

TERMODINAMICA DELL'ARIA UMIDA

1.1 DEFINIZIONI

L'aria atmosferica contiene un gran numero di componenti aereiformi, tra i quali il vapor d'acqua, la cui presenza influenza le condizioni di benessere fisiologico dell'organismo umano.

Nella tecnica degli impianti di climatizzazione è consuetudine fare riferimento all' "aria secca" costituita solamente da azoto e ossigeno, e all' "aria umida", costituita da aria secca e da vapor d'acqua.

Il vapor d'acqua è generalmente presente allo stato di vapore surriscaldato (o saturo) a valori di pressione parziale piccoli rispetto alla pressione totale del miscuglio (dell'ordine di qualche centesimi di bar): ciò consente di poterlo considerare un gas ideale.

Si può dunque scrivere per il miscuglio aria secca – vapore d'acqua relazione di Dalton:

$$p_v + p_s = p \quad (1.1)$$

ove:

p_a = pressione parziale dell'aria secca;

p_v = pressione parziale del vapore;

p = pressione totale.

La massa molecolare e la costante dei gas "aria secca" e "vapor d'acqua" risultano:

aria secca	vapor d'acqua	
$M_a \cong 29$	$M_v \cong 18$	[kg/kmole]
$R_a \cong 0.287$	$R_v \cong 0.461$	[kJ/kgK]

Nello studio dell'aria umida si introduce la grandezza umidità relativa i , definita come il rapporto tra la pressione parziale del vapore (p_v) e la pressione a saturazione (p_s), rimanendo la temperatura costante:

$$i = p_v / p_s \quad (1.2)$$

Si definisce umidità specifica x dell'aria umida il rapporto:

$$x = \frac{M_v}{M_a} \quad [\text{kg}_v/\text{kg}_a] \quad (1.3)$$

ove M_v ed M_a rappresentano rispettivamente la massa di vapore e d'aria secca

presente nel miscuglio.

E' possibile ricavare un legame funzionale tra x ed i , considerando l'aria secca e il vapor acqueo gas ideali.

Con riferimento al volume V [m³] occupato dal miscuglio si può scrivere:

per l'aria secca:
$$p_a V = M_a R_a T \quad (1.4)$$

per il vapor acqueo:
$$p_v V = M_v R_v T \quad (1.5)$$

da cui:

$$\frac{p_v}{p_a} = \frac{M_v}{M_a} \frac{R_v}{R_a} \quad (1.6)$$

e, infine dalla (1.6) e (1.2):

$$x = 0.622 \frac{p_v}{p_a} = 0.622 \frac{i p_s}{p - i p_s} \quad (1.7)$$

con p pressione totale del miscuglio.

La (1.7) mostra che il contenuto igrometrico dell'aria dipende, a parità di valori di i e di p_s (cioè di temperatura), dalla pressione totale del miscuglio p . Questa osservazione ha un'importanza considerevole negli impianti di climatizzazione, in quanto, sempre a parità di valori di i e di T , il valore di x viene a dipendere dalla quota H sul livello del mare al quale si trova l'aria considerata

1.2 LA FUNZIONE DI STATO ENTALPIA

La temperatura dell'aria nelle usuali applicazioni di condizionamento varia mediamente da circa -10°C a circa +50°C, e in questo campo di valori l'aria secca può considerarsi come un gas ideale con calore specifico a pressione costante $c_{pa} = 1.006$ kJ/(kg K) commettendo un errore inferiore al 0.2 %.

Se si prende come temperatura di riferimento 0 °C, la variazione di entalpia dell'aria secca può esprimersi mediante la relazione:

$$h = c_{pa} t \quad \text{kJ/kg}_a \quad (1.8)$$

Poiché anche il vapore d'acqua può essere considerato come un gas perfetto, la sua entalpia è solo funzione della temperatura come anche illustrato in fig. 1.1. Ne segue che l'entalpia del vapore d'acqua contenuto nell'aria si può considerare uguale all'entalpia (r_0) del vapore saturo secco alla stessa temperatura. In particolare, alla temperatura di 0°C, tale valore è pari a 2501 kJ/kg.

