

# Appunti di "FISICA TECNICA"

## Capitolo 7

### Impianti di condizionamento dell'aria

Introduzione .....	1
Generalità sulle condizioni di benessere fisiologico .....	2
Purezza dell'aria e ventilazione .....	4
Classificazione degli impianti di trattamento aria.....	4
Impianto di condizionamento totalmente centralizzato senza ricircolazione.....	5
<i>Individuazione delle condizioni esterne (E) e delle condizioni interne (A)</i> .....	6
<i>Calcolo dei carichi termoigrometrici.....</i>	7
<i>Determinazione delle condizioni di trattamento e immissione dell'aria.....</i>	9
<i>Determinazione dei processi da realizzare nel gruppo condizionatore .....</i>	11
Condizionamento estivo.....	11
Condizionamento invernale .....	13
Impianto di condizionamento con ricircolazione d'aria.....	16
<i>Condizionamento estivo.....</i>	17
<i>Condizionamento invernale.....</i>	20
Osservazioni .....	22
Esempio numerico.....	24

#### INTRODUZIONE

Lo scopo del “**condizionamento dell'aria**” (o “*condizionamento termo-igrometrico*”) è quello di mantenere, in un ambiente chiuso, delle prestabilite “**condizioni termoigrometriche**”. Ci sono almeno due motivi per cui può nascere questa esigenza: il caso più frequente è quello per cui si vogliono garantire delle *condizioni di benessere fisiologico* alle persone che devono soggiornare nell'ambiente considerato; può anche trattarsi della necessità di mantenere sufficientemente bassa la temperatura di un ambiente in cui devono operare degli impianti meccanici o elettronici.

Si può allora fare la seguente classificazione circa lo scopo di un impianto di condizionamento:

- se lo scopo è l'ottenimento di condizione di benessere fisiologico per le persone che occupano l'ambiente condizionato, allora si parla di “**condizionamento civile**”;
- se, invece, si vuole ottenere l'ottenimento di condizioni vantaggiose o necessarie per un particolare processo industriale, allora si parla di “**condizionamento industriale**”.

Come abbiamo visto nel capitolo precedente, le condizioni termo-igrometriche dell'aria umida sono fissate da 3 variabili, essendo l'aria umida una miscela binaria (formata da aria secca e vapor d'acqua): una delle 3 variabili è la pressione, che, come vedremo, sarà sempre ritenuta pari ad 1 atm,

per cui restano da fissare le altre due (da scegliere tra temperatura, umidità relativa, titolo, grado igrometrico<sup>1</sup> è così via).

## GENERALITÀ SULLE CONDIZIONI DI BENESSERE FISIOLÓGICO

L'insieme dei processi chimico-fisici che avvengono nel corpo umano prende il nome di **metabolismo**: tali processi realizzano la trasformazione degli alimenti ingeriti e la trasformazione dell'ossigeno in anidride carbonica e consentono la modificazione, l'accrescimento e la rigenerazione delle cellule dell'organismo, le funzioni fisiologiche indispensabili alla vita nonché le attività motorie.

Si definisce **tasso metabolico** (simbolo:  $\dot{M}$ ) la differenza tra l'energia somministrata mediamente, nell'unità di tempo, all'organismo (sotto forma di alimenti, bevande ed ossigeno) e quella, media nell'unità di tempo, connessa a quanto scaricato dall'organismo stesso (sotto forma di feci, urine e anidride carbonica). Il metabolismo non è costante nel tempo, ma dipende dalla qualità e quantità dei cibi ingeriti, dal momento della loro ingestione, dalle condizioni ambientali esterne, ma, soprattutto, dall'attività che la persona svolge (è chiaro che il metabolismo aumenta passando dalla quiete ad attività intense e faticose).

La potenza meccanica ceduta per le attività motorie è sempre minore del termine di generazione; di conseguenza, il corpo umano, affinché rimangano costanti nel tempo la sua energia interna e la sua temperatura, deve cedere dell'energia all'ambiente circostante: tale energia viene ceduta per convezione con l'aria, per irraggiamento con le superfici circostanti e tramite evaporazione di acqua dalla pelle e dai polmoni. Quando l'energia ceduta risulta maggiore (o minore) del tasso metabolico, la temperatura media del corpo diminuisce (o cresce) fino a giungere o ad una nuova condizione di regime oppure al collasso. L'organismo reagisce ad eventuali squilibri innescando complessi **meccanismi di termoregolazione** come la regolazione della circolazione sanguigna, la variazione della temperatura superficiale del corpo, il brivido, la sudorazione e così via.

Si definiscono allora "**condizioni di benessere termico**" quelle condizioni di soddisfazione termica per l'individuo, ovvero, in poche parole, le condizioni in cui l'individuo non ha né caldo né freddo. Da un punto di vista fisiologico, possiamo dire che *le condizioni di benessere termico sono quelle per le quali l'attività dei meccanismi di termoregolazione è praticamente nulla*.

Sulla base di queste considerazioni, un bilancio energetico sul corpo umano può essere rappresentato dalla seguente equazione:

$$\dot{M} = \dot{L} + \dot{Q}_C + \dot{Q}_I + \dot{E} + \frac{dU}{d\theta}$$

dove si sono fatte le seguenti posizioni:

- $\dot{M}$  è il già citato "**tasso metabolico**", strettamente legato all'attività svolta dall'individuo;
- $\dot{L}$  è la "**potenza meccanica ceduta**", generalmente molto piccola rispetto a  $\dot{M}$ ; il rapporto  $\dot{L}/\dot{M}$  prende il nome di "**rendimento meccanico del corpo umano**": esso ha

---

<sup>1</sup> In realtà, ricordando che, in prima approssimazione, il vapor d'acqua può essere considerato come un gas a comportamento perfetto (mentre l'aria secca come un gas a comportamento piucheperfetto), l'umidità relativa ed il grado igrometrico hanno lo stesso valore numerico

un valore massimo di circa il 10%, ma nel progetto degli impianti di condizionamento viene assunto nullo;

- $\dot{Q}_C$  è la “**potenza termica ceduta per convezione**”: si tratta di un termine che può essere sia positivo sia negativo (questo accade quando la temperatura superficiale del corpo è minore di quella dell'aria) e che cresce, in valore assoluto, all'aumentare della velocità dell'aria;
- $\dot{Q}_I$  è la “**potenza termica ceduta per irraggiamento**”: anche questa potenza può essere positiva o negativa, a seconda che la temperatura della pelle sia maggiore o minore della temperatura delle superfici circostanti; dipende molto dal tipo di abbigliamento;
- $\dot{E}$  è la “**potenza ceduta per vaporizzazione dell'acqua**”: questa vaporizzazione avviene per cessione passiva di acqua dai polmoni e dalla pelle e per cessione attiva dovuta alla sudorazione (quest'ultima rappresenta il più efficace mezzo di termoregolazione dell'organismo); a parità di temperatura corporea, la quantità di acqua che evapora dipende sia dalla pressione parziale del vapore nell'ambiente (cioè dal grado igrometrico, fissata la temperatura dell'aria) e dalla velocità dell'aria;
- infine,  $dU/d\theta$  è la *variazione di energia interna del corpo umano nell'unità di tempo*: in condizioni di regime deve ovviamente essere  $dU/d\theta = 0$  e le condizioni di benessere, oltre che da  $dU/d\theta = 0$ , sono anche caratterizzate dall'assenza di meccanismi di termoregolazione.

Da queste considerazioni si intuisce che *i fattori ambientali che influenzano il bilancio energetico sono la temperatura dell'aria, la velocità dell'aria, il grado igrometrico dell'aria e la temperatura delle pareti.*

Fissata l'attività dell'individuo, cioè fissato il tasso metabolico, esistono campi abbastanza ampi dei valori di tali parametri ambientali nei quali è possibile raggiungere le condizioni di benessere. A livello puramente teorico, essendo 4 le variabili in gioco, ci sono addirittura  $\infty^3$  soluzioni per l'equazione del bilancio energetico prima citata. In effetti, però, molte di queste soluzioni vengono scartate in quanto innescano meccanismi di termoregolazione oppure danno luogo ad altri effetti sgraditi all'organismo. *La scelta dei valori dei parametri ambientali di benessere da mantenere nella pratica è stata dunque desunta da indagini di tipo statistico* e la tabella seguente sintetizza i risultati ottenuti:

velocità dell'aria: $w_a = 0.10 \div 0.15(\text{m/s})$				
	Estate		Inverno	
	$t_a=t_p$	$\phi_a$	$t_a=t_p$	$\phi_a$
attività fisica				
trascurabile	26°C	0.50	20°C	0.50
leggera	25°C	0.50	19°C	0.50
pesante	24°C	0.45	18°C	0.45

(ricordiamo che  $t_a$  è la temperatura dell'aria,  $t_p$  quella delle pareti e  $\phi_a$  è il grado igrometrico dell'aria<sup>2</sup>)

Tra i vari risultati indicati da questa tabella segnaliamo il fatto che, nella pratica, si usano generalmente valori di temperatura diversi per l'inverno e per l'estate. I motivi di ciò sono essenzialmente 3:

- a) il tipo di abbigliamento è diverso nelle diverse stagioni;
- b) dal momento che le persone non vivono sempre in spazi condizionati, ma ne entrano e escono, è buona norma ridurre le differenze di temperatura tra interno ed esterno;
- c) un valore unico della temperatura per tutto l'anno aumenterebbe considerevolmente la potenzialità termica e/o frigorifera dell'impianto e di conseguenza anche il suo costo.

## PUREZZA DELL'ARIA E VENTILAZIONE

*Negli ambienti in cui vive, l'uomo altera la composizione dell'aria in quanto incrementa la percentuale di anidride carbonica, diminuisce quella di ossigeno, emette sostanze aromatiche, produce fumi ed aumenta la concentrazione di batteri patogeni. Mentre la diminuzione della percentuale di ossigeno potrebbe essere compensata anche con piccole portate d'aria, la diluizione degli odori richiede invece portate d'aria molto più elevate. Esiste anche un valore minimo di tali portate ed esso va elevato se è previsto che gli occupanti del locale possano fumare.*

Per assicurare le caratteristiche di purezza richieste, è necessario prevedere un sistema di filtri, il cui tipo e la cui efficacia siano strettamente legati sia alle condizioni dell'aria esterna sia a quelle del locale condizionato.

Inoltre, l'aria trattata deve essere distribuita negli ambienti evitando sia la formazione di zone di ristagno sia di correnti moleste: solitamente, nella zona occupata dalle persone la velocità dell'aria deve essere mantenuta tra 0.10 m/s e 0.25 m/s.

## CLASSIFICAZIONE DEGLI IMPIANTI DI TRATTAMENTO ARIA

Abbiamo già detto che, *per realizzare il benessere fisiologico in un ambiente, è necessario controllare e regolare le condizioni termiche, igrometriche, di ventilazione e di purezza dell'aria e questo lo si ottiene appunto con gli "impianti di condizionamento"*. Considerando che tali impianti sono generalmente piuttosto costosi, spesso si accetta di intervenire solo su qualcuno dei parametri ambientali e non su tutti.

