

ITI OMAR Dipartimento di Meccanica

Introduzione allo studio delle Macchine termiche

(parte quarta)

Yunus A. Çengel, Michael A. Boles
Thermodynamics: an engineering approach 4th Edition McGraw-Hill

Aria secca e aria atmosferica

L'aria è una miscela di azoto (78%), ossigeno (21%) e piccole quantità di altri gas (1%).

L'aria nell'atmosfera, che normalmente contiene del vapore acqueo (umidità), viene detta *aria atmosferica*.

L'aria che non contiene vapore d'acqua viene detta *aria secca*.

E' spesso conveniente trattare l'aria come una miscela di vapore acqueo e aria secca in cui la composizione dell'aria secca rimane relativamente costante, mentre l'ammontare di umidità varia in conseguenza della condensazione e della vaporizzazione degli oceani, dei fiumi, dei laghi e anche dai corpi umani.

Sebbene la quantità di vapore acqueo nell'aria è normalmente bassa, essa gioca un ruolo essenziale nel realizzare il benessere soggettivo (comfort).

La temperatura dell'aria nelle applicazioni inerenti agli impianti di condizionamento può essere ritenuta variabile all'interno di un range da -10 a 50°C. In tale intervallo di temperatura l'aria può essere trattata come un gas ideale con calore specifico a pressione costante pari a:

$$c_p = 1.005 \text{ kJ/kgK}$$

L'entalpia e la variazione di entalpia possono quindi essere determinati con le seguenti relazioni:

$$h_{\text{dry air}} = c_p T \quad \Delta h_{\text{dry air}} = c_p \Delta T$$

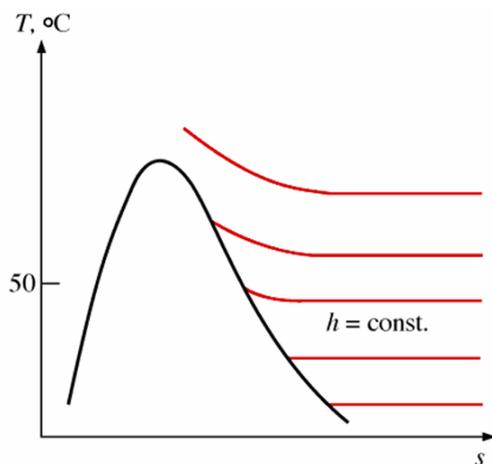
dove T è la temperatura dell'aria espressa in °C.

Fortunatamente anche il vapore d'acqua, nel range di temperatura prima definito, può essere trattato come un gas ideale. A 50°C la pressione di saturazione dell'acqua è 12.3 kPa. Al di sotto di questo valore il vapore d'acqua può essere trattato come un gas ideale perfino in condizioni di vapore saturo.

Sotto queste assunzioni, l'aria atmosferica può essere pertanto trattata come una miscela di gas ideali con pressione totale¹ p pari alla somma delle pressioni parziali di aria secca p_a e di vapore p_v.

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

Poiché il vapore d'acqua si comporta sostanzialmente come un gas ideale, la sua entalpia sarà solo funzione della temperatura. In effetti, dal grafico sotto riportato, è facile vedere che le linee isoentalpiche corrispondono alle isoterme per valori di temperatura inferiori a 50°C.



WATER VAPOR			
T, °C	h _g , kJ/kg		Difference, kJ/kg
	Tabellata	Calcolata	
-10	2482.9	2483.1	-0.2
0	2501.3	2501.3	0.0
10	2519.8	2519.5	0.3
20	2538.1	2537.7	0.4
30	2556.3	2555.9	0.4
40	2574.3	2574.1	0.2
50	2592.1	2592.3	-0.2

L'entalpia del vapore d'acqua contenuto nell'aria può essere assunto pari al valore all'entalpia del vapore saturo alla stessa temperatura.

L'entalpia del vapore d'acqua a 0°C vale 2501.3 kJ/kg

Il calore specifico medio del vapore d'acqua a pressione costante può essere ritenuto pari a 1.82 kJ/kg°C.

L'entalpia del vapore d'acqua può essere pertanto stimata dalla seguente relazione:

$$h_g(T) \cong 2501.3 + 1.82 \cdot T \quad \text{kJ/kg} \quad T \text{ in } ^\circ\text{C} \quad (1.2)$$

con un errore decisamente trascurabile (vedi tabella sopra riportata)

¹ La pressione totale esercitata da una miscela ideale di gas ideali è uguale alla somma delle pressioni parziali che sarebbero esercitate dai gas se fossero presenti da soli in un eguale volume.

La pressione parziale p_i di un componente di una miscela di gas è la pressione che questo avrebbe qualora occupasse, da solo, il volume a disposizione dell'intera miscela.

Umidità relativa e specifica dell'aria*Umidità specifica*

L'umidità specifica o assoluta ω è definita come il rapporto tra la massa di vapore m_v e la massa di aria secca m_a costituenti la miscela .

$$\omega \equiv \frac{m_v}{m_a} \quad (1.3)$$

Dalle (1.3) e (1.1), nell'ipotesi che i costituenti si comportino come gas ideali si ha:

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{V(1/v_v)}{V(1/v_a)} = \frac{Vp_v/(R_vT)}{Vp_a/(R_aT)} = \frac{p_v/R_v}{p_a/R_a} = \frac{p_v/0.4615}{p_a/0.2870} = 0.622 \frac{p_v}{p_a} \quad (1.4)$$

e con riferimento alla pressione totale p :

$$\omega = \frac{0.622 p_v}{p - p_v} \quad (1.5)$$

Consideriamo 1 kg di aria secca: per definizione avrà un'umidità specifica (assoluta) pari a zero.

Se aggiungiamo ora del vapore d'acqua, l'umidità aumenta e continuando ad aggiungere vapore l'umidità specifica continuerà ad aumentare. Ad un certo punto però la miscela non sarà più in grado di tollerare ulteriori incrementi di vapore: l'aria in queste condizioni viene *definita satura*.

Ossia, se tentiamo di aggiungere vapore d'acqua all'aria satura il vapore si condenserà.

La quantità di vapore d'acqua contenuta nell'aria satura si calcola immediatamente dalla (1.5) ponendo $p_v = p_g$ dove p_g rappresenta la pressione di saturazione dell'acqua alla temperatura della miscela.

$$\begin{aligned} & \text{AIR} \\ & 25^\circ\text{C}, 100 \text{ kPa} \\ & (P_{\text{sat}}, \text{H}_2\text{O} @ 25^\circ\text{C} = 3.169 \text{ kPa}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_v &= 0 \rightarrow \text{dry air} \\ P_v &< 3.169 \text{ kPa} \rightarrow \text{unsaturated air} \\ P_v &= 3.169 \text{ kPa} \rightarrow \text{saturated air} \end{aligned}$$

Umidità relativa

L'umidità relativa Φ dell'aria è definita come il rapporto tra massa di vapore m_v contenuta nell'aria e la quantità massima di vapore m_g che l'aria potrebbe contenere alla stessa temperatura.

$$\Phi \equiv \frac{m_v}{m_g} = \frac{p_v}{p_g} \quad p_g = p_{\text{sat}@T} \quad (1.6)$$

Dalle (1.5) e (1.6) si ottiene:

$$\Phi = \frac{\omega p}{(0.622 + \omega) p_g} \quad \omega = \frac{0.622 \Phi p_g}{p - \Phi p_g} \quad (1.7)$$

Dalla prima delle (1.7) si deduce immediatamente che l'umidità relativa dell'aria cambia al varia della temperatura anche se si mantiene costante l'umidità specifica.

Ricordiamo infine che il livelli di umidità relativa sono molto importanti dato che influenzano pesantemente il livello comfort ambientale, ovvero la sensazione di benessere.

L'entalpia dell'aria atmosferica

L'aria atmosferica è una miscela di aria secca e vapore, pertanto l'entalpia dell'aria verrà espressa in termini di entalpia specifica h_a dell'aria secca e dell'entalpia specifica h_v del vapore d'acqua.

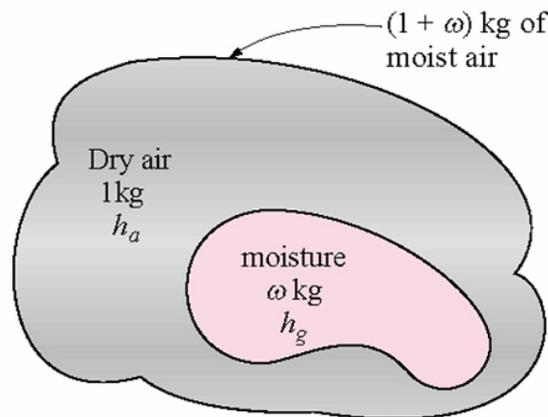
$$H = H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v \quad (1.8)$$

Poiché in molte applicazioni pratiche la quantità di aria secca della miscela rimane costante, l'entalpia dell'aria atmosferica si suole esprimere per unità di massa d'aria secca piuttosto che per unità di massa dell'intera miscela. Pertanto:

$$h \equiv \frac{H}{m_a} = h_a + \frac{m_v}{m_a} h_v = h_a + \omega h_v \quad (1.9)$$

Ma poiché $h_v = h_g$ dalla (1.9) si ha:

$$h = h_a + \omega h_g \quad (1.10)$$



$$h = h_a + \omega h_g, \text{ kJ/kg dry air}$$

Esempio 4-1

Una stanza di 75 m^3 contiene aria a 25°C e 100 kPa con una umidità relativa del 75%.

Determinare:

1. la pressione parziale dell'aria secca;
2. l'umidità specifica;
3. l'entalpia per unità di massa di aria secca;
4. le masse di aria secca e vapore contenute nella stanza.

Si assume che l'aria secca e il vapore d'acqua contenuti nella stanza si comportino come gas ideali.

La pressione parziale dell'aria secca si ricava dalla (1.1) e dalla (1.6)

$$p_v = \Phi p_g = \Phi p_{sat@T} = 0.75 \cdot 3.169 = 2.38 \text{ kPa}$$

$$p_a = p - p_v = 100 - 2.38 = 97.62 \text{ kPa}$$

L'umidità specifica dell'aria si ricava dalla (1.5)

$$\omega = \frac{0.622 p_v}{p - p_v} = 0.0152 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

L'entalpia dell'aria per unità di massa di aria secca si calcola dalla (1.10):

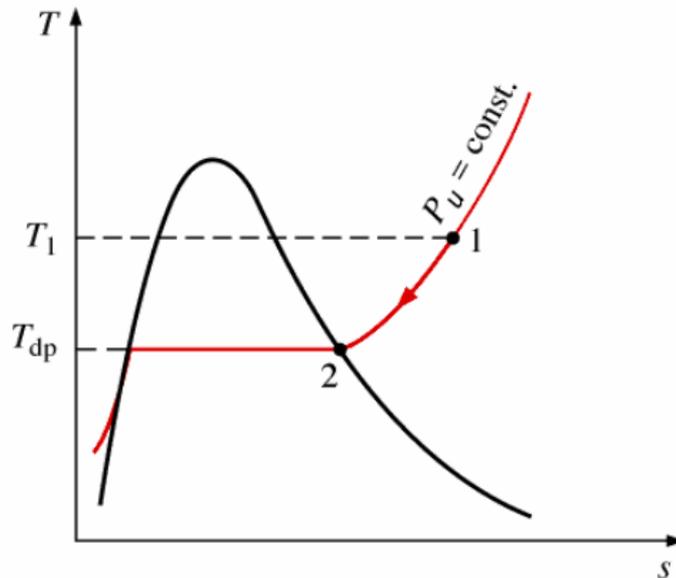
$$h = h_a + \omega h_g \cong c_p T + \omega (2501.3 + 182 \cdot 25) \cong 63.8 \text{ kJ/kg dry air}$$

Dalla definizione di pressione parziale si ottengono le masse di aria e vapore contenute nella stanza:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_a = \frac{p_a V_a}{R_a T} \\ m_v = \frac{p_v V_v}{R_v T} \\ V_a = V_b = V \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} R_a = 0.287 \text{ kJ/kgK} \\ R_v = 0.4615 \text{ kJ/kgK} \end{array} \quad \left\{ \begin{array}{l} m_a = 85.61 \text{ kg} \\ m_v = 1.3 \text{ kg} \end{array} \right.$$

La temperatura di rugiada

La temperatura di rugiada (punto di rugiada) è la temperatura a cui inizia la condensazione quando l'aria viene raffreddata a pressione costante.

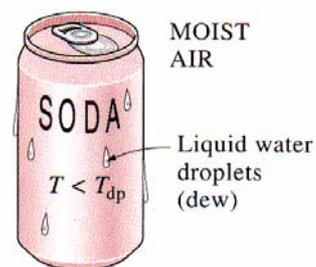


Il punto di rugiada è, in altri termini, la temperatura di saturazione dell'acqua in corrispondenza di una pressione pari alla pressione di vapore della miscela.

$$T_{dp} = T_{sat @ p_v} \tag{1.11}$$

Quando l'aria è satura, la temperatura dell'ambiente e il punto di rugiada sono coincidenti.

Se prendiamo, in una giornata calda, una bevanda in lattina da un frigorifero noteremo che dopo un certo tempo sulle pareti della lattina cominceranno a formarsi delle goccioline d'acqua. Questo avviene perché la temperatura della lattina è inferiore al punto di rugiada dell'aria circostante

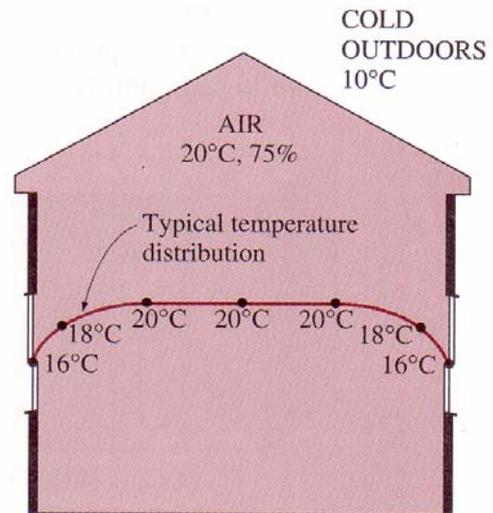


When the temperature of a cold drink is below the dew-point temperature of the surrounding air, it "sweats."

Esempio 4-2

In una giornata fredda è frequente osservare fenomeni di condensazione in corrispondenza delle superficie interne delle finestre della nostra abitazione.

Nell'ipotesi che l'aria presente nella abitazione abbia una temperatura di 20°C e un'umidità relativa del 75%, determinare la temperatura massima delle finestre in grado di permettere la formazione di condensa sulle superficie interne delle finestre stesse.



$$p_v = \Phi p_{g@20^\circ C} = 0.75 \cdot 2.339 \cong 1.754 \text{ kPa}$$

$$T_{dp} = T_{sat@p_v} \cong 15.4^\circ C$$

Pertanto, per evitare la formazione di condensa, la superficie interna delle finestre deve essere mantenuta al di sopra di 15.4 °C.

Temperatura di saturazione adiabatica

L'umidità relativa e specifica sono molto usate soprattutto in problemi impiantistici. Sarebbe pertanto auspicabile poterle esprimere in funzione di grandezze facilmente misurabili come la pressione e la temperatura.