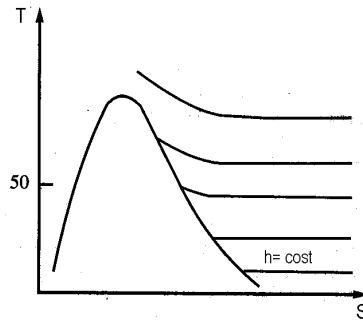


Fig. 1.1 Variazione dell'entalpia per un vapore surriscaldato

Inoltre per tenere conto della variazione di entalpia del vapore ad una temperatura diversa da 0°C si considera il termine ($c_{pv} t$) essendo c_{pv} il calore specifico medio del vapore d'acqua che risulta pari a 1.875 kJ/(kgK).

In definitiva l'entalpia del vapore è espressa dai seguente due contributi:

$$h_v = r_0 + c_{pv} t \quad \text{kJ/kg}_v \quad (1.9)$$

Poiché aria secca e vapore d'acqua costituiscono una miscela di gas ideali, l'entalpia di un tale miscuglio (h_m) è ottenuta come somma delle entalpie dei singolo componenti:

$$M_m h_m = M_a h_a + M_v h_v \quad \text{kJ/kg}_m \quad (1.10)$$

ove:

M_m : massa del miscuglio;

M_a : massa di aria secca;

M_v : massa di vapore.

Riferendoci al chilogrammo di aria secca, la (1.10) diventa:

$$\frac{M_m}{M_a} h_m = h = h_a + \frac{M_v}{M_a} h_v = h_a + x h_v \quad \text{kJ/kg}_a \quad (1.11)$$

In definitiva, ricordando la (1.8) e (1.9), l'entalpia è espressa dalla seguente relazione:

$$h = c_{pa} t + (r_0 + c_{pv} t) x \quad (1.12)$$

Sostituendo nella (1.12) i valori numerici si ottiene:

$$h = 1.006 t + (2501 + 1.875 t) x \quad (1.13)$$

Dalla (1.13) si deduce che, in una trasformazione isoterma, la relazione tra entalpia e umidità specifica è rigorosamente lineare.

Si riscriva la (1.12) nella seguente forma:

$$x = \frac{h - c_{pa} t}{r_0 + c_{pv} t} \quad (1.14)$$

dove $r_0 + c_{pv} t \approx \text{cost}$, essendo $r_0 \gg c_{pv} t$ nelle usuali condizioni. Ne segue che, in una trasformazione isoentalpica, la relazione tra umidità specifica e temperatura può

essere considerata lineare con una sufficiente approssimazione.

Infine, può essere conveniente esprimere il calore specifico dell'aria umida; dalla (1.12) si ottiene:

$$c_{pu} = \left(\frac{\partial h}{\partial t}\right)_p = c_{pa} + x \cdot c_{pv} \quad (1.15)$$

La (1.15) mostra che c_{pu} è la media ponderale tra i calori specifici a pressione costante dell'aria secca e del vapore, e dipende dal contenuto igrometrico del vapore.

L'entalpia dell'aria umida, tenendo conto della (1.15) può pertanto così esprimersi:

$$h = c_{pu}t + r_0x \quad (1.16)$$

1.3 DIAGRAMMA PSICROMETRICO

Le proprietà dell'aria umida trovano rappresentazione grafica generale nei diagrammi psicrometrici nella forma elaborata dall'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers). Questi utilizzano come assi ortogonali la temperatura (ascisse) e l'umidità specifica (ordinate).

Il processo di costruzione del diagramma ASHRAE è schematizzato in fig. 1.2.

