

### 3 Impianti di climatizzazione

Quando si deve raffreddare d'estate con un flusso d'aria, oltre che riscaldare d'inverno, e provvedere alla ventilazione e all'umidità relativa, si parla di *impianti di climatizzazione* (piuttosto che di condizionamento, terminologia che sta scomparendo).

Gli impianti di questo tipo sono rivolti soprattutto agli edifici del cosiddetto settore terziario (ospedali, teatri, centri commerciali, uffici, banche, alberghi, ristoranti, etc.), meno agli edifici residenziali (almeno per ora e solo in Italia)

#### 3.1 Componenti

Si fa riferimento normalmente al diagramma dell'aria umida di Mollier, o al diagramma psicrometrico (diagramma ASHRAE).

##### 3.1.1 Scambiatori di calore

Sono normali scambiatori di calore, aria-aria o aria-acqua (dal lato aria il tubo può essere alettato), che consentono il riscaldamento e il raffreddamento sensibile.

##### 3.1.2 Umidificatori:

Questi componenti consentono di umidificare l'ambiente aggiungendo acqua al flusso di aria in ingresso o sotto forma di vapore o di liquido. Se è immesso sotto forma di vapore, per il dimensionamento occorre conoscere l'entalpia del vapore  $h_v$ . Essa si ricava dalle condizioni di temperatura e pressione del vapore (dalle tabelle del vapore d'acqua), e da quelle del flusso di aria che si deve umidificare. Tenendo conto che l'entalpia è una quantità estensiva, l'entalpia dell'aria dopo l'umidificazione risulta la somma dell'entalpia dell'aria in ingresso e del vapore introdotto. Il titolo invece risulta dalla somma dell'acqua preesistente nel flusso e quella introdotta. Pertanto l'entalpia e il titolo finali dopo l'inserzione del vapore risultano:

$$h_{misc} = \frac{\dot{H}_{misc}}{\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{vap}} = \frac{\dot{m}_{ar}h_{ar} + \dot{m}_{vap}h_v}{\dot{m}_{ar} + \dot{m}_{vap}} \quad (3.1.1)$$

$$\chi_{misc} = \frac{\dot{m}_{acqua}}{\dot{m}_{ar}} = \frac{\dot{m}_{ar}\chi_{ar} + \dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{ar}} \quad (3.1.2)$$

Nel caso in cui si aggiunge acqua l'entalpia aggiunta con l'acqua è irrilevante rispetto a quella dell'aria iniziale, per cui la trasformazione si può considerare all'incirca isoentalpica (nel diagramma psicrometrico dell'aria umida, o diagramma ASHRAE si nota la piccola differenza tra le curve di umidificazione adiabatica e le isoentalpiche).

Vi sono due tipi di dispositivi per l'umidificazione con aggiunta d'acqua: gli *umidificatori di ambiente a soffitto* (distributori rotanti che nebulizzano l'acqua che poi scende verso il basso, tutta l'acqua immessa evapora grazie all'altezza di caduta, cfr. fig. 3.1), oppure, preferibilmente, si preferisce umidificare l'aria di immissione sino quasi a saturazione e per regolare le condizioni con lo scambio sensibile *saturatori adiabatici* (sono una serie di ugelli spruzzatori con delle vaschette di raccolta dell'acqua non evaporata e tubazioni di ricircolo e reintegro dell'acqua, cfr. fig. 3.2).

Si definisce l'efficienza di saturazione  $\eta_s = \frac{T_1 - T_2}{T_1 - T_s}$  dove  $T_1$  e  $T_2$  sono le temperature di ingresso e

uscita dell'aria,  $T_s$  la temperatura di saturazione adiabatica.  $\eta_s$  è fornita dal costruttore (se vi sono almeno 2 ranghi, si arriva facilmente al 90 ÷ 92 %).