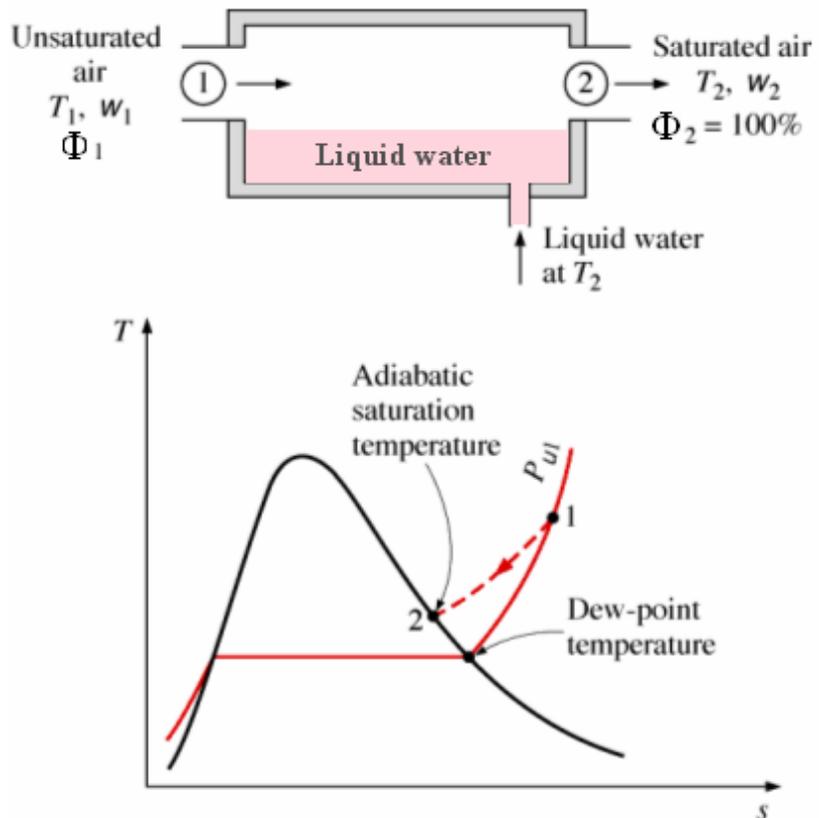
Potremmo determinare l'umidità relativa tramite il punto di rugiada. Dal punto di rugiada possiamo infatti risalire alla pressione di vapore e da questa calcolare l'umidità relativa una volta ricavata da tabelle la pressione di saturazione dell'acqua alla temperatura assegnata.

Questo approccio è molto semplice dal punto di vista concettuale, ma poco pratico.

Meglio pertanto scegliere un'altra via: cercheremo di esprimere l'umidità relativa o assoluta tramite un processo di saturazione adiabatico a fianco rappresentato.

Il sistema consiste in un lungo tubo isolato contenente acqua stagnante.

Un flusso stazionario di aria con umidità specifica ω_1 (sconosciuta) e temperatura T_1 attraversa la tubazione. Nell'attraversamento, l'aria scorre sull'acqua, parte dell'acqua evapora e si mescola all'aria aumentandone l'umidità. L'aria quindi aumenta di umidità, ma parallelamente diminuisce di temperatura: parte del calore di vaporizzazione dell'acqua viene infatti prelevata dall'aria stessa. Se la tubazione è abbastanza lunga, l'aria uscirà completamente satura ad una temperatura T_2 : tale temperatura è definita temperatura di saturazione



adiabatica. Se il sistema prevede un sostituzione continua dell'acqua uscente a temperatura T_2 con una stessa quantità di acqua entrante (sempre a T_2), allora il dispositivo può essere considerato in condizioni stazionarie. Si tratta ora di analizzare un sistema adiabatico, stazionario, che non fornisce lavoro e nel quale possono essere trascurate le variazioni di energia cinetica e potenziale.

Scriveremo le equazioni di bilancio delle masse e dell'energia.

Bilancio delle masse

La portata in massa di aria secca deve rimanere costante:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$$

La portata massica del vapore aumenta di una quantità pari alla portata di acqua evaporata \dot{m}_f

$$\dot{m}_{v1} + \dot{m}_f = \dot{m}_{v2} \rightarrow \dot{m}_a \omega_1 + \dot{m}_f = \dot{m}_a \omega_2$$

Da cui infine:

$$\dot{m}_f = \dot{m}(\omega_2 - \omega_1) \tag{1.12}$$

Bilancio dell'energia

$$\dot{E}_{in} = \dot{E}_{out}$$

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_f h_{f2} = \dot{m}_a h_2$$

Tenuto conto della (1.12), si ha:

$$\dot{m}_a h_1 + \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} = \dot{m}_a h_2$$

Esprimendo l'entalpia dell'aria secondo la (1.2), si ottiene:

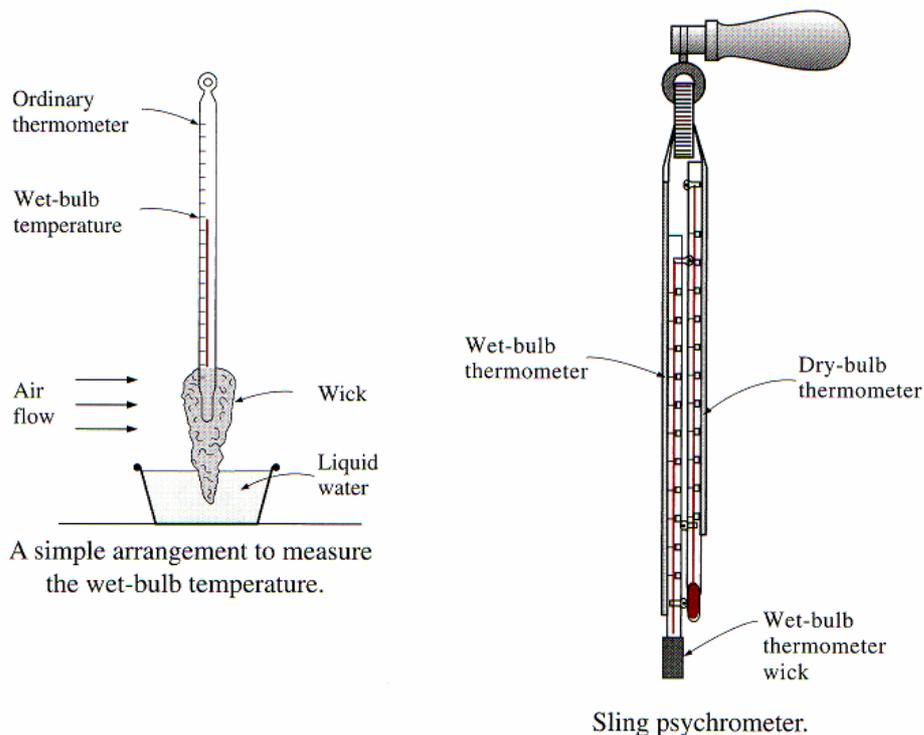
$$\omega_1 = \frac{c_p (T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg2}}{h_{g1} - h_{f2}} \quad \text{con} \quad \omega_2 = \frac{0.622 p_{g2}}{p_2 - p_{g2}} \quad (\Phi_2 \equiv 100\%) \tag{1.13}$$

Pertanto l'umidità assoluta e relativa dell'aria possono essere determinate dalle (1.13) una volta note la pressione e la temperatura dell'aria in ingresso e in uscita da un saturatore adiabatico.

Temperatura di bulbo umido

Il processo prima descritto, valido dal punto di vista teorico, non è tuttavia di agevole realizzazione: per ottenere in uscita aria satura occorrerebbe una tubazione molto lunga o, in alternativa, si dovrebbero usare dei nebulizzatori.

Un approccio decisamente più pratico è quello che prevede l'utilizzazione di un termometro il cui bulbo, rivestito con un stoppino bagnato, viene investito da una corrente d'aria.



La temperatura misurata da questo strumento è chiamata temperatura di bulbo umido T_{wb} ed è utilizzata comunemente nell'analisi dei condizionatori d'aria.

Quando l'aria insatura investe lo stoppino bagnato, parte dell'acqua presente nello stoppino evapora creando una differenza di temperatura tra l'aria e l'acqua stessa. Tale differenza di temperatura è responsabile del passaggio di calore tra l'aria e lo stoppino da essa investita. Il sistema si stabilizzerà quando la perdita di calore dell'acqua dello stoppino uguaglierà il calore ad essa fornito dall'aria: in questa situazione la temperatura segnata dal termometro si stabilizzerà.

Attualmente l'umidità dell'aria viene misurata direttamente con dispositivi elettronici di semplice realizzazione e di elevata precisione ed affidabilità rendendo in effetti i termometri a bulbo dei dispositivi decisamente obsoleti anche se molto utili e interessanti dal punto di vista didattico.

In generale la temperatura di saturazione adiabatica è diversa dalla temperatura di bulbo umido. Tuttavia per l'aria a pressione atmosferica le differenze sono minime, pertanto la temperatura di bulbo umido T_{wb} può essere utilizzata nella prima delle (1.13) in sostituzione di T_2 per ricavare l'umidità specifica dell'aria.

Esempio 4-3

Le temperature di bulbo secco e umido dell'aria siano rispettivamente 25 e 15°C. Considerata una pressione dell'aria pari a 101.325 kPa, determinare:

1. l'umidità specifica;
2. l'umidità relativa;
3. l'entalpia dell'aria;
4. il punto di rugiada;
5. il volume specifico dell'aria secca.

Umidità specifica

Dalla seconda delle (1.13)

$$\omega_2 = \frac{0.622 p_{g2}}{p_2 - p_{g2}} = \frac{0.622 \cdot 1.705}{101.325 - 1.705} \cong 0.01065 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air} \quad p_{g2} = p_{@T_2}$$

Dalla prima delle (1.13) si ottiene:

$$\omega_1 = \frac{c_p (T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg2}}{h_{g1} - h_{f2}} = \frac{1.005(25 - 15) + 0.01065 \cdot 2465.9}{2547.2 - 62.99} \cong 0.00653 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

Umidità relativa

L'umidità relativa si calcola dalla (1.7)

$$\Phi_1 = \frac{\omega p}{(0.622 + \omega_1) p_{g1}} = \frac{0.00653 \cdot 101.325}{(0.622 + 0.00653) \cdot 3.169} = 0.332$$

Entalpia dell'aria

Dalla (1.10) si ha:

$$h_1 = h_{a1} + \omega h_{v1} \cong h_{a1} + \omega h_{g1} = c_p T_1 + \omega h_{g1} = 41.8 \text{ kJ/kg dry air}$$

Punto di rugiada

$$\begin{cases} T_{dp} \equiv T_{\text{sat @ } p_{v1}} = 7.71 \text{ }^\circ\text{C} \\ p_{v1} = \Phi_1 p_{g1@25^\circ\text{C}} = 0.332 \cdot 3.170 = 1.052 \text{ kPa} \end{cases}$$

Volume specifico

$$v_a = \frac{R_a T_1}{p_a} = \frac{R_a T_1}{p - p_v} = \frac{0.287 \cdot (273.15 + 25)}{101.325 - 0.332 \cdot 3.169} \cong 0.853 \text{ m}^3 / \text{kg dry air}$$

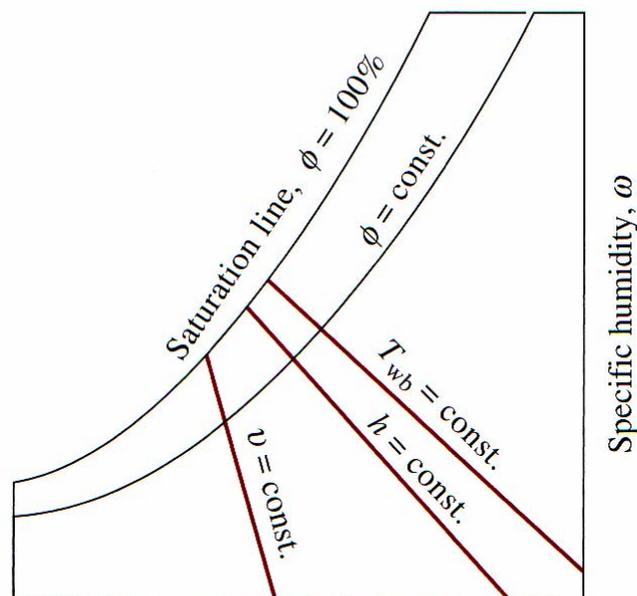
Il diagramma psicrometrico

Le condizioni dell'aria atmosferica possono essere definite, una volta nota la pressione, da due indipendenti proprietà intensive. Le restanti proprietà possono essere dedotte dalle precedenti come abbiamo visto dalle relazioni sopra riportate. Allo scopo potremmo personalizzare un semplice fogli elettronico o far uso di diagrammi *psicrometrici*.

Temperatura bulbo umido	<input type="text" value="24"/>	°C
Temperatura bulbo secco	<input type="text" value="35"/>	°C
Pressione atmosferica	<input type="text" value="101,325"/>	kPa
Umidità assoluta	0,01425	kg H ₂ O/kg dry air
Umidità relativa	0,40305	%
Entalpia aria	71,7084	kJ/kg aria secca
Temperatura di rugiada	19,5064	°C
Volume specifico	0,89282	m ³ /kg dry air

Descrizione del diagramma psicrometrico

Sull'asse orizzontale generalmente è posta la temperatura di bulbo secco, sull'asse verticale l'umidità specifica. In alto a sinistra il diagramma termina con la curva di saturazione i cui punti individuano aria con umidità relativa pari al 100%.



Dry-bulb temperature
Schematic for a psychrometric chart.

