogliamo immettere in ambiente alla fine delle trasformazioni, è fissata a temperatura ambiente (26°C) oppure a temperature inferiori per gli impianti a tutt'aria (fino a 18°C), con umidità relativa medio-bassa (30-50%). La scelta del punto esatto dipende dai carichi termici sensibili e latenti che è necessario compensare al fine di mantenere il comfort (si farà ad impianti).

L'**obiettivo** è di portare l'aria dal punto 1 al punto 3 mediante opportune trasformazioni. Questa volta c'è una sola alternativa.

Unica possibilità:

- **Raffreddamento con deumidificazione**, dapprima fino al punto R e poi, continuando il raffreddamento, lungo la curva di saturazione fino al punto 2.
- **Post-riscaldamento** fino al punto 3.

Il controllo termo-igrometrico esatto nel periodo estivo implica la presenza di un post-riscaldamento. Ciò introduce fabbisogni energetici ulteriori (prima si raffredda di più e poi si deve riscaldare) e problematiche impiantistiche (si deve produrre caldo anche d'estate).

Per ovviare a tali inconvenienti si possono utilizzare **due strade**:

- il calore del post-riscaldamento si ricava gratuitamente da fonte rinnovabile o come scarto da altri processi (esempio: calore di recupero delle pompe di calore, ved. slide impianti).
- si rinuncia al controllo esatto dell'umidità relativa e si corregge solo la temperatura fino al punto 3'.

Per la climatizzazione di un locale si vuole immettere un flusso d'aria $G = 250 \text{ m}^3/\text{h}$ alle seguenti condizioni:

$$T_{\text{imm}} = 22^\circ\text{C}$$

$$\text{UR}_{\text{imm}} = 60\%$$

L'aria viene prelevata dall'esterno alle seguenti condizioni:

$$T_e = 4^\circ\text{C}$$

$$\text{UR}_e = 80\%$$

Considerando di effettuare un ciclo composto da pre-riscaldamento, umidificazione adiabatica (fino ad $\text{UR}=90\%$) e post-riscaldamento, determinare (sia mediante il metodo analitico che grafico):

- 1) Temperatura ($T_{3'}$) e umidità assoluta ($x_{3'}$) di fine umidificazione.
- 2) Temperatura ($T_{2''}$) e umidità assoluta ($x_{2''}$) di fine pre-riscaldamento.
- 3) L'entalpia dell'aria esterna (h_e) e quella di immissione (h_{imm}).
- 4) La potenza termica necessaria per le trasformazioni (q_{tot}).

