

TERMODINAMICA DELL'ARIA UMIDA

Viene analizzato il comportamento termodinamico dell'aria umida, la cui conoscenza è fondamentale per la comprensione dei processi di condizionamento termoigrometrico dell'aria. Dopo aver illustrato le principali trasformazioni termodinamiche utilizzate negli impianti civili ed industriali, verranno introdotti i principi del condizionamento ambientale e le equazioni di bilancio energetico e di massa dell'ambiente condizionato.

12.1. Caratteristiche dell'aria umida atmosferica

L'aria atmosferica è costituita da un miscuglio omogeneo di aeriformi di composizione relativamente costante se si trascura la presenza talvolta significativa di agenti inquinanti. Viene normalmente denominata "aria umida" per indicare la presenza di una certa quantità di vapor d'acqua o umidità. Il vapore acqueo è l'unico componente che si trova in condizioni normali al di sotto della temperatura termodinamica critica, è allo stato di vapore surriscaldato ed è soggetto a variazioni sensibili di concentrazione sia per la possibilità di condensazione, sia per la costante presenza di fenomeni evaporativi dell'acqua in fase liquida esposta all'atmosfera.

L'aria atmosferica può pertanto considerarsi come un sistema termodinamico a due componenti: l'aria secca ed il vapore acqueo. L'aria secca, essendo un miscuglio di gas assimilabili al gas perfetto, viene considerata come una sostanza pura. La sua composizione standard è riportata nella tabella seguente in cui si evidenzia come ossigeno ed azoto ne costituiscano, in volume ed in massa, quasi il 99%.

Sostanza	Massa molecolare	Frazione molare	Frazione ponderale
Ossigeno O ₂	32.000	0.2095	0.2314
Azoto N ₂	28.016	0.7808	0.7553
Argon Ar	39.944	0.0093	0.0128
Anidride carbonica CO ₂	44.010	0.0003	0.0005
Idrogeno H ₂	2.020	0.0001	0.0000

Considerando dunque l'aria secca (ossigeno e azoto) come un unico elemento, lo stato termodinamico della miscela aria atmosferica è definito dalla concentrazione dei componenti e da due variabili intensive.

Dato un volume V contenente aria umida alla temperatura T , la pressione totale dell'aria p_t , per la legge di Dalton, è pari alla somma delle pressioni parziali dell'aria secca (p_a) e del vapore d'acqua (p_v):

$$p_t = p_a + p_v \quad (12.1)$$

Il vapore acqueo si trova di solito ad una pressione parziale p_v inferiore alla pressione di saturazione p_s corrispondente alla temperatura dell'aria T e, di conseguenza, il suo stato è di vapore surriscaldato. Una condizione tipica del vapore nell'aria umida è rappresentata dallo stato 1 in Fig. 12.1. Quando la pressione parziale del vapore eguaglia il valore a saturazione, la miscela è satura di umidità e contiene la massima quantità di vapore. Tale condizione può ad esempio ottenersi con un raffreddamento a pressione totale costante (trasformazione 1-2): il valore di temperatura che rende saturo il vapore è detto *temperatura di rugiada* (dew point). La trasformazione 1-3 riguarda invece un processo a temperatura costante, in cui la variazione di pressione parziale è dovuta ad una umidificazione dell'aria mediante immissione diretta di vapore acqueo.

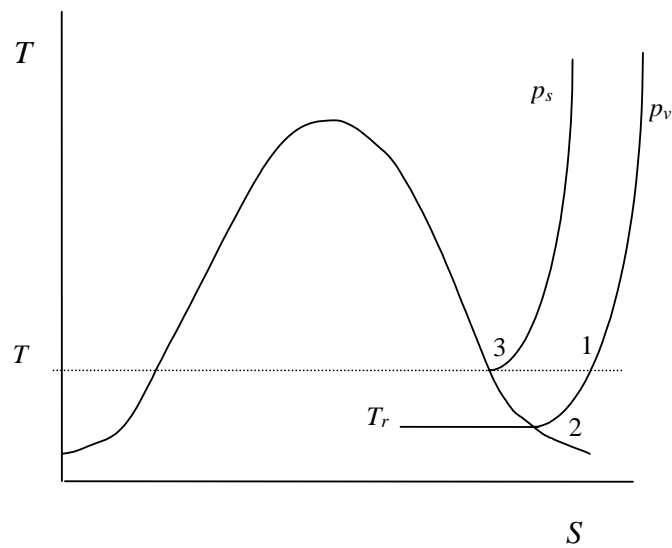


Fig. 12.1. Stato termodinamico del vapore acqueo presente nell'atmosfera.

Per caratterizzare lo stato termodinamico dell'aria umida, si definiscono le seguenti grandezze:

m_v : *umidità assoluta*, è la massa di vapore contenuta nel m^3 di aria, nelle condizioni attuali di pressione totale e di temperatura (vale la densità del vapore nello stato 1);

m_s : *umidità assoluta a saturazione*, è la massima umidità che può essere contenuta nel m^3 , nelle stesse condizioni (vale la densità del vapore nello stato 3);

$i = \frac{m_v}{m_s}$: *umidità relativa* (o *grado igrometrico*), è il rapporto tra l'umidità assoluta nelle condizioni attuali e quella a saturazione, alla stessa temperatura.

La pressione parziale del vapore a saturazione p_s e la umidità assoluta a saturazione m_s risultano dipendere unicamente dalla temperatura.

Poiché il vapore acqueo dell'atmosfera è sempre a pressione molto bassa, per esso si ritiene valida, con buona approssimazione, la legge caratteristica dei gas perfetti che può scriversi:

$$p_v = m_v R_{1,v} T$$

$$p_s = m_s R_{1,v} T$$

da cui:

$$i = \frac{m_v}{m_s} = \frac{p_v}{p_s} \quad (12.2)$$

Si definisce *grado di umidità* (anche *umidità specifica* o *contenuto igrometrico*) il rapporto tra la massa di vapore e la massa di aria secca contenuti in un assegnato volume di miscela. In base a tale definizione, applicando l'equazione di stato dei gas perfetti ai due componenti, si ha:

$$y = \frac{m_v}{m_{as}} = \frac{p_v}{R_{1,v} T} \frac{R_{1,as} T}{p_a} = 0.622 \frac{i p_s}{p_t - i p_s} \quad (12.3)$$

A pressione totale costante, il grado di umidità dipende dunque dalla umidità relativa (i) e dalla temperatura della miscela T , di cui p_s è funzione univoca.⁽¹⁾

12.2. Misura dell'umidità relativa

Il contenuto di vapore di una miscela di aria umida può essere misurato in vari modi, ad esempio per pesata, determinando la variazione della massa di un materiale igroscopico posto nel flusso della miscela in esame. Gli strumenti atti a rilevare, direttamente o indirettamente il contenuto igrometrico di un flusso d'aria umida sono svariati, tra essi di particolare interesse sono quelli che effettuano la misura della temperatura di rugiada ovvero della temperatura di saturazione adiabatica.

L'*igrometro a condensazione o ad appannamento*, consente la determinazione della umidità relativa attraverso la misura della temperatura effettiva e della temperatura di rugiada. Qualunque sia la quantità di vapore acqueo contenuto inizialmente nel volume di aria umida considerato, diminuendone la temperatura a pressione totale costante è possibile raggiungere la condizione di saturazione, cioè la temperatura a cui l'attuale pressione parziale del vapore diventa di saturazione. Tale temperatura prende il nome di *temperatura di rugiada* T_r (v. Fig.12.1). In un processo a pressione totale costante anche le pressioni parziali restano costanti fintantoché non si raggiunge la condizione di saturazione ed è costante la massa dei componenti. Il fenomeno della condensazione si manifesta durante un raffreddamento a

⁽¹⁾ Il legame funzionale tra p_s e T può essere ricavato dalle tabelle del vapor acqueo o mediante opportune formule tra cui, ad esempio, la seguente:

$$\ln(p_s) = \sum_{i=1}^{i=6} C_i T^{i-2} + C_7 \ln(T)$$

con p_s in Pa e T in K.

I valori di C_i sono i seguenti:

* campo di temperature $-50 + 273.15 \leq T < 0 + 273.15$:

$C1 = -5674.5359$ $C2 = 6.3925247$ $C3 = -0.9677843E-2$

$C4 = 0.62215701E-6$ $C5 = 0.20747825E-8$ $C6 = 0.9484024E-12$

$C7 = 4.1635019$

* campo di temperature $0 + 273.15 < T \leq 50 + 273.15$:

$C1 = -5803.7206$ $C2 = 1.3914993$ $C3 = -0.04860239$

$C4 = 0.41764768E-4$ $C5 = -0.14452093E-7$ $C6 = 0$

$C7 = 6.5459673$

umidità specifica costante ad esempio in inverno con l'appannamento di una parete vetrata fredda, ovvero d'estate sulla superficie esterna di un tubo percorso da un fluido freddo, ovvero con la formazione notturna di goccioline liquide sull'erba.