Esempio 4-4

Si consideri una stanza che contiene aria a 1 atm, 35°C e 40% di umidità relativa. Utilizzando il diagramma psicrometrico determinare:

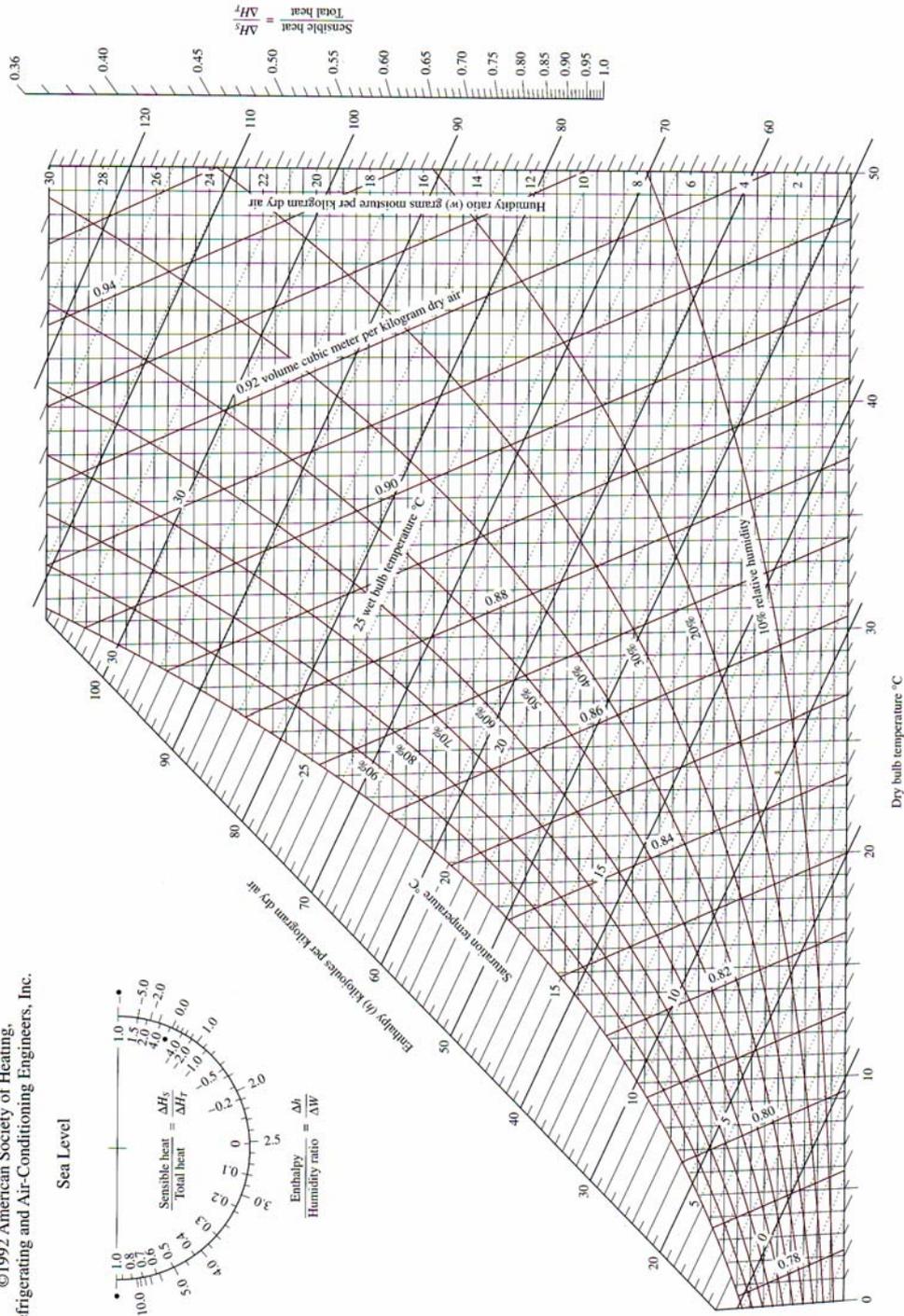
1. l'umidità specifica;
2. l'entalpia;
3. la temperatura di bulbo umido;
4. il punto di rugiada;
5. il volume specifico dell'aria



ASHRAE Psychrometric Chart No. 1

Normal Temperature
Barometric Pressure: 101.325 kPa

©1992 American Society of Heating,
Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.



Prepared by Center for Applied Thermodynamic Studies, University of Idaho.

FIGURE A-33

Psychrometric chart at 1 atm total pressure.

(Reprinted by permission of the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, GA; used with permission.)

Comfort¹ e condizionamento dell'aria

Le persone desiderano vivere in un ambiente confortevole: né troppo freddo, né troppo caldo, né troppo secco, né troppo umido. Per raggiungere pertanto il livello di comfort desiderato si dovranno convenientemente contrastare i fattori naturali che ostacolano la nostra sensazione di benessere ambientale, in particolare temperature e percentuali di umidità troppo elevate o troppo scarse.

Anche se, allo stato attuale, non è ipotizzabile alterare le condizioni atmosferiche è tuttavia possibile, in una zona ristretta, modificare le caratteristiche dell'aria che ci circonda.

Nel passato tali modifiche venivano attuate sostanzialmente tramite l'uso del fuoco.

Attualmente i sistemi di condizionamento non solo modificano la temperatura, sono pure in grado di modificare l'umidità, di depurare e perfino deodorare l'aria ambientale permettendo il raggiungimento di un comfort decisamente elevato.

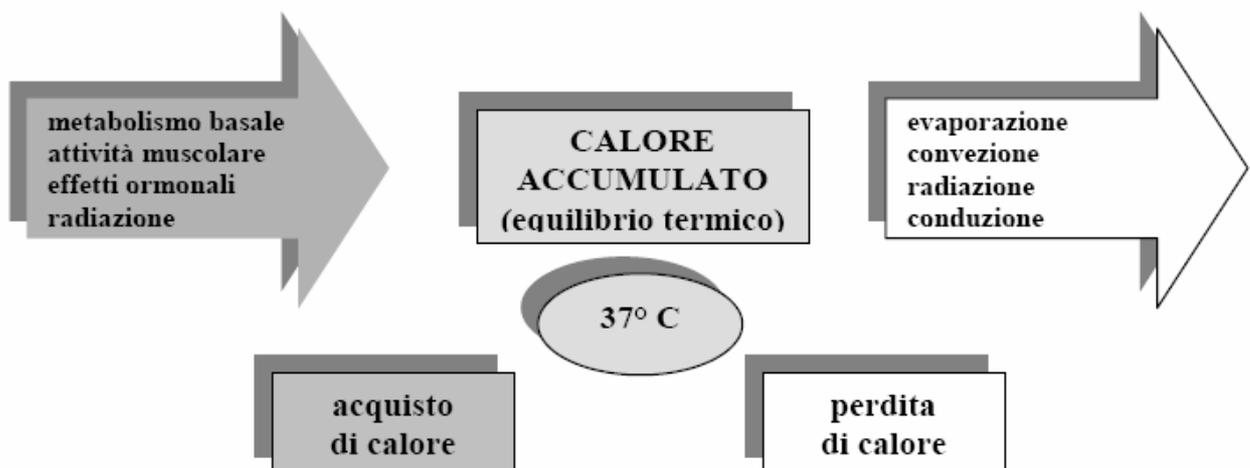
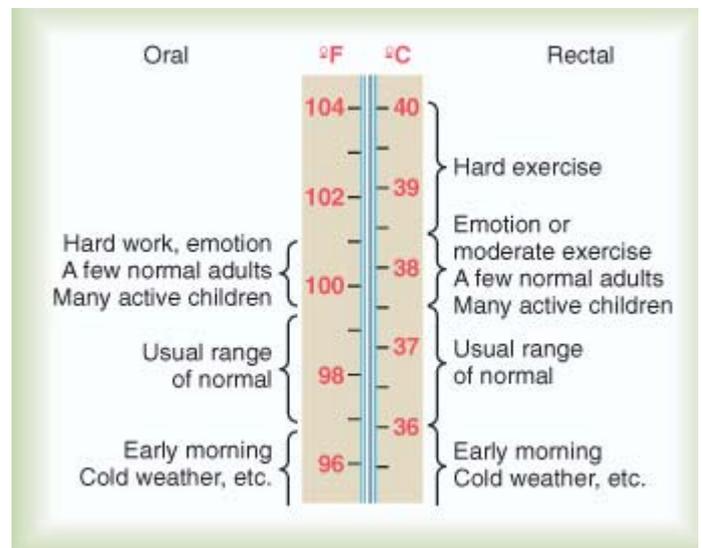
Poiché gli impianti di condizionamento sono progettati allo scopo di soddisfare le esigenze, pur soggettive, delle persone, si rende necessario spendere qualche parola per capire meglio il comportamento del corpo umano sotto il punto di vista termodinamico.

La macchina termica umana

Il corpo umano può essere considerato come una macchina termica alimentata dall'energia contenuta negli alimenti. Il nostro corpo, la nostra macchina termica, genera continuamente del calore il cui tasso di produzione è condizionato sostanzialmente dal livello di attività fisica.

Un adulto medio produce all'incirca circa 87 W quando dorme, 115 W quando svolge un'attività d'ufficio e produce circa 440 W quando si sottopone a un'attività fisica impegnativa.

La temperatura interna² del corpo umano deve mantenersi costantemente intorno ai 37°C, e per consentire tale stabilizzazione della temperatura interna il corpo umano è sottoposto a continui scambi di calore con l'ambiente circostante..



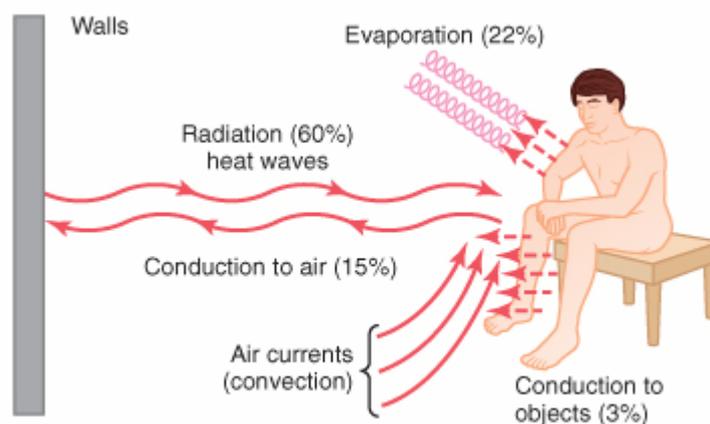
¹ Comfort: è una sensazione puramente soggettiva che indica il "livello di benessere ambientale" percepito.

² La temperatura interna del corpo umano (temperatura corporea) viene misurata come temperatura rettale, o in modo più pratico, alla piega dell'ascella. In condizioni di riposo o di moderato impegno fisico, la temperatura corporea si mantiene al valore di 37°C

Gli scambi di calore del corpo umano

Il corpo acquista o perde calore per:

1. *Convezione*: ossia il passaggio di calore fra un corpo e un fluido in movimento intorno al corpo. Per esempio, il ventaglio serve per spostare aria riscaldata dal corpo e sostituirla con aria fresca. Lo stesso avviene se ci si espone al vento o se ci si immerge in acqua fresca mossa da correnti.
2. *Conduzione*: ossia il passaggio di calore fra due corpi di temperatura diversa che siano in contatto fra loro. Per esempio, prendendo in mano un pezzo di ghiaccio, il calore viene trasferito dalla superficie della mano (che si raffredda) al ghiaccio (che scaldandosi si scioglie).
3. *Evaporazione*: durante l'esercizio la maggior parte del calore viene smaltito per evaporazione del sudore dalla superficie del corpo. Evaporazione significa la formazione di vapore da un liquido. Per trasformare il liquido in vapore è necessaria energia termica che viene fornita dal corpo. L'estrazione di energia dal corpo determina il raffreddamento. Il corpo viene raffreddato solo se il sudore evapora: sudare copiosamente con la maggior parte del sudore che cade a terra non serve a raffreddare il corpo.
4. *Irraggiamento o radiazione*: il principio della radiazione si basa sul fatto che tutti i corpi con temperatura superiore allo zero assoluto sono formati da molecole in uno stato di costante agitazione. Questa agitazione determina l'emissione di calore sotto forma di onde elettromagnetiche (che sono nel campo dell'infrarosso). Con questo sistema il corpo può, naturalmente, sia guadagnare sia perdere calore. Per esempio, una persona nuda che si trova in una stanza a 20° C di temperatura perde calore principalmente per questo processo. Al contrario, una notevole quantità di calore può essere acquistata per irraggiamento solare.



La regolazione della temperatura corporea

La temperatura corporea è mantenuta il più possibile costante attraverso un sistema di termoregolazione basato su risposte riflesse (che avvengono cioè in modo involontario). Esso sfrutta in modo ottimale la produzione del calore e i sistemi di scambio descritti. Il sistema termoregolatore è composto da:

1. *termocettori* o recettori termici. Si tratta di microscopici sensori che informano il sistema nervoso centrale delle variazioni di temperatura. Esistono termocettori per il caldo e per il freddo. I termocettori centrali sono nell'ipotalamo (una parte dell'encefalo) e misurano le variazioni di temperatura del sangue (anche per variazioni di 0.1° C). I termocettori periferici sono nella cute e misurano le variazioni di temperatura ambientale.
2. *centro termoregolatore*, che si trova nel sistema nervoso centrale e riceve le informazioni dai termocettori. Il centro termoregolatore, sulla base delle informazioni ricevute, influenza l'attività di organi effettori termici che possono aumentare o smaltire l'accumulo di calore nell'organismo.
3. *Organi effettori*. Essi sono rappresentati da:
 - a. *I muscoli scheletrici* che possono aumentare la produzione di calore con il brivido
 - b. *Le piccole arterie che portano il sangue alla cute*. Il sangue funziona anche da liquido di trasporto del calore e la sua temperatura è mantenuta costante attorno ai 37° C. Se arriva più sangue alla

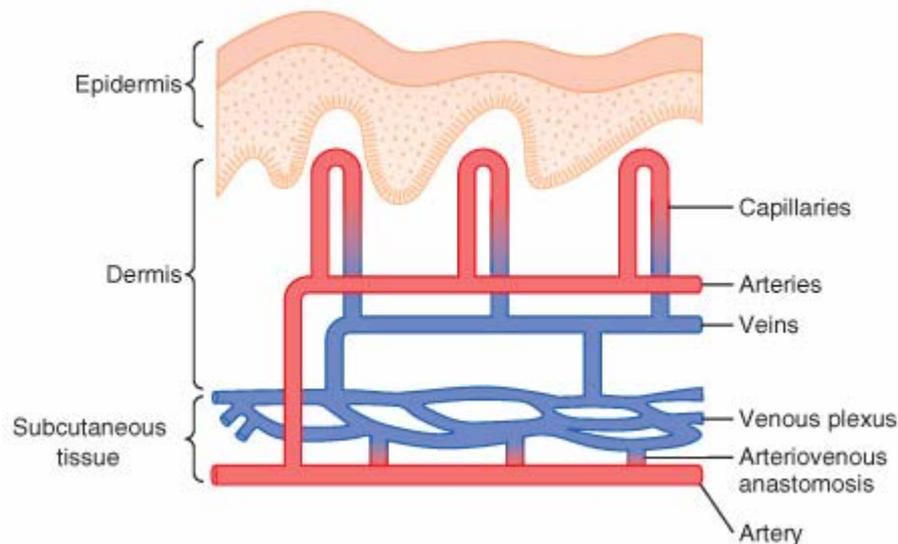
cute, viene trasportata ad essa (e conseguentemente dispersa) una maggiore quantità di calore. Quindi la vasodilatazione (che consente un maggior flusso di sangue) facilita la perdita di calore e dunque il raffreddamento del corpo. Al contrario, la vasoconstrizione di queste piccole arterie facilita il mantenimento di calore nell'organismo.

- c. *Le ghiandole sudoripare* (ghiandole esocrine): sono concentrate soprattutto nella testa e nel tronco (oltre che nel palmo delle mani e nella pianta dei piedi). Il sudore, evaporando sulla cute, raffredda l'organismo.
- d. *Alcune ghiandole endocrine*: alcuni ormoni sono prodotti durante una prolungata esposizione al freddo. Essi sono gli ormoni prodotti dalla tiroide e l'adrenalina prodotta dalla midollare del surrene. La loro azione potenzia la produzione di calore e i sistemi di mantenimento dello stesso.

Risposta al freddo

Una persona a riposo che si trova esposta al freddo ha differenti risposte riflesse (cioè involontarie) per contrastare gli effetti della bassa temperatura ambientale. Esse sono:

- a) *la vasoconstrizione cutanea* per conservare il calore interno del corpo



- b) *l'aumento della secrezione di adrenalina* per aumentare il metabolismo corporeo e quindi la produzione di calore
- c) *il brivido*, che è una forma di lavoro muscolare involontario per aumentare la produzione di calore
- d) *la piloerezione* (la "pelle d'oca"), che, per gli esseri umani è insignificante nella produzione di calore e rappresenta solo un'eredità dei nostri antenati.