Gli impianti che intervengono sui parametri ambientali si dicono generalmente **impianti di trattamento aria** o *impianti di climatizzazione* ed essi prendono un nome specifico a seconda del tipo:

- un **impianto di ventilazione** è capace di soddisfare solo alle condizioni di ventilazione e purezza dell'aria;

---

<sup>2</sup> Ricordiamo che l'aria umida è una miscela binaria, dove i due componenti sono l'aria secca e il vapor d'acqua. Allora, il grado igrometrico dell'aria (umida) è il rapporto tra la pressione parziale del vapore e quella del vapore, in condizioni di saturazione, alla stessa temperatura

- un **impianto di riscaldamento** è capace di soddisfare solo alle condizioni termiche invernali;
- un **impianto di termo-ventilazione (estivo e/o invernale)** è capace di soddisfare (in estate e/o in inverno) sia alle condizioni di ventilazione e purezza dell'aria sia alle condizioni termiche;
- un **impianto di condizionamento (estivo e/o invernale)** è capace di soddisfare (in estate e/o in inverno) a tutte le condizioni precedentemente elencate.

*Noi ci occuperemo degli elementi fondamentali della progettazione degli impianti di condizionamento, proprio perché sono quelli tecnicamente più completi.*

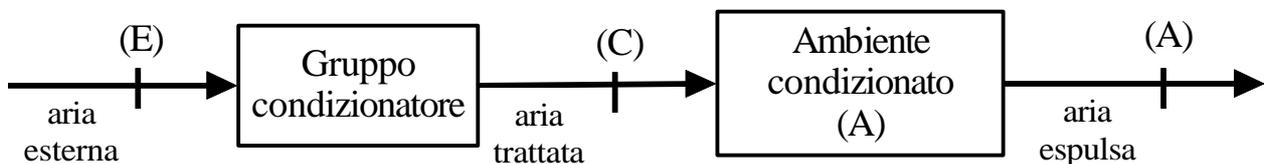
Per quanto riguarda tali **impianti di condizionamento**, se ne può fare una prima importante classificazione in base alla centralizzazione dei vari servizi:

- in un **impianto totalmente centralizzato**, le varie apparecchiature sono accentrate in un unico ambiente, detto *gruppo condizionatore* o anche *centrale di condizionamento*;
- in un **impianto parzialmente centralizzato**, invece, alcune delle apparecchiature sono centralizzate, mentre altre sono sistemate nei singoli ambienti condizionati;
- infine, in un **impianto a condizionatori locali autonomi** tutte le apparecchiature sono sistemate nei singoli ambienti.

## IMPIANTO DI CONDIZIONAMENTO TOTALMENTE CENTRALIZZATO SENZA RICIRCOLAZIONE

In questo paragrafo, vogliamo indicare i criteri di massima da seguire per dimensionare le varie parti di un impianto di condizionamento totalmente centralizzato. Con un impianto di questo tipo, si ottengono, negli ambienti da condizionare, le condizioni desiderate mediante l'immissione di adeguate portate di aria in opportune condizioni di temperatura e di grado igrometrico.

Uno schema a blocchi di tale impianto è riportato nella figura seguente:



In particolare, quello riportato è lo schema di un **impianto senza ricircolazione di aria**, nel senso che tutta l'aria immessa negli ambienti da condizionare è prelevata dall'esterno e, ovviamente, l'aria che lascia l'ambiente è a sua volta interamente espulsa all'esterno. Si parla, invece, di **impianto con ricircolazione di aria** se una parte dell'aria che lascia l'ambiente viene riutilizzata.

Ai fini del proporzionamento di un impianto senza ricircolazione, è necessario seguire alcuni principi di base:

- 1) in primo luogo, una volta assegnate le condizioni esterne (E), bisogna fissare le condizioni ambiente (A) da mantenere nel locale condizionato; a questo proposito, come si nota nel diagramma di prima, si fa l'ipotesi che, per gli impianti senza ricircolazione, le condizioni dell'aria espulsa dall'ambiente condizionato siano le stesse dell'aria nell'ambiente: questa ipotesi è valida se si verifica un completo mescolamento dell'aria, il che comporta l'uniformità delle proprietà termoigrometriche dell'ambiente;
- 2) in secondo luogo, bisogna effettuare un bilancio di energia e di massa sul sistema aperto costituito dall'ambiente da condizionare: i termini di questo bilancio sono diversi:
  - le potenze termiche scambiate attraverso le pareti a seguito di differenze di temperatura tra interno ed esterno
  - la potenza termica dovuta all'irraggiamento solare
  - la potenza termica generata dalle persone presenti
  - la portata d'acqua generata dalle persone presenti
  - la potenza termica generata dall'impianto di illuminazione e da eventuali motori o macchine presenti nell'ambiente da condizionare

L'insieme di questi termini va sotto il nome di **carichi termo-igrometrici** dell'ambiente considerato, che saranno esaminate nel dettaglio: naturalmente, nella valutazione dei suddetti carichi, è sempre opportuno porsi nelle condizioni più sfavorevoli possibile per l'impianto (come il massimo affollamento dell'ambiente e la presenza di sole in estate oppure il minimo affollamento e l'assenza di sole in inverno);

- 3) in terzo luogo, vanno individuate le condizioni di trattamento dell'aria e di immissione (C) dell'aria stessa nell'ambiente (cioè all'uscita dal gruppo condizionatore): tali condizioni devono essere scelte in modo che, in seguito agli scambi termici e di massa di cui al punto (2), si realizzino, all'espulsione, le volute condizioni (A);
- 4) infine, vanno determinate le trasformazioni da realizzare nel gruppo condizionatore per portare l'aria dalle condizioni (E) in cui viene prelevata dall'esterno alle condizioni (C) con cui si intende iniettarla nell'ambiente condizionato.

Vediamo allora di analizzare nei dettagli questi 4 principi di fondo.

### ***Individuazione delle condizioni esterne (E) e delle condizioni interne (A)***

Il primo problema è quello di determinare le **condizioni esterne** da considerare in fase di progetto: *tali condizioni, per le varie località, si desumono da apposite tabelle ricavate da indagini storiche meteorologiche.*

L'impianto proporzionato sulla base di tali condizioni sarà normalmente in grado di mantenere le condizioni interne richieste. Ovviamente, nel caso in cui si verificano condizioni esterne più gravose di quelle previste, si avrà necessariamente una variazione delle condizioni interne di progettazione.

Per quanto riguarda, invece, le condizioni interne da mantenere nell'ambiente condizionato, si assumono normalmente valori prossimi a quelli indicati nella tabella precedentemente riportata. Qualora siano previsti limitati tempi di permanenza nel locale oppure frequenti passaggi di persone dall'esterno all'interno o viceversa, è buona norma, d'estate, evitare differenza di temperatura tra esterno ed interno superiori a 7°C.

## Calcolo dei carichi termoigrometrici

Nell'ambito dei cosiddetti **carichi termo-igrometrici** rientrano una serie di fattori:

- *Potenza termica trasmessa attraverso le superfici dell'ambiente per differenze di temperatura tra interno ed esterno*

La potenza termica che si trasmette, a regime permanente, attraverso una parete di superficie A, tra l'ambiente in esame e un ambiente adiacente, a seguito di una differenza  $\Delta T$  di temperatura, è valutabile mediante la relazione  $\dot{Q} = UA\Delta T$ , dove il coefficiente U, detto **coefficiente globale di scambio** (o anche *conduttanza unitaria globale*) dipende sia dalla convezione sia dall'irraggiamento (tranne quello solare, che viene considerato a parte).

Esistono norme che fissano valori massimi di U per le pareti perimetrali opache, allo scopo a) di evitare nell'ambiente indesiderati fenomeni di condensazione di vapore per parete fredda b) di limitare la potenza termica scambiata con l'esterno c) di limitare le variazioni della temperatura interna al variare di quella esterna.

Ci sono poi altre norme che impongono un valore massimo alla potenza termica dispersa in stagione invernale da ciascun edificio attraverso le superfici che delimitano le zone riscaldate.

Inoltre, poiché le pareti che delimitano l'ambiente si trovano usualmente in situazioni diverse (per diversità di struttura, di composizione, di temperatura esterna, di orientamento e così via), la formula  $\dot{Q} = UA\Delta T$  deve essere applicata tante volte quante sono le situazioni che si determinano nel locale. Stesso discorso per tener conto della diversa disposizione (verticale ed orizzontale), la diversa esposizione (Nord, Sud, Ovest, Est), la diversa altezza dei locali e le condizioni della zona (pianura, montagna, zona aperta o meno ai venti e così via).

In altre parole, la potenza termica trasmessa va calcolata con la relazione

$$\dot{Q} = \sum CUA\Delta T$$

dove la sommatoria va estesa ai diversi tipi di situazioni ed i coefficienti correttivi C servono ad adattare ancora meglio il risultato finale. Tali coefficienti possono, per esempio, intervenire nel caso di *impianti con funzionamento discontinuo*, nel quale caso essi saranno funzioni della durata dell'interruzione e del tempo necessario perché l'impianto vada a regime.

Va, infine, precisato, che la potenza  $\dot{Q}$  è calcolata in ingresso nel periodo estivo, ed è perciò  $>0$ , mentre va calcolata in uscita nel periodo invernale, risultando così  $<0$ .

- *Potenza termica trasmessa per irraggiamento solare*

L'irraggiamento solare che incide su di una superficie dipende dall'ora, dalla stagione, dalla latitudine, dall'altitudine, dalle condizioni di trasparenza dell'atmosfera oltre che dall'inclinazione ed esposizione della superficie ricevente. Per questo, la valutazione della potenza termica in ingresso dovuta all'irraggiamento solare si effettua mediante calcoli piuttosto laboriosi.

Tali calcoli vengono tra l'altro effettuati separatamente per le superfici opache e per quelle trasparenti, tenendo conto che molti materiali (tra cui soprattutto il vetro) hanno un *coefficiente di assorbimento* strettamente legato alla lunghezza d'onda delle radiazioni.

Facciamo anche osservare che, nel calcolo delle potenze termiche trasmesse nella stagione invernale, non si tiene conto dell'irraggiamento solare, in quanto, come detto in principio, ci si pone sempre nelle condizioni più sfavorevoli possibile.

- *Potenza termica dovuta alla presenza di persone*

Se indichiamo con  $N$  il numero medio di persone presenti nell'ambiente e ancora con  $\dot{M}$  il tasso metabolico relativo all'attività prevalentemente svolta nell'ambiente, la potenza termica dovuta alla presenza di persone è valutabile mediante la formula

$$\dot{Q} = N(\dot{M} - \dot{E}) = N(\dot{Q}_c - \dot{Q}_r)$$

- *Potenza termica generata dall'impianto di illuminazione e da macchine presenti nel locale*

Per l'impianto di illuminazione presente nell'ambiente condizionato, la potenza termica può essere posta uguale alla potenza elettrica dell'impianto stesso. Se ci sono, poi, delle macchine e la loro utilizzazione è interna all'ambiente, si pone la potenza termica pari alla potenza elettrica delle macchine; se, invece, l'utilizzazione è esterna all'ambiente e la macchina ha rendimento globale  $\eta$ , si pone la potenza termica pari a  $(1-\eta)$  volte la potenza della macchina

- *Produzione di vapor d'acqua*

La produzione di vapor d'acqua è essenzialmente dovuta, negli impianti civili, alla presenza di persone: generalmente, si considera una produzione unitaria di 50 g/h nella stagione invernale e di 75 g/h nella stagione estiva. Moltiplicando tale produzione per il numero di persone, si ottiene la produzione complessiva di vapore, chiamata **carico igrometrico**: il carico igrometrico si indica generalmente con  $\dot{m}_{H_2O}$  ed è sempre positivo, in quanto le persone emettono sempre vapor d'acqua.