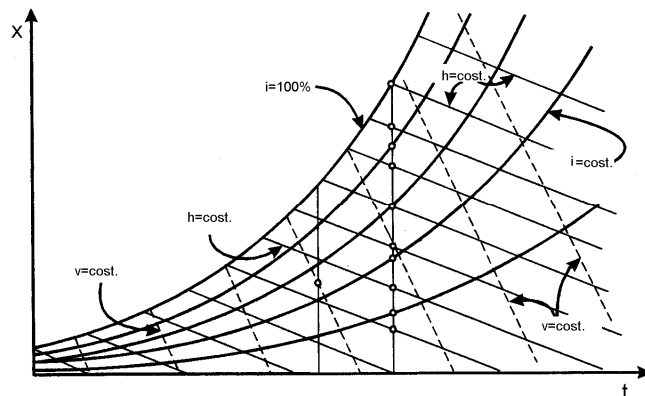
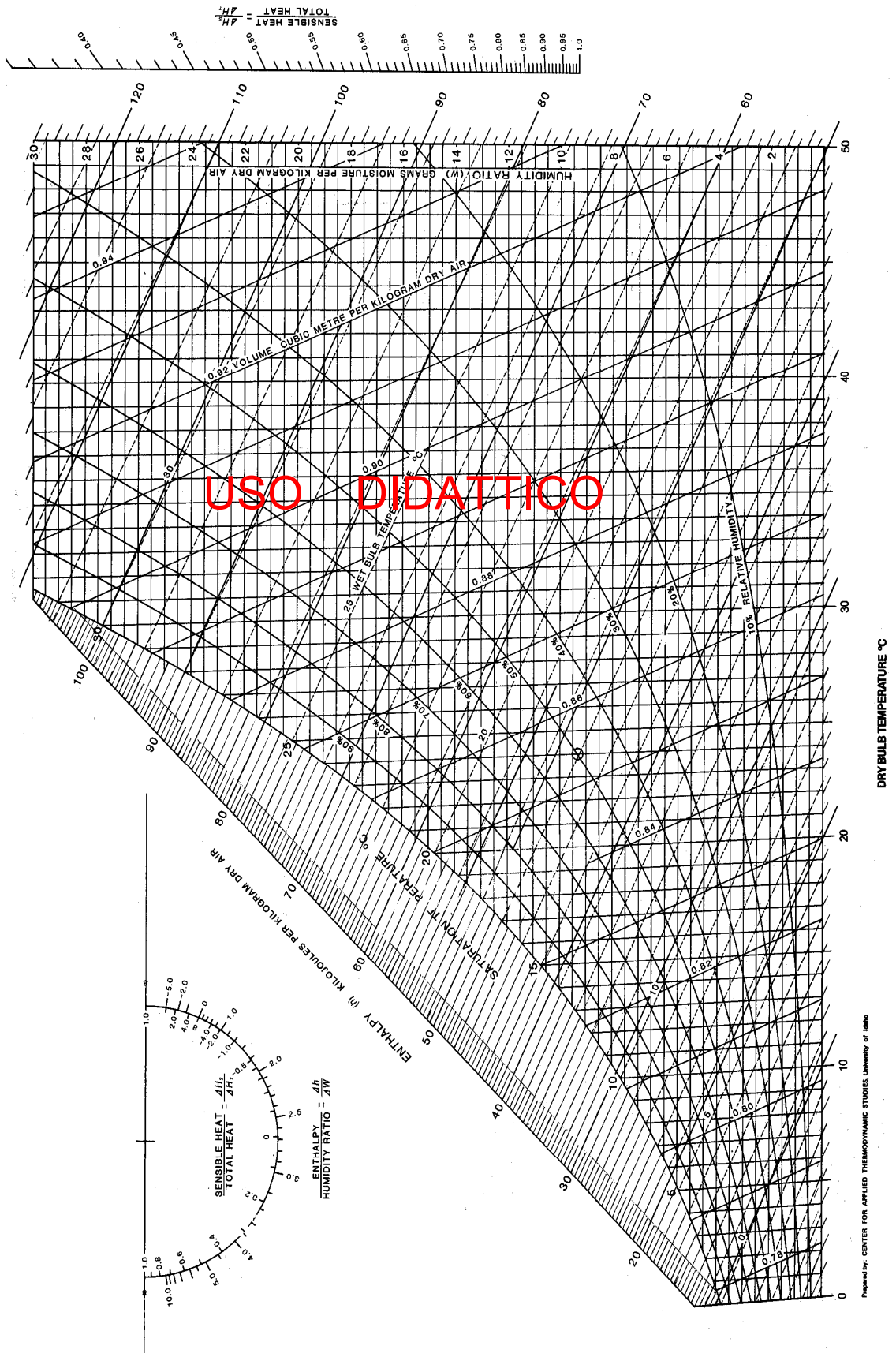


Fig. 1.2 Diagramma psicrometrico

Sostituendo nella (1.7) i valori della pressione di saturazione $p_s=p_s(t)$, corrispondenti alle varie isoterme, è possibile individuare su di esse le ordinate dei punti appartenenti alle curve ad $i=cost.$ Per $i=100\%$, si ottiene la curva di saturazione.