Poiché il tessuto adiposo rappresenta il più importante termoisolante naturale è evidente che la percentuale di grasso corporeo influenza molto la risposta al freddo. Quindi le persone magre soffrono il freddo maggiormente di chi ha un pannicolo adiposo florido. Quindi la risposta fisiologica al freddo è molto variabile da persona a persona. Di solito temperature dell'acqua comprese fra 26 e 30° C sono adeguate per l'esercizio fisico in acqua per la maggior parte delle persone. E' importante ricordare anche che gli anziani tollerano il freddo in modo peggiore rispetto ai giovani. Ciò, forse, per una risposta ormonale di adattamento al freddo meno efficace

E' importante sottolineare che i bambini hanno minore tolleranza al freddo degli adulti e può capitare con una certa frequenza di osservare, in piscina, dei bambini con brividi di freddo. Ciò dipende dal fatto che i bambini (e più in generale le persone di piccola taglia) hanno un elevato rapporto fra area della superficie corporea (da cui dipende lo smaltimento del calore) e massa corporea (da cui dipende la produzione). Il fenomeno è più evidente nei bambini magri. Comunque i bambini compensano meglio degli adulti con una maggiore capacità di aumentare il metabolismo e con una vasoconstrizione periferica più marcata (che in alcuni distretti può determinare fenomeni di cianosi¹ come le "labbra blu").

¹ La cianosi (dal greco kyànosis) è uno stato di colorazione bluastra della pelle e delle mucose, dovuta alla presenza nel sangue di più di 5 g/100ml di emoglobina ridotta (non ossigenata).

L'adattamento al freddo può essere perseguito anche con manovre volontarie che prevedono:

1. Instaurazione di barriere atte a contrastare lo scambio termico (indossare vestiti adeguati). A questo proposito è utile ricordare l'importanza di una adeguata protezione della testa. La superficie della testa è di circa 0.12 m² e corrisponde a circa l'otto per cento della intera superficie corporea. Ad una temperatura ambientale di 0° C può essere dissipato dalla testa oltre il 30 % del calore totale prodotto dall'organismo.
2. Aumento della produzione di calore attuato con l'incremento dell'attività fisica. Una persona adeguatamente vestita, in un ambiente 10°C prova una sensazione di benessere pari a quella di una persona che svolge una moderata attività fisica in una ambiente a -23°C.
3. Diminuzione della superficie di scambio: l'assunzione della posizione accovacciata è utile proprio perché si diminuisce la superficie di scambio termico.

La sola temperatura ambientale non definisce in modo adeguato al condizione termica e i possibili effetti sull'organismo. Il meccanismo che condiziona maggiormente la termodispersione è quello convettivo. Esso dipende dalla esposizione alle correnti d'aria e la velocità del vento, aumentando il meccanismo convettivo, determina una dispersione termica funzione della velocità stessa. Nella tabella sono riportate le temperature equivalenti (*wind chill index*) in assenza di vento e per velocità del vento sino a 80 km/h. Come si può notare dalla tabella essere esposti a un vento di 60 km/h (come succede per esempio andando in moto o sciando) a una temperatura di 0° C corrisponde a essere esposti a una temperatura ambientale pari a circa -9°C. Questo, ovviamente, è di grande importanza per le parti scoperte del corpo.

T _{air} (°C)	5	0	-5	-10	-15	-20
V ₁₀ (km/h)						
5	4	-2	-7	-13	-19	-24
10	3	-3	-9	-15	-21	-27
15	2	-4	-11	-17	-23	-29
20	1	-5	-12	-18	-24	-30
25	1	-6	-12	-19	-25	-32
30	0	-6	-13	-20	-26	-33
35	0	-7	-14	-20	-27	-33
40	-1	-7	-14	-21	-27	-34
45	-1	-8	-15	-21	-28	-35
50	-1	-8	-15	-22	-29	-35
55	-2	-8	-15	-22	-29	-36
60	-2	-9	-16	-23	-30	-36
65	-2	-9	-16	-23	-30	-37
70	-2	-9	-16	-23	-30	-37
75	-3	-10	-17	-24	-31	-38
80	-3	-10	-17	-24	-31	-38

- Basso rischio di congelamento per la maggior parte delle persone
- Incremento del rischio di congelamento per la maggior parte delle persone per esposizione superiore a 30 minuti
- Alto rischio di congelamento per la maggior parte delle persone per esposizioni comprese tra 5 e 10 minuti

La temperatura equivalente (*wind chill index*) può essere determinata dalla seguente formula:

(U.S. National Weather Service e Environment Canada 2001)

$$WCI = 13.12 + 0.6215T_{air} - 11.37V_{wind}^{0.16} + 0.3965T_{air} V_{wind}^{0.16}$$

T_{air} temperatura dell'aria in °C

V_{wind} velocità del vento in km/h misurata a 10 m dal suolo

Assideramento (ipotermia, congelamento)

L'esposizione protratta al freddo può determinare una condizione di ipotermia. Si parla di *ipotermia* quando la temperatura del nucleo corporeo scende sotto i 35° C. I sintomi si fanno sempre più gravi sino ai limiti

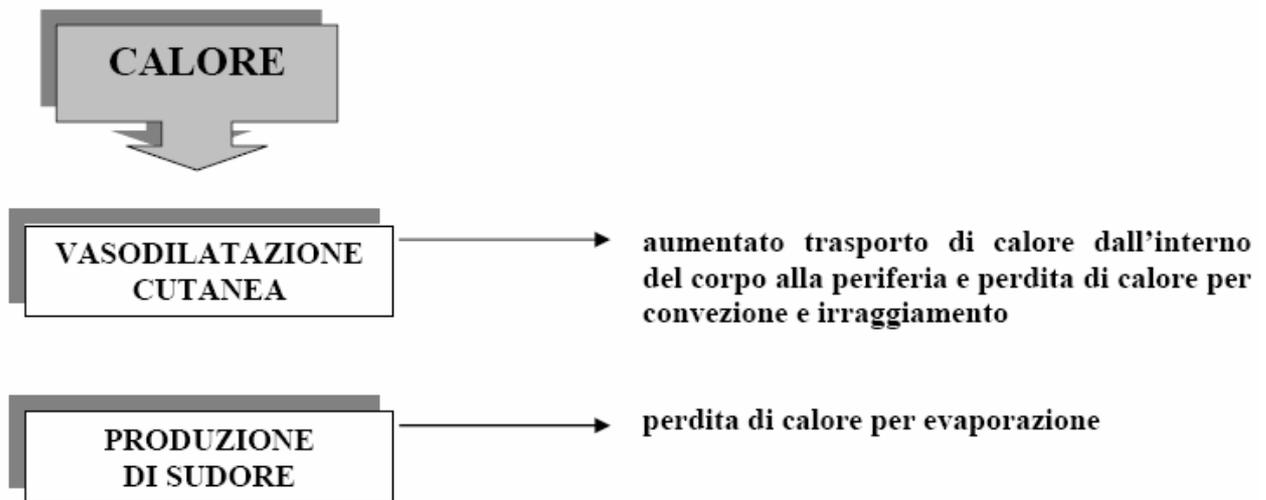
della sopravvivenza per temperature corporee di 27-24°C. L'abuso di alcolici e di psicofarmaci può aumentare il rischio di ipotermia

Il *congelamento* si verifica per temperature della superficie della cute inferiori a -2° C. Per congelare le parti esposte del corpo è necessaria una temperatura equivalente di almeno -28° C.

Risposta al caldo

Il corpo perde calore durante l'esposizione al caldo o nel corso dell'esercizio fisico per mezzo di due meccanismi fondamentali:

- a) vasodilatazione cutanea e conseguente aumento del flusso di sangue alla cute
- b) produzione di sudore.



Lo smaltimento del calore dal corpo dipende dalla differenza di temperatura (gradiente termico) fra l'ambiente e la superficie cutanea. Ovviamente se l'ambiente circostante ha una temperatura maggiore di quella della cute il corpo acquista calore. Un fattore che condiziona la perdita di calore è l'umidità: se essa è elevata crea una sorta di barriera alla perdita di calore per l'evaporazione del sudore. Infatti, l'evaporazione è legata alla differenza di pressione del vapore acqueo dell'aria e del sudore che bagna la superficie del corpo. Se l'aria è secca ed è mossa da correnti che facilitano l'evaporazione del sudore, una persona sana può sopportare per diverse ore temperature dell'aria anche superiori a 60° C. Quando, invece, l'aria contiene oltre il 90 % di umidità oppure il corpo è immerso in acqua, la temperatura corporea aumenta per temperature ambientali superiori a 35° C, in condizioni di riposo, o anche solo di 30-32° C se la persona è impegnata in un lavoro fisico

Quindi in ambiente caldo-umido si ha difficoltà a smaltire il calore e la temperatura corporea aumenta. Per contrastare questo aumento i sistemi di smaltimento del calore sono sottoposti ad un grande lavoro. Questo si manifesta soprattutto con un aumento della frequenza cardiaca, che può essere anche molto importante, per permettere un maggior afflusso di sangue alla cute e il rifornimento di acqua alle ghiandole sudoripare. In queste condizioni la temperatura del corpo raggiunge facilmente i 38.5° C; oltre questo valore la prestazione fisica inizia a calare e iniziano a comparire i disturbi da calore.

Inoltre la profusa sudorazione determina una notevole perdita di liquidi corporei causando una disidratazione che aumenta la predisposizione ai disturbi da calore. Infatti la disidratazione determina una diminuzione del sangue circolante (con peggioramento quindi degli scambi di calore fra cute e ambiente esterno) e, alla fine, anche diminuzione o addirittura cessazione della sudorazione compromettendo il raffreddamento per evaporazione.

I disturbi da calore

I disturbi da calore possono essere classificati in ordine crescente di gravità. Fra i disturbi da calore sono da ricordare:

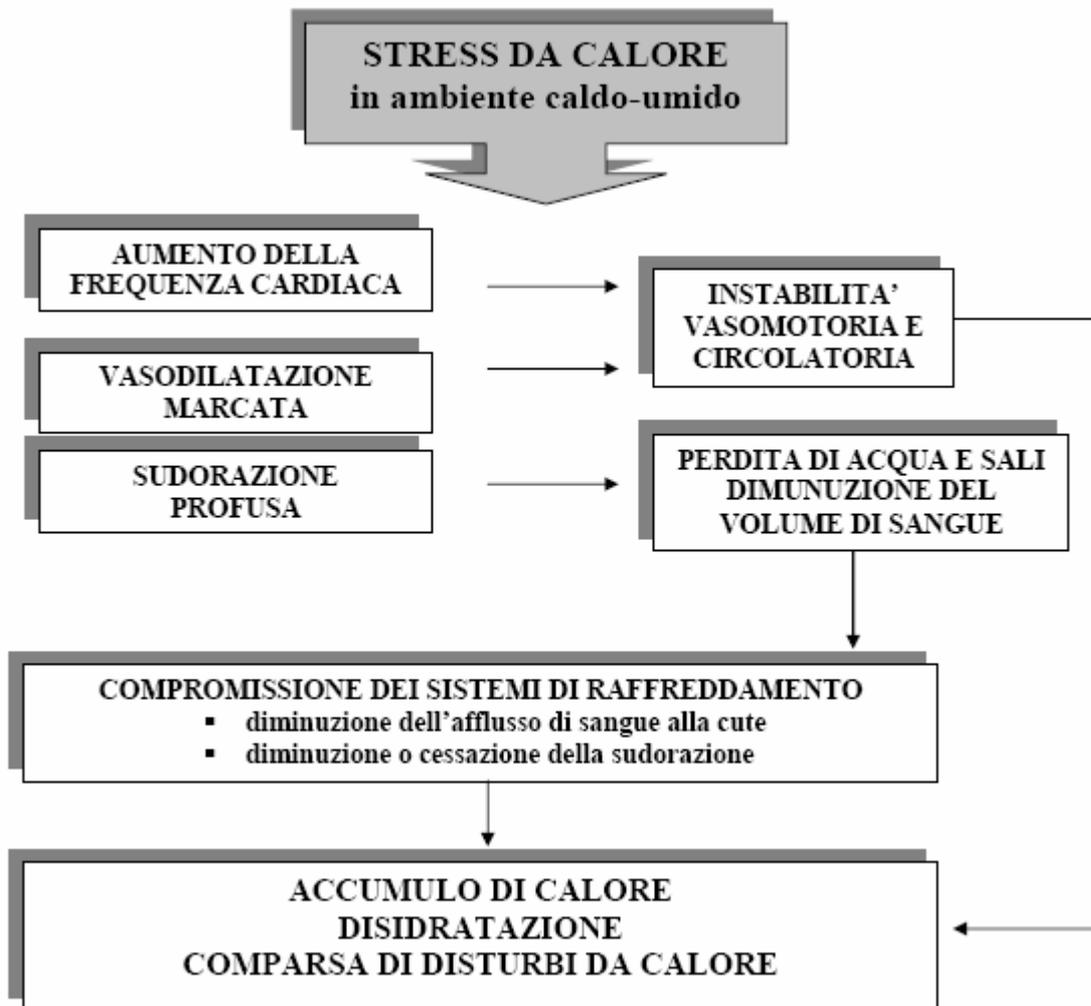
- a) la sincope¹ da calore

¹ La sincope è definita come una transitoria perdita della coscienza, a risoluzione spontanea, con incapacità a mantenere il tono posturale e, generalmente, caduta a terra, dovuta a transitorio e reversibile ipoafflusso ematico cerebrale.

b) l'esaurimento da calore

c) il colpo di calore che rappresenta l'evenienza medica di maggiore gravità spesso con pericolo di vita incombente.

Tutti questi disturbi sono caratterizzati dalla permanenza prolungata e dalla attività fisica in ambiente caldo, dalla perdita elevata di acqua e sali minerali e dall'ipertermia (che è l'aumento della temperatura interna del corpo). Quando la temperatura corporea sale oltre i 41.5 -42° C iniziano a essere danneggiati diversi tessuti e possono comparire piccole emorragie cerebrali con distruzione di cellule nervose. In questi casi i danni al fegato e ai reni possono essere anche letali per la comparsa di una insufficienza di questi organi che spesso si manifesta dopo parecchi giorni.



Fattori che influenzano maggiormente il comfort

Il comfort dipende principalmente da tre fattori:

1. temperatura di bulbo secco;
2. umidità relativa;
3. la ventilazione

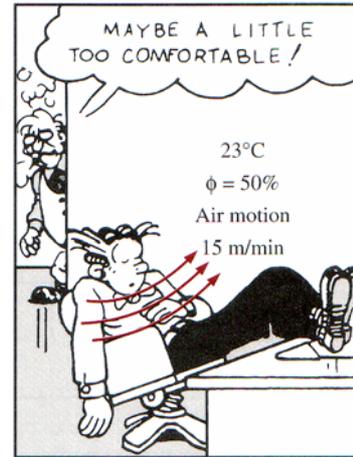
di cui la temperatura a bulbo secco è sicuramente il più importante: la maggioranza delle persone si sente a proprio agio quando la temperatura dell'ambiente è tra i 22 e i 27°C.

L'umidità relativa condiziona il comfort poiché modula la possibilità di dissipare calore corporeo attraverso l'evaporazione. L'umidità relativa può essere intesa come una misura della capacità dell'aria di assorbire una maggiore quota di umidità. Maggiore è l'umidità relativa e minore è la possibilità di smaltire il calore corporeo tramite l'evaporazione.