Altre cause di produzione di vapore sono presenti nelle cucine, nei bagni, nelle lavanderie: il valore della produzione di vapor d'acqua, in queste circostanze, va calcolato caso per caso.

Osserviamo anche che il vapor d'acqua porta con sé un certo contenuto entalpico  $h_{H_2O}$ , per cui, come vedremo meglio tra poco, oltre al flusso di massa c'è da considerare anche un flusso di energia.

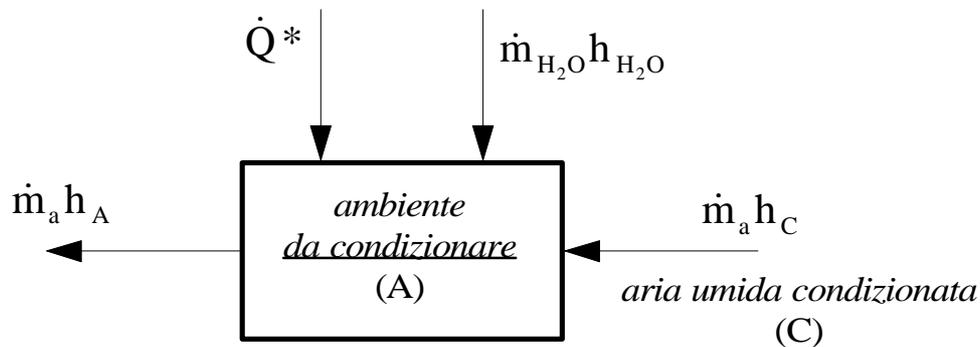
- *Infiltrazione di aria esterna*

Attraverso gli infissi, che non sono sempre a tenuta perfetta, si determinano spesso infiltrazioni d'aria esterna negli ambienti condizionati; l'entità di tali immissioni risulta dipendere dal numero e dal tipo degli infissi ed anche alla ventosità. Nel seguito, comunque, faremo sempre l'ipotesi che gli infissi siano a perfetta tenuta.

## Determinazione delle condizioni di trattamento e immissione dell'aria

La portata d'aria immessa nell'ambiente da condizionare, sottoposta agli scambi termici e di massa analizzati nel paragrafo precedente, si porta nelle condizioni (A) che si vogliono mantenere nell'ambiente stesso. Le condizioni (C) di immissione sono legate a quelle di espulsione (A) da due fondamentali **equazioni di bilancio**, che andiamo perciò a ricavare.

Il primo bilancio da effettuare riguarda l'energia. A tal fine, possiamo far riferimento alla figura seguente:



L'ambiente condizionato riceve in ingresso dell'energia corrispondente all'aria umida (aria secca + vapor d'acqua<sup>3</sup>) immessa nelle condizioni C, al vapor d'acqua prodotto ed al cosiddetto **carico termico** dell'ambiente considerato, indicato con  $Q^*$ , ossia la somma algebrica delle potenze termiche scambiate attraverso le pareti più quelle generate nell'ambiente stesso<sup>4</sup>. In uscita, c'è invece l'energia corrispondente all'aria estratta dall'ambiente condizionato.

Analiticamente, il bilancio dell'energia dice quindi che

$$\dot{m}_a h_C + \dot{Q}^* + \dot{m}_{H_2O} h_{H_2O} = \dot{m}_a h_A$$

Il secondo bilancio da effettuare è un bilancio di massa, relativo sia all'aria secca sia al vapor d'acqua:

- per quanto riguarda l'aria secca, la cosa è immediata in quanto ci sono una sezione di ingresso ed una sezione di uscita e non c'è motivo per cui la portata di aria secca cambi dall'ingresso all'uscita: quindi, come del resto già assunto implicitamente prima, risulta  $\dot{m}_{a,in} = \dot{m}_{a,out} = \dot{m}_a$ ;
- per quanto riguarda, invece, il vapor d'acqua, dobbiamo tener conto del carico igrometrico, ossia del flusso di vapor d'acqua nell'ambiente condizionato: possiamo allora scrivere il bilancio nella forma

$$\dot{m}_a x_C + \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_a x_A$$

<sup>3</sup> Ricordiamo che, per quanto riguarda l'aria umida, si fa sempre riferimento alla massa o alla portata della sola aria secca: questo è il motivo per cui, nelle equazioni relative all'aria umida, compare sempre il termine  $\dot{m}_a$ , cioè appunto la portata di aria secca.

<sup>4</sup> In pratica, si tratta della somma delle potenze termiche descritte nel paragrafo precedente, cioè le potenze termiche che l'ambiente da condizionare scambia, in vario modo, con l'esterno. In base a quanto detto nello stesso paragrafo,  $Q^*$  può risultare positivo, nullo o negativo: d'estate è sempre positivo, mentre, in inverno e nel condizionamento civile, è negativo nei locali scarsamente affollati, mentre può essere positivo, negativo o nullo nei locali fortemente affollati.

Nell'ipotesi (lecita) di considerare la pressione uniforme (= 1 atm), le due equazioni trovate contengono dunque le 3 incognite  $h_C, x_C, \dot{m}_a$ : una volta fissata la **portata d'aria**  $\dot{m}_a$ , esse consentono l'individuazione del punto di immissione  $C(h_C, x_C)$ .

Al variare di  $\dot{m}_a$ , si possono aver evidentemente infinite condizioni di immissione in grado di soddisfare le due equazioni di bilancio, ossia di dar luogo all'espulsione dell'aria nelle condizioni (A), per cui possiamo subito affermare che il problema non ammette soluzione univoca. Tuttavia, non tutte queste soluzioni soddisfano alle condizioni di benessere oppure a ovvi criteri di economicità dell'impianto.

Per quanto riguarda la scelta di  $\dot{m}_a$ , il suo valore minimo è quello della minima portata d'aria esterna occorrente alla ventilazione: indicheremo tale portata con  $\dot{m}_v$ . Non è nemmeno accettabile la soluzione  $\dot{m}_a = \dot{m}_v$ : infatti, questa soluzione comporta generalmente una differenza di temperatura  $|t_A - t_C|$  troppo elevata. D'estate, quando cioè  $t_C < t_A$ , l'immissione di aria a temperatura inferiore di oltre 8°C rispetto a quella ambiente risulta fastidiosa per le persone che siano direttamente investite dal flusso d'aria immessa; per analoghi motivi, d'inverno ( $t_C < t_A$ ) la differenza di temperatura non deve superare i 15°C o 20°C.

C'è anche un altro modo, non più analitico ma grafico, per risolvere le due equazioni di bilancio prima riportate. Anziché procedere per tentativi, fissando di volta in volta il valore di  $\dot{m}_a$ , è infatti possibile procedere nel modo seguente: in primo luogo, possiamo riscrivere le due equazioni di bilancio rispettivamente nella forma

$$\begin{aligned} \dot{Q}^* + \dot{m}_{H_2O} h_{H_2O} &= \dot{m}_a (h_A - h_C) \\ \dot{m}_{H_2O} &= \dot{m}_a (x_A - x_C) \end{aligned}$$

Facendo adesso il rapporto membro a membro, otteniamo

$$\frac{\dot{Q}^* + \dot{m}_{H_2O} h_{H_2O}}{\dot{m}_{H_2O}} = \frac{\dot{m}_a (h_A - h_C)}{\dot{m}_a (x_A - x_C)}$$

ossia 
$$\boxed{\frac{\dot{Q}^*}{\dot{m}_{H_2O}} + h_{H_2O} = \frac{\Delta h_{CA}}{\Delta x_{CA}}}$$

Questa equazione, se rappresenta nel diagramma di Mollier  $h, x$ , rappresenta una retta (le variabili sono ovviamente  $x_C$  e  $h_C$ ) passante per il punto A. La quantità  $\frac{\Delta h_{CA}}{\Delta x_{CA}}$  rappresenta la pendenza di tale retta: tale pendenza è nota, in quanto è noto il primo membro di quella equazione, legato solo ai carichi termoigrometrici (che sono un dato del problema), per cui possiamo materialmente tracciare la retta sul diagramma. Tutti i punti di questa retta rappresentano quindi le infinite soluzioni del nostro problema. In effetti, non tutti i punti, ma solo i punti che si trovano a sinistra di A: infatti, tranne che in alcune applicazioni particolari,  $\dot{m}_{H_2O}$  risulta sempre positivo e risulterà perciò sempre  $x_A > x_C$ .

Dobbiamo quindi considerare la semiretta che parte da A ed è diretta verso titoli decrescenti rispetto ad  $x_A$ . Su tale semiretta dobbiamo fissare il punto (C). Come lo fissiamo? Lo fissiamo ad una temperatura compatibile con i vincoli prima indicati, ossia un  $\Delta T < 8^\circ\text{C}$  in estate e  $\Delta T < 20^\circ\text{C}$  in inverno. A questo punto, letti sul diagramma i valori di  $(h_C, x_C)$  corrispondenti al punto (C)

individuato, dalle equazioni di bilancio si ricava  $\dot{m}_a$ . Determinato  $\dot{m}_a$ , non resta che verificare che esso soddisfi all'equazione  $\dot{m}_a \geq \dot{m}_v$ : se è così, il dimensionamento è completato, altrimenti si può procedere a ritroso, fissando ad esempio  $\dot{m}_a = \dot{m}_v$  e ricavando, tramite le equazioni di bilancio, i valori di  $(h_C, x_C)$ .

E' opportuno sottolineare che, *per motivi di economicità dell'impianto (installazione ed esercizio), è necessario adottare il valore minimo di portata d'aria compatibile con il benessere e con i vincoli di temperatura di immissione precedentemente fissati.*

Osserviamo inoltre che, nel caso di impianti funzionanti tutto l'anno, conviene, per semplicità di impianto, usare sempre la stessa portata: essa va quindi calcolata per il regime estivo, che solitamente è quello più gravoso dal punto di vista del fabbisogno energetico dell'impianto, ed in generale risulta soddisfare anche le esigenze delle condizioni invernali.

Come ultima cosa, ricordiamo che *non è possibile, nella pratica, mantenere in un ambiente condizionato le condizioni (A) immettendovi aria nelle stesse condizioni (A):* infatti, questa possibilità sussiste solo teoricamente, visto che le equazioni di bilancio indicano che sarebbe richieste una portata d'aria di valore  $\infty$ .