Nella sua realizzazione classica lo strumento consiste in una vaschetta prismatica di metallo, a superficie esterna speculare, contenente etere o altro liquido volatile, in cui viene immerso un termometro. La vaschetta può essere contenuta in un'altra simile, più grande e non a contatto, anch'essa speculare, per rendere facile e sicuro l'apprezzamento dell'appannamento della

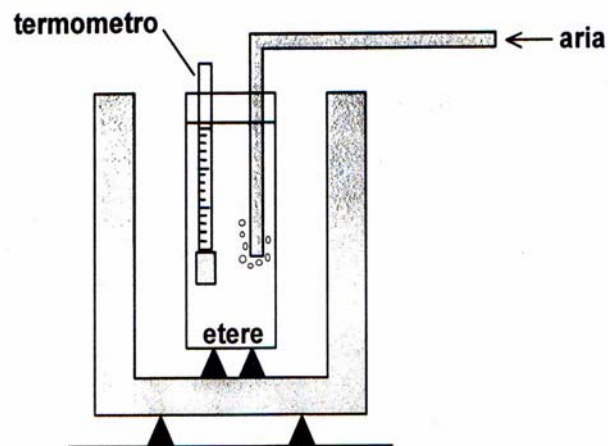


Fig. 12.2. Schema dell'igrometro ad appannamento di Chistoni.

superficie che si raffredda. Facendo gorgogliare dell'aria attraverso l'etere questi vaporizza sottraendo il necessario calore di vaporizzazione alla vaschetta che lentamente si raffredda. L'aria ambiente a contatto con la superficie esterna dell'igrometro si raffredderà fino alla temperatura di rugiada: sarà allora visibile un appannamento della superficie metallica speculare ed il termometro indicherà la temperatura di saturazione. Una realizzazione di tale strumento, nota come igrometro ad appannamento di Chistoni, è riportata in Fig. 12.2.

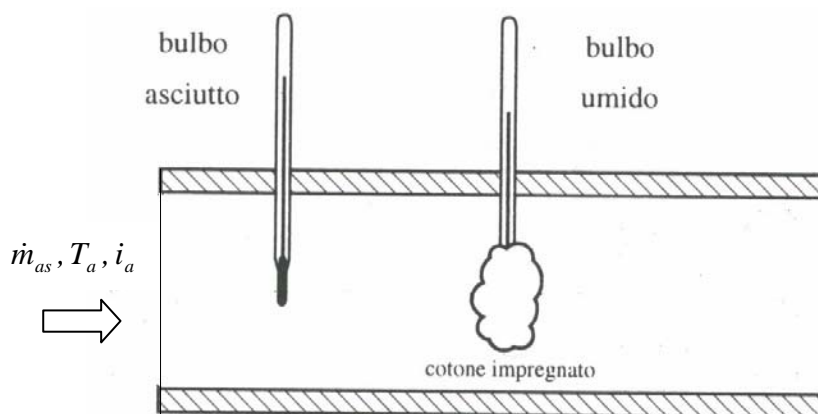


Fig. 12.3. Schema di funzionamento di uno psicrometro.

La misura dell'umidità relativa attraverso la *temperatura di saturazione adiabatica* si effettua con strumenti denominati *psicrometri*. Essi sono costituiti da due termometri i cui bulbi sono

posti all'interno di brevi condotti attraversati velocemente dall'aria in esame. Uno dei due bulbi indica l'effettiva temperatura dell'aria (T_a) mentre l'altro, rivestito da una calzettina imbevuta di acqua distillata, indica una temperatura inferiore detta temperatura del bulbo umido (T_b). L'aria che lambisce il bulbo umido, generalmente non satura, tende ad arricchirsi di umidità provocando la evaporazione dell'acqua di cui è imbevuta la calzettina; la temperatura del bulbo umido diminuisce fino a quando si raggiunge una situazione stazionaria di equilibrio evaporativo. Tale vaporizzazione avviene a spese del calore sottratto al bulbo umido e l'aria subisce una trasformazione assimilabile ad un processo di saturazione adiabatica. La differenza ($T_a - T_b$) è tanto più elevata quanto più l'aria è secca; dal suo valore può dedursi l'umidità relativa dell'aria in esame.

Dallo strato superficiale di un liquido, come è noto, può avvenire il passaggio allo stato di vapore a tutte le temperature. Se p_v è la pressione parziale del vapore al di sopra della superficie liquida, p_s quella massima, di saturazione alla temperatura del liquido, la massa di liquido che evapora nell'unità di tempo è data da:

$$\frac{dm}{d\tau} = C S \frac{p_s - p_v}{p_t}$$

in cui C è una costante dipendente dal liquido e dal grado di ventilazione, S è l'area della superficie libera e p_t la pressione totale.

Esercizio 12.1

Con un igrometro di Chistoni si è determinato il punto di rugiada dell'aria ambiente e si è trovato $T_r = 14^\circ\text{C}$. Sapendo che la temperatura dell'aria è 20°C , determinare l'umidità relativa.

Dalla (12.2) si ha:

$$i = \frac{p_v}{p_s} = \frac{p_s(T_r)}{p_s(T_a)} = 0.68 .$$

Esercizio 12.2

Una tubazione percorsa da acqua fredda, ha la parete a 10°C . Determinare la massima umidità relativa ammissibile nell'aria circostante alla temperatura di 25°C , affinché non si abbia condensazione del vapore sul tubo.

Affinché non si abbia condensazione occorre che l'umidità assoluta sia inferiore al valore di saturazione a 10°C . Essendo:

10°C	$p_s = 0.01227 \text{ bar}$	$m_s = 9.40 \text{ mg/m}^3$
25°C	$p_s = 0.03166 \text{ bar}$	$m_s = 23.04 \text{ mg/m}^3$

la massima umidità relativa deve essere inferiore a: $i = \frac{p_v}{p_s} = \frac{p_s(10^\circ\text{C})}{p_s(25^\circ\text{C})} = 0.39$

12.3. Entalpia dell'aria umida

Le proprietà estensive di una miscela possono in generale essere ottenute sommando il contributo di ciascun componente, alle condizioni in cui esso è presente nella miscela. Così per l'energia interna, l'entropia e l'entalpia di una miscela ad n componenti si ha:

$$U_i = \sum_{i=1}^n m_i U_i \quad S_i = \sum_{i=1}^n m_i S_i \quad H_i = \sum_{i=1}^n m_i H_i$$

Tra le diverse funzioni di stato, la grandezza operativamente più interessante è sicuramente l'entalpia, poiché le trasformazioni relative all'aria umida si realizzano normalmente in sistemi aperti, a pressione totale praticamente costante.

L'entalpia specifica della miscela, riferita al chilogrammo di aria secca, può dunque scriversi:

$$H' = H_{as} + H_v y \quad (12.4)$$

avendo indicato con H_{as} il valore specifico dell'entalpia per l'aria secca e con H_v quello per l'acqua. Nel definire il valore di H' si precisano le seguenti condizioni di riferimento:

- per l'aria secca $H_{as} = 0$, per $t = 0$ °C;
- per l'acqua $H_v = 0$, liquido saturo nella condizione di punto triplo ($t = 0.01$ °C).

Con l'ipotesi di gas perfetto ed utilizzando i valori medi dei calori specifici, assunti costanti nel campo di temperatura di interesse, si può scrivere:

$$H_{as} = c_{p,as} t = 1.005 t$$

$$H_v = H_{l,v} + c_{p,v} t = 2500 + 1.9 t$$

in cui $c_{p,as}$ e $c_{p,v}$ rappresentano i calori specifici a pressione costante dell'aria secca e del vapore surriscaldato, rispettivamente, mentre $H_{l,v}$ rappresenta l'entalpia di vaporizzazione dell'acqua. Con t è stata indicata la temperatura in °C.

In definitiva l'entalpia dell'aria umida per chilogrammo di aria secca, espressa in kJ/kg_{as} , risulta:

$$H' = 1.0 t + (2500 + 1.9 t) y \quad (12.5)$$

Si noti che per una miscela di aria umida alla pressione atmosferica ed a temperatura ambiente t , il valore fornito dalla (12.5) non corrisponde all'effettivo stato termodinamico del vapore essendo questi sottoposto alla pressione parziale attuale p_v e non alla pressione di saturazione al punto triplo. L'errore che si commette sulla valutazione dell'entalpia è tuttavia tecnicamente accettabile, alle pressioni molte basse a cui si trova il vapore nell'atmosfera.