La maggior parte delle persone si sente a proprio agio con livelli di umidità relativa intorno al 40-60%.

Anche la ventilazione gioca un ruolo importante nel definire i livelli di comfort favorendo soprattutto la rimozione dello straterello di aria umida e calda che avvolge il corpo. La ventilazione pertanto migliora la capacità di smaltire calore corporeo attraverso sia la convezione, sia la evaporazione.

La maggior parte delle persone si sente a proprio agio con una velocità dell'aria intorno ai 15 m/min.



Processi di condizionamento dell'aria

Come già accennato in precedenza, per garantire un comfort accettabile dovremo modificare le caratteristiche dell'aria che ci circonda tramite gli impianti di condizionamento.

Negli impianti di condizionamento si procederà sostanzialmente a:

1. raffreddare o riscaldare l'aria;
2. umidificare o deumidificare l'aria.

Questi processi elementari sono schematizzabili tramite il diagramma psicrometrico a fianco riportato. Il riscaldamento e raffreddamento semplici sono indicati da linee orizzontali (l'umidità specifica rimane costante), mentre l'umidificazione e la deumidificazione semplici sono indicate da linee verticali (rimane costante la temperatura a bulbo secco).

Solitamente l'aria viene riscaldata e umidificata in inverno, mentre in estate viene raffreddata e deumidificata.

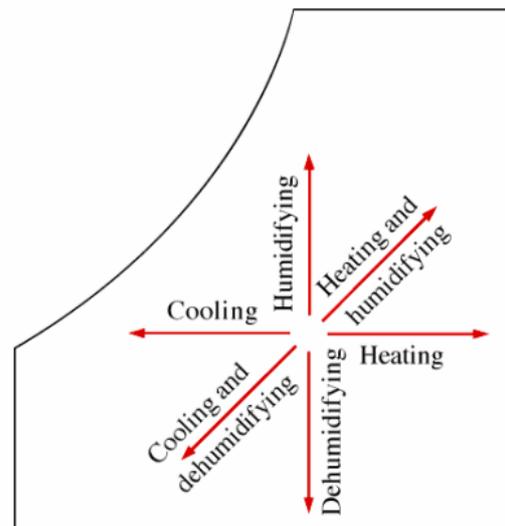
Anche questi processi sono ben schematizzabili sul diagramma psicrometrico.

I condizionatori possono essere modellati, in condizione stazionarie, come dispositivi a flusso costante per cui potremo utilizzare le equazioni di bilancio delle masse.

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$$

$$\begin{cases} \sum \dot{m}_{ai} = \sum \dot{m}_{ae} & \text{Equazione di bilancio per l'aria} \\ \sum \dot{m}_{wi} = \sum \dot{m}_{we} & \text{Equazione di bilancio per l'acqua} \end{cases} \quad (1.14)$$

dove i pedici *i* ed *e* indicano rispettivamente le condizioni di ingresso e uscita.



Trascurando poi le variazioni di energia cinetica e potenziale otterremo la seguente espressione della conservazione dell'energia.

$$\dot{Q}_{in} + \dot{W}_{in} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{Q}_{out} + \dot{W}_{out} + \sum \dot{m}_e h_e \quad (1.15)$$

Nel seguito esamineremo i più comuni processi di trattamento dell'aria eseguiti dai condizionatori.

Riscaldamento e raffreddamento semplici

Molti sistemi di riscaldamento di una stufa, di una pompa di calore o di una resistenza elettrica. L'aria, in questi dispositivi, viene riscaldata nell'attraversamento di un condotto contenente tubi in fluiscono gas caldi oppure resistenze elettriche attraversate da corrente.

L'umidità specifica dell'aria, in questi processi, rimane costante dato che non viene aggiunta o rimossa alcuna quantità di acqua. E' chiaro pertanto che, nel diagramma psicrometrico, il riscaldamento viene caratterizzato da un segmento orizzontale diretto verso temperature del bulbo secco crescenti. Notiamo che, mentre l'umidità specifica rimane costante, l'umidità relativa, lungo un riscaldamento semplice, aumenta.

Ricordiamo che l'umidità relativa è il rapporto tra la quantità

di vapore contenuta nell'aria riferita alla massima quantità immagazzinabile dall'aria stessa alla medesima temperatura. La capacità di immagazzinare vapore da parte dell'aria dipende dalla temperatura: più elevata è la temperatura maggiore è il quantitativo di vapore immagazzinabile. Pertanto l'umidità relativa dell'aria riscaldata dal dispositivo appena descritto può raggiungere livelli molto bassi incidendo negativamente sul

livello di comfort. Quando l'umidità relativa è troppo bassa la pelle tende a seccare, la respirazione diventa difficoltosa e aumenta pure l'elettricità statica.

Il processo di raffreddamento semplice, ovvero ad umidità specifica costante, è del tutto simile al processo di riscaldamento descritto in precedenza. Nel digramma psicrometrico un processo di raffreddamento semplice è identificato da un segmento orizzontale diretto, questa volta, verso temperature di bulbo secco decrescenti.

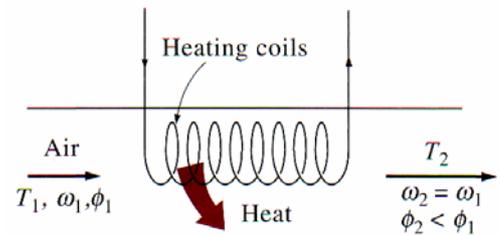
Le equazioni di conservazione della massa nel caso di un processo di riscaldamento o raffreddamento semplice si riducono alle seguenti:

$$\begin{cases} \dot{m}_{ai} = \dot{m}_{ae} = \dot{m}_a & \text{acqua} \\ \omega_i = \omega_e & \text{vapore} \end{cases}$$

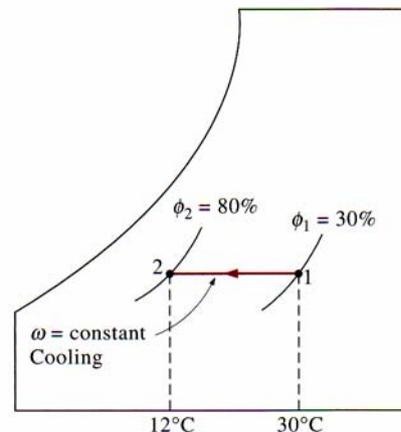
Trascurando l'eventuale lavoro consumato dal ventilatore, l'equazione di conservazione dell'energia può essere scritta come segue:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad q = h_2 - h_1$$

dove h_1 e h_2 sono le entalpie per unità di massa di aria secca rispettivamente in ingresso e in uscita dal dispositivo.



During simple heating, specific humidity remains constant, but relative humidity decreases.



During simple cooling, specific humidity remains constant, but relative humidity increases.

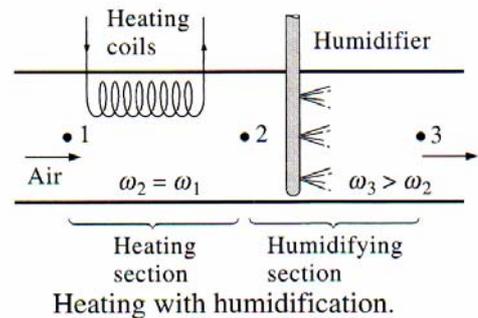
Riscaldamento con umidificazione

Come abbiamo visto, in seguito ad un riscaldamento semplice è possibile che si ottenga un'umidità relativa finale dell'aria troppo bassa. Per ovviare a tale inconveniente occorre procedere quindi ad una successiva umidificazione come indicato nello schema riportato a fianco.

La temperatura del punto 3 dipende dalle modalità con cui viene effettuato il processo di umidificazione.

Se nella sezione di umidificazione si introduce vapore si ottiene un processo che oltre all'aumento dell'umidità porta ad un ulteriore aumento di temperatura ($T_3 > T_2$)

Se invece nella sezione di umidificazione si introduce acqua nebulizzata si ottiene un processo che aumenta l'umidità relativa con una diminuzione della temperatura ($T_3 < T_2$).



Esempio 4-5

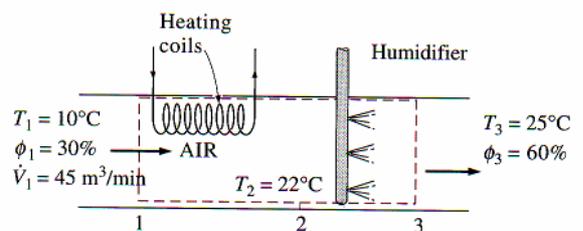
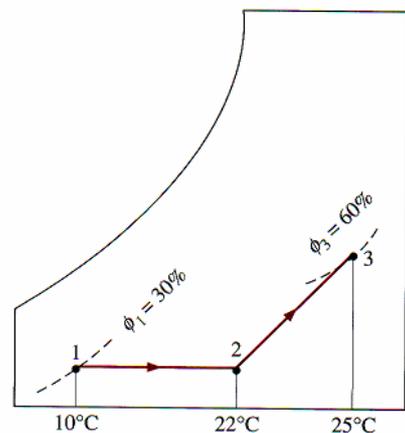
Un impianto di condizionamento elabora 45 m³/min di aria esterna a 10°C e 30% di umidità relativa e la condiziona a 25°C e 60% di umidità. L'aria esterna è prima raffreddata a 22°C nella sezione riscaldante per essere successivamente umidificata tramite aggiunta di vapore.

Nell'ipotesi che l'intero processo avvenga alla pressione di 100 kPa, determinare:

1. la quantità di calore, nell'unità di tempo, fornita dall'unità riscaldante;
2. la portata di vapore richiesta dall'unità di umidificazione.

Si assuma che:

1. il processo sia stazionario (portata massica di aria secca costante);
2. aria secca e vapore si comportino come gas ideali;
3. le variazioni di energia cinetica e potenziale siano entrambe trascurabili.



Con riferimento all'unità riscaldante scriviamo le equazioni di bilancio delle masse e dell'energia.

$$\begin{cases} \dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \\ \dot{m}_{a1}\omega_1 = \dot{m}_{a2}\omega_2 \quad \rightarrow \quad \omega_1 = \omega_2 \\ \dot{Q}_{in} + \dot{m}_a h_1 = \dot{m}_a h_2 \quad \rightarrow \quad \dot{Q}_{in} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \end{cases}$$

$$p_{v1} = \phi_1 p_{g1} = 0.3 \cdot p_{sat @ 10^\circ C} = 0.3 \cdot 1.2276 \cong 0.368 \text{ kPa}$$

$$p_{a1} = p_1 - p_{v1} \cong 99.632 \text{ kPa}$$

$$v_1 = \frac{R_a T_1}{p_{a1}} = \frac{0.287 \cdot 283.15}{99.632} \cong 0.816 \text{ m}^3/\text{kg dry air}$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}}{v_1} = \frac{45}{0.816} \cong 55.17 \text{ kg/min}$$

$$\omega_1 = \frac{0.622 \cdot p_{v1}}{p_1 - p_{v1}} \cong 0.0023 \quad \text{kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

$$h_1 = c_p T_1 + \omega_1 h_{g1} \cong 15.85 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = c_p T_2 + \omega_1 h_{g2} \cong 27.96 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \cong 668 \text{ kJ/min}$$

L'equazione di bilancio della massa d'acqua, con all'unità umidificatrice, è la seguente:

$$\dot{m}_{a2} \omega_2 + \dot{m}_w = \dot{m}_{a3} \omega_3$$

da cui

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_3 - \omega_2)$$

Sapendo che:

$$\omega_3 = \frac{0.622 \phi_3 p_{g3}}{p_3 - \phi_3 p_{g3}} = \frac{0.622 \cdot 0.6 \cdot 3.169}{100 - 0.6 \cdot 3.169} \cong 0.01206 \quad \text{kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

si ottiene infine:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_3 - \omega_2) \cong 0.539 \text{ kg/min}$$

Raffreddamento con deumidificazione

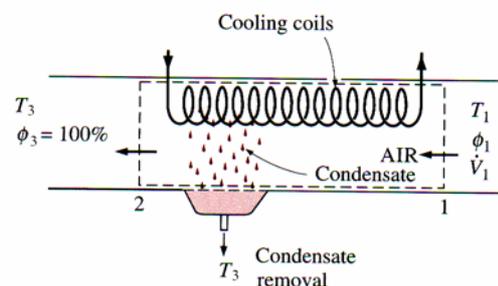
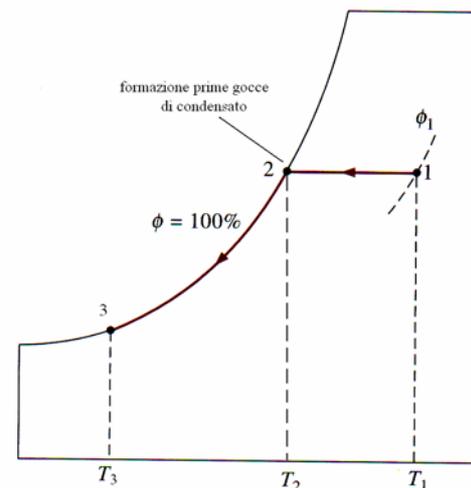
Come abbiamo già in precedenza visto, durante un raffreddamento semplice l'umidità specifica dell'aria si mantiene costante, mentre l'umidità relativa aumenta.

Se l'umidità relativa, al termine del raffreddamento, raggiunge valori troppo alti occorrerà rimuovere l'umidità in eccesso tramite un processo di deumidificazione.

L'aria calda entra nell'unità raffreddante nelle condizioni 1, lambisce la serpentina di raffreddamento e la sua temperatura si abbassa, per effetto di un raffreddamento semplice, fino a portarsi a T₂ dove l'umidità relativa è pari al 100%.

L'aria prosegue nel suo cammino, lambendo sempre la serpentina di raffreddamento, diminuisce ulteriormente di temperatura e in parte condensa.

(durante la fase 2-3 il processo si svolge interamente lungo la linea del 100% di umidità relativa). Il condensato, la cui temperatura è prossima a T₃, viene rimosso, mentre l'aria satura allo stato 3 viene direttamente inviata nell'ambiente. In taluni casi la temperatura T₃ risulta troppo bassa, in questo caso l'aria, prima di essere immessa nell'ambiente, viene riscaldata in un'apposita unità..



Esempio 4-6

Un condizionatore a finestra elabora $10 \text{ m}^3/\text{min}$ di aria a 1 atm , 30°C e 80% di umidità relativa e la invia nell'ambiente come aria saturata a 14°C . Determinare la quantità di calore e l'umidità rimosse nell'unità di tempo nell'ipotesi che il condensato venga separato alla temperatura di 14°C .