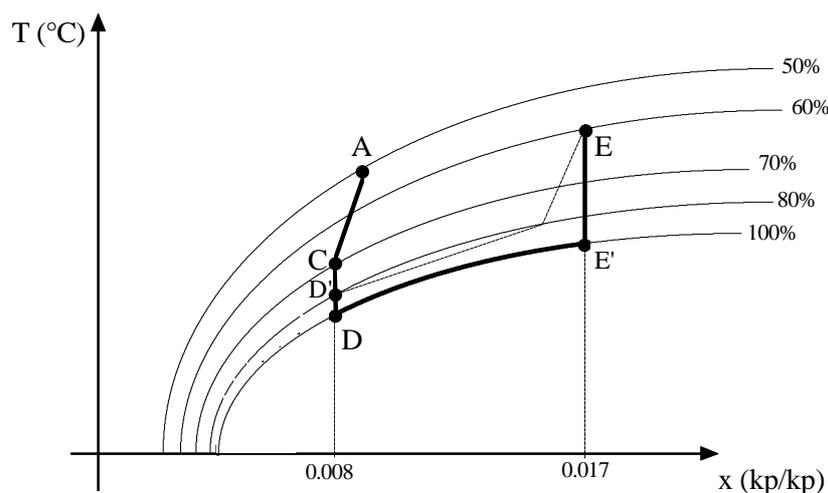
### ***Determinazione dei processi da realizzare nel gruppo condizionatore***

Una volta individuato il punto (C) rappresentativo delle condizioni dell'aria al momento della immissione ed essendo un dato di progetto la condizione (E) dell'aria prelevata dall'esterno, non resta che individuare i processi che dovranno svolgersi nel **gruppo condizionatore** per portare l'aria dalle condizioni (E) alle condizioni (C).

### **Condizionamento estivo**

Cominciamo dall'analisi dei processi da realizzare nel caso del condizionamento estivo.

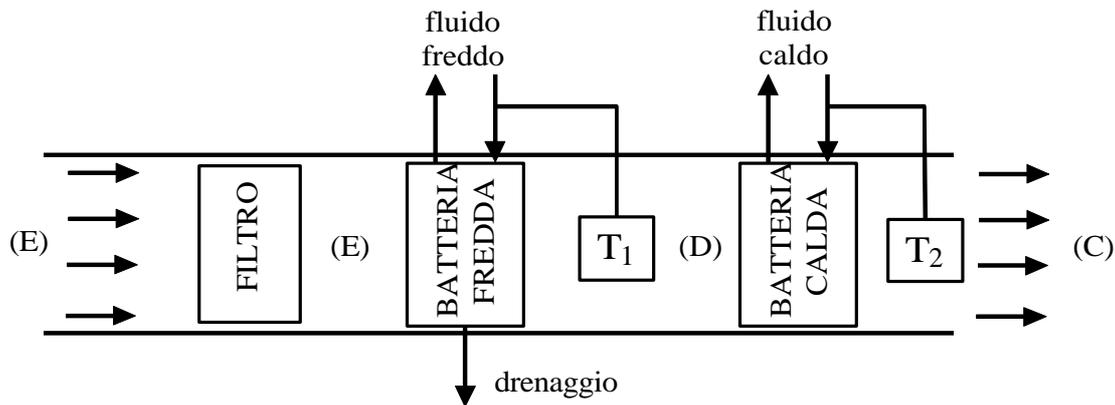
Facciamo riferimento al diagramma di Mollier schematizzato nella figura seguente<sup>5</sup>:



<sup>5</sup> Ricordiamo che sul diagramma di Mollier è possibile leggere tutte le proprietà termodinamiche di una miscela in un qualsiasi stato termodinamico. questa caratteristica rende il diagramma di comodo utilizzo per i problemi di condizionamento dell'aria.

Il nostro scopo è passare dalle condizioni dell'aria esterna (E) a quelle (C) dell'aria da immettere nell'ambiente considerato; per fare questo, dobbiamo prima raffreddare l'aria esterna (trasformazione E→E') e poi dobbiamo deumidificare (trasformazione E'→D); in particolare, la scelta delle condizioni corrispondenti al punto (D) deve essere tale che si possa giungere alle condizioni (C) mediante un semplice riscaldamento a titolo costante. Naturalmente, le condizioni (C) di immissione dell'aria sono da determinare a priori in base a considerazioni di natura tecnologica ed economica.

Lo schema a blocchi della figura seguente illustra quale potrebbe essere l'impianto che realizza le trasformazioni appena descritte:



Il primo processo (raffreddamento E→E' a titolo costante e riduzione di titolo E'→D ad umidità relativa costante e pari al 100%) viene realizzato mediante una batteria di tubi alettati, percorsi da un fluido freddo (solitamente acqua) con temperatura inferiore rispetto a T<sub>D</sub>, prodotta da un apposito impianto frigorifero. Ricordando quanto visto, nel capitolo sull'aria umida, a proposito del processo di raffreddamento con deumidificazione, osserviamo che la trasformazione E→E'→D è puramente teorica; in effetti, la trasformazione realmente seguita dall'aria è del tipo di quella indicata, nel diagramma di prima, a linea tratteggiata: il punto effettivo D' ha un grado igrometrico di circa 0.95% e tende ad 1 (che è un valore praticamente irraggiungibile) al crescere della superficie di scambio della batteria di raffreddamento.

La trasformazione D→C (riscaldamento a titolo costante) viene realizzata mediante una batteria di tubi alettati (detta "batteria di post-riscaldamento"), percorsi da acqua calda a temperatura maggiore di t<sub>C</sub>.

Nel processo complessivo E→C, il titolo diminuisce dunque da x<sub>E</sub> ad x<sub>C</sub> e questo comporta una condensazione (passaggio vapore→liquido) di una portata d'acqua valutabile come  $\dot{m}_a(x_E - x_C)$ : questa portata d'acqua, che indicheremo con  $\dot{m}_{H_2O,u}$ , deve essere smaltita.

La regolazione è ottenibile mediante 2 termostati, T<sub>1</sub> e T<sub>2</sub>, posti nella corrente d'aria a valle dei due scambiatori di calore: T<sub>1</sub> regola la portata d'acqua refrigerata nella batteria fredda in modo da mantenere la temperatura dell'aria a valle di quella al valore t<sub>D</sub>; T<sub>2</sub> regola invece la portata di acqua calda in modo da mantenere, a valle della batteria di postriscaldamento, la temperatura dell'aria al valore t<sub>C</sub>.

Da un punto di vista analitico, per il proporzionamento delle singole apparecchiature, dobbiamo effettuare dei bilanci di energia per le varie apparecchiature. Dobbiamo perciò applicare il primo principio della termodinamica per sistemi aperti: trascurando i termini potenziale e cinetici, assumendo condizioni di regime permanente e osservando che non c'è lavoro scambiato dal sistema il primo principio si scrive nella forma

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_{fin} - h_{in})$$

Abbiamo allora quanto segue:

- cominciamo dalla batteria fredda, in corrispondenza della quale avviene un raffreddamento ( $E \rightarrow E'$ ) con deumidificazione ( $E' \rightarrow D$ ): quando abbiamo analizzato questo tipo di trasformazione per l'aria umida, abbiamo trovato che

$$\Delta h = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{m}_a} + h_{H_2O,u} \Delta x$$

Applicando questa equazione alla trasformazione  $E \rightarrow E' \rightarrow D$ , abbiamo dunque che

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_a [(h_D - h_E) + (x_E - x_D)h_{\ell D}]$$

dove  $h_{\ell D}$  rappresenta l'entalpia dell'acqua liquida prodotta dalla deumidificazione;

- per la batteria calda, che serve al riscaldamento (a titolo costante), il bilancio di energia dice semplicemente che

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_a (h_C - h_D)$$

- infine, per la portata di smaltimento dell'acqua condensata, abbiamo già osservato che

$$\dot{m}_{H_2O,u} = \dot{m}_a (x_E - x_D) = \dot{m}_a (x_E - x_C)$$

Il consumo energetico maggiore, in un impianto per il condizionamento estivo come quello appena descritto, è quello dovuto al tratto  $E \rightarrow E' \rightarrow D$ . La potenza frigorifera per questo tratto, in assenza di ricircolo, è  $P_F = \dot{m}_a (h_E - h_D)$ , mentre la potenza per il tratto  $D \rightarrow C$  (trasformazione di post-riscaldamento), a prescindere dalla presenza o meno del ricircolo, è  $P'_F = \dot{m}_a (h_C - h_D)$ .

Le batterie di raffreddamento devono funzionare a temperatura leggermente inferiore a  $T_D$ : la differenza di temperatura deve essere di  $4^\circ\text{C}$  o  $5^\circ\text{C}$ .

Notiamo infine che le condizioni ambiente (A) sono collegate a quelle esterne (E), nel senso che non è opportuno scendere molto al di sotto della temperatura esterna: basta una differenza di temperatura di  $5\text{-}6^\circ\text{C}$ , in quanto il raffreddamento avviene con deumidificazione.

## Condizionamento invernale

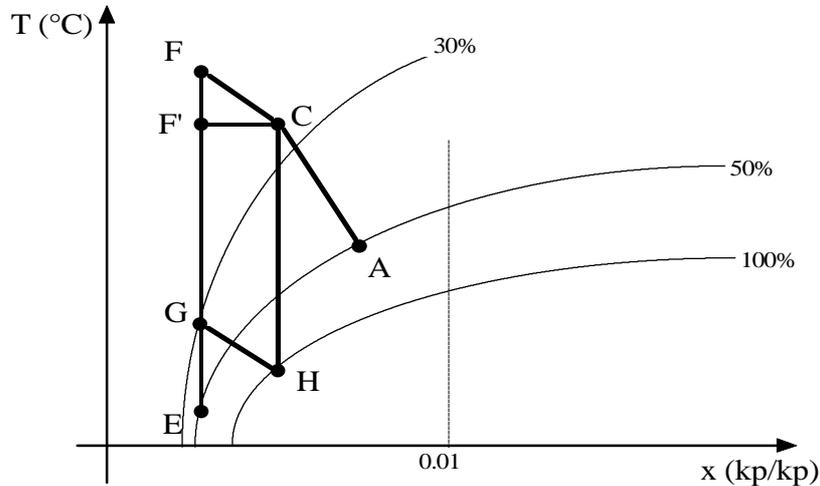
Nel caso del condizionamento invernale, sappiamo che le condizioni di benessere sono di circa  $20^\circ\text{C}$  di temperatura e di 50% di umidità relativa.