Le $h=cost.$ sono ottenute in base alla (1.14) che, per ogni temperatura, consente di individuare sulle isoterme dei punti appartenenti alle curve ad entalpia costante. Poiché in una trasformazione isoentalpica la relazione tra x e t può essere considerata quasi lineare, le isoentalpiche su questo diagramma hanno un andamento quasi rettilineo e, per $c_{pa} \approx cost.$, sono parallele tra loro.



USO DIDATTICO

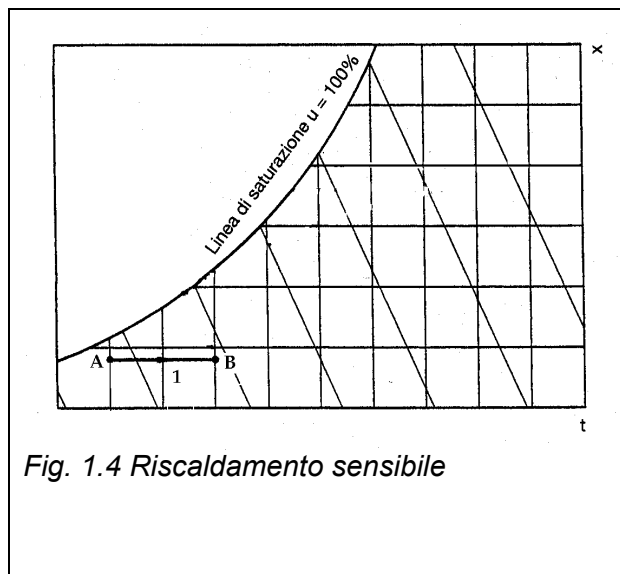
Fig. 1.4 Diagramma psicrometrico

L'ASHRAE ha normalizzato sette tipi di diagrammi numerati da 1 a 7. Le carte 1÷4 sono riferite al livello del mare (1.013 bar) e coprono il campo di temperature $-40\text{ }^{\circ}\text{C} \div +200\text{ }^{\circ}\text{C}$, le altre tre carte sono riferite alle tre quote s.l.m.: 750 m, 1500 m e 2250 m. In fig. 1.3 si riporta la carta numero 1 che copre il campo di temperature $0 \div +50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

1.4 TRASFORMAZIONI FONDAMENTALI DELL'ARIA

Qui di seguito si riportano le principali trasformazioni dell'aria, che si attuano negli impianti di condizionamento.

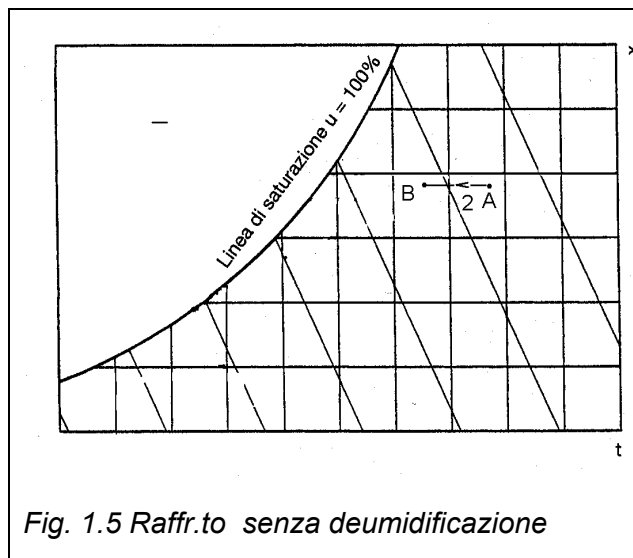
Riscaldamento



Quando l'aria viene riscaldata a pressione totale costante, ad esempio mediante una batteria ad acqua calda, senza variarne la sua umidità specifica, si dice che si è attuato un "riscaldamento sensibile" (fig. 1.4). All'aumento di temperatura corrisponde un flusso termico positivo (poiché ceduto all'aria) pari a:

$$\Phi_s = G (h_B - h_A) = G c_{pa} (t_B - t_A) \quad (1.17)$$

Raffreddamento



Nel raffreddamento dell'aria umida a pressione totale costante, resta costante la pressione parziale del vapore mentre diminuisce quella di saturazione; ne segue che anche il contenuto igrometrico del vapore resta costante, mentre l'umidità relativa aumenta, come illustrato in fig. 1.5.