Al solito si assuma che:

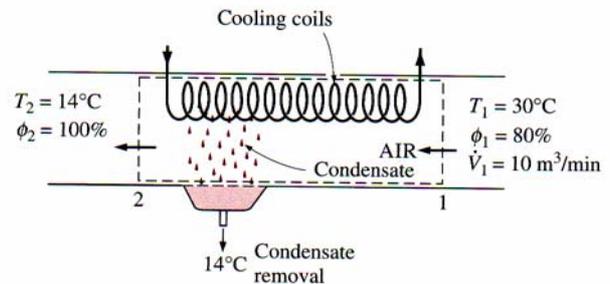
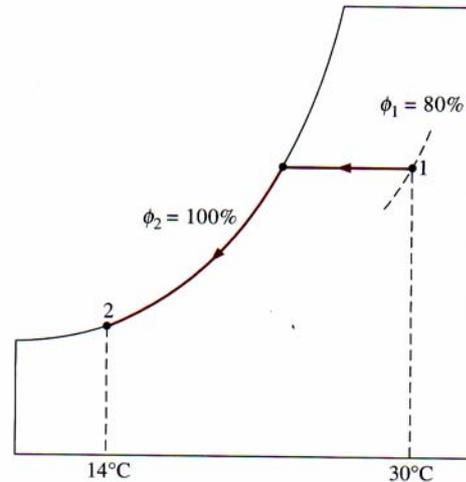
1. il sistema sia in regime stazionario;
2. l'aria secca e il vapore si comportino come gas ideali;
3. le variazioni di energia cinetica e potenziale siano trascurabili.

Scriviamo ora le equazioni di conservazione delle masse e dell'energia.

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \quad \text{massa aria secca}$$

$$\dot{m}_{a1}\omega_1 = \dot{m}_{a2}\omega_2 + \dot{m}_w \quad \text{massa acqua}$$

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_a (h_1 - h_2) - \dot{m}_w h_w \quad \text{bilancio energia}$$



Le condizioni dell'aria in ingresso e in uscita sono completamente specificate. Possiamo pertanto determinare le proprietà dell'aria, in entrata e uscita, tramite il diagramma psicrometrico.

$$h_1 = 85.4 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\omega_1 = 0.0216 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

$$v_1 = 0.889 \text{ m}^3 / \text{kg dry air}$$

$$h_2 = 39.3 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\omega_2 = 0.01 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

Inoltre si ha:

$$h_w = h_{f@14^\circ\text{C}} = 58.8 \text{ kJ/kg}$$

La portata massica d'aria vale:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = 11.25 \text{ kg/min}$$

La portata di condensato rimosso (umidità asportata) vale:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) = 0.131 \text{ kg/min}$$

La quantità di calore rimossa nell'unità di tempo vale:

$$\dot{Q}_{out} = \dot{m}_a (h_1 - h_2) - \dot{m}_w h_w = 511 \text{ kJ/min}$$

L'unità di condizionamento rimuove umidità e calore dall'aria rispettivamente nella misura di 0.131 kg/min e 511 kJ/min .

Refrigeratori ad evaporazione (swamp coolers)

I condizionatori tradizionali operano secondo un ciclo frigorifero e possono essere utilizzati in ogni condizione, ma hanno un costo di fabbricazione e di esercizio piuttosto elevati. Nelle zone desertiche, dove il clima è caldo e secco, possiamo ovviare agli alti costi dei condizionatori tradizionali utilizzando dei refrigeratori ad evaporazione.

La refrigerazione per evaporazione si basa su un principio molto semplice: durante un processo di vaporizzazione il calore latente di vaporizzazione viene prelevato sia dall'acqua, sia dall'aria circostante. Come risultato sia l'acqua, sia l'aria subiranno un processo di raffreddamento.

Già gli antichi utilizzavano questi concetti per raffreddare l'acqua.

Prendiamo una brocca o un'anfora di materiale poroso e riempiamola d'acqua ponendola poi all'ombra.

Un piccola quantità di acqua attraverserà i pori della brocca che inizierà a "sudare".

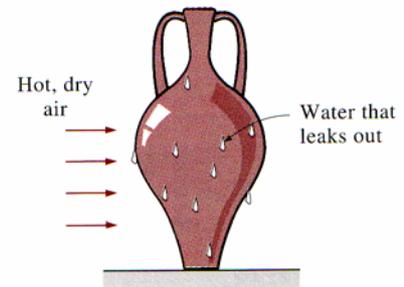
Se la giornata è secca, l'acqua così trasudata inizierà ad evaporare abbassando la temperatura dell'acqua contenuta nella brocca.

Tutti abbiamo notato che in una giornata molto calda e secca l'aria sembra molto più fredda se il terreno viene bagnato. Questo perché l'acqua, di cui il terreno è intriso, evapora e abbassa la temperatura dell'aria circostante.

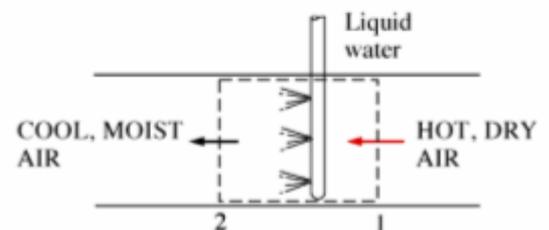
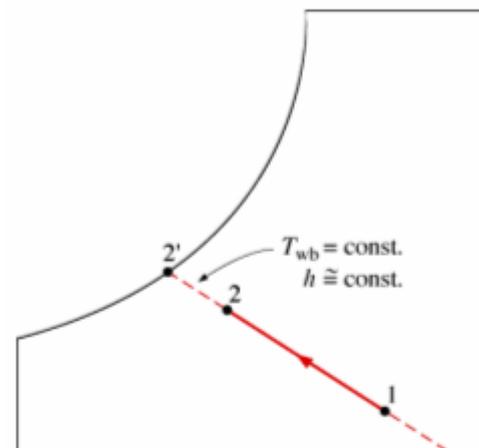
Un refrigeratore ad evaporazione funziona proprio secondo questo principio. L'aria calda e secca entra nel refrigeratore dove entra in contatto con dell'acqua nebulizzata: parte dell'acqua evapora durante il processo assorbendo calore dalla corrente d'aria. Come risultato finale la temperatura della corrente d'aria diminuisce di temperatura e aumenta di umidità (stato 2). Nelle condizioni limite l'aria abbandona il dispositivo allo stato saturo (stato 2') a cui corrisponde la più bassa temperatura che può essere ottenuta con questo dispositivo

Il processo di raffreddamento per evaporazione, prima descritto, è essenzialmente identico ad un processo di saturazione adiabatico dato che gli scambi di calore tra la corrente d'aria e l'esterno sono del tutto trascurabili. Pertanto, in un diagramma psicrometrico, il processo di raffreddamento per evaporazione viene descritto da un segmento a temperatura di bulbo umido costante¹.

Poiché le linee a temperatura di bulbo umido costante in pratica coincidono con le linee isoentalpiche, il processo di raffreddamento per evaporazione può essere modellato come isoentalpico.



Water in a porous jug left in an open, breezy area cools as a result of evaporative cooling.



$$T_{wb} \cong \text{costante} \rightarrow h \cong \text{costante}$$

$$(1.16)$$

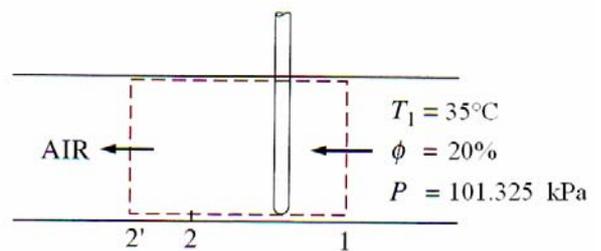
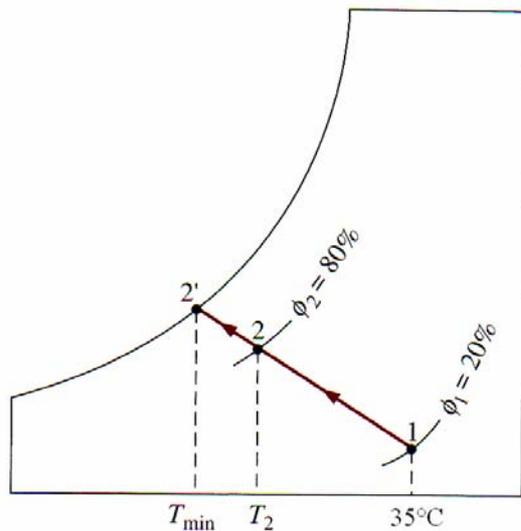
¹ Se la temperatura dell'acqua aggiunta non corrisponde alla temperatura della corrente d'aria in uscita, il processo di raffreddamento per evaporazione non è assimilabile ad un processo di saturazione adiabatico.

Esempio 4-7

Dell'aria entra in un refrigeratore ad evaporazione alla pressione di 101.325 kPa, 35 °C e 20% di umidità relativa ed esce con l'80% di umidità relativa.

Determinare:

1. la temperatura dell'aria in uscita;
2. la più bassa temperatura dell'aria in uscita che può essere ottenuta dal dispositivo.



Nell'ipotesi che la temperatura dell'acqua aggiunto non sia molto diversa dalla temperatura del flusso d'aria in uscita, il processo segue, sul diagramma psicrometrico, un segmento a temperatura di bulbo umido costante.

La temperatura a bulbo umido corrispondente ad una temperatura di 35°C e 20% di umidità si ricava dal diagramma psicrometrico e vale:

$$T_{wb} \cong 18.9^\circ\text{C}$$

L'intersezione del segmento, a $T_{wb} = 18.9^\circ\text{C}$, con la curva $\phi = 80\%$ identifica la temperatura finale del flusso d'aria T_2 .

$$T_2 = 21.3^\circ\text{C}$$

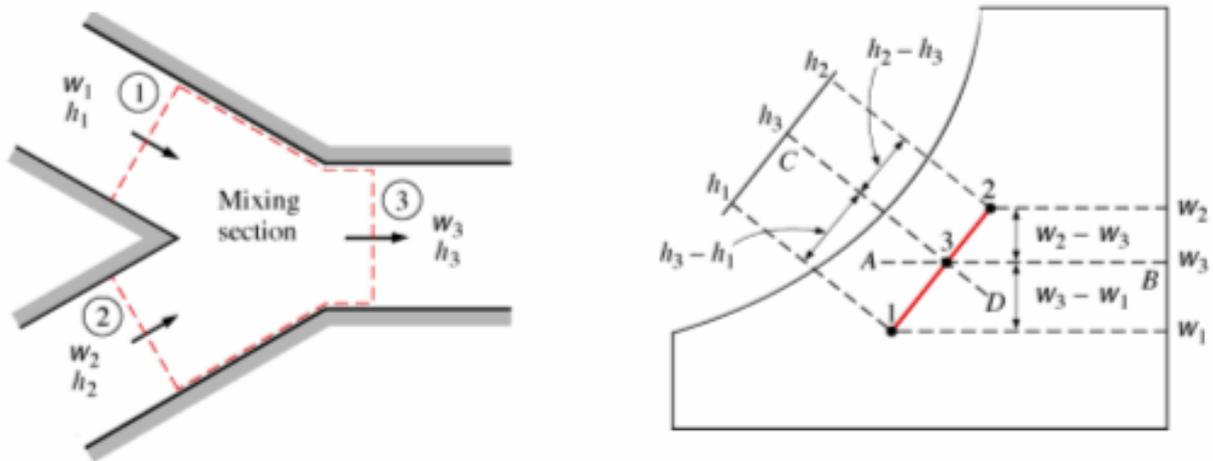
La temperatura minima del flusso d'aria in uscita si ha quando l'aria stessa è in condizioni sature: in questo caso la temperatura dell'aria corrisponde alla temperatura di bulbo umido.

Ovvero la temperatura minimo raggiungibile dal flusso d'aria in uscita vale:

$$T_{min} = T_{wb} = 18.9^\circ\text{C}$$

Miscelazione adiabatica

Molti impianti di condizionamento operano la miscelazione di due correnti fluide in modo da garantire il necessario ricambio di aria negli ambienti.



Durante la miscelazione gli scambi di calore con l'esterno possono ritenersi trascurabili, pertanto il processo può ritenersi adiabatico. Nell'ipotesi che siano trascurabili le variazioni di energia cinetica e potenziale e siano assenti dispositivi in grado di assorbire o produrre lavoro, le equazioni di conservazione della massa e dell'energia si riducono alle seguenti:

$$\begin{cases} \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3} & \text{massa aria secca} \\ \omega_1 \dot{m}_{a1} + \omega_2 \dot{m}_{a2} = \omega_3 \dot{m}_{a3} & \text{massa di vapore d'acqua} \\ \dot{m}_{a1} h_1 + \dot{m}_{a2} h_2 = \dot{m}_{a3} h_3 & \text{energia} \end{cases} \quad (1.17)$$

Eliminando \dot{m}_{a3} dalle (1.17) si ottiene:

$$\frac{\dot{m}_{a1}}{\dot{m}_{a2}} = \frac{\omega_2 - \omega_3}{\omega_3 - \omega_1} = \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_1} \quad (1.18)$$

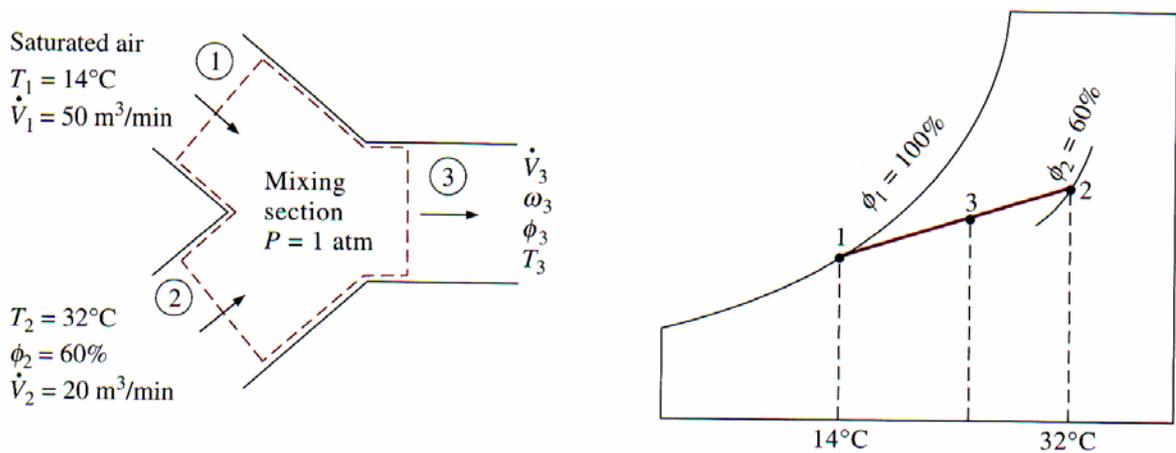
La (1.18), letta attraverso il diagramma psicrometrico, stabilisce che: quando due correnti di fluido in due stati differenti (stato 1 e stato 2) sono miscelate adiabaticamente, lo stato della miscela finale (stato 3) giacerà, nel diagramma psicrometrico, su di un segmento, avente per estremi gli stati 1 e 2, e in particolare nel punto in cui il rapporto tra le distanze 2-3 e 3-1 è pari al rapporto tra i flussi di massa \dot{m}_{a1} e \dot{m}_{a2} .

Poiché la curva di saturazione è concava, quando gli stati 1 e 2 sono prossimi alle condizioni di saturazione il segmento che congiunge i due stati intersecherà la curva di saturazione e il punto 3 si troverà all'esterno della curva di saturazione stessa: in questa situazione parte del vapore condenserà inevitabilmente, per effetto della miscelazione.

Esempio 4-8

Una portata di $50 \text{ m}^3/\text{min}$ di aria satura abbandona la sezione di raffreddamento di un condizionatore a 14°C e viene miscelata adiabaticamente con una portata di $20 \text{ m}^3/\text{min}$ di aria esterna a 32°C e 60% di umidità relativa. Nell'ipotesi che il processo di miscelazione avvenga alla pressione di 1 atm, determinare le seguenti caratteristiche della miscela finale:

1. umidità specifica;
2. umidità relativa;
3. temperatura di bulbo secco;
4. portata volumetrica.