Il passaggio dalle condizioni esterne (E) alle condizioni (C) di immissione dell'aria può essere effettuato in due modi:

- un primo modo consiste nel riscaldare a titolo costante ( $E \rightarrow F$ ) e poi nell'umidificare, in modo adiabatico quasi iso-entalpico ( $F \rightarrow C$ ), mediante uno spruzzamento di acqua liquida;

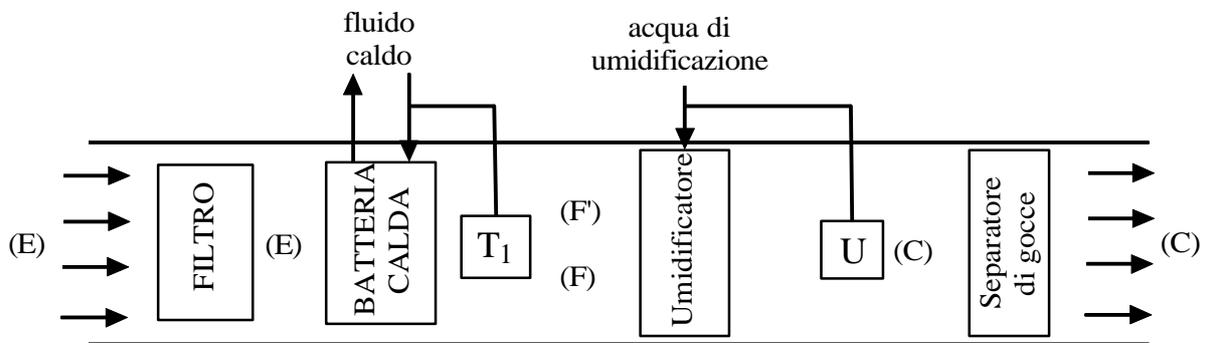
- un secondo modo consiste invece in un riscaldamento a titolo costante (E→F') e poi in una umidificazione quasi isoterma (F'→C) realizzata con immissione di vapore

La figura seguente illustra quanto appena detto nel diagramma di Mollier:

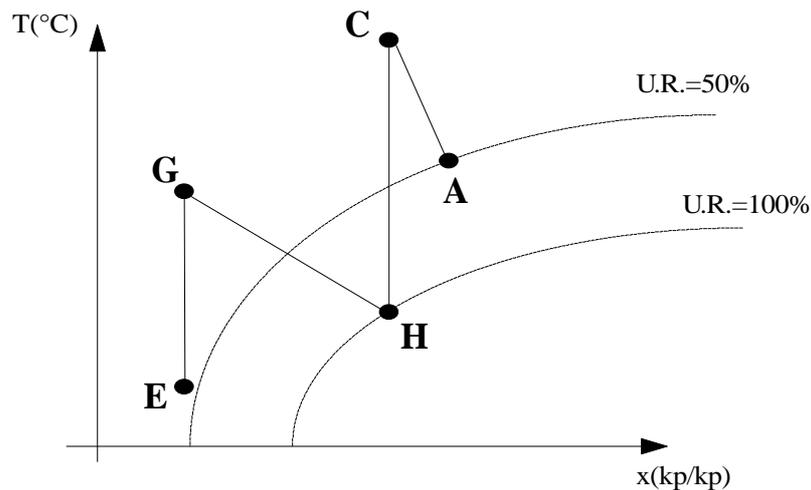


Il secondo metodo è spesso da preferirsi al primo, in quanto quest'ultimo comporta talvolta il raggiungimento di temperature  $t_F$  troppo elevate, col pericolo di generare odori molesti a causa della decomposizione di sostanze organiche generalmente presenti nell'aria.

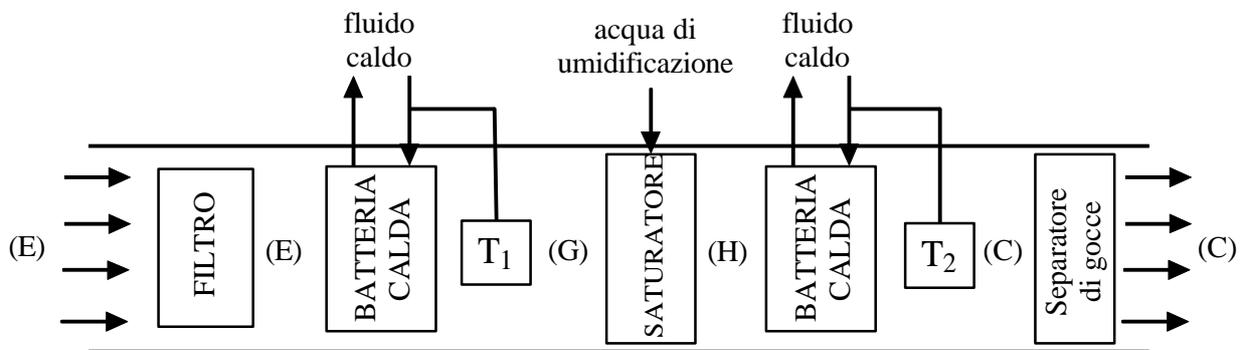
Il diagramma a blocchi che sintetizza il funzionamento di entrambi i procedimenti è il seguente:



C'è anche un terzo modo, che consiste nel seguire le trasformazioni (E→G→H→C) mediante una batteria alettata di riscaldamento (E→G), uno spruzzamento di acqua liquida (G→H) e un ulteriore riscaldamento mediante una seconda batteria (H→C):



Lo schema a blocchi della figura mostra come è possibile realizzare questo terzo metodo:



Questo terzo metodo richiede dunque l'installazione di due batterie distinte (di potenzialità complessiva pari all'incirca a quella singola del primo metodo), ma presenta il vantaggio di poter essere regolato mediante due termostati posti a valle delle due batterie; al contrario, si è visto che i due metodi precedenti prevedevano un termostato a valle della batteria di riscaldamento e un "umidostato" a valle dell'umidificatore: l'umidostato dà minori garanzie di un corretto funzionamento.

Facciamo adesso una rapida analisi analitica dei tre procedimenti appena illustrati:

*1° metodo (umidificazione con acqua liquida):*

Le trasformazioni sono, in successione, un riscaldamento a titolo costante (E→F) e una umidificazione, in modo adiabatico quasi iso-entalpico (F→C), mediante uno spruzzamento di acqua liquida:

- per la prima trasformazione, operata mediante una batteria calda, il bilancio di energia è immediato:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a (h_F - h_E)$$

- per la seconda trasformazione, abbiamo già visto a suo tempo che le relazioni da considerare sono le seguenti:

$$\Delta h = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O},i} h_{\text{H}_2\text{O},i}}{\dot{m}_a}$$

$$\Delta x = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O},i}}{\dot{m}_a}$$

Indicata semplicemente con  $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$  la portata d'acqua in ingresso usata per l'umidificazione, possiamo dunque scrivere che

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{m}_a (x_C - x_E)$$

$$\Delta h = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2\text{O},i}}{\dot{m}_a} h_{\text{H}_2\text{O},i} \cong 0$$

La seconda relazione mostra che la trasformazione è quasi isoentalpica in quanto il rapporto tra le portate di acqua e di aria secca è generalmente molto piccolo e lo è anche l'entalpia dell'acqua liquida usata per l'umidificazione.

2° metodo (umidificazione con vapore):

In questo caso, le trasformazioni sono un riscaldamento a titolo costante ( $E \rightarrow F'$ ), come nel caso precedente, seguito da una umidificazione quasi isoterma ( $F' \rightarrow C$ ) realizzata con immissione di vapore. Le equazioni sono assolutamente analoghe a prima:

- potenza termica per la batteria calda:  $\dot{Q} = \dot{m}_a (h_{F'} - h_E)$
- portata d'acqua di umidificazione:  $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{m}_a (x_C - x_E)$

3° metodo:

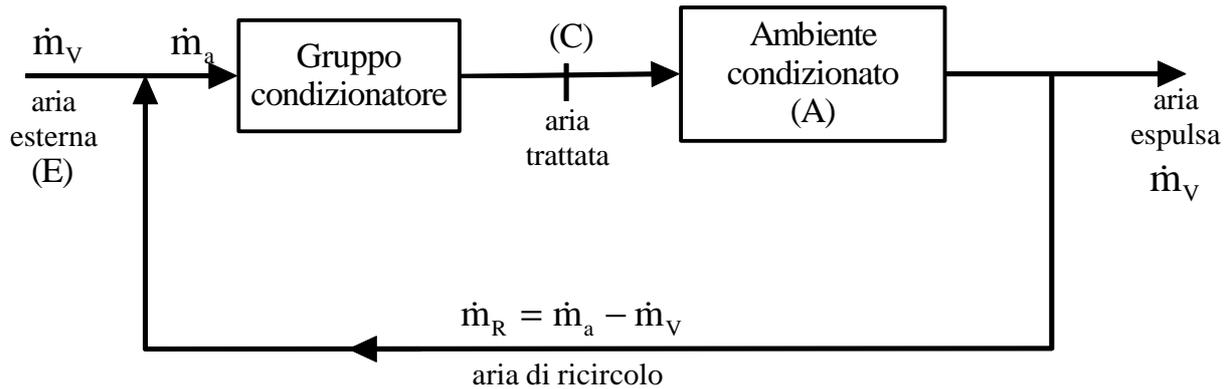
In quest'ultimo metodo, si procede, nell'ordine, ad un riscaldamento ( $E \rightarrow G$ ), ad uno spruzzamento di acqua liquida ( $G \rightarrow H$ ) e ad un ulteriore riscaldamento mediante una seconda batteria ( $H \rightarrow C$ ). Le trasformazioni sono ancora simili ai casi precedenti, per cui assolutamente analoghe sono le equazioni da adottare:

- potenza termica per la batteria di preriscaldamento:  $\dot{Q}' = \dot{m}_a (h_G - h_E)$
- portata d'acqua di umidificazione:  $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{m}_a (x_C - x_E)$
- potenza termica per la batteria di riscaldamento:  $\dot{Q}'' = \dot{m}_a (h_C - h_H)$

## IMPIANTO DI CONDIZIONAMENTO CON RICIRCOLAZIONE D'ARIA

Nel paragrafo precedente abbiamo considerato impianti di condizionamento senza ricircolazione dell'aria: una soluzione di questo tipo viene solitamente impiegata quando  $\dot{m}_a$  risulta solo leggermente superiore a  $\dot{m}_v$  oppure in casi particolari in cui ci siano specifiche considerazioni igieniche.

In generale, invece, dato che risulta  $\dot{m}_a \gg \dot{m}_v$ , si usano "impianti di condizionamento con ricircolazione d'aria", il cui schema semplificato è riportato nella figura seguente:



In questo caso, si introduce nell'ambiente una portata  $\dot{m}_a$  (che ovviamente soddisfi alle esigenze della ventilazione) che è somma di una portata  $\dot{m}_v$  di aria esterna e di una portata  $\dot{m}_R$  di aria ricircolata prelevata all'uscita dello stesso ambiente condizionato:

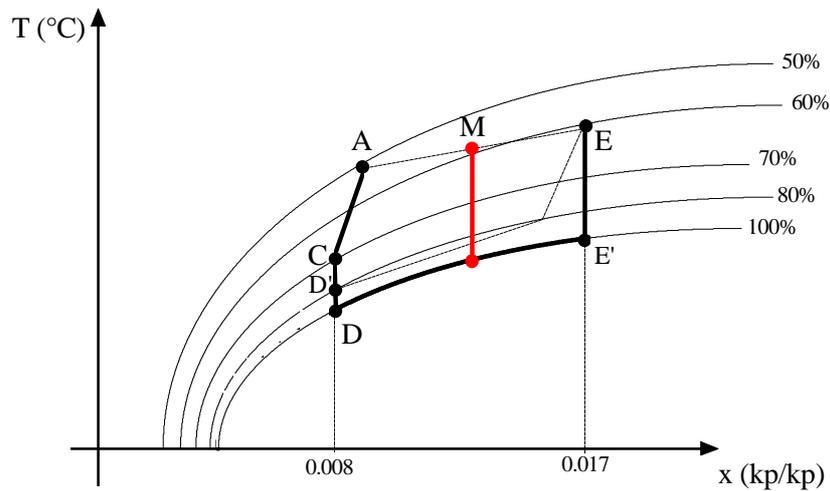
$$\dot{m}_v + \dot{m}_R = \dot{m}_a$$

In questo modo, si evita lo spreco connesso alla espulsione di aria trattata, che è solo parzialmente viziata.