Questo tipo di trasformazione è realizzabile facendo passare l'aria su una batteria

alettata percorsa da un fluido a temperatura praticamente uguale a quella dell'aria stessa evitando la condensazione.

Applicando il primo principio della termodinamica, il flusso termico scambiato (in questo caso negativo poiché ceduto all'esterno), risulta:

$$\Phi = G (h_B - h_A) = G c_{pa} (t_B - t_A) \quad (1.18)$$

Qualora la temperatura dell'aria sia fatta diminuire, fino a $i = 100\%$, il vapore contenuto nell'aria comincia a condensare e la temperatura a cui inizia il processo di condensazione è detta "temperatura di rugiada" (t_r).

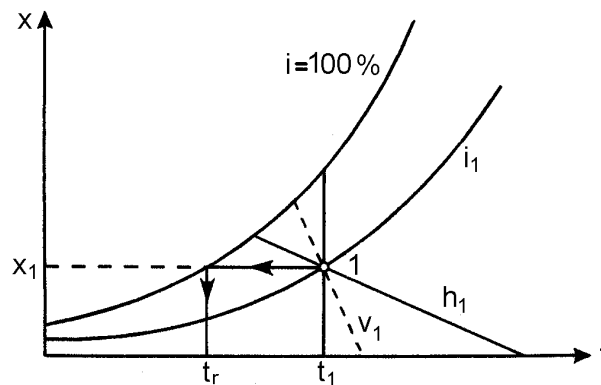


Fig. 1.6 Temperatura di rugiada

Questa grandezza può essere misurata con un termometro a termocoppia o a termoresistenza, collegato ad uno specchietto che viene progressivamente raffreddato. Quando lo specchietto comincia a raffreddarsi si stabilisce la temperatura di rugiada e la corrispondente trasformazione è riportata in fig. 1.6.

Il termometro a punto di rugiada è molto accurato, ma non è semplice da usare in quanto richiede l'impiego di un sistema refrigerante e, possibilmente, anche di un fotodiodo per la rilevazione automatica dell'appannamento.

Saturazione adiabatica

Il processo di saturazione adiabatica riguarda l'umidificazione dell'aria e può essere realizzato senza scambio di calore con l'esterno.

La fig. 1.7 rappresenta schematicamente il componente che può realizzare tale trasformazione: questo consiste in una camera termicamente isolata con l'esterno e munita di ugelli nebulizzatori dell'acqua alimentati da una pompa, per la quale si suppone trascurabile l'apporto di energia meccanica al sistema.

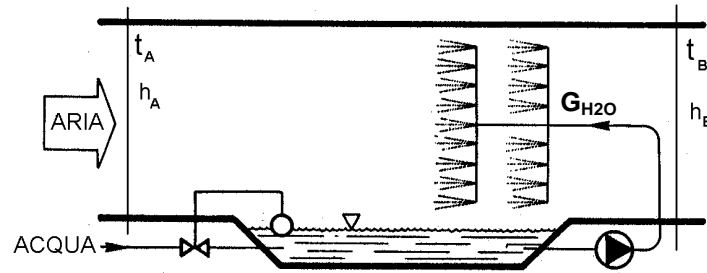


Fig. 1.7 Schematizzazione del saturatore adiabatico

Una portata di aria in condizioni termoigrometriche A entra nella camera e, nel suo attraversamento, viene in intimo contatto con l'acqua polverizzata. Durante questo processo si realizza un aumento dell'umidità specifica dell'aria.