Si assume, al solito, che il processo sia stazionario, che l'aria e il vapore si comportino come gas ideali e che le variazioni di energia cinetica e potenziale siano trascurabili.

Le proprietà dei flussi in ingresso si determinano direttamente dal diagramma psicrometrico:

$$h_1 = 39.4 \quad \text{kJ/kg dry air}$$

$$\omega_1 = 0.010 \quad \text{kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

$$v_1 = 0.826 \quad \text{m}^3/\text{kg dry air}$$

$$h_2 = 79.0 \quad \text{kJ/kg dry air}$$

$$\omega_2 = 0.0182 \quad \text{kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

$$v_2 = 0.889 \quad \text{m}^3/\text{kg dry air}$$

Le portate massiche delle due correnti in ingresso sono pertanto:

$$\dot{m}_{a1} = \frac{\dot{V}_1}{v_1} = 60.5 \quad \text{kg/min}$$

$$\dot{m}_{a2} = \frac{\dot{V}_2}{v_2} = 22.5 \quad \text{kg/min}$$

Per la conservazione della massa:

$$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a1} + \dot{m}_{a2} = 83 \quad \text{kg/min}$$

L'umidità specifica e l'entalpia della miscela si ricavano dalla (1.18)

$$\omega_3 = 0.0122 \quad \text{kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

$$h_3 = 50.1 \quad \text{kJ/kg dry air}$$

Pertanto lo stato della miscela finale è definito e dal diagramma psicrometrico si ricava:

$$T_3 = 19 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\phi_3 = 89 \%$$

$$v_3 = 0.844 \text{ m}^3/\text{kg dry air}$$

La portata volumetrica della miscela vale perciò:

$$\dot{V}_3 = \dot{m}_{a3} v_3 = 70.1 \text{ m}^3 / \text{min}$$

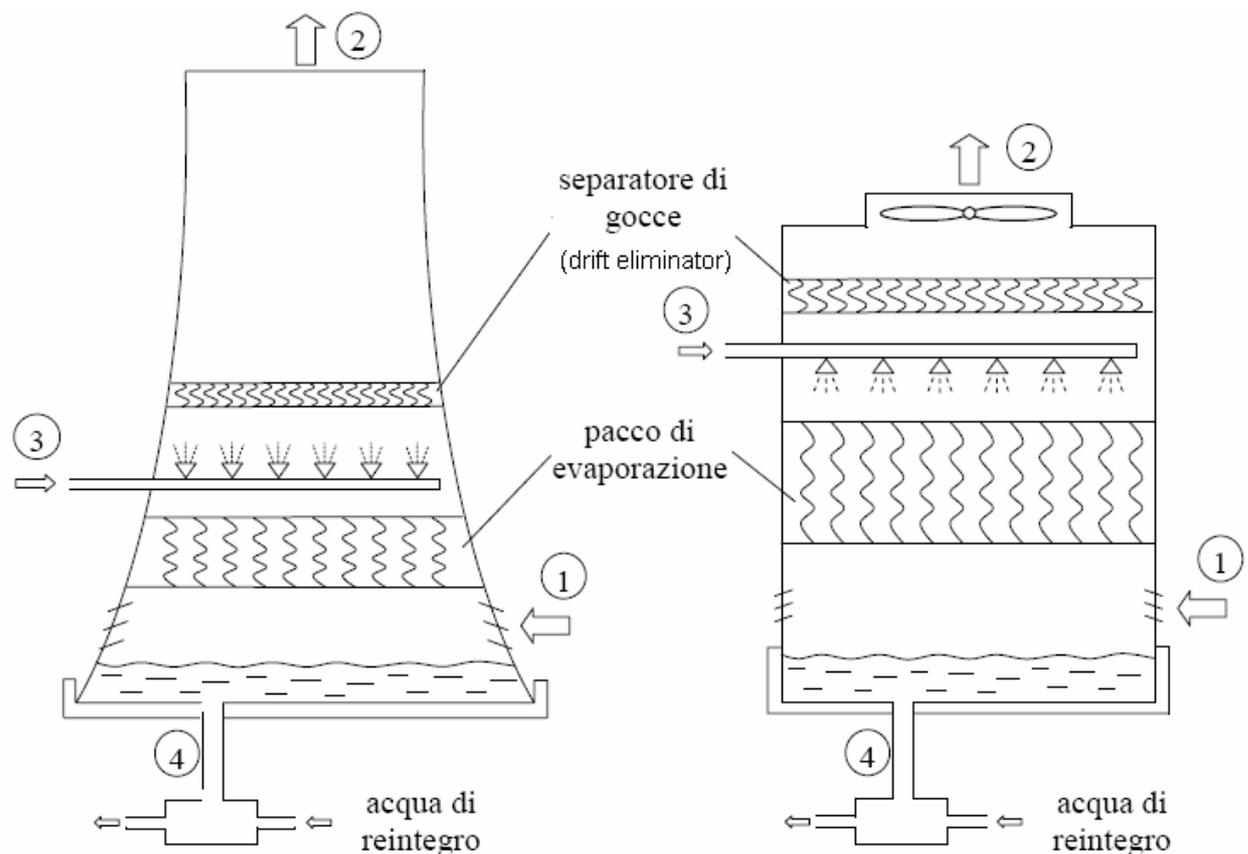
La portata volumetrica del miscelato è pari all'incirca alla somma delle portate volumetriche dei flussi in ingresso. Questa è appunto la condizione tipica degli impianti di condizionamento.

Torri di raffreddamento

Nel processo di conversione dell'energia termica in energia meccanica degli impianti termoelettrici o nel processo di condizionamento, può risultare necessario smaltire una grande quantità di calore verso l'ambiente esterno. Un metodo per trasferire questo calore all'ambiente esterno è quello di far uso delle torri di raffreddamento.

Esistono torri di raffreddamento a secco (cioè senza contatto tra il fluido motore dell'impianto e la corrente d'aria esterna, ovvero veri e propri scambiatori a superficie) e torri di raffreddamento ad umido (o evaporative) nelle quali il fluido motore dell'impianto (acqua calda) viene in intimo contatto con l'aria esterna. In quest'ultimo caso lo scambio di calore tra l'acqua e l'aria avviene per evaporazione di una piccola quantità di acqua e, in misura minore, per convezione.

Nelle torri di raffreddamento l'aria circola o per tiraggio naturale (in questo caso le torri sono a profilo iperbolico e di grande altezza, anche più di 100m) o per tiraggio forzato (in questo caso le torri sono normalmente di forma cilindrica e di minore altezza).

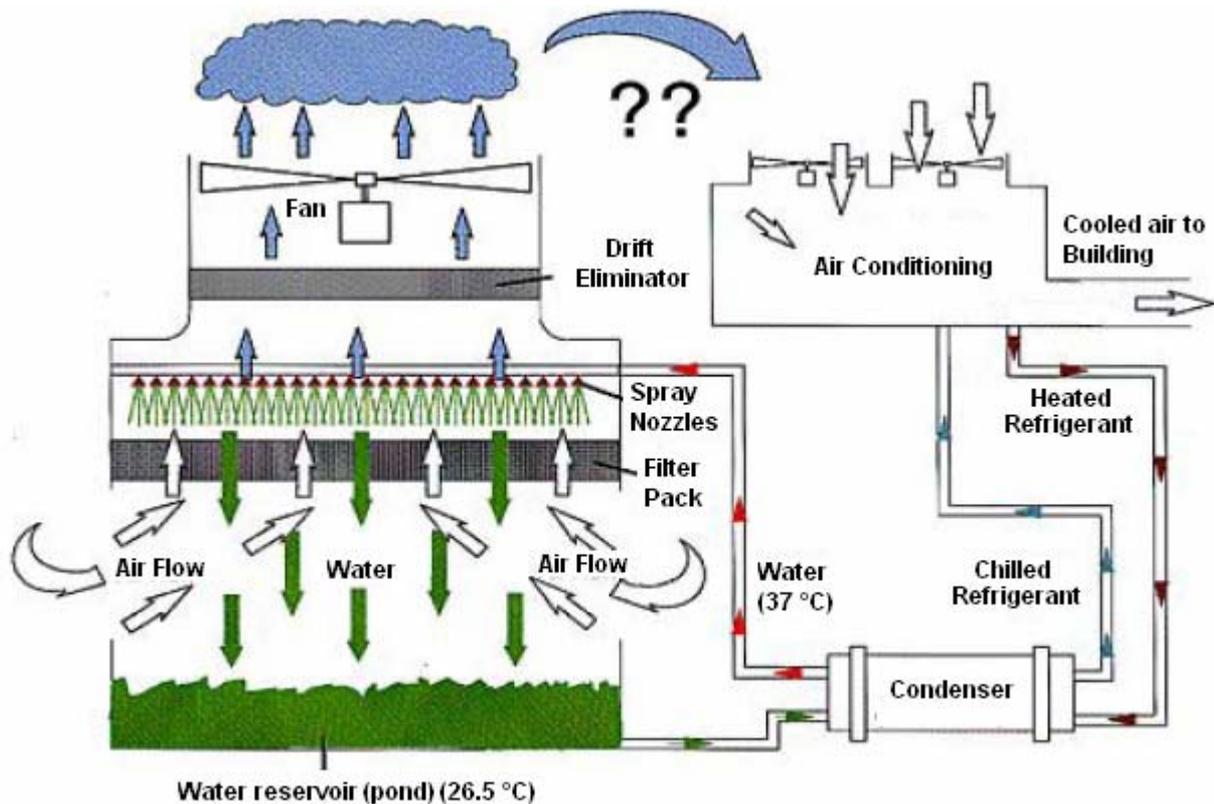


Torre di raffreddamento a circolazione naturale (a sinistra) ed a circolazione forzata (a destra).

Nelle torri di raffreddamento a tiraggio forzato l'aria è aspirata dal basso tramite una ventola posizionata all'apice della torre. L'acqua calda uscente dal condensatore viene pompata fino a raggiungere la cima della torre dove viene 'atomizzata' e miscelata con la corrente d'aria. Le gocce d'acqua cadono per gravità verso il basso, una piccola frazione di esse evaporano e raffreddano la restante acqua che viene raccolta in basso e reinviata all'impianto con aggiunta di acqua di reintegro in misura tale da compensare le perdite per evaporazione.

Le torri di raffreddamento a tiraggio naturale, come già detto, hanno l'aspetto di una grande ciminiera e spesso hanno un profilo iperbolico per aumentarne la resistenza strutturale. L'aria, all'interno della torre, ha un alto contenuto di vapore ed è più leggera dell'aria esterna. L'aria interna si dota pertanto di un moto ascensionale e permette l'ingresso di aria fresca dalla base della torre. In questi impianti non si richiede alcuna potenza esterna (ventilatori) per indurre il moto ascensionale, tuttavia il loro costo iniziale è decisamente superiore a quello delle torri a tiraggio forzato.

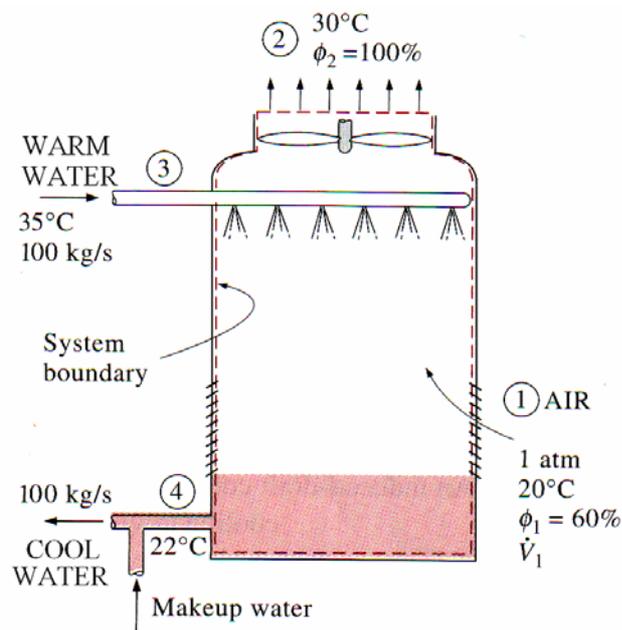
Notiamo che in entrambe le soluzioni, all'apice delle sono posizionati dei separatori di gocce (drift eliminatori) allo scopo di diminuire il tasso di inquinanti immessi nell'atmosfera.



Esempio 4-9

L'acqua di raffreddamento esce dal condensatore di un impianto ed entra, a 35 °C, in una torre di raffreddamento con una portata pari a 100 kg/s. L'acqua, nella torre, viene raffreddata a 22 °C da una corrente d'aria che entra alla pressione di 1 atm, 20 °C e 60% di umidità relativa ed esce dalla torre saturo e alla temperatura di 30 °C. Trascurando la potenza assorbita dalla ventola, determinare:

1. la portata volumetrica di aria all'interno della torre di raffreddamento;
2. la portata d'acqua di reintegro.



Assunzioni

1. il processo è stazionario: portata massica dell'aria secca costante;
2. l'aria secca e il vapore si considerano come gas ideali;
3. il processo di raffreddamento all'interno della torre è adiabatico.

La prima assunzione permette di scrivere, con ovvio significato dei simboli, che:

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a$$

Il bilancio della massa d'acqua si esprime con la seguente uguaglianza:

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{a1} \cdot \omega_1 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{a2} \cdot \omega_2$$

da cui:

$$\dot{m}_3 - \dot{m}_4 = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) = \dot{m}_{\text{reintegro}}$$

Il bilancio dell'energia si esprime con la seguente uguaglianza:

$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e \rightarrow \dot{m}_{a1} h_1 + \dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_{a2} h_2 + \dot{m}_4 h_4$$

da cui:

$$\dot{m}_3 h_3 = \dot{m}_a (h_2 - h_1) + (\dot{m}_3 - \dot{m}_{\text{reintegro}}) h_4$$

e risolvendo rispetto a \dot{m}_a :

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_3 (h_3 - h_4)}{(h_2 - h_1) - (\omega_2 - \omega_1) h_4}$$

Dal diagramma psicrometrico si ricava:

PSYCHROMETRIC PROPERTIES OF MOIST AIR									
Punto 1	P kPa	Psat kPa	TDB C	TWB C	TDP C	HMR kg/kg	PHI	UOL m ³ /kg	ENTH kJ/kg
	101.325	2.34	20.00	15.14	12.01	.00877	.600	0.842	42.37
PSYCHROMETRIC PROPERTIES OF MOIST AIR									
Punto 2	P kPa	Psat kPa	TDB C	TWB C	TDP C	HMR kg/kg	PHI	UOL m ³ /kg	ENTH kJ/kg
	101.325	4.25	30.00	30.00	30.00	.02733	F o g	0.896	100.00

Dalle tabelle si ricava l'entalpia dell'acqua:

$$h_3 \cong h_{f@35^\circ\text{C}} = 146.68 \text{ kJ/kg H}_2\text{O}$$

$$h_4 \cong h_{f@22^\circ\text{C}} = 92.33 \text{ kJ/kg H}_2\text{O}$$

Si ottiene quindi:

$$\dot{m}_a \cong 96.6 \text{ kg/s}$$

Il flusso di aria entrante nella torre vale:

$$\dot{V}_1 = \dot{m}_a v_1 \cong 81.6 \text{ m}^3/\text{s}$$

La portata d'acqua di reintegro vale:

$$\dot{m}_{\text{reintegro}} = \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) \cong 1.80 \text{ kg/s}$$

Più del 98% dell'acqua viene recuperata e reimessa nel circuito.