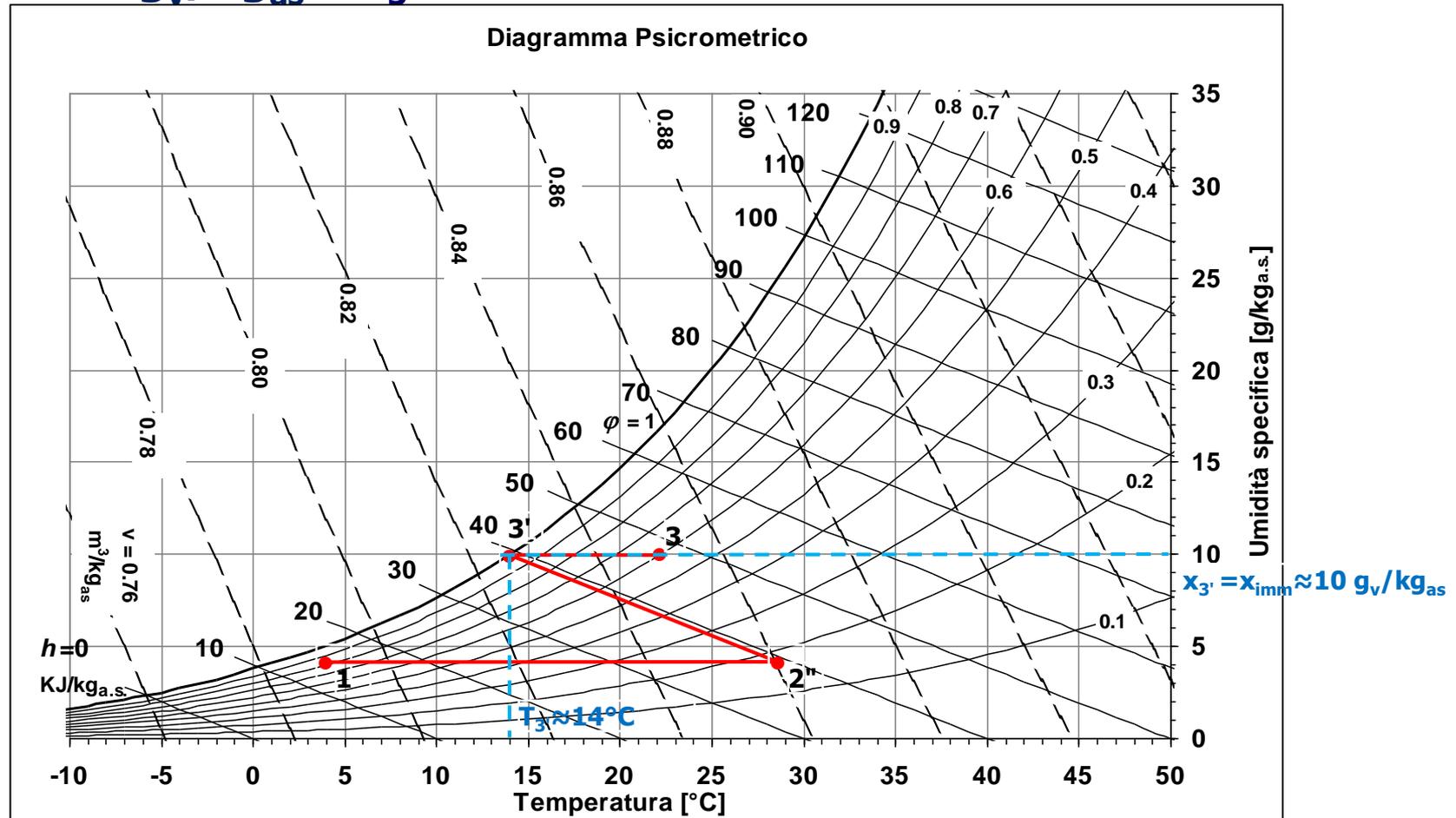
SVOLGIMENTO

1) Temperatura ($T_{3'}$) e umidità assoluta ($x_{3'}$) di fine umidificazione - Metodo grafico.

$x_{3'} = x_{imm}$ è l'umidità specifica del punto di immissione.

$T_{3'}$ è la temperatura che si ha nel punto con UR=90% e $x=x_{imm}$.

$x_{3'} \approx 10 \text{ g}_v/\text{kg}_{as}$ $T_{3'} \approx 14 \text{ }^\circ\text{C}$



SVOLGIMENTO

1) Temperatura ($T_{3'}$) e umidità assoluta ($x_{3'}$) di fine umidificazione - Metodo analitico.

$x_{3'} = x_{imm}$ è l'umidità specifica del punto di immissione.

$$x_{imm} = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_{v,imm,sat}}{p_{tot} - \varphi \cdot p_{v,imm,sat}} \quad \text{dove: } p_{v,imm,sat} = 610,5 \cdot e^{\frac{17,269 \cdot T_{imm}}{T_{imm} + 237,3}} = 610,5 \cdot e^{\frac{17,269 \cdot 22}{22 + 237,3}} = 2642 \text{ Pa}$$

quindi:

$$x_{3'} = x_{imm} = 0,622 \cdot \frac{0,6 \cdot 2642}{101325 - 0,6 \cdot 2642} = \boxed{9,88 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}}$$

$T_{3'}$ è la temperatura di rugiada a umidità assoluta $x=x_{imm}$ (cioè $p_v=p_{v,imm}$). La pressione di vapore nel punto di immissione si calcola a partire dalla definizione di grado igrometrico:

$$p_{v,imm} = \varphi_{imm} \cdot p_{v,imm,sat} = 0,6 \cdot 2642 = 1585 \text{ Pa}$$