Le equazioni che sono alla base dello studio di tale processo sono quelle di conservazione della massa di aria secca e di vapore, nonché quella di conservazione dell'energia che sono in appresso indicate:

$$G_A = G_B = G \quad (1.19)$$

$$G_A x_A + G_{H_2O} = G_B x_B \quad (1.20)$$

e quindi dalla (1.19) e (1.20):

$$G_{H_2O} = G(x_B - x_A) \quad (1.21)$$

Dal principio di conservazione dell'energia si ottiene:

$$G h_A + G_{H_2O} h_{H_2O} = G h_B \quad (1.22)$$

La (1.22), tenendo conto della (1.21) può essere così riscritta:

$$G h_A + G(x_B - x_A) h_{H_2O} = G h_B \quad (1.23)$$

e pertanto la (1.23) diventa::

$$h_A + (x_B - x_A) h_{H_2O} = h_B \quad (1.24)$$

Poiché $(x_B - x_A) h_{H_2O}$ è trascurabile rispetto agli altri termini, ne segue che:

$$h_A \cong h_B \quad (1.25)$$

La trasformazione di umidificazione è cioè approssimabile ad una isoentalpica cui corrisponde una diminuzione della temperatura dell'aria come illustrato in fig. 1.8.

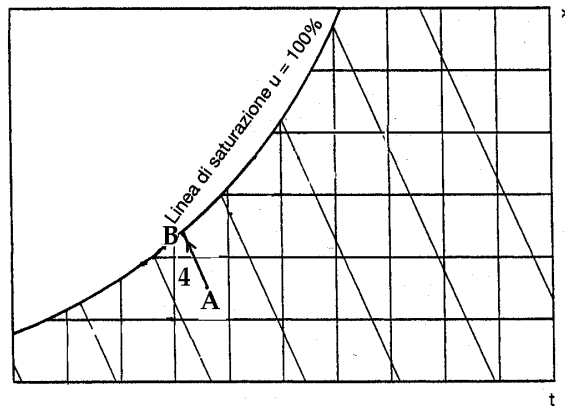


Fig. 1.8 Processo di saturazione adiabatica

Il processo di saturazione adiabatica appena descritto permette di realizzare uno strumento per determinare l'umidità relativa, ma richiede un lungo canale oppure un meccanismo di spruzzamento di acqua nella corrente d'aria per raggiungere le condizioni di saturazione all'uscita. Un approccio più pratico consiste nell'uso di un termometro il cui bulbo sia coperto da una garza di cotone imbevuta d'acqua sulla quale venga inviata una corrente d'aria, come rappresentato in Figura 1.9. La temperatura così misurata viene definita temperatura di bulbo umido ed è correntemente adoperata nelle applicazioni di condizionamento dell'aria.

Il principio alla base di questa applicazione è lo stesso di quello adoperato per la determinazione della temperatura di saturazione adiabatica. L'aria, non satura, attraversando la garza di cotone bagnata, fa evaporare l'acqua, cedendo calore. La temperatura diminuisce e quando si stabilizza, sul termometro si legge la temperatura di bulbo umido.

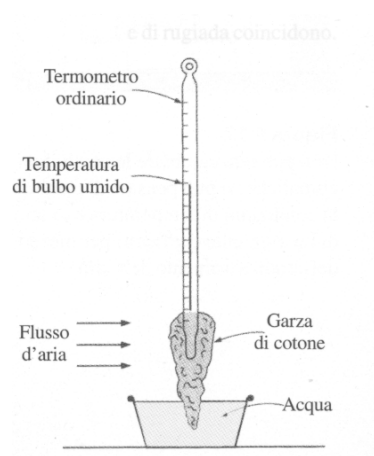


Fig. 1.9: Temperatura al bulbo umido

Miscelazione adiabatica

Nel condizionamento dell'aria è frequente il caso che due quantità di aria, ciascuna in precisate condizioni termoigrometriche, vengano miscelate tra loro e se ne voglia determinare lo stato termoigrometrico del miscuglio.

Con riferimento alla fig. 1.10a, siano G_A e G_B le portate di aria secca, G_C la portata del miscuglio; si supponga inoltre la trasformazione adiabatica e trascurabili le variazioni di energia cinetica e potenziale.