ESERCIZI

E 4-1

Una portata d'aria pari a $4 \text{ m}^3/\text{min}$ entra in un riscaldatore a 15°C , 95 kPa e 30% di umidità relativa ed esce alla temperatura di 25°C .

Determinare:

1. la potenza termica trasferita all'aria;
2. l'umidità relativa dell'aria all'uscita.

Si calcolano le pressioni parziali dell'aria secca e del vapore in ingresso:

$$p_v = \phi p_g = \phi p_{sat@15} = 0.3 \cdot 1.7051 = 0.511 \text{ kPa}$$

$$p_a = p - p_g = 95 - 0.511 = 94.5 \text{ kPa}$$

L'umidità specifica dell'aria in ingresso vale pertanto:

$$\omega = \frac{0.622 \cdot p_v}{p - p_v} \cong \frac{0.622 \cdot 0.511}{94.5} = 0.00336 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

L'entalpia dell'aria in ingresso vale quindi:

$$h_i = h_{ai} + \omega h_{vi} \cong c_p T + \omega h_{vi} = 1.005 \cdot 15 + 0.00336 \cdot 2528.9 = 23.57 \text{ kJ/kg dry air}$$

L'entalpia dell'aria in uscita, assunto ω costante (riscaldamento semplice), vale:

$$h_e = h_{ae} + \omega h_{ve} = 1.005 \cdot 25 + 0.00336 \cdot 2547.2 \cong 33.68 \text{ kJ/kg dry air}$$

Il volume specifico dell'aria secca, in ingresso, vale:

$$v_{ai} = \frac{R_a T_i}{p_{ai}} = \frac{0.287 \cdot 288}{94.5} \cong 0.875 \text{ m}^3/\text{kg dry air}$$

La portata massica dell'aria secca vale pertanto:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_i}{v_{ai}} = \frac{4}{0.875} \cong 4.57 \text{ kg/min} = 0.0762 \text{ kg/s}$$

La *potenza termica* trasferita all'aria vale pertanto:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \cdot \Delta h = 0.0762 \cdot (33.68 - 23.57) \cong 0.77 \text{ kW}$$

L'*umidità relativa* dell'aria in uscita vale:

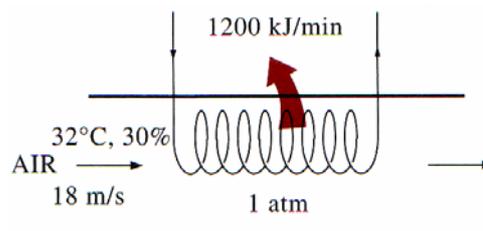
$$\phi = \frac{\omega p}{(0.622 + \omega) p_g} = \frac{\omega p}{(0.622 + \omega) p_{sat@25}} = \frac{0.00336 \cdot 95}{(0.622 + 0.00336) \cdot 3.169} \cong 16.1 \%$$

E 4-2

Air enters a 40 cm diameter cooling section at 1 atm , 32°C and 30% percent relative humidity at 18 m/s . Heat is removed from air at rate of 1200 kJ/min .

Determine:

1. the exit temperature;
2. the exit relative humidity of the air;
3. the exit velocity.



Si calcolano le pressioni parziali dell'aria secca e del vapore in ingresso:

$$p_v = \phi p_g = \phi p_{sat@32} = 0.3 \cdot 4.77 = 1.431 \text{ kPa}$$

$$p_a = p - p_g = 101.325 - 1.431 = 99.89 \text{ kPa}$$

L'umidità specifica dell'aria in ingresso vale pertanto:

$$\omega = \frac{0.622 \cdot p_v}{p - p_v} \cong \frac{0.622 \cdot 1.431}{99.89} = 0.00891 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

L'entalpia dell'aria in ingresso vale quindi:

$$h_i = h_{ai} + \omega h_{vi} \cong c_p T + \omega h_{vi} = 1.005 \cdot 32 + 0.00891 \cdot 2558.9 = 54.96 \text{ kJ/kg dry air}$$

Il volume specifico dell'aria secca, in ingresso, vale:

$$v_{ai} = \frac{R_a T_i}{p_{ai}} = \frac{0.287 \cdot 305}{99.89} \cong 0.876 \text{ m}^3/\text{kg dry air}$$

La portata volumetrica vale:

$$\dot{V} = c \cdot A = 18 \frac{\pi \cdot 0.4^2}{4} = 2.26 \text{ m}^3/\text{s}$$

La portata massica dell'aria secca vale pertanto:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{V}_i}{v_{ai}} = \frac{2.26}{0.876} \cong 2.58 \text{ kg/s}$$

La potenza termica trasferita al fluido vale:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \Delta h \rightarrow \Delta h = \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a} = \frac{1200}{2.58 \cdot 60} = 7.75 \text{ kJ/kg dry air}$$

L'entalpia del fluido in uscita vale pertanto:

$$h_e = h_i - \Delta h = 34.44 - 7.75 = 47.21 \text{ kJ/kg dry air}$$

Tenuta presente la (1.2) si ha:

$$h_e = 1.005 \cdot T_e + \omega (2501.3 + 1.82 \cdot T_e) = 47.21$$

Da cui

$$T_e \cong 24.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

L'umidità relativa dell'aria in uscita vale:

$$\phi = \frac{\omega p}{(0.622 + \omega) p_g} = \frac{\omega p}{(0.622 + \omega) p_{sat@25}} = \frac{0.00891 \cdot 101.325}{(0.622 + 0.00891) \cdot 3.06} \cong 46.7 \%$$

La pressione parziale dell'aria secca in uscita rimane invariata, stante la costanza di ω , infatti:

$$p_{ae} = p - \phi p_{sat@24.4} = 101.325 - 0.467 \cdot 3.06 \cong 99.89 \text{ kPa}$$

Il volume specifico dell'aria secca, in uscita, vale:

$$v_{ae} = \frac{R_a T_e}{p_{ae}} = \frac{0.287 \cdot 297.55}{99.89} = 0.855 \text{ m}^3/\text{kg}$$

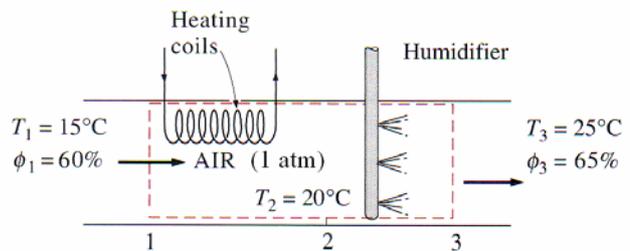
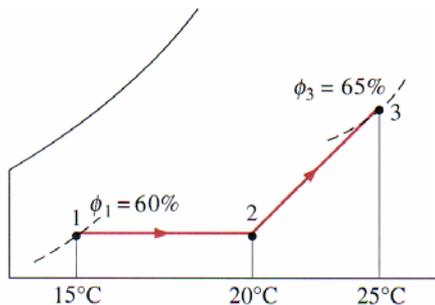
Per la costanza della portata massica si ha:

$$\dot{m}_{ai} = c_e \frac{\pi \cdot 0.4^2}{4 \cdot v_{ae}} \rightarrow c_e = \frac{4 \cdot v_{ae} \cdot \dot{m}_{ai}}{\pi \cdot 0.4^2} \cong 17.55 \text{ m/s}$$

E 4-3

Air at 1 atm, 15°C and 60 percent relative humidity is first heated to 20°C in a heating section and then humidified by introducing water vapor. The air leaves the humidifying section at 25°C and 65 percent relative humidity. Determine:

1. the amount of steam added to the air;
2. the amount of heat transfer to the air in the heating section.



Si calcolano le pressioni parziali di vapore e aria secca all'ingresso dell'unità riscaldante:

$$p_{v1} = \phi_1 p_{sat@15^\circ C} = 0.6 \cdot 1.706 \cong 1.024 \text{ kPa}$$

$$p_{a1} = p - p_{v1} = 101.325 - 1.024 = 100.3 \text{ kPa}$$

L'umidità specifica vale:

$$\omega_1 = \frac{0.622 \cdot p_{v1}}{p - p_{v1}} = 0.00635$$

L'entalpia dell'aria, all'ingresso dell'unità riscaldante, vale:

$$h_1 = 1.005 \cdot 15 + 0.00316 \cdot 2528.4 \cong 23.06 \text{ kJ/kg dry air}$$

All'uscita dell'unità riscaldante, considerato ω costante, l'entalpia dell'aria vale:

$$h_2 = 1.005 \cdot 20 + 0.00316 \cdot 2537.5 \cong 28.12 \text{ kJ/kg dry air}$$

L'ammontare di calore trasferito all'aria dall'unità riscaldante è pari al salto entalpico:

$$\dot{q} = h_2 - h_1 = 5.06 \text{ kJ/kg dry air}$$

Si scrive l'equazione di bilancio relativamente all'acqua trattata nell'unità di umidificazione:

$$\dot{m}_{a2} \omega_2 + \dot{m}_w = \dot{m}_{a3} \omega_3$$

D'altra parte

$$\dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3} = \dot{m}_a \quad \omega_1 = \omega_2$$

Da cui:

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_3 - \omega_2)$$

Con ω_3 uguale a:

$$\omega_3 = \frac{0.622 \phi_3 p_{g3}}{p - \phi_3 p_{g3}} = \frac{0.622 \cdot 0.65 \cdot 3.169}{101.325 - 0.65 \cdot 3.169} \cong 0.0129 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

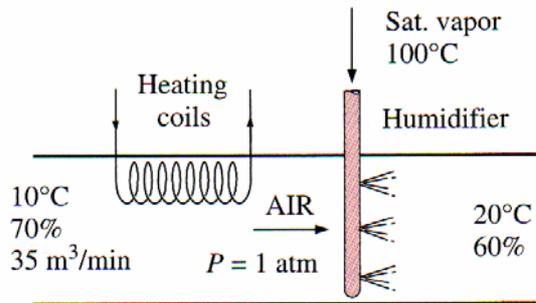
La massa d'acqua aggiunta dall'unità di umidificazione vale:

$$\dot{m}_w / \dot{m}_a = (\omega_3 - \omega_1) = 0.00655 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

E 4-4

An air-conditioning system operates at a total pressure of 95 kPa and consists of a heating section and humidifier that supplies wet steam (saturated vapor) at 100°C. Air enters the heating section at 10°C and 70 percent relative humidity at a rate of 35 m³/min, and leaves the humidifying section at 20°C and 60 percent relative humidity. Determine:

1. the temperature and relative humidity of air when leaves the heating section;
2. the rate of heat transfer in the heating section;
3. the rate at which water is added to the air in the humidifying section.



Caratteristiche dell'aria al punto 1 (ingresso unità riscaldante)

$$T_1 = 10^\circ\text{C}; p_1 = 95 \text{ kPa}; \phi_1 = 0.7$$

$$p_{v1} = \phi p_{g1} = \phi_1 p_{sat @ 10^\circ\text{C}} = 0.7 \cdot 1.23 = 0.861 \text{ kPa}$$

$$p_{a1} = p_1 - p_{v1} = 94.139$$

$$\omega_1 = \frac{0.622 \cdot p_{v1}}{p_1 - p_{v1}} = 0.0057$$

$$h_1 = h_{a1} + \omega_1 \cdot h_{v1} \cong c_p T_1 + \omega_1 \cdot h_g \cong c_p T_1 + \omega_1 \cdot (2501.3 + 1.82 \cdot T_1) \cong 24.43 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$v_{a1} = \frac{R_a T_1}{p_{a1}} = \frac{0.287 \cdot 283}{94.139} = 0.863 \text{ m}^3/\text{kg}$$

PSYCHROMETRIC PROPERTIES OF MOIST AIR

P kPa	Psat kPa	TDB C	TWB C	TDP C	HMR kg/kg	PHI	UOL m ³ /kg	ENTH kJ/kg	ENTR kJ/kg-K
95.000	1.23	10.00	7.31	4.79	.00570	.700	0.863	24.43	0.1090

Caratteristiche dell'aria al punto 3 (uscita umidificatore)

PSYCHROMETRIC PROPERTIES OF MOIST AIR

P kPa	Psat kPa	TDB C	TWB C	TDP C	HMR kg/kg	PHI	UOL m ³ /kg	ENTH kJ/kg	ENTR kJ/kg-K
95.000	2.34	20.00	15.02	12.01	.00936	.600	0.899	43.89	0.1772

Si calcola ora la quantità di acqua aggiunta nell'umidificatore.

$$\dot{m}_w = \dot{m}_{a1} (\omega_3 - \omega_1) \rightarrow \dot{m}_w / \dot{m}_{a1} = (0.00936 - 0.00570) = 0.00366 \text{ kg H}_2\text{O/kg dry air}$$

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{V}}{v_{a1}} (\omega_3 - \omega_1) = \frac{35}{0.863} (0.00936 - 0.00570) \cong 0.148 \text{ kg/min}$$

L'entalpia dell'aria all'ingresso dell'umidificatore (punto 2) vale:

$h_2 = h_3$ – contenuto entalpico del vapore aggiunto

$$h_2 = 43.89 - 0.00366 \cdot 2676 = 34.1 \text{ kJ/kg dry air}$$

La temperatura T_2 , all'ingresso dell'umidificatore, si ricava dalla seguente uguaglianza:

$$h_2 = c_p T_2 + \omega_2 h_{g2} \cong c_p T_2 + \omega_2 (2501.3 + 1.82 T_2) \quad \text{con } \omega_2 = \omega_1$$

$$34.1 \cong T_2 (1.005 + 0.00570 \cdot 1.82) + 0.00570 \cdot 2501.3 \rightarrow T_2 \cong 19.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

L'umidità relativa all'ingresso dell'umidificatore vale:

$$\phi_2 = \frac{\omega_2 p}{(0.622 + \omega_2) p_g} = \frac{\omega_2 p}{(0.622 + \omega_2) p_{sat @ 19.5^\circ\text{C}}} = \frac{0.00570 \cdot 95}{(0.622 + 0.00570) \cdot 2.268} \cong 0.38$$

PSYCHROMETRIC PROPERTIES OF MOIST AIR

P kPa	Psat kPa	TDB C	TWB C	TDP C	HMR kg/kg	PHI	UOL m ³ /kg	ENTH kJ/kg	ENTR kJ/kg-K
95.000	2.27	19.50	11.45	4.80	0.00570	0.379	0.892	34.10	0.1426

La *quantità di calore* trasferita all'aria, all'interno dell'unità riscaldante, nell'unità di tempo vale:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{a1} (h_2 - h_1) = \frac{35}{0.863} (34.1 - 24.43) = 392 \text{ kJ/min}$$

E 4-5

Air enter a 30 cm diameter cooling section at 1 atm, 35°C, and 60 percent relative humidity at 120 m/min. The air is cooled by passing over a cooling coil through which cold water flows. The water experiences a temperature raise of 8°C. The air leaves the cooling section saturated at 20°C.

Determine:

1. the rate of heat transfer;
2. the mass flow rate of the water;
3. the exit velocity of the airstream.