### Condizionamento estivo

Allo scopo di evidenziare il vantaggio della ricircolazione, consideriamo un impianto di condizionamento estivo nel quale risulti  $\dot{m}_a = 2\dot{m}_v$ : se l'impianto è con ricircolazione, nel gruppo condizionatore entra una portata  $\dot{m}_a$  ottenuta dal **mescolamento adiabatico** della portata  $\dot{m}_v$ , prelevata dall'esterno e quindi in condizioni (E), e della portata  $\dot{m}_R$ , prelevata dal condotto di espulsione e quindi già nelle condizioni (A). Ci ricordiamo allora di quanto trovato, nel capitolo sull'aria umida, a proposito del *mescolamento adiabatico* tra due correnti di aria umida in condizioni diverse: sul diagramma  $h,x$  dell'aria umida, il punto che rappresenta le condizioni della miscela risultante divide il segmento della trasformazione (avente per estremi i punti rappresentativi delle condizioni A e E) in parti inversamente proporzionali alle portate.

Nel nostro caso, essendo  $\dot{m}_a = 2\dot{m}_v$  e quindi  $\dot{m}_v = \dot{m}_R$ , la portata  $\dot{m}_a$  sarà dunque nelle condizioni del punto (M) situato a metà del segmento A-E, in quanto  $\dot{m}_v = \dot{m}_R$ :



Appare ovvio che *quanto maggiore è il ricircolo, tanto più il punto (M) si avvicina ad (A) e viceversa.*

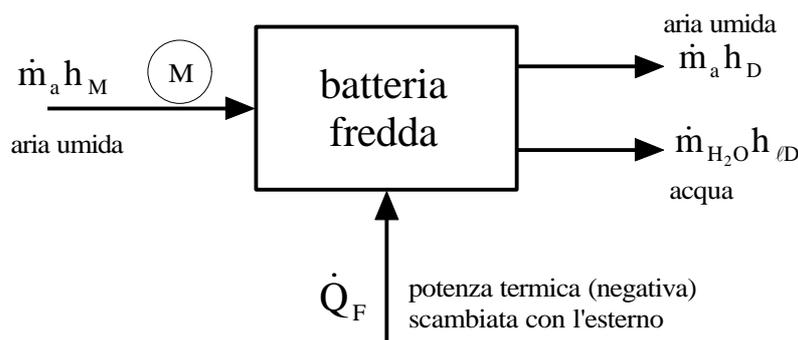
Il punto rappresentativo dell'aria che entra nel gruppo condizionatore è dunque M: allora, il processo richiederà il raffreddamento con deumidificazione da (M) a (D) ed il post-riscaldamento (D-C).

Il risultato, rispetto alla soluzione senza ricircolazione, è che le trasformazioni sono le stesse (raffreddamento con deumidificazione e poi post-riscaldamento), ma sono notevolmente ridotte la potenza richiesta alla batteria di raffreddamento e la portata d'acqua da condensare. Abbiamo infatti quanto segue:

- per quanto riguarda il raffreddamento (isotitolo  $M \rightarrow M'$ ) con deumidificazione ( $M' \rightarrow D$ , ad umidità relativa costante e pari al 100%), possiamo scrivere che la **potenza termica di raffreddamento** vale

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_a [(h_D - h_M) + (x_M - x_D)h_{\ell D}]$$

dove  $h_{\ell D}$  rappresenta l'entalpia dell'acqua liquida prodotta dalla deumidificazione<sup>6</sup>;



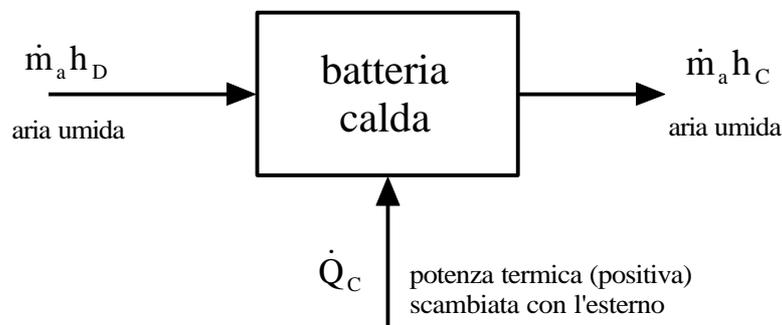
- per la **portata di smaltimento**  $\dot{m}_{H_2O,u}$  dell'acqua prodotta dalla deumidificazione, ci basta effettuare un bilancio di massa per l'acqua:

$$\dot{m}_a x_M = \dot{m}_a x_D + \dot{m}_{H_2O,u} \longrightarrow \dot{m}_{H_2O,u} = \dot{m}_a (x_M - x_D) = \dot{m}_a (x_M - x_C)$$

<sup>6</sup> Per eseguire il processo di raffreddamento con deumidificazione, possiamo usare uno scambiatore di calore, in cui uno dei due fluidi è proprio l'aria da trattare, mentre l'altro è un fluido freddo a opportuna temperatura

- infine, per il riscaldamento<sup>7</sup> (a titolo costante), abbiamo la stessa equazione nel caso di assenza di ricircolo, ossia che la **potenza termica di riscaldamento** vale

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_a (h_C - h_D)$$



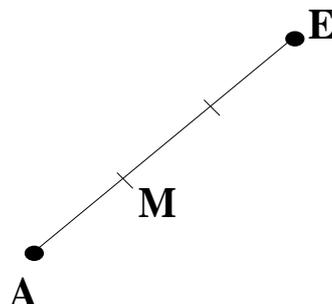
Abbiamo detto in precedenza che il consumo energetico maggiore, in un impianto per il condizionamento estivo come quelli appena descritti, è quello dovuto al tratto  $E \rightarrow E' \rightarrow D$  quando non c'è ricircolo ed al tratto  $M \rightarrow M' \rightarrow D$  in presenza di ricircolo: mentre la **potenza di raffreddamento** per questo tratto, in assenza di ricircolo, è  $P_F = \dot{m}_a (h_E - h_D)$ , quella relativa al caso di presenza di ricircolo è  $P_{F,ricir} = \dot{m}_a (h_M - h_D)$  ed è ovviamente tanto più bassa di  $P_F$  quando più  $M$  si avvicina ad  $A$ . E' invece uguale, nei due casi, il tratto  $D \rightarrow C$  di post-riscaldamento e quindi la potenza ad esso associata.

A queste equazioni va sempre aggiunta l'equazione di bilancio dell'acqua relativa all'ambiente condizionato:

$$\dot{m}_a x_C + m_{H_2O} = \dot{m}_a x_A$$

Tale equazione è importante in quanto consente di determinare  $\dot{m}_a$  noti che siano i punti  $A$  e  $C$  ed il carico igrometrico  $m_{H_2O}$ .

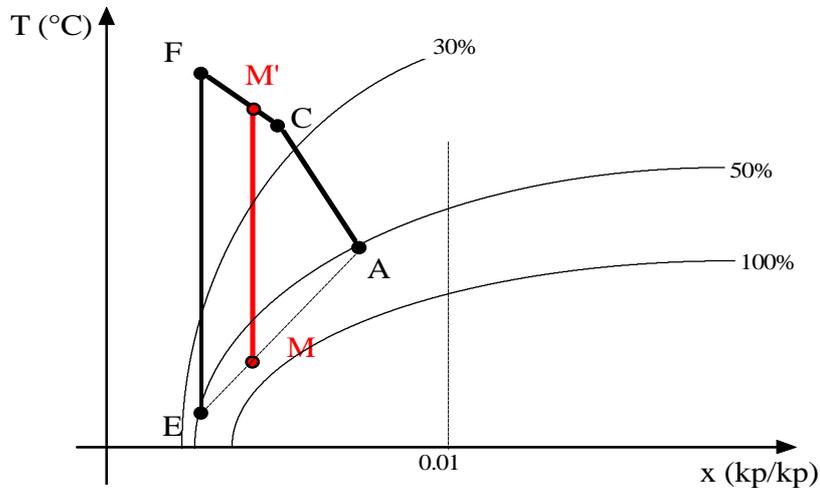
E' ovvio che, noti i punti  $A$  (aria umida nell'ambiente condizionato) ed  $E$  (aria umida esterna), la determinazione del punto  $M$  si effettua semplicemente conoscendo  $\dot{m}_V$  ed  $\dot{m}_R$ , ossia conoscendo l'entità del ricircolo. Ad esempio, se si è scelto di prendere  $\dot{m}_V = \dot{m}_a / 3$  e  $\dot{m}_R = 2\dot{m}_a / 3$ , ci basterà considerare il segmento che congiunge i punti  $A$  ed  $E$ , dividerlo in 3 parti e considerare il punto  $M$  più vicino ad  $A$ :



<sup>7</sup> da eseguirsi mediante un altro scambiatore di calore, nel quale l'aria da trattare interagisca con un fluido più caldo

### Condizionamento invernale

Nel caso di condizionamento invernale (quindi con  $T_A > T_E$ ) con ricircolo, ci sono varie possibilità di procedere, così come varie erano le possibilità nel caso senza ricircolo. Ad esempio, una possibilità è quella illustrata, con riferimento al diagramma di Mollier, nella figura seguente:

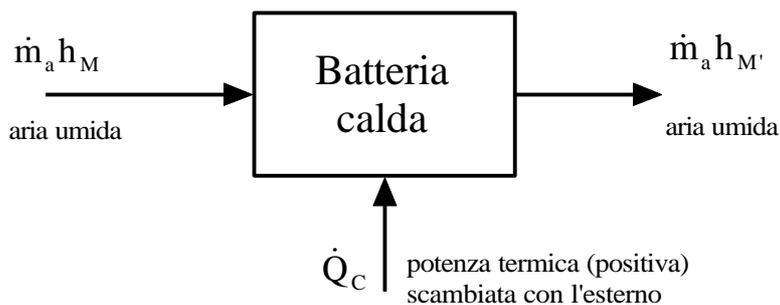


Il ciclo parte sempre dal punto di miscelazione M (situato tra E ed A a distanze legate alla quantità di aria che subisce ricircolo e, in particolare, al rapporto  $\dot{m}_v / \dot{m}_a$ ) anziché dal punto A, e passa per il punto M' anziché per il punto F.

Le trasformazioni sono solo 2 e sono analoghe al *primo metodo* visto nel caso senza ricircolo:

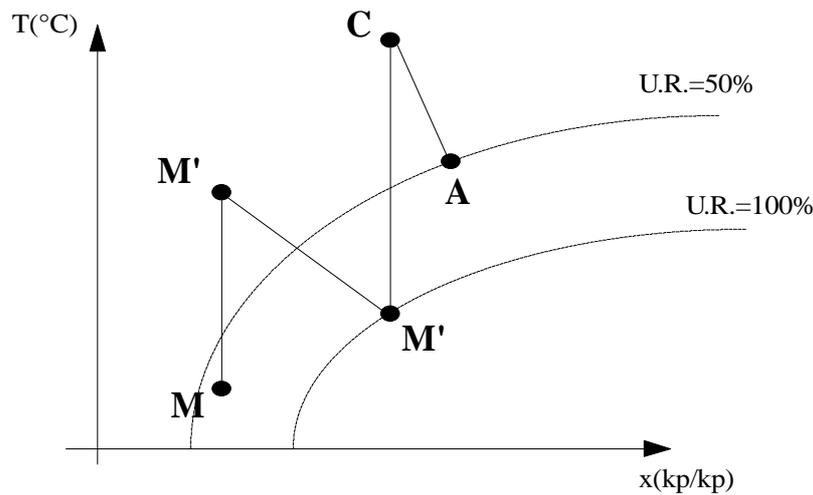
- la prima trasformazione è il riscaldamento a titolo costante  $M \rightarrow M'$ , da compiersi in una apposita batteria di riscaldamento; il bilancio energetico, per tale batteria, è molto semplice:

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_a (h_{M'} - h_M)$$



- la successiva trasformazione è semplicemente una umidificazione che porta da M' al punto di immissione C.