Dalla (12.5) è possibile ottenere la relazione tra grado di umidità e temperatura in particolare lungo una isoentalpica.

12.4. I diagrammi psicrometrici

Nello studio delle trasformazioni riguardanti l'aria umida, sono estesamente utilizzati diagrammi psicrometrici per la rappresentazione dei processi e la determinazione delle proprietà termodinamiche della miscela. Poiché lo stato fisico della miscela è precisato da tre parametri, la rappresentazione grafica delle trasformazioni dovrebbe essere riportata su un diagramma tridimensionale, tuttavia dato che la maggior parte delle trasformazioni vengono effettuate a pressione totale pari alla pressione atmosferica, i diagrammi utilizzati sono ricondotti a due coordinate essenziali.

indipendenti dal particolare valore della pressione totale, almeno entro i limiti in cui è possibile ritenere costanti i valori dei calori specifici a pressione costante dell'aria secca e del vapor d'acqua.

Le curve ad umidità relativa costante sono tracciate in base alla relazione (12.3):

$$y = 0.622 \frac{i p_s}{p_t - i p_s}$$

individuando sulle diverse isoterme le ascisse dei punti aventi la stessa umidità relativa. Poiché il grado di umidità dipende dalla pressione totale, il tracciato del diagramma cambia se cambia quest'ultimo valore. La curva di saturazione, corrispondente al valore $i = 1$, è il luogo dei punti rappresentanti la condizione di aria satura di umidità. Tale curva delimita la regione del diagramma che rappresenta i possibili stati termodinamici delle miscele di aria e vapor d'acqua.

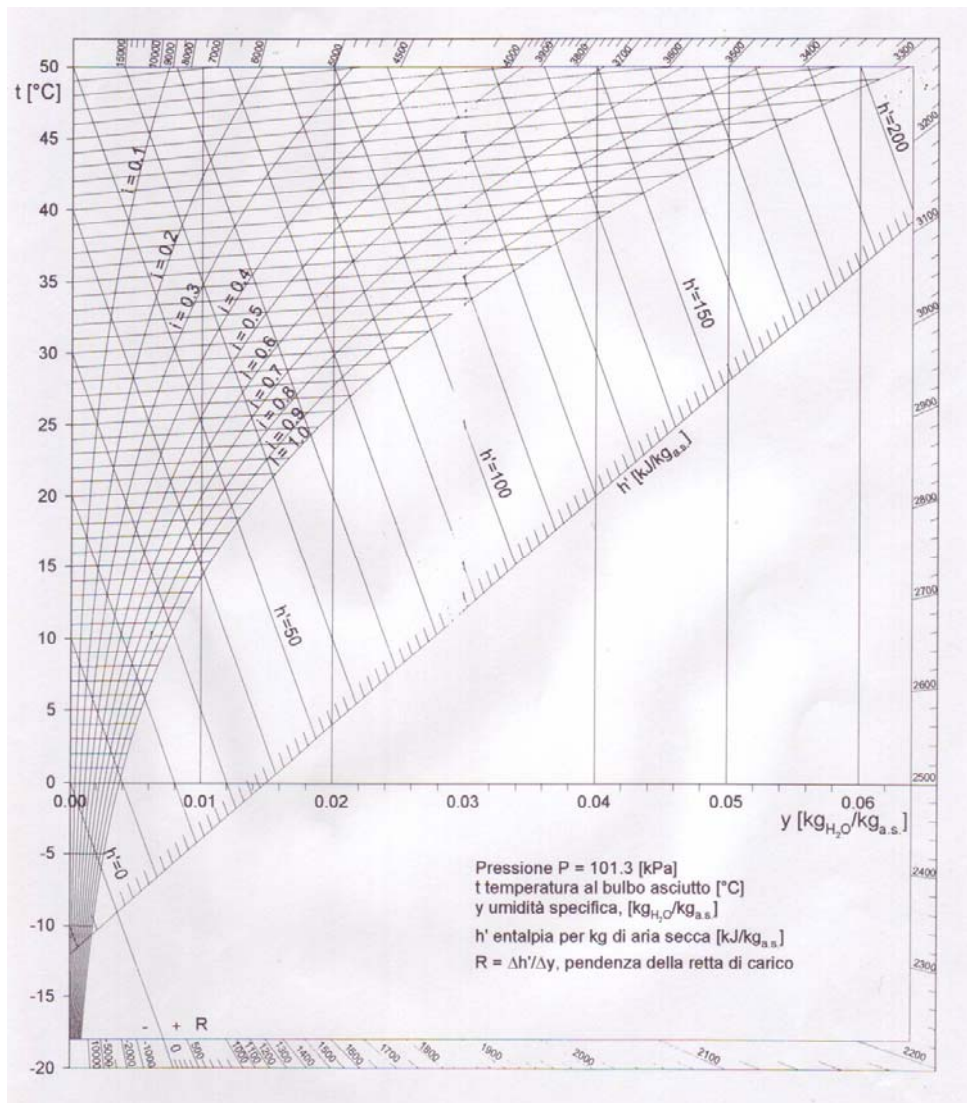


Fig. 12.5 . Diagramma di Mollier per l'aria umida .

12.4.2. Il diagramma ASHRAE

Scambiando gli assi del diagramma di Mollier si ottiene il diagramma psicrometrico ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers), di usuale impiego per i calcoli relativi al condizionamento dell'aria. Può essere considerato come l'immagine speculare del diagramma di Mollier, ruotata di 90° (Fig. 12.6).

Sull'asse delle ascisse sono riportati i valori della temperatura, mentre i valori dell'entalpia sono leggibili su una retta inclinata di comodo posta al di sopra della curva di saturazione, fuori dalla regione utile del diagramma. I valori del grado di umidità sono indicati sul lato destro del diagramma, generalmente espressi in grammi di vapore per chilogrammo di aria secca g_v/kg_{as} .

12.5. Operazioni sull'aria umida

Si effettuano in genere in sistemi aperti attraversati da una corrente d'aria umida non in equilibrio. Scopo delle trasformazioni psicrometriche è quello di modificare lo stato termodinamico della miscela, dalla condizione iniziale allo stato finale voluto, mediante processi realizzabili tecnicamente. Normalmente le trasformazioni termodinamiche tecniche sono caratterizzate da lavoro esterno netto nullo, vengono attuate a pressione totale quasi costante e comportano variazioni di energia cinetica e potenziale della corrente fluida trascurabili.

Nel condizionamento dell'aria intervengono frequentemente i seguenti processi psicrometrici:

1. Riscaldamento
2. Deumidificazione mediante raffreddamento
3. Umidificazione con vapore
4. Umidificazione per saturazione adiabatica
5. Miscelazione di correnti di aria umida

12.5.1. Riscaldamento

Nei processi di riscaldamento ed anche di raffreddamento senza condensazione, la miscela viene fatta lambire una batteria di scambio termico posta nel canale di deflusso dell'aria umida. La batteria è sostanzialmente uno scambiatore costituito da un fascio di tubi alettati percorsi internamente da un fluido riscaldante o refrigerante.

Il processo di riscaldamento, attuato senza umidificazione, avviene a grado di umidità y costante. Nel caso di raffreddamento, la condizione di grado di umidità costante è verificata soltanto se la temperatura della superficie fredda della batteria è maggiore della temperatura di rugiada. In tali condizioni il bilancio di massa a regime è dato dalla costanza della portata della miscela nelle sue componenti. Il bilancio termico con le ipotesi sopra indicate fornisce:

$$q_{1,2} = \dot{m}_{as} (H'_2 - H'_1) \quad (12.7)$$

essendo $q_{1,2}$ il flusso termico scambiato tra le sezioni 1 e 2, H'_2 ed H'_1 le entalpie dell'aria umida all'uscita ed all'ingresso del sistema, rispettivamente.