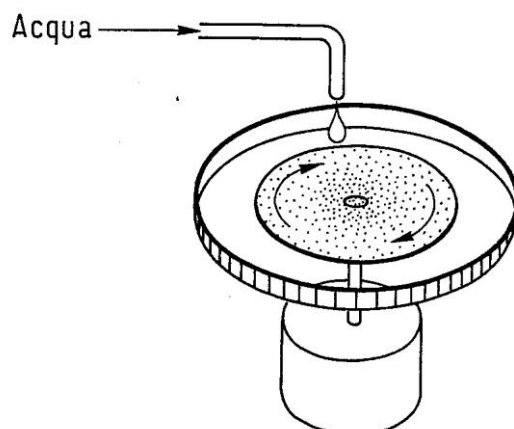


Fig.3.1

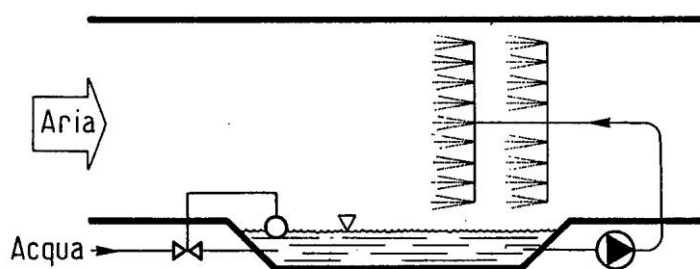


Fig.3.2

### 3.1.3 Deumidificatori

La deumidificazione degli ambienti si può effettuare con 3 procedimenti:

- 1) compressione fino a portare l'umidità in saturazione e farla condensare (questo procedimento si usa raramente);
- 2) assorbimento dell'acqua da parte di una sostanza igroscopica, quali il cloruro di litio (liquido), o gel di silice o alluminio (solide). La trasformazione è approssimativamente isoentalpica (supponendo il processo adiabatico). I dispositivi in cui viene realizzata questa trasformazione sono i deumidificatori a cilindro in cui passa aria calda da un lato ( $150 \div 200^\circ\text{C}$ ) per rigenerare il materiale igroscopico; Hanno l'inconveniente che non si può evitare un certo riscaldamento dell'aria in ingresso;
- 3) raffreddamento con deumidificazione. E' la tecnica più usata. Con uno scambiatore di calore particolare (batteria alettata con una vasca di raccolta per l'acqua liquida ottenuta dalla condensazione), si raffredda il flusso di aria sino alla curva limite (raffreddamento isotitolo) e oltre lungo la curva limite (raffreddamento con deumidificazione). Tuttavia, anche se la batteria ha ranghi di alette piuttosto vicine, non si riesce a fare in modo che tutta l'aria venga raffreddata sino alle condizioni della batteria, ma una parte dell'aria rimane inalterata. In realtà l'aria in uscita dalla batteria risulterà dalla somma di tanti rivoli, ognuno raffreddato sino ad un valore intermedio tra le condizioni di aria inalterata e quelle della batteria. Si può comunque dimostrare che la condizione finale dell'aria dopo il rimescolamento delle singole correnti è la stessa che si avrebbe se una determinata percentuale del totale fosse raffreddata sino alla temperatura della batteria, e un'altra rimanesse inalterata. Questa percentuale inalterata prende il nome di *fattore di by pass*, cioè il rapporto tra aria completamente raffreddata e quella inalterata. Il punto finale della trasformazione si trova con la solita legge del mescolamento di due correnti; cioè sulla congiungente tra il punto iniziale dell'aria e il punto sulla curva di saturazione alla temperatura della batteria di raffreddamento  $T_s$ .

Il fattore di by pass viene fornito dal costruttore del dispositivo.

### 3.1.4 Filtri

L'esigenza di pulire l'aria in ingresso negli ambienti è molto varia, dalle esigenze industriali, in cui si devono togliere solo le particelle di maggior dimensione, alle esigenze delle camere bianche e alle sale operatorie, particolarmente strette.

Le principali caratteristiche del filtro sono: la frazione arrestata del particolato inquinante (efficienza), perdite di carico del flusso d'aria durante l'attraversamento, e l'intervallo di tempo tra una manutenzione (sostituzione o pulizia dei filtri) e l'altra.