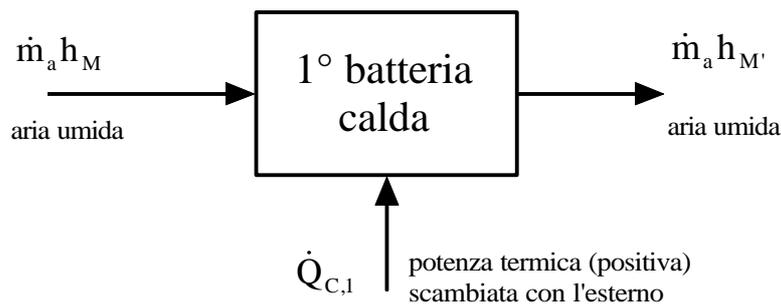
Possiamo anche procedere in altro modo e, precisamente, in accordo al *3° metodo* proposto nel caso senza ricircolo:



Si tratta cioè di eseguire, nell'ordine, un riscaldamento isotitolo ( $M \rightarrow M'$ ), una umidificazione (tramite ad esempio spruzzamento di acqua liquida) ad entalpia costante ( $M' \rightarrow M''$ ) e un ulteriore riscaldamento (detto *post-riscaldamento*) a titolo costante ( $M'' \rightarrow C$ ).

La prima trasformazione (riscaldamento isotitolo  $M \rightarrow M'$ ) è assolutamente analoga a quella vista nel caso precedente, per cui vale lo stesso bilancio energetico:

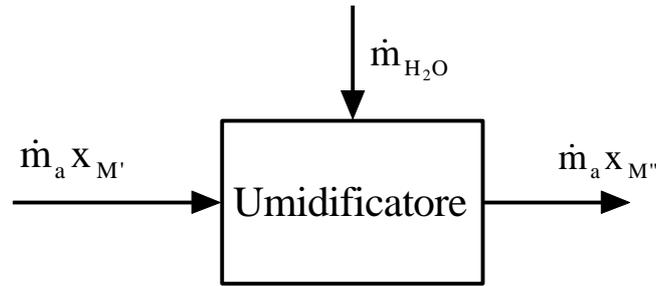
$$\dot{Q}_{C,1} = \dot{m}_a (h_{M'} - h_M)$$



C'è però un importante accorgimento da prendere: infatti, bisogna scegliere il punto  $M'$  in modo tale che, con la successiva umidificazione ad entalpia costante, si raggiunge il punto  $M''$  (ad umidità relativa del 100%) che abbia lo stesso titolo del punto di immissione  $C$  (in modo da poter eseguire il successivo *post-riscaldamento* isotitolo).

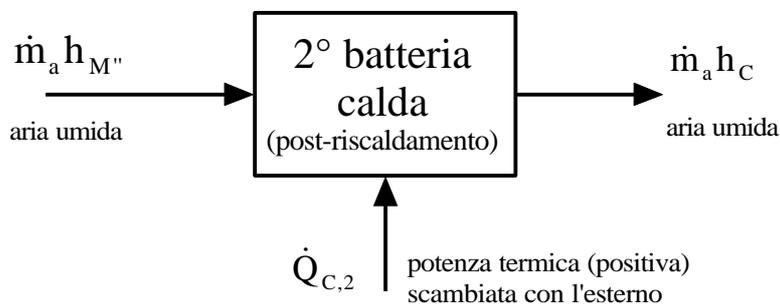
Una volta individuato il punto  $M''$  con tale criterio, basta appunto umidificare ad entalpia costante: per calcolare la portata  $\dot{m}_{H_2O}$  di acqua che è necessario spruzzare, ci basta fare un bilancio della massa d'acqua, in base al quale abbiamo che

$$\dot{m}_a x_{M'} + \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_a x_{M''} \longrightarrow \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_a (x_{M''} - x_{M'})$$



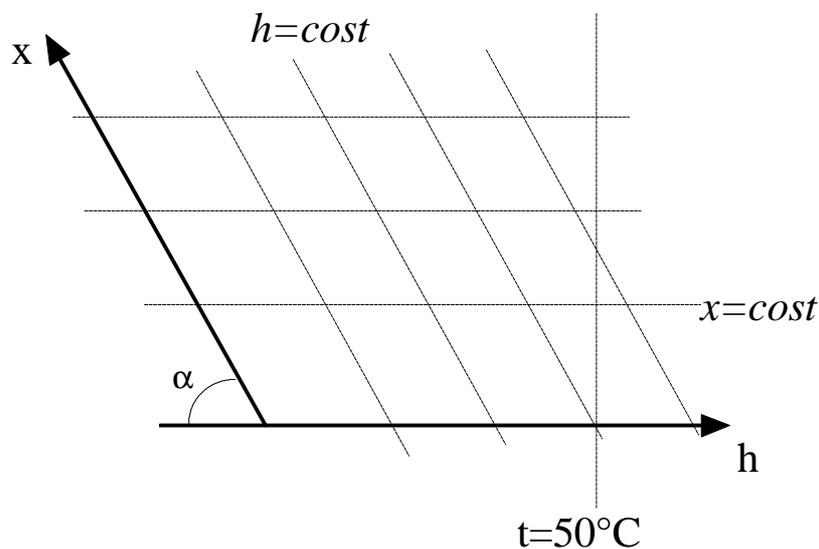
Infine, dobbiamo post-riscaldare da M'' a C: il bilancio energetico, per questa seconda batteria, sarà dunque

$$\dot{Q}_{C,2} = \dot{m}_a (h_{M''} - h_C)$$



### OSSERVAZIONI

Anziché usare il diagramma di Mollier, per risolvere problemi di condizionamento dell'aria, possiamo anche utilizzare il diagramma ASHRAE, che è un altro diagramma psicrometrico. Ricordiamo allora che, anche in questo diagramma, vengono usati assi non ortogonali: in particolare, spesso si usa l'asse orizzontale per riportare l'entalpia (la scala delle entalpie è riportata, per comodità, intorno al diagramma), mentre si usa un asse inclinato per riportare il titolo: in particolare, l'asse del titolo forma con l'asse (negativo) delle entalpie un angolo  $\alpha$  il cui valore viene scelto in modo che l'isoterma a  $50^\circ\text{C}$  risulti ortogonale all'asse delle entalpie:

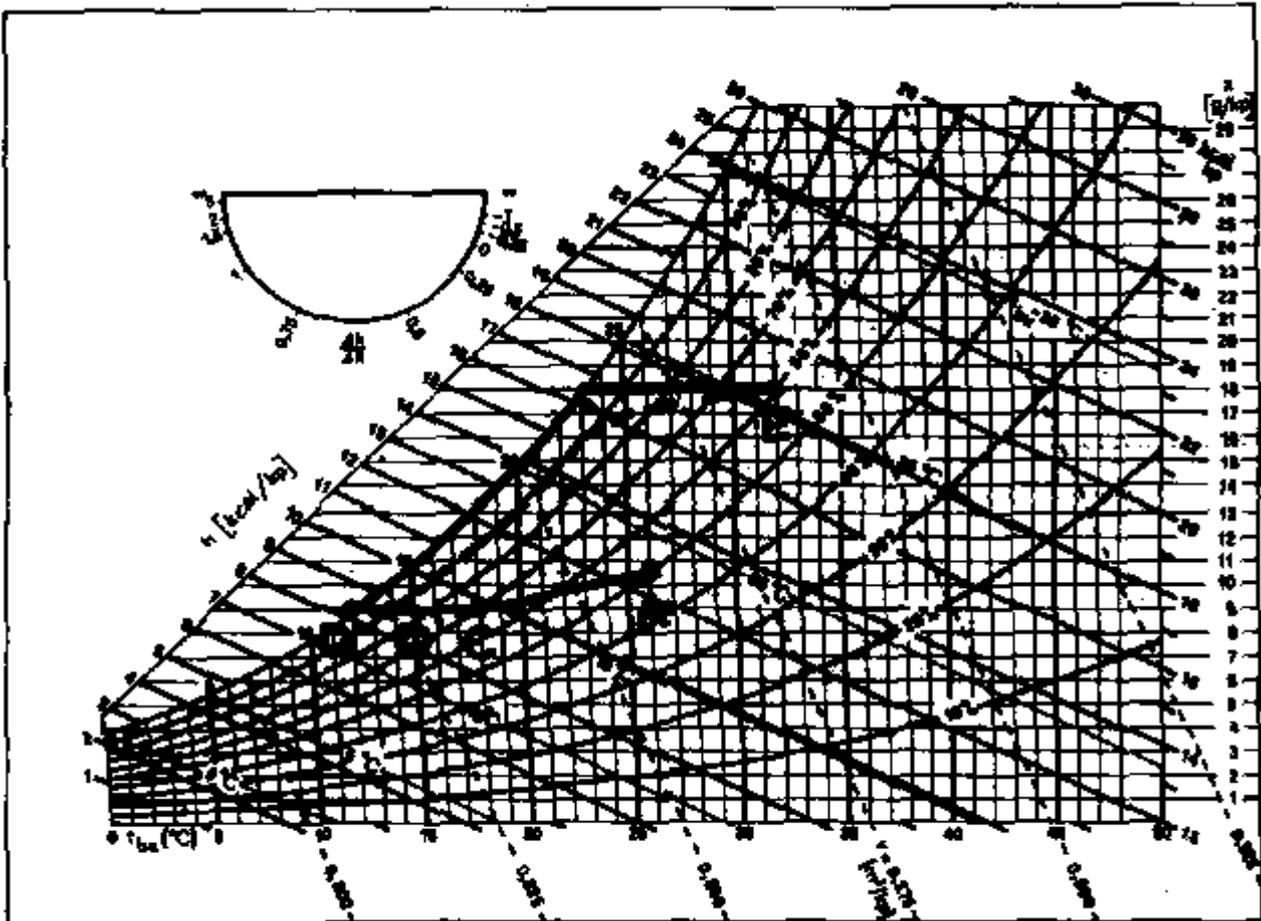


Di fatto, gli assi inclinati non vengono riportati, mentre i valori di  $x$  e di  $h$  vengono riportati comunque su rette ortogonali: in particolare, i valori di  $x$  vengono riportati proprio sull'isoterma a  $50^{\circ}\text{C}$ .

L'asse orizzontale viene invece usato per riportare le temperature, dato che le isoterme risultano quasi ortogonali a tale asse.

Il motivo per cui vengono usati assi inclinati è nella maggiore leggibilità del diagramma nella parte in basso a destra.