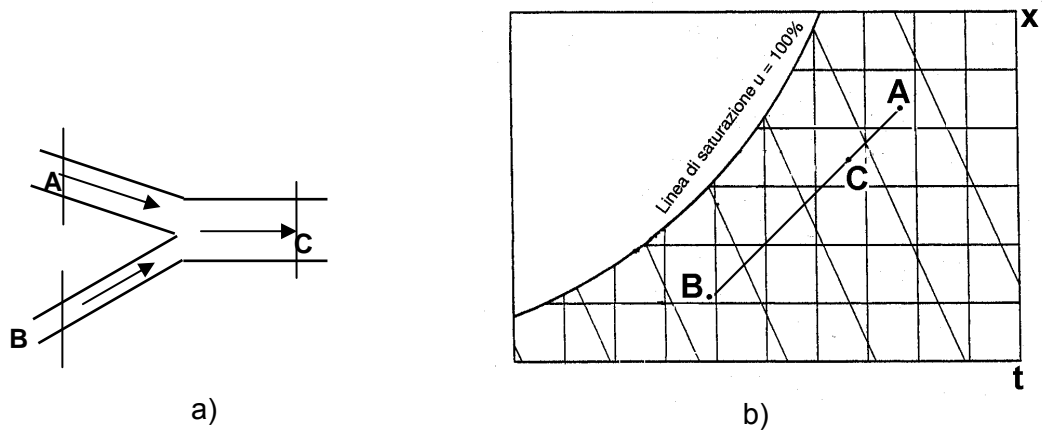


Fig. 1.10 Miscelazione adiabatica tra due portate d'aria

Riferendosi all'equazione di continuità dell'aria secca, del vapore e al primo principio della termodinamica si possono scrivere le seguenti equazioni:

$$G_A + G_B = G_C \quad (1.26)$$

$$G_A x_A + G_B x_B = G_C x_C \quad (1.27)$$

$$G_A h_A + G_B h_B = G_C h_C \quad (1.28)$$

Dalla (1.26) e dalla (1.27) si ha :

$$G_A x_A + G_B x_B = (G_A + G_B) x_C \quad (1.29)$$

e quindi:

$$\frac{G_A}{G_B} = \frac{x_C - x_B}{x_A - x_C} \quad (1.30)$$

Dalla (1.28) si può ricavare un'espressione analoga alla (1.30):

$$\frac{G_A}{G_B} = \frac{h_C - h_B}{h_A - h_C} \quad (1.31)$$

Paragonando la (1.30) con la (1.31) si ottiene:

$$\frac{x_C - x_B}{x_A - x_C} = \frac{h_C - h_B}{h_A - h_C} \quad (1.32)$$

Dal punto di vista analitico, se si considera il punto C rappresentativo del miscuglio sul piano (h, x), la (1.32) dice che il punto C appartiene alla retta passante per A e B, come illustrato in fig. 1.10b. Sempre la (1.32) consente infine di precisarne la posizione in rapporto alle portate G_A e G_B . Infatti il punto C divide il segmento AB in due parti AC e BC tali che:

$$\frac{BC}{AC} = \frac{x_C - x_B}{x_A - x_C} = \frac{G_A}{G_B} \quad (1.33)$$

La (1.33) stabilisce che i segmenti AC e BC individuati dal punto C sono inversamente proporzionali con le portate d'aria e pertanto le condizioni termoisometriche del miscuglio sono prossime a quelle della portata maggiore.

Dalla (1.33) discende inoltre che:

$$\frac{G_A}{G_C} = \frac{x_C - x_B}{x_A - x_B} \quad (1.34)$$

Raffreddamento con deumidificazione

L'umidità specifica dell'aria rimane costante durante un semplice raffreddamento ma la sua umidità relativa aumenta. Se l'umidità relativa raggiunge livelli indesiderabili può essere necessario rimuovere del vapore d'acqua dall'aria, cioè deumidificare. Questa pratica richiede un raffreddamento dell'aria sotto il suo punto di rugiada.

La trasformazione teorica di raffreddamento con deumidificazione è illustrata schematicamente in Fig. 1.11.