Vi sono 3 tipi di filtri:

- 1) *Filtro meccanico*: arresta polveri tra 0,5 e 1  $\mu\text{m}$ . Sono dei materassini di materiale fibroso attraversati da aria alla velocità tra 1 m/s e 4 m/s. Il costo è contenuto e la perdita di carico è bassa, ma aumenta in modo rilevante con l'intasamento.
- 2) *Filtri elettrostatici*: utilizzati per particelle tra 0,001  $\mu\text{m}$  e 0,5  $\mu\text{m}$ . Il campo elettrico ( $\approx 12$  kV) ionizza l'aria e la superficie del particolato contenuto in essa. Le particelle aderiscono ad una piastra carica di segno opposto in un campo elettrostatico (cfr. fig. 3.3).
- 3) *Filtri chimici*: per eliminare particolari gas o vapori (ad esempio i filtri a carbone attivo).

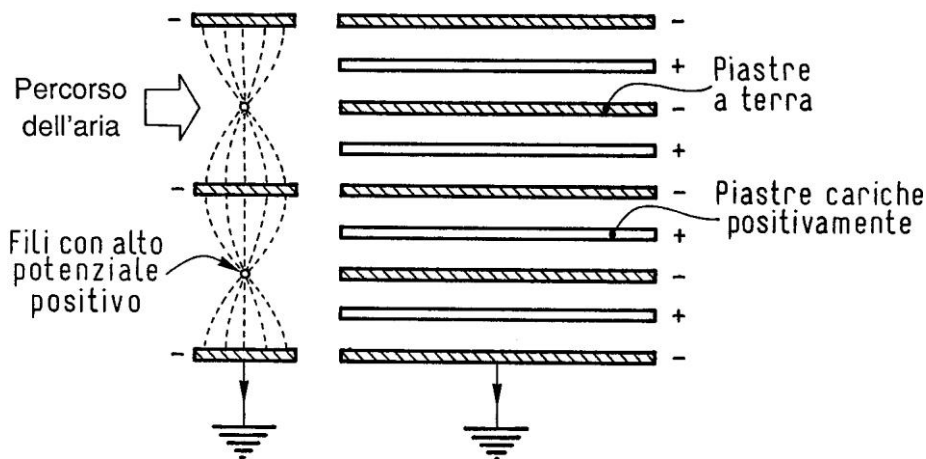


Fig. 3.3

### 3.1.5 Bocchette o diffusori

Sono dei dispositivi di immissione dell'aria negli ambienti a parete (*bocchette*), fig. 3.4, e a soffitto (*diffusori*), fig. 3.5. L'esigenza di tali dispositivi è dovuta al fatto che l'aria immessa è ben distante dalle condizioni di comfort (per velocità e temperatura) e deve essere miscelata con l'aria esistente negli ambienti per evitare di procurare fastidio agli occupanti l'ambiente. Si definisce la zona perturbata (limite della zona dove la velocità dell'aria arriva a 0,25 m/s (o 0,15 m/s secondo altri standard) da cui si definiscono per le bocchette la gittata (percorso più lungo) e la caduta (in verticale), e per i diffusori il raggio della zona di influenza (cfr. fig. 3.6).