Nella figura seguente sono riportate, sul diagramma ASHRAE, le trasformazioni dell'aria in un impianto di condizionamento estivo senza ricircolo:



In alto a sinistra del diagramma si osserva un particolare *oggetto grafico*, di forma semicircolare, che ha uno scopo ben preciso, legato proprio ai problemi di condizionamento dell'aria. Abbiamo infatti visto in precedenza che l'insieme degli infiniti punti di immissione che possono soddisfare un assegnato problema di condizionamento dell'aria definisce, in un diagramma  $h,x$ , una semiretta di equazione

$$\frac{\dot{Q}^*}{m_{\text{H}_2\text{O}}} + h_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\Delta h_{\text{CA}}}{\Delta x_{\text{CA}}}$$

La quantità a secondo membro di questa equazione rappresenta proprio la pendenza della semiretta (che, ricordiamo, passa per il punto A corrispondente alle condizioni che si intende mantenere nell'ambiente condizionato e include tutti i punti tali che  $x_{\text{C}} < x_{\text{A}}$ ). Essendo note le quantità a primo membro, legate solo ai carichi termoigrometrici, anche la suddetta pendenza risulta automaticamente fissata. Allora, l'*oggetto grafico* di cui si diceva consente proprio di

tracciare, sul diagramma ASHRAE, rette di pendenza  $Dh/Dx$  fissata: infatti, nota la pendenza  $\Delta h/\Delta x$  imposta dal problema in esame, basta individuare il valore sul semicerchio e congiungere con il centro del semicerchio stesso.

E' subito ovvia una cosa: nel caso del condizionamento estivo (nel quale risulta  $T_E > T_A$ ), sappiamo che il carico termico  $\dot{Q}^*$  è sempre positivo, per cui la quantità  $\frac{\dot{Q}^*}{\dot{m}_{H_2O}} + h_{H_2O}$  risulta sicuramente positiva, il che significa che è positiva la pendenza della retta della trasformazione.

Ad ogni modo, una volta individuata la semiretta passante per A, il punto di immissione C si individua in base ad un semplice quanto preciso vincolo: bisogna evitare che la temperatura del punto C sia troppo diversa dalla temperatura corrispondente al punto A, in modo da evitare fastidi all'utente. Le regole da imporre sul valore di  $\Delta T_{AC}$  sono state comunque esposte in precedenza, per cui non le ripetiamo.

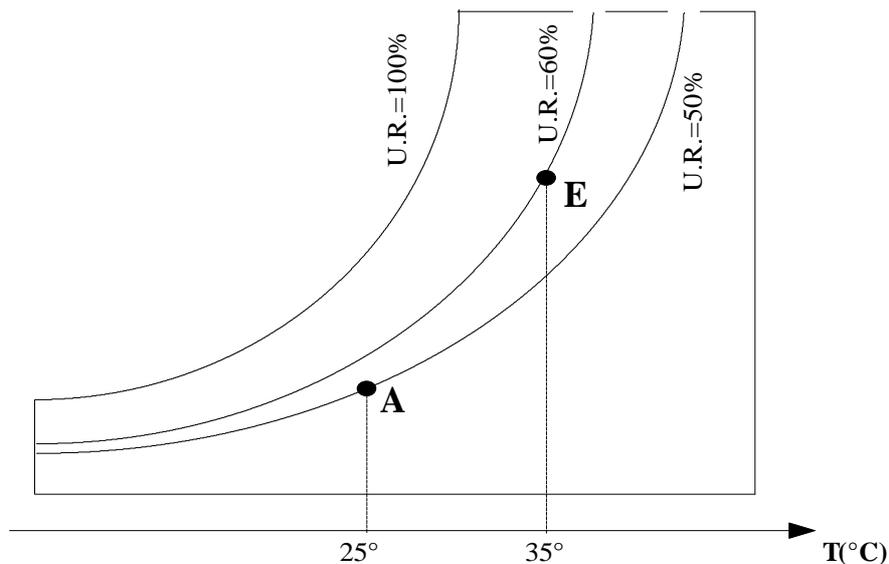
### ESEMPIO NUMERICO

Un locale deve essere mantenuto a  $25^\circ C$  con un grado igrometrico del 50% quando all'esterno si hanno  $35^\circ C$  con  $f = 60\%$ . Nel locale, adibito a sala di conferenze, è prevista la presenza di persone: i carichi dovuti alle persone sono  $\dot{Q}^* = 190(kcal/h)$ ,  $h_{H_2O} = 610(kcal/kg)$  e  $\dot{m}_{H_2O} = 1(kg/h)$ .

Si calcolino le potenzialità delle batterie di raffreddamento e di post-riscaldamento per impianto con ricircolo, in cui  $\dot{m}_V = 2\dot{m}_a/3$  e  $\dot{m}_R = \dot{m}_a/3$ .

#### Risoluzione

Per prima cosa, dobbiamo individuare, sul diagramma psicrometrico di nostra scelta (Mollier o ASHRAE) i punti rappresentativi delle condizioni esterne (E) e delle condizioni che intendiamo mantenere nell'ambiente condizionato (A). Facciamo allora riferimento al diagramma ASHRAE:



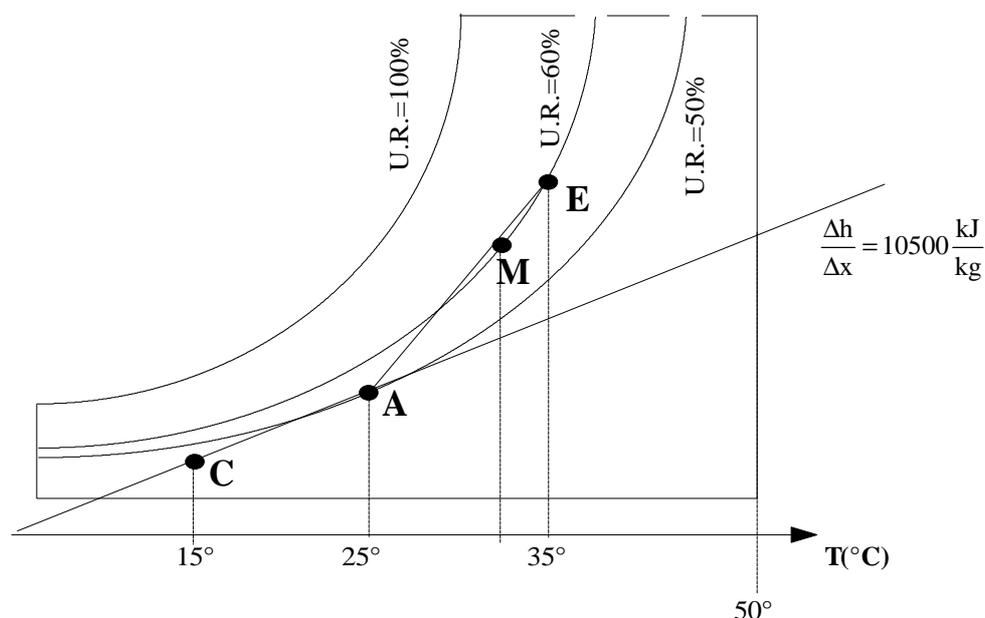
Dobbiamo ora individuare il punto di mescolamento M, che si troverà sul segmento che congiunge i punti A ed E e sarà tale che il segmento ME sia 1/3 del segmento AM: si trova un punto alla temperatura di circa 32°, con umidità relativa ancora molto prossima al 60%.

Una volta determinato M, bisogna determinare la semiretta (detta **retta di immissione**), passante per A e corrispondente a titoli inferiori ad  $x_A$ , sulla quale giacerà il punto di immissione C dell'aria; tale semiretta è individuata univocamente dalla sua pendenza, ossia quindi dai carichi termoigrometrici:

$$\frac{\Delta h_{CA}}{\Delta x_{CA}} = \frac{\dot{Q}^*}{m_{H_2O}} + h_{H_2O} = 10500 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Tutti i punti della semiretta corrispondono a possibili punti C di immissione. La scelta deve essere fatta in modo da evitare che la differenza di temperatura tra i punti C ed A superi i 10°C. Per semplicità, prendiamo allora proprio una differenza di 10°C, per cui sarà  $T_C=15^\circ\text{C}$ , il che ci consente di individuare immediatamente il punto di immissione.

I passaggi appena effettuati sono sintetizzati graficamente nella figura seguente:



A questo punto, abbiamo svolto la prima parte del problema, individuando il punto di partenza (M) ed il punto di arrivo (C) delle trasformazioni che dobbiamo compiere sull'aria tramite il gruppo condizionatore:

$$M \longrightarrow \begin{cases} x_M = 0.018 \\ h_M = 78.3(\text{kJ} / \text{kg}) \\ T_M = 32^\circ\text{C} \end{cases} \quad C \longrightarrow \begin{cases} x_C = 0.0086 \\ h_C = 36.8(\text{kJ} / \text{kg}) \\ T_C = 15^\circ\text{C} \end{cases}$$

Dobbiamo adesso fissare il valore della portata d'aria  $\dot{m}_a$  da introdurre nell'ambiente condizionato: sappiamo allora che, dal bilancio di massa d'acqua tra l'ingresso (C) e l'uscita (A) dell'ambiente condizionato, risulta

$$\dot{m}_a x_C + \dot{m}_{H_2O} = \dot{m}_a x_A \longrightarrow \dot{m}_a = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{x_A - x_C} = 714 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

A questo punto, possiamo entrare nei dettagli del gruppo condizionatore, ricordando che dobbiamo operare prima un raffreddamento isotitolo ( $M \rightarrow M'$ ), poi una deumidificazione ( $M' \rightarrow D$ ) e infine un post-riscaldamento isotitolo ( $D \rightarrow C$ ).

Abbiamo allora quanto segue:

- per quanto riguarda il raffreddamento (isotitolo  $M \rightarrow M'$ ) con deumidificazione ( $M' \rightarrow D$ , ad umidità relativa costante e pari al 100%), abbiamo detto che la **potenza termica di raffreddamento** vale

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_a [(h_D - h_M) + (x_M - x_D)h_{\ell D}]$$

dove  $h_{\ell D}$  rappresenta l'entalpia dell'acqua liquida prodotta dalla deumidificazione. Quanto vale  $h_{\ell D}$ ? Si assume che  $h_{\ell D}$  sia pari all'entalpia dell'acqua liquida alla temperatura del punto D, per cui dobbiamo individuare tale punto sul diagramma: lo facciamo tenendo conto che D ha lo stesso titolo del punto C ed ha umidità relativa del 100%. Leggendo allora i valori indicati dal diagramma, troviamo che  $h_D = 33.1(\text{kJ/kg})$  e  $T_D = 11^\circ\text{C}$ .

Allora, in corrispondenza di  $11^\circ\text{C}$ , la tabella dell'acqua liquida fornisce un valore del calore specifico pari  $c = 4187(\text{kJ/kgK})$ , da cui deduciamo che  $h_{\ell D} = c \cdot T_D = 46.1(\text{kJ/kg})$  e quindi che

$$\dot{Q}_F = \dot{m}_a [(h_D - h_M) + (x_M - x_D)h_{\ell D}] = -8.88(\text{kW})$$

Il segno negativo è corretto, in quanto si tratta di potenza frigorifera, che cioè l'aria umida cede all'esterno;

- per la **portata di smaltimento**  $\dot{m}_{\text{H}_2\text{O},u}$  dell'acqua prodotta dalla deumidificazione, sappiamo che

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O},u} = \dot{m}_a (x_M - x_D) = \dot{m}_a (x_M - x_C) = 6.7 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

- infine, per il riscaldamento (a titolo costante)  $D \rightarrow C$ , sappiamo che la **potenza termica di riscaldamento** vale

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_a (h_C - h_D) = 0.747(\text{kW})$$

Autore: **SANDRO PETRIZZELLI**  
e-mail: [sandry@iol.it](mailto:sandry@iol.it)  
sito personale: <http://users.iol.it/sandry>  
succursale: <http://digilander.iol.it/sandry1>