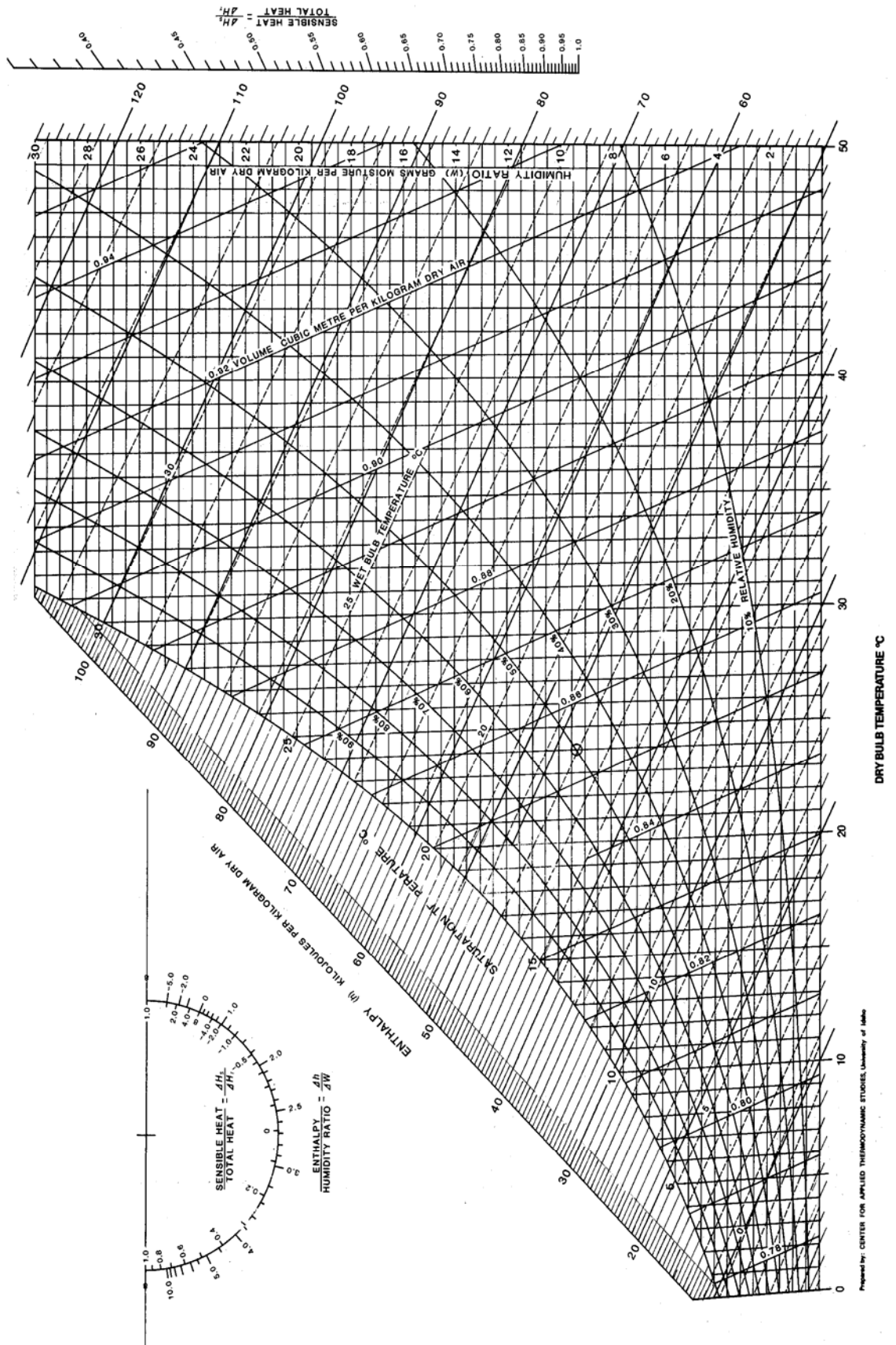


Fig. 12.6. Diagramma psicrometrico ASHRAE.

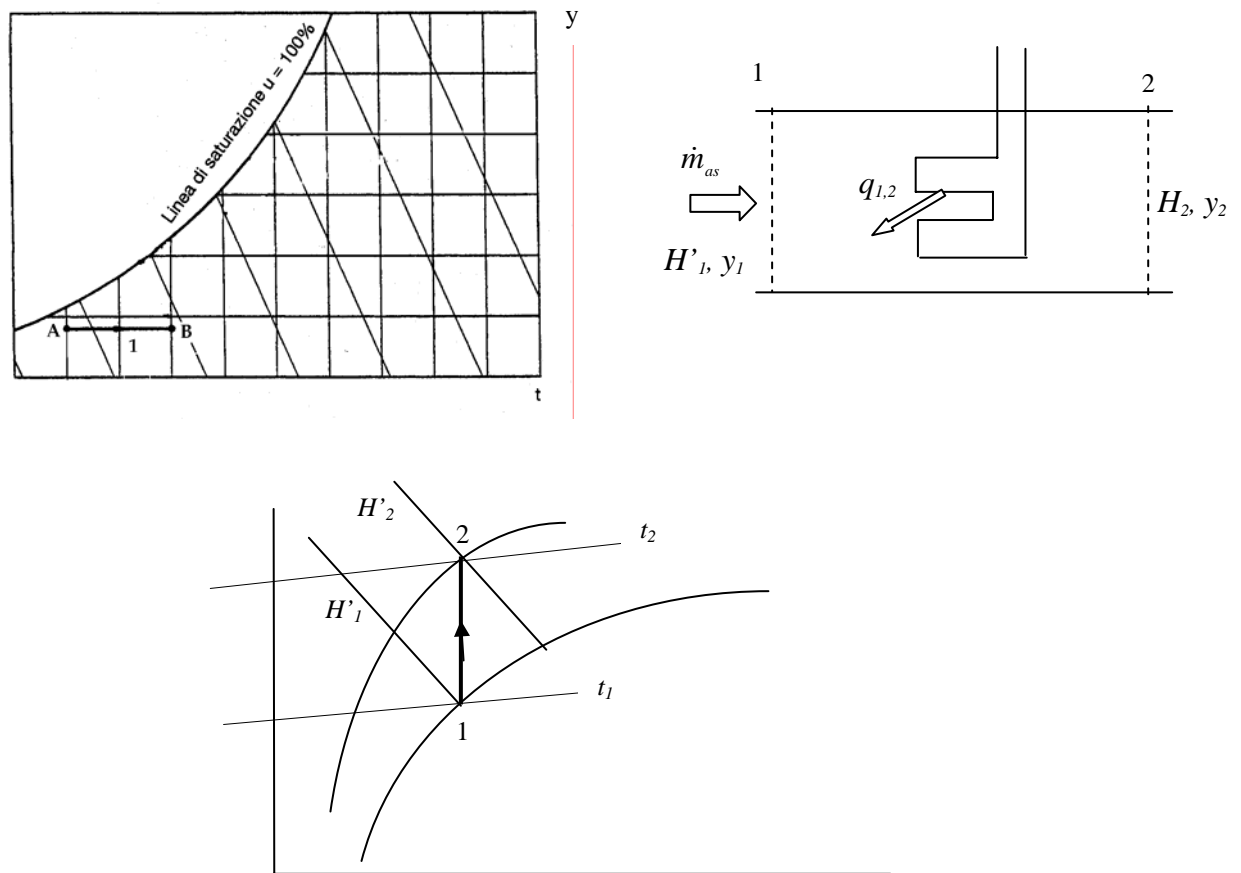


Fig. 12.7 Riscaldamento ad umidità specifica costante

Come evidenziato dal diagramma, nel riscaldamento a grado di umidità costante, l'aumento di temperatura dell'aria è accompagnato da una diminuzione dell'umidità relativa. Il contrario accade nel raffreddamento. Lo scambio termico che si stabilisce senza variazione del contenuto di umidità viene detto "sensibile" intendendo con ciò che è associato alla variazione di temperatura e non a passaggi di stato.

12.5.2. Deumidificazione mediante raffreddamento

E' il processo con il quale si vuole ridurre il grado di umidità della miscela provocando la condensazione parziale del vapore in essa contenuto. Quando la temperatura superficiale della batteria è minore della temperatura di rugiada il vapore a contatto con la superficie fredda condensa e lo stato termodinamico della miscela si approssima alla condizione di saturazione.

Operando a p_t costante si voglia portare il grado di umidità della miscela dal valore y_1 (condizione t_1, y_1) al valore y_2 . Per effettuare l'operazione si può raffreddare l'aria fino ad una temperatura inferiore alla temperatura di rugiada corrispondente allo stato 1. In tal modo il vapore acqueo condensa ed il contenuto di umidità dell'aria diminuisce. La temperatura a cui interrompere l'operazione sarà t_2 , il cui valore può valutarsi se è noto il grado di umidità y_2 .