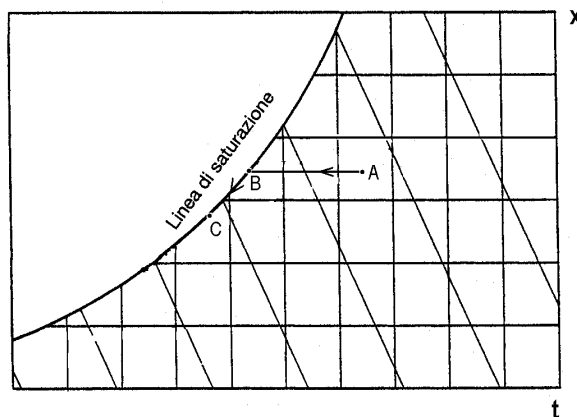


Fig. 1.11 Trasformazione di raffreddamento con deumidificazione

Al passaggio attraverso la batteria di raffreddamento, l'aria diminuisce la sua temperatura e aumenta la sua umidità relativa a titolo costante. Se la batteria di raffreddamento è sufficientemente lunga, l'aria raggiunge il suo punto di rugiada (B).

Un ulteriore raffreddamento dell'aria provoca la condensazione di parte del vapore in essa contenuto. Poiché l'aria rimane satura durante l'intero processo di condensazione, la linea rappresentativa della trasformazione è quella del 100 per cento di umidità relativa (BC). Il vapore d'acqua condensato che si separa dall'aria durante questo processo viene allontanato dalla sezione di raffreddamento attraverso un canale separato.

In fig. 1.12 si riporta uno schema di principio della batteria.

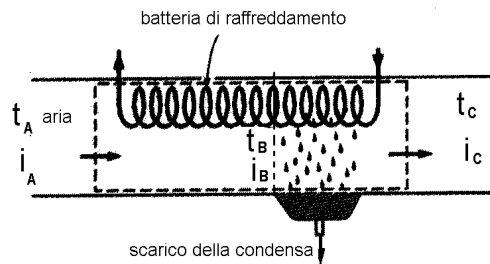


Fig. 1.12 Schema di principio di una batteria di raffreddamento e condensazione

Applicando l'equazione di primo principio tra le sezioni A e C si ottiene:

$$\Phi = G (h_C - h_A) \cong G c_{pa} (t_C - t_A) + G r_0 (x_C - x_A) \quad (1.34)$$

Al secondo membro della (1.34), il primo termine rappresenta il flusso sensibile mentre il secondo quello latente.

Nella pratica impiantistica questa trasformazione si attua facendo in modo che l'aria lambisca una superficie costituita dalla faccia esterna di una batteria di tubi, quasi sempre alettati per aumentare la superficie di scambio. All'interno dei tubi scorre un fluido a temperatura inferiore a quella di rugiada dell'aria evolvente; in tal modo il fluido defluente riceve il calore ceduto dall'aria.

In alcuni casi, l'aria fredda e satura (punto C), può essere inviata all'ambiente da raffreddare dove si mescola all'aria che vi è contenuta. In altri casi le condizioni dell'aria allo stato C possono essere corrette per quanto riguarda l'umidità, ma non per la temperatura. In questi casi l'aria viene fatta passare attraverso una sezione di riscaldamento dove la temperatura aumenta prima di essere immessa nell'ambiente.

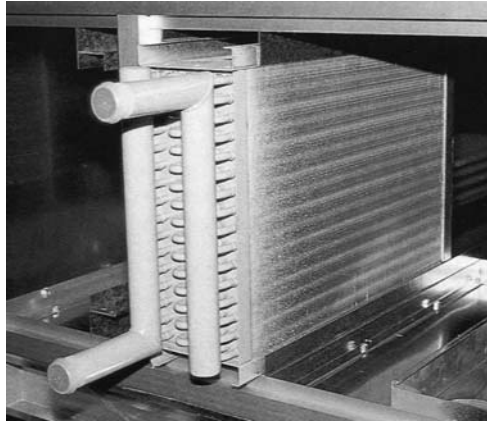


Fig 1.13: Batteria a 6 ranghi

. La fig. 11.13 mostra la foto di una batteria; il numero di strati di tubi che l'aria incontra nel proprio deflusso prende il nome di "numero di ranghi".