Quindi....

$$T_{3'} = \frac{237,3 \cdot \ln\left(\frac{p_{v,imm}}{610,5}\right)}{17,269 - \ln\left(\frac{p_{v,imm}}{610,5}\right)} = \frac{237,3 \cdot \ln\left(\frac{1585}{610,5}\right)}{17,269 - \ln\left(\frac{1585}{610,5}\right)} = \frac{226,4}{16,31} = \boxed{13,9 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

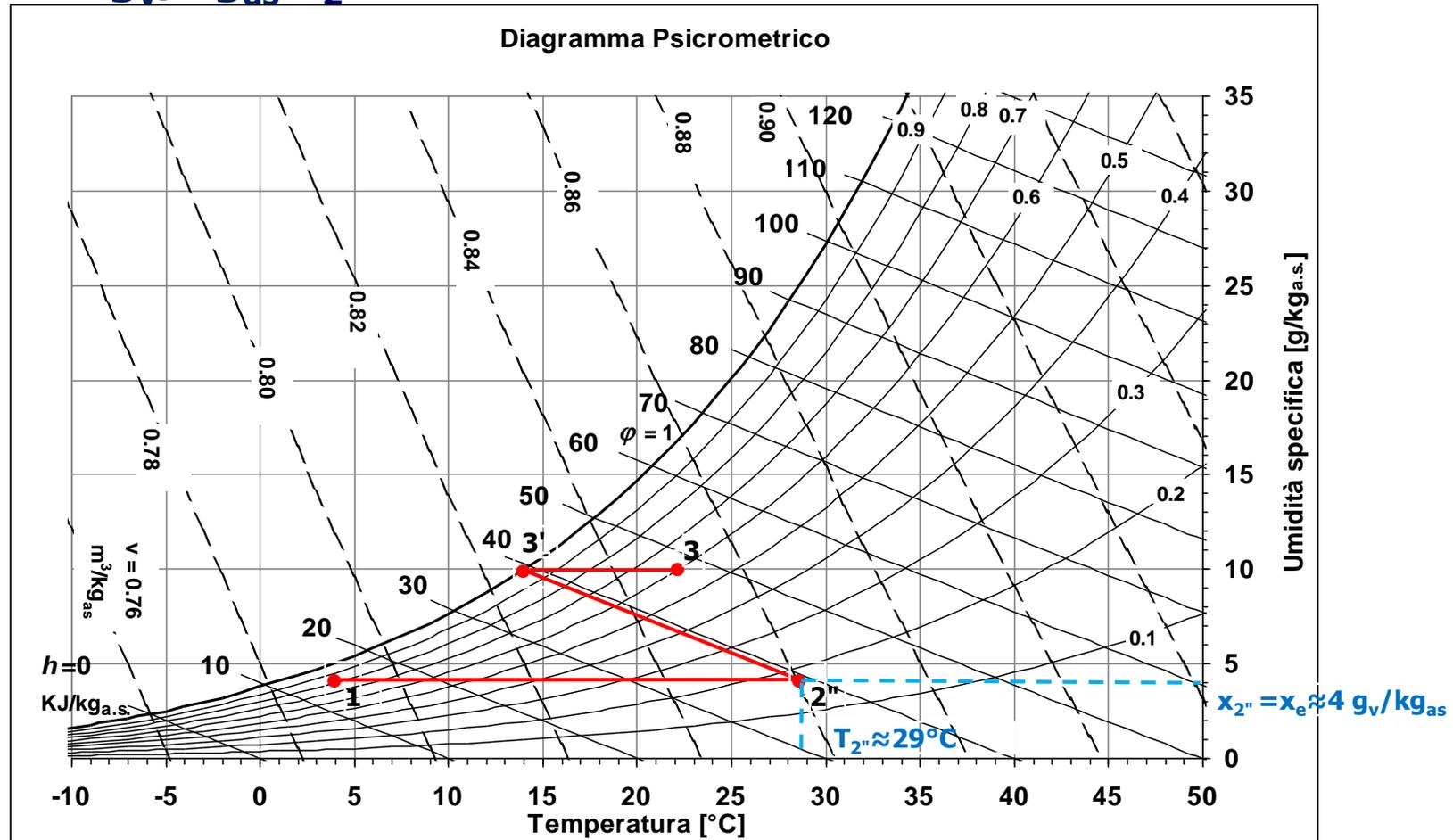
SVOLGIMENTO

2) Temperatura ($T_{2''}$) e umidità assoluta ($x_{2''}$) di fine pre-riscald. - Metodo grafico.

$x_{2''} = x_e$ è l'umidità specifica dell'aria esterna.

$T_{2''}$ è la temperatura che si ha nel punto con $x=x_e$ e $h=h_3$.

$x_{2''} \approx 4 \text{ g}_v/\text{kg}_{as}$ $T_{2''} \approx 29 \text{ }^\circ\text{C}$



SVOLGIMENTO

2) Temperatura ($T_{2''}$) e umidità assoluta ($x_{2''}$) di fine pre-riscald. - Metodo analitico.

$x_{2''} = x_e$ è l'umidità specifica dell'aria esterna.

$$x_e = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_{v,e,sat}}{p_{tot} - \varphi \cdot p_{v,e,sat}}$$

Dove $p_{v,e,sat}$ si calcola come segue con $T=T_e$:

$$p_{v,e,sat} = 610,5 \cdot e^{\frac{17,269 \cdot T_e}{T_e + 237,3}} = 610,5 \cdot e^{\frac{17,269 \cdot 4}{4 + 237,3}} = 812,8 \text{ Pa}$$

Quindi:

$$x_e = x_{2''} = 0,622 \cdot \frac{0,8 \cdot 812,8}{101325 - 0,8 \cdot 812,8} = 4,02 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}_v}{\text{kg}_{as}}$$

$T_{2''}$ è la temperatura che si ha nel punto con $x=x_e$ e $h=h_{3'}$. L'entalpia $h_{3'}$ è:

$$h_{3'} \cong T_{3'} + x_{3'} \cdot (2500 + 1,9 \cdot T_{3'}) = 13,9 + 9,88 \cdot 10^{-3} \cdot (2500 + 1,9 \cdot 13,9) = 38,86 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}}$$