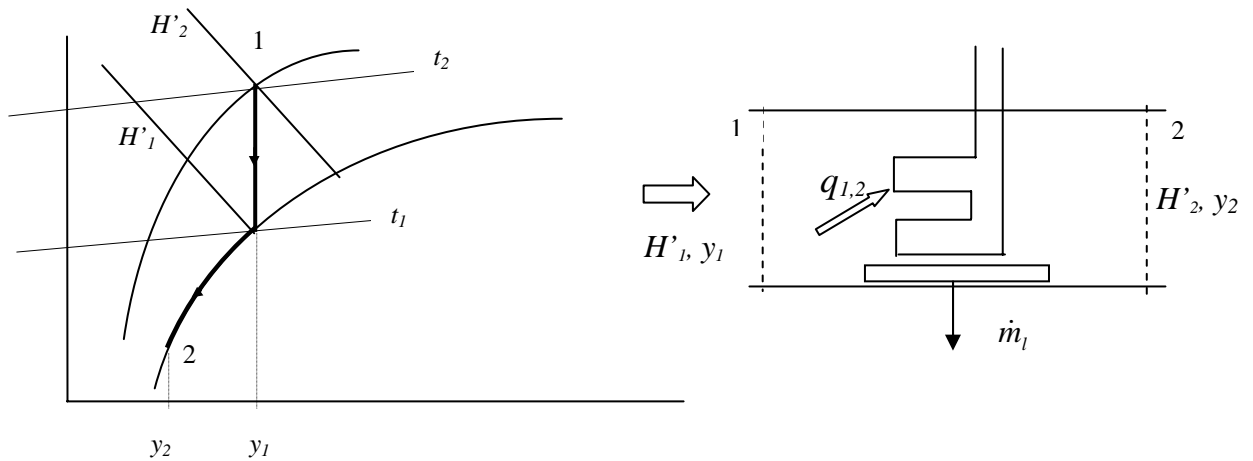


Fig. 12.8. Rappresentazione di un processo di deumidificazione per raffreddamento..

Nel tratto 1-2, il flusso termico scambiato (negativo) risulterà:

$$q_{1,2} = \dot{m}_{as}(H'_2 - H'_1) + \dot{m}_l H_l \quad \text{dove} \quad \dot{m}_l = \dot{m}_{as}(y_1 - y_2)$$

con \dot{m}_l è stata indicata la portata di condensato e con H_l la relativa entalpia specifica.

Poiché la differenza tra i valori del grado di umidità è molto piccola, la portata di condensato è molto inferiore alla portata d'aria; per i valori normalmente assunti da H_l si ha in definitiva che:

$$q_{1,2} \cong \dot{m}_{as}(H'_2 - H'_1) \quad (12.7)$$

La temperatura dell'aria che lascia la batteria di raffreddamento e deumidificazione è usualmente troppo bassa per l'uso diretto nel condizionamento ambientale. La corrente di aria umida è allora normalmente riscaldata, come indicato nel processo descritto precedentemente, o miscelata con aria più calda.

12.5.3. Processo di saturazione adiabatica

Si consideri la situazione ipotetica rappresentata in figura 12.9 in cui dell'aria umida a temperatura t_1 ed umidità relativa i_1 entra in un condotto adiabatico e lambisce la superficie libera di uno strato di acqua mantenuta a temperatura costante t_b . Assumendo costante la pressione durante il processo, se il "contatto" tra la corrente ed il liquido è sufficientemente esteso si può ritenere che la corrente d'aria esca dal sistema satura di umidità, alla temperatura t_b . La corrente di aria che lambisce il liquido ne provoca la evaporazione: l'energia richiesta per il passaggio di stato è fornita dalla corrente stessa che si raffredda. Questo processo viene denominato di *saturazione adiabatica*.

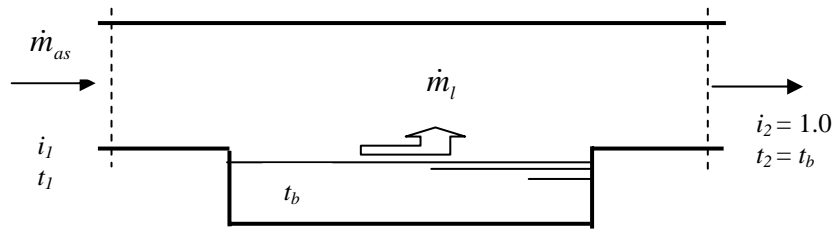


Fig. 12.9. Schematizzazione di un processo di umidificazione per saturazione adiabatica.

Dai bilanci di massa (per l'acqua) e di energia, applicati al sistema di figura, si ottiene:

$$\dot{m}_{as}(y_2 - y_1) = \dot{m}_l$$

$$\dot{m}_{as}(H_2' - H_1') = \dot{m}_l H_l$$

da cui:

$$\frac{H_2' - H_1'}{y_2 - y_1} = H_l \quad (12.8)$$

Nella maggior parte dei casi la variazione di entalpia dell'aria umida tra ingresso e uscita è molto minore sia di H_2' sia di H_1' . Il processo può dunque ritenersi *isoentalpico*.

La temperatura di uscita dell'aria è denominata "temperatura di saturazione adiabatica" e nell'ipotesi poste coincide con la temperatura della stessa acqua in fase liquida. Ai fini pratici la temperatura di saturazione adiabatica può ritenersi coincidente con la temperatura al bulbo umido, leggibile al termometro con bulbo bagnato di uno psicrometro.

Il processo di saturazione adiabatica conduce ad una umidificazione con raffreddamento della corrente di aria umida. A risultati analoghi si perviene immettendo nella corrente acqua polverizzata in eccesso, in condizioni adiabatiche, come avviene negli umidificatori adiabatici degli impianti di condizionamento. Si noti tuttavia che l'umidità relativa all'uscita non è mai praticamente unitaria ma assume valori intorno al 90-95%.

12.5.4. Umidificazione mediante vapore

Un processo di umidificazione alternativo a quello precedentemente illustrato consiste nell'immettere una portata di vapore acqueo surriscaldato nella corrente di aria umida.

Anche in questo caso le equazioni di bilancio di massa e di energia conducono all'espressione:

$$\frac{H_2' - H_1'}{y_2 - y_1} = H_v \quad (12.9)$$

in cui H_v rappresenta l'entalpia specifica del vapore immesso, di elevato valore per effetto del contributo dovuto al calore latente. L'equazione sopra indicata rappresenta nel diagramma di Mollier una retta di pendenza H_v , passante per i punti rappresentativi degli stati iniziale e finale del processo.

La trasformazione conduce dunque ad un aumento della temperatura dell'aria umida, a meno che il vapore non venga introdotto alla stessa temperatura della corrente. L'incremento di temperatura è tuttavia di piccola entità così da potersi ritenere isoterma la trasformazione 1-2: la portata di vapore, molto piccola rispetto alla portata di aria secca, non ne modifica la temperatura in modo significativo. Lo stato finale 2 sarà dunque sull'isoterma a t_f , con incremento dell'entalpia e del grado di umidità. Se il vapore immesso risulterà in eccesso potranno raggiungersi condizioni di saturazione isoterma.

Il processo di umidificazione con vapore sembra oggi preferibile negli impianti di condizionamento perché non utilizza acqua in fase liquida che può ristagnare nelle vasche di raccolta.

12.5.5. Miscelazione

Negli impianti di condizionamento un processo assai frequente consiste nella miscelazione a pressione totale costante di due correnti (1 e 2) di diverse caratteristiche termoigrometriche.

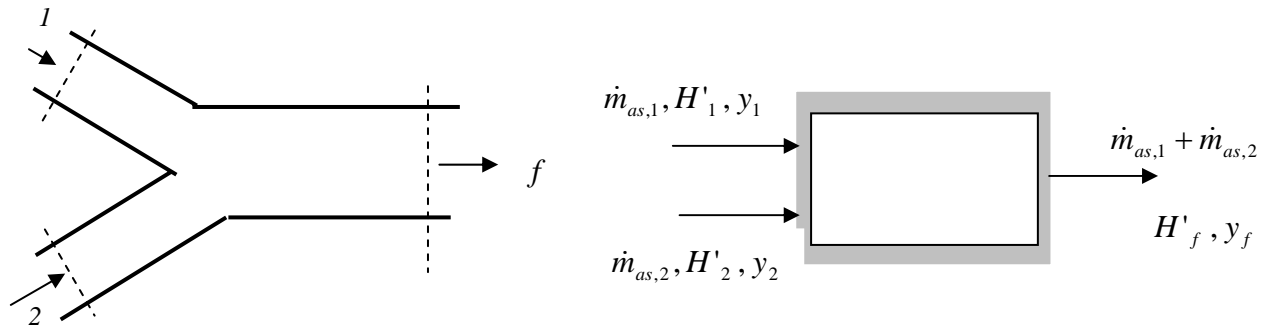


Fig. 12.10. Schematizzazione di un processo di miscelazione adiabatica.

Nel caso di miscelazione adiabatica e con le consuete ipotesi di lavoro esterno nullo e variazioni di energia cinetica e potenziale trascurabili, le equazioni di bilancio energetico e di massa a regime permanente si possono scrivere:

$$(\dot{m}_{as,1} + \dot{m}_{as,2})H'_f = \dot{m}_{as,1}H'_1 + \dot{m}_{as,2}H'_2 \quad (12.10)$$

$$(\dot{m}_{as,1} + \dot{m}_{as,2})y_f = \dot{m}_{as,1}y_1 + \dot{m}_{as,2}y_2 \quad (12.11)$$

da cui :

$$H'_f = \frac{\dot{m}_{as,1}H'_1 + \dot{m}_{as,2}H'_2}{\dot{m}_{as,1} + \dot{m}_{as,2}} \quad y_f = \frac{\dot{m}_{as,1}y_1 + \dot{m}_{as,2}y_2}{\dot{m}_{as,1} + \dot{m}_{as,2}}$$

ed ancora:

$$\frac{\dot{m}_{as,2}}{\dot{m}_{as,1}} = \frac{y_1 - y_f}{y_f - y_2} = \frac{H'_1 - H'_f}{H'_f - H'_2} \quad \text{ovvero} \quad \frac{\dot{m}_{as,2}}{\dot{m}_{as,1}} = \frac{H'_f - H'_2}{y_f - y_2} = \frac{H'_1 - H'_f}{y_1 - y_f} .$$

Sia il grado di umidità y_f , sia l'entalpia H'_f corrispondenti allo stato miscelato, sono dati dalla media pesata dei corrispondenti valori delle due correnti, rispetto alle portate in massa di aria secca. Nel piano psicrometrico (H' , y) lo stato termodinamico finale f è dunque allineato con gli stati 1 e 2 delle correnti non miscelate. Il punto f si trova nella posizione baricentrica degli stessi punti, quando ad essi vengono attribuite masse proporzionali alle rispettive portate.

12.6. I principi del condizionamento ambientale

Sono basati nel concetto di benessere ambientale, in particolare termoigrometrico. L'ASHRAE Standard 55-74 definisce il benessere come "atteggiamento mentale di soddisfazione per l'ambiente dal punto di vista termico, igrometrico etc".

I fattori che influenzano questo atteggiamento sono: la temperatura dell'aria, la temperatura dei corpi che la circondano (temperatura media radiante), l'umidità relativa, la velocità dell'aria, il tipo di attività fisica e l'abbigliamento dell'individuo.

L'esperienza mostra che:

- non esiste una unica combinazione dei fattori climatici cui corrisponda una situazione di benessere;
- a parità di fattori, diversi individui possono riferire sensazioni diverse.

Il corpo umano è dotato di un sistema di termoregolazione che gli permette di mantenere costante la temperatura interna mediante un opportuno meccanismo che svolge la sua funzione equilibrando la generazione e la dispersione di calore.

Dal maggiore o minore "stress" cui è sottoposto il sistema di regolazione dipende la sensazione di benessere (per disperdere aumenta la temperatura superficiale e la sudorazione, per non disperdere decresce la temperatura superficiale ecc.).

L'attività del corpo umano dà luogo ad una generazione interna di calore con conseguenti scambi di calore sensibile e latente con l'ambiente.

Per l'equilibrio termico del corpo umano in prima approssimazione si può scrivere:

$$\frac{dU}{d\tau} = M - P - C - R - E \quad (12.12)$$

con:

$\frac{dU}{d\tau}$ = velocità di variazione della energia interna

M = potenza dovuta alla attività metabolica

P = potenza meccanica scambiata per la respirazione e contro la gravità

C = flusso termico disperso per convezione

R = flusso termico disperso per irraggiamento

E = flusso termico disperso per evaporazione dalla pelle e per la respirazione.

Dall'impostazione dell'equazione precedente in funzione dei parametri ambientali e soggettivi, si ricava l'equazione del benessere dovuta a Fanger.

La potenza M liberata dai processi ossidativi nel corpo umano (per un generico livello metabolico) viene convertita in potenza meccanica interna (per l'attività polmonare) ed esterna, ed in potenza termica interna. Quando il corpo compie lavoro aumenta il metabolismo e la potenza prodotta. Il rapporto tra lavoro esterno e

metabolismo definisce un rendimento meccanico del corpo umano (ϵ) che mediamente può assumersi pari a 0.1. La potenza metabolica può calcolarsi in base al consumo di ossigeno e viene espressa in *met*, unità metabolica che esprime l'energia liberata per unità di tempo e per unità di superficie, da un individuo medio, seduto e inattivo ($1\text{met} = 58.2 \text{ W/m}^2$). Alcuni valori della potenza metabolica per unità di area della superficie del corpo umano sono riportati nella tabella seguente, insieme al rendimento meccanico.

Tipo di attività svolta	Potenza metabolica per unità di area <i>M</i>		Rendimento meccanico
	<i>met</i>	W/m^2	
Persona seduta inattiva	1.0	58.2	0
Attività sedentaria	1.2	69.8	0
Attività lavorativa in esercizi commerciali	1.4-2.0	81.5-116.5	0-0.1
Attività manuale di carpenteria e falegnameria	1.8	104.7	0-0.1
Attività connesse a lavorazioni a macchina (foratura, piallatura)	4.0-6.4	232.8-372.5	0.1-0.2
Attività di laboratorio	1.6-2.2	93.2-128	0-0.2
Attività sportive:			
ginnastica	3.0-4.0	174.6-232.8	0-0.1
Tennis	4.6	267.8	0-0.1
Marcia su piano orizzontale(8km/h)	5.8	337.6	0

Tenendo presente che la superficie di scambio media del corpo umano è valutata di 1.8 m^2 le potenze metaboliche per individuo possono variare tra circa 100 e 900 W.

Il corpo umano immette anche nell'ambiente una certa massa di acqua sotto forma di vapore per respirazione ed evaporazione. Per un adulto in condizioni di riposo la massa di acqua prodotta è stimata dell'ordine di 50-60 g/h.

Le condizioni di benessere vengono così indicate:

INVERNALE	$t = 20 \pm 1^\circ\text{C}$	$i = 50 \pm 10\%$
ESTIVO	$t = 26 \pm 1^\circ\text{C}$	$i = 50 \pm 10\%$

12.7. Generalità sul condizionamento

Con il termine "condizionamento" si intende l'insieme delle operazioni idonee al controllo della temperatura e del contenuto di vapore dell'aria all'interno di un ambiente soggetto a scambi termici e di massa (carichi termoigrometrici).

Tali scambi riguardano sia gli apporti energetici, dovuti a sorgenti interne ed ai flussi termici attraverso le pareti opache o trasparenti limitanti l'ambiente, sia i flussi entalpici associati alle portate d'acqua o vapore immesse per la presenza di persone o sorgenti.

Il controllo delle condizioni climatiche desiderate viene raggiunto introducendo nell'ambiente una definita portata d'aria umida caratterizzata da uno stato termodinamico tale da produrre le condizioni volute.

Nella presente trattazione si considera nell'ambiente un solo locale servito da un impianto a "tutt'aria", cioè privo di corpi scaldanti o refrigeranti.

L'aria uscente dall'ambiente viene normalmente ricircolata attraverso l'impianto al fine di contenere i consumi energetici.

La portata di aria secca \dot{m}_{as} è costante sia attraverso la sezione di ingresso, sia attraverso quella di uscita.

12.8. Bilanci di energia e di massa dell'ambiente condizionato

Si consideri il locale in figura servito da un impianto senza ricircolazione

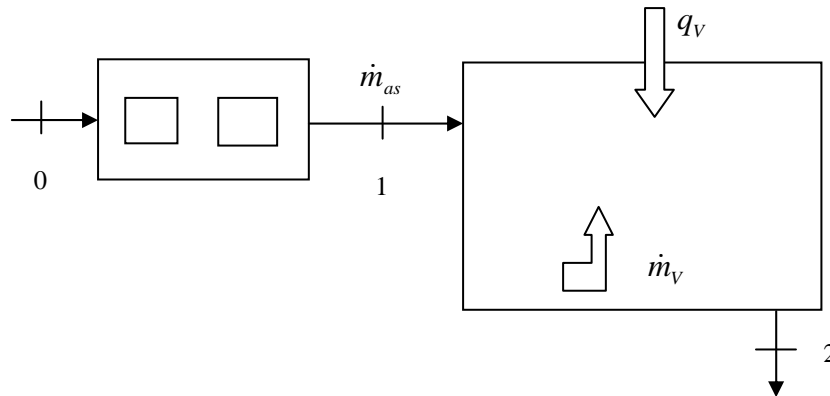


Fig. 12.11. Schema degli scambi di un locale condizionato.

Per mantenere nel locale le condizioni volute 2 ($i_2, t_2 \rightarrow y_2, H'_2$), occorre introdurre una portata di aria \dot{m}_{as} di caratteristiche opportune ($i_1, t_1 \rightarrow y_1, H'_1$).