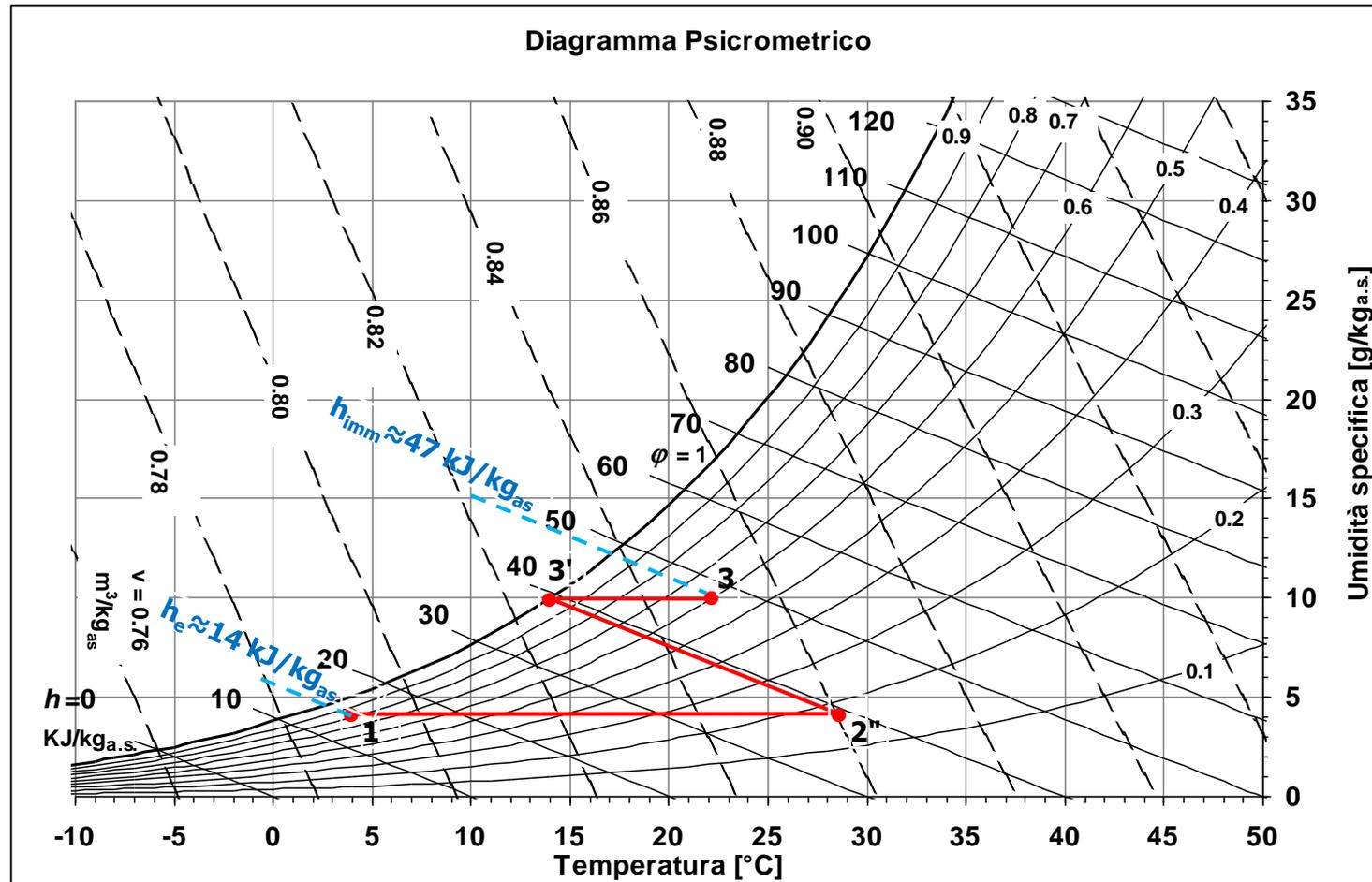
Invertendo la formula dell'entalpia si trova:

$$T_{2''} \cong \frac{h_{3'} - 2500x_e}{1 + 1,9x_e} = \frac{38,86 - 2500 \cdot 4,02 \cdot 10^{-3}}{1 + 1,9 \cdot 4,02 \cdot 10^{-3}} = 28,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

SVOLGIMENTO

3) L'entalpia dell'aria esterna (h_e) e quella di immissione (h_{imm}) - Metodo grafico.

$$h_e \approx 14 \text{ kJ/kg}_{as} \quad h_{imm} \approx 47 \text{ kJ/kg}_{as}$$



SVOLGIMENTO

3) L'entalpia dell'aria esterna (h_e) e quella di immissione (h_{imm}) - Metodo analitico.

$$h_e \cong T_e + x_e (2500 + 1,9 \cdot T_e) = 4 + 4,02 \cdot 10^{-3} \cdot (2500 + 1,9 \cdot 4) = \boxed{14,08 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}}}$$

$$h_{imm} \cong T_{imm} + x_{imm} (2500 + 1,9 \cdot T_{imm}) = 22 + 9,88 \cdot 10^{-3} \cdot (2500 + 1,9 \cdot 22) = \boxed{47,11 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{as}}}$$

4) La potenza termica necessaria per le trasformazioni (q_{tot}) - Metodo analitico.

$$q_{tot} = G_{as[kg/s]} \cdot (h_{imm} - h_e)$$

Dove:

$$G_{as[kg/s]} = \frac{\rho_{as}}{3600} \cdot G_{as[m^3/h]} = \frac{1,2}{3600} \cdot 250 = 0,083 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Quindi:

$$q_{tot} = 0,083 \cdot (47,11 - 14,08) = \boxed{2,74 \text{ kW}}$$