Se l'aria da trattare è quella esterna, nello stato (i_0, t_0), la batteria dovrà modificarne le caratteristiche fino ad ottenere lo stato 1.

Quest'ultimo dipende (oltre che da 2) dai bilanci di massa ed energia del locale.

L'ambiente in esame scambia energia con l'esterno attraverso le pareti perimetrali vetrate ed opache che lo delimitano. Sono inoltre da considerare le sorgenti termiche interne dovute a macchine, elaboratori, lampade, persone etc.. La sommatoria delle potenze termiche elencate costituisce il cosiddetto carico termico sensibile q_v (che cioè fa variare la temperatura dell'aria ambiente). Si ha pertanto :

$$q_v = q_p + q_{vt} + q_s$$

con:

$q_p = \sum K_i S_i \Delta T_i$	flusso termico attraverso le pareti opache
$q_{vt} = \sum K_i S_i \Delta T_i + \sum \tau_j S_j q_{solare}$	flusso termico attraverso le pareti vetrate
$q_s = \sum sorgenti$	flusso termico dovuto a sorgenti (macchine, persone..)

Nell'ambiente è inoltre solitamente prodotto del vapore acqueo, con una certa portata oraria, conseguente alla presenza di persone, macchine, processi tecnici svolti. Il prodotto della portata massica \dot{m}_v per l'entalpia del vapore H_v viene anche denominato carico termico latente nel senso che principalmente provoca una variazione del contenuto di vapore:

$$q_{latente} = \dot{m}_v H_v$$

Nelle condizioni del regime stazionario, si può rappresentare il locale come un volume di controllo in condizioni di regime e porre:

$$\text{Bilancio di massa: } \dot{m}_v = \dot{m}_{as} (y_2 - y_1) \quad (12.13)$$

$$\text{Bilancio energetico: } q_v = \dot{m}_{as} H'_2 - (\dot{m}_{as} H'_1 + \dot{m}_v H_v) \quad (12.14)$$

In questo modo il calore latente è rappresentato da una portata entrante \dot{m}_v di entalpia h_v . Dalla (12.14) il carico termico totale può scriversi:

$$q_t = q_v + \dot{m}_v H_v = \dot{m}_{as} (H'_2 - H'_1) \quad (12.15)$$

Dividendo membro a membro la (12.15) per la (12.13) si ottiene:

$$\frac{q_v}{\dot{m}_v} + H_v = \frac{H'_2 - H'_1}{y_2 - y_1} \quad (12.16)$$

Il rapporto

$$R = \frac{\Delta H'}{\Delta y} \quad (12.17)$$

prende il nome di *fattore di carico*. Sul diagramma di Mollier, il luogo dei punti che soddisfano il bilancio energetico e di massa espresso dalle (12.13) e (12.14) è una semiretta passante per 2 e di pendenza R .

L'aria viene dunque introdotta nell'ambiente nello stato 1 (t_1, y_1) e mescolandosi (scambiando calore e massa) si trasforma, consentendo l'instaurarsi delle condizioni ambientali A (t_2, y_2). Questa trasformazione rappresentata nel diagramma di Mollier, è un segmento di retta di cui il rapporto $R = \frac{\Delta H'}{\Delta y}$ rappresenta il coefficiente angolare.

Le equazioni di bilancio scritte costituiscono un sistema di due equazioni nelle incognite \dot{m}_{as} , H'_1 , y_1 ; tutte le altre grandezze sono calcolabili o prefissate. Sarà necessario fissare una delle tre incognite per ricavare le altre: per esempio la portata d'aria secca oppure la temperatura di immissione t_1 . Il calcolo si effettua nelle condizioni di maggior carico e l'impianto sarà poi regolato ora per ora in base alle esigenze.

Un modo di operare è il seguente: si fissa la temperatura t_1

- nella stagione invernale $t_1 = t_2 + (15 \div 20)^\circ C$

- nella stagione estiva $t_1 = t_2 - (6 \div 10)^\circ C$

e si ricava il valore della portata di aria da immettere. Si verifica infine che il valore trovato \dot{m}_{as} sia sufficiente a garantire i ricambi orari richiesti dall'ambiente (per esempio 25 m³/h a persona) e ad impedire la stratificazione dell'aria. La portata \dot{m}_{as} dovrà risultare maggiore delle portate minime indicate.

Nel caso di ricircolazione dell'aria, una portata di aria pulita \dot{m}_e viene prelevata dall'esterno a (t_0, i_0) e mescolata con la portata di ricircolo di caratteristiche (t_2, i_2) .

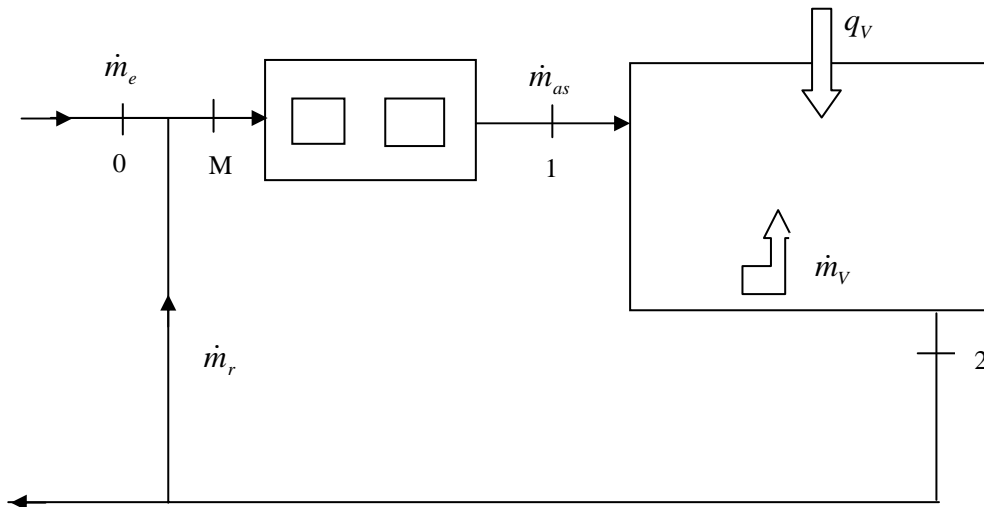


Fig. 12.12. Schema degli scambi di un locale condizionato con ricircolazione dell'aria.

Contemporaneamente viene scaricata all'esterno una portata \dot{m}_e , pari a quella di rinnovo \dot{m}_r . Nel condizionatore entra la portata \dot{m}_{as} con caratteristiche (t_M, i_M) derivanti dalla miscelazione.

Nel condizionamento è normalmente positivo il flusso latente, mentre quello sensibile risulta positivo in condizioni estive e negativo in condizioni invernali: ne risulta $R > 0$ in condizioni estive, $R < 0$ in condizioni invernali.

Si ha pertanto un diverso modo di operare dell'impianto nelle due condizioni.

12.8.1. Condizionamento estivo

Nella stagione estiva il locale condizionato deve essere mantenuto in condizioni termoigrometriche dell'ordine di $t_2 = 26$ °C, $i_2 = 0.5$. Il carico termico sensibile è principalmente dovuto agli apporti energetici attraverso le pareti limitanti l'ambiente ed a quelli legati alla presenza di sorgenti termiche e persone. Il carico termico latente è dovuto alla portata di vapore introdotta dagli occupanti per respirazione e sudorazione.

In genere d'estate l'aria esterna è calda ed umida (y elevato) ed il suo stato corrisponde ad esempio al punto 0 del diagramma seguente. Poiché viene miscelata con l'aria di ricircolo nello stato 2, la portata da "trattare" avrà le condizioni M (di miscela) con:

$$\frac{M0}{2M} = \frac{m_r}{m_e}$$

Dallo stato M dovrà essere portata allo stato 1 per l'immissione nell'ambiente. Per ottenere ciò sarà necessario deumidificare e raffreddare.

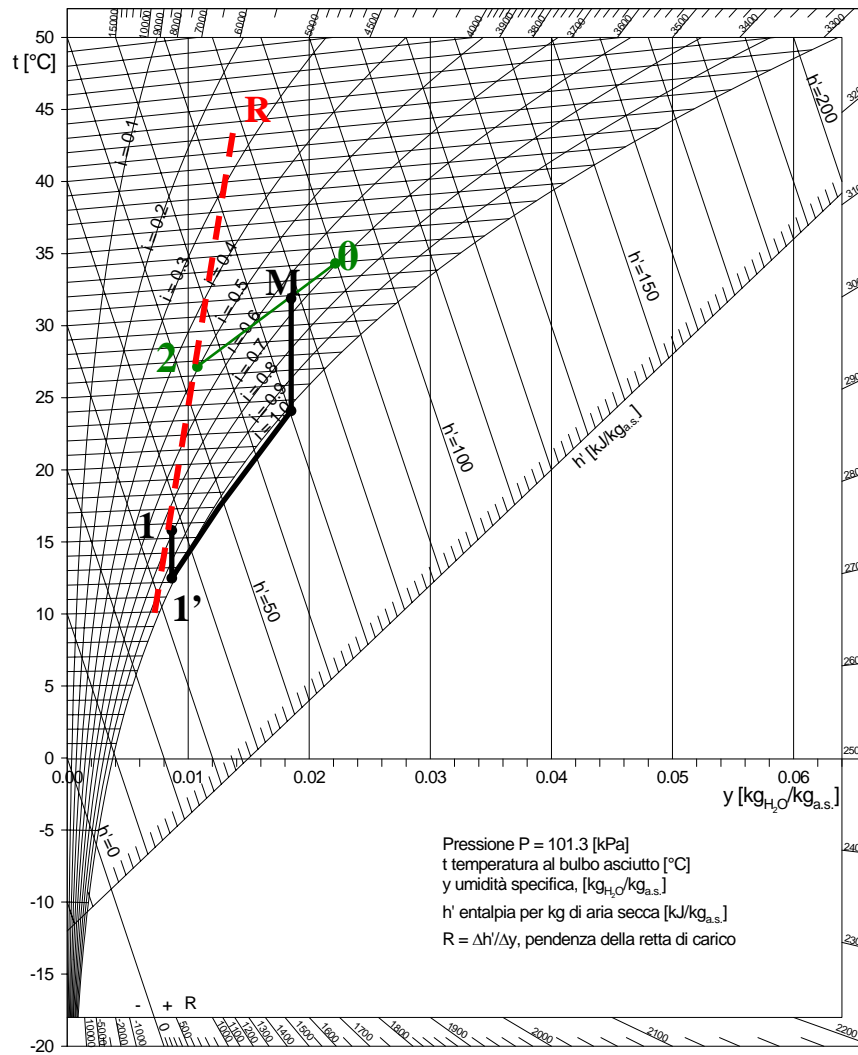


Fig. 12.13. Retta di carico e stati termodinamici dell'aria per il condizionamento estivo.

Lo stato 1 di immissione dell'aria può essere ottenuto con varie soluzioni impiantistiche, più o meno complesse, che comportano differenti possibilità di controllo ambientale, quando le condizioni si allontanano da quelle nominali di progetto.

Si può far passare l'aria attraverso una batteria refrigerante (deumidificazione con raffreddamento) e successivamente riscaldarla ad umidità specifica costante fino a raggiungere lo stato M. Il processo è rappresentato schematicamente dalla linea nera che, in Fig. 12.13, unisce M ad 1.

Nel processo reale una parte del flusso d'aria umida che attraversa la batteria refrigerante, di fatto la "bypassa" rimanendo praticamente nello stato M, mentre la restante parte del flusso si raffredda, con effettiva condensazione del vapore. Il risultato è che all'uscita della batteria non si ottiene lo stato 1', ma uno stato ad esso prossimo, con elevata umidità relativa, non saturo. Il successivo riscaldamento consente di ottenere le condizioni 1 volute.

L'unità di condizionamento estiva prevede dunque una batteria "fredda" e generalmente un riscaldatore. I flussi termici corrispondenti alle trasformazioni M1' ed 1'1 sono valutabili come prodotto della portata in massa di aria secca per le corrispondenti variazioni di entalpia specifica

12.8.2. Condizionamento invernale

Durante il regime invernale, come già notato, si vuol mantenere nel locale condizionato una temperatura di 20°C ed una umidità relativa intorno al 50%. Il carico termico sensibile è negativo per le dispersioni termiche attraverso le pareti, mentre generalmente si trascurano gli apporti positivi dovuti alle persone, all'irraggiamento solare ed all'impianto di illuminazione. Il flusso entalpico dovuto al vapore prodotto è in genere trascurato nel bilancio termico.

Nel caso invernale l'aria esterna è alquanto secca e fredda, deve pertanto essere riscaldata e umidificata.

Anche in questo caso la portata di aria da trattare è generalmente costituita da due parti: la portata di rinnovo \dot{m}_e , rispondente alle esigenze di qualità dell'aria del locale, e la portata di ricircolo \dot{m}_r . Per ottenere che l'aria all'uscita del condizionatore sia nelle condizioni desiderate, occorre in genere provvedere a somministrare calore, per aumentarne la temperatura, e umidificare. Un solo trattamento non è di norma sufficiente per raggiungere entrambi gli scopi nella misura necessaria.

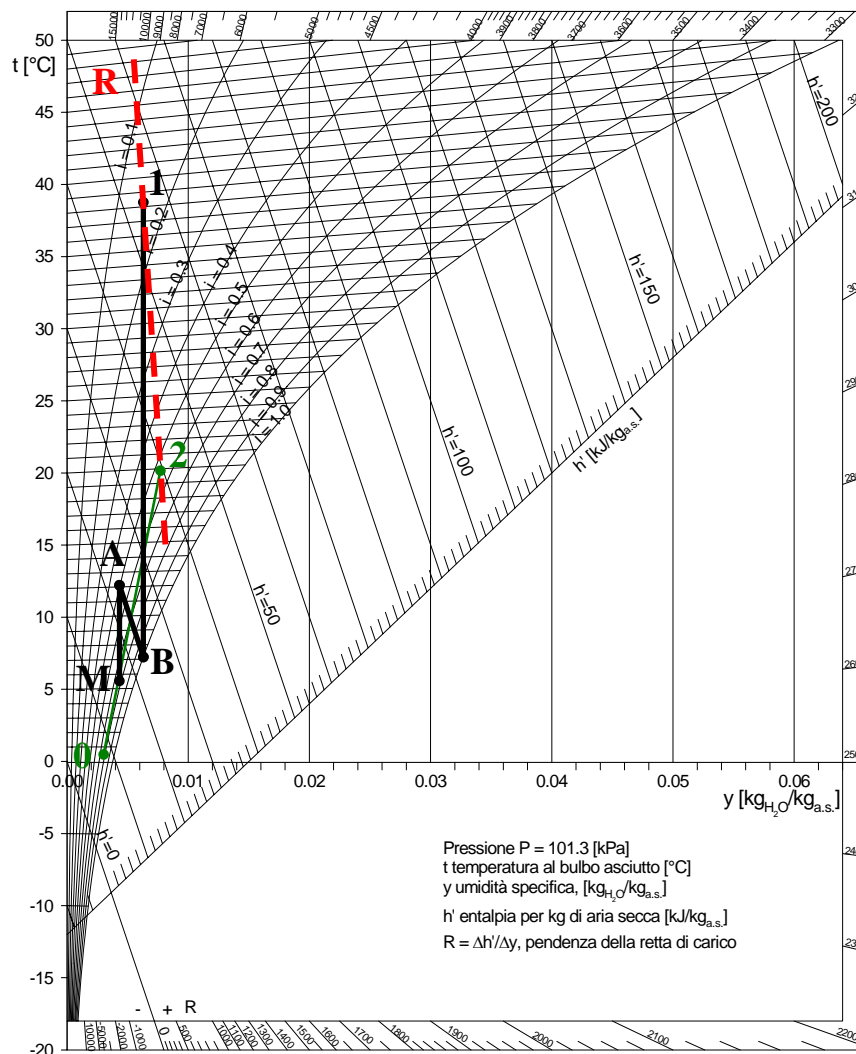


Fig. 12.14. Diagramma degli stati termodinamici nel condizionamento invernale con miscelazione.

Gli schemi che possono essere adottati relativamente all'effettuazione della miscela tra aria esterna e aria di ricircolo sono diversi e normalmente converrà ripetere, se possibile, lo schema scelto per il caso estivo, in modo da utilizzare la stessa tipologia di gruppo di trattamento dell'aria.

Il passaggio dallo stato M allo stato 1 può essere ottenuto in diversi modi che dipendono dal tipo di apparecchiature usate. Se si suppone, come accade di solito, di impiegare batterie a tubi alettati per il riscaldamento a umidità specifica costante e umidificatori a spruzzo per i processi di umidificazione, le trasformazioni più convenienti, anche per quanto riguarda i problemi di regolazione, sono: il preriscaldamento MA, l'umidificazione per saturazione adiabatica AB e il post-riscaldamento B1.

L'unità di condizionamento invernale, nello schema sopra indicato, prevede dunque un riscaldatore, un umidificatore ed un secondo riscaldatore. I flussi termici corrispondenti alle trasformazioni MA ed B1 sono valutabili come prodotto della portata in massa di aria secca per le corrispondenti variazioni di entalpia specifica