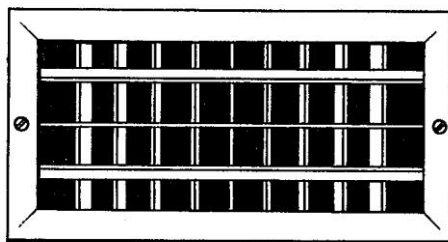


Fig.3.4

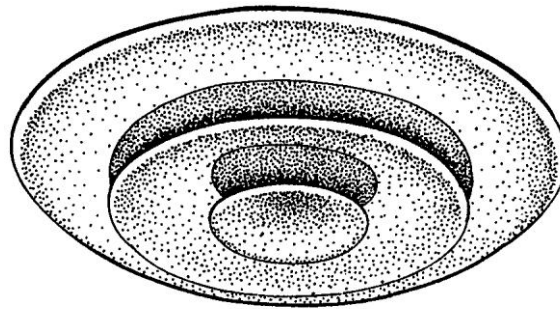


Fig.3.5

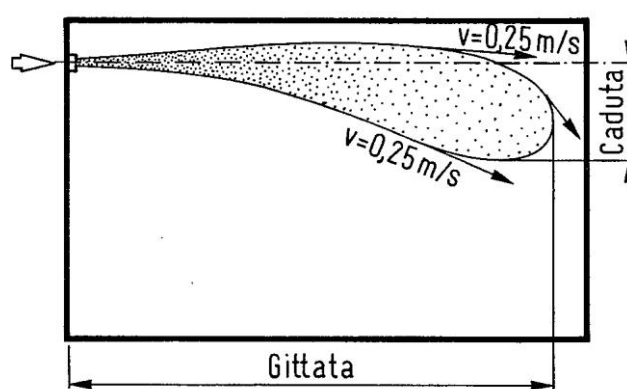


Fig.3.6

### 3.1.6 Canali d'aria

Sono i dispositivi di distribuzione dell'aria. Per il dimensionamento dei canali d'aria vi sono due metodi:

- 1) perdite di carico lineari distribuite costante
- 2) velocità dell'aria costante

per entrambi la velocità deve risultare inferiore a determinati valori, che sono riportati nelle fig. 3.7 e 3.8 rispettivamente per edifici residenziali e industriali.

I valori massimi non si devono superare per problemi di eccessiva rumorosità. Per la presa d'aria esterna la velocità consigliata è 2,5 m/s per evitare disturbi alle persone e al vicinato.

**Metodo di calcolo a perdita di carico distribuita unitaria costante:** a partire dalla velocità massima ammessa e della portata totale si determina la perdita di carico distribuita unitaria (valori tra 0,1 e 0,5 mm<sub>H2O</sub>/m; lo si può fare dalle tabelle o dai diagrammi delle perdite di carico) e il diametro del condotto. Tale diametro è il diametro equivalente, perché in genere i condotti sono a sezione quadrata. Come già detto, il diametro equivalente è quello di un condotto circolare che produce la stessa perdita di carico di un condotto a sezione rettangolare ( $a \times b$ ), quando è attraversato dalla stessa portata, ed è dato da:

$$D_{eq} = \frac{1,3(a \cdot b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}}$$

(al posto delle formule si possono usare degli opportuni grafici). Normalmente una delle due dimensioni della sezione è nota dall'ingombro previsto e l'altra viene determinata.

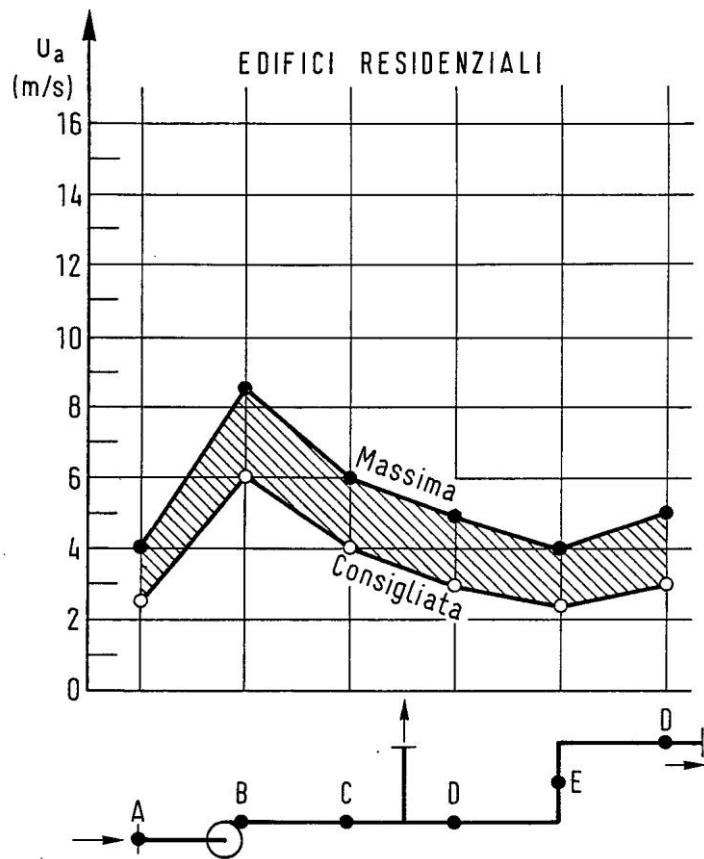


Fig. 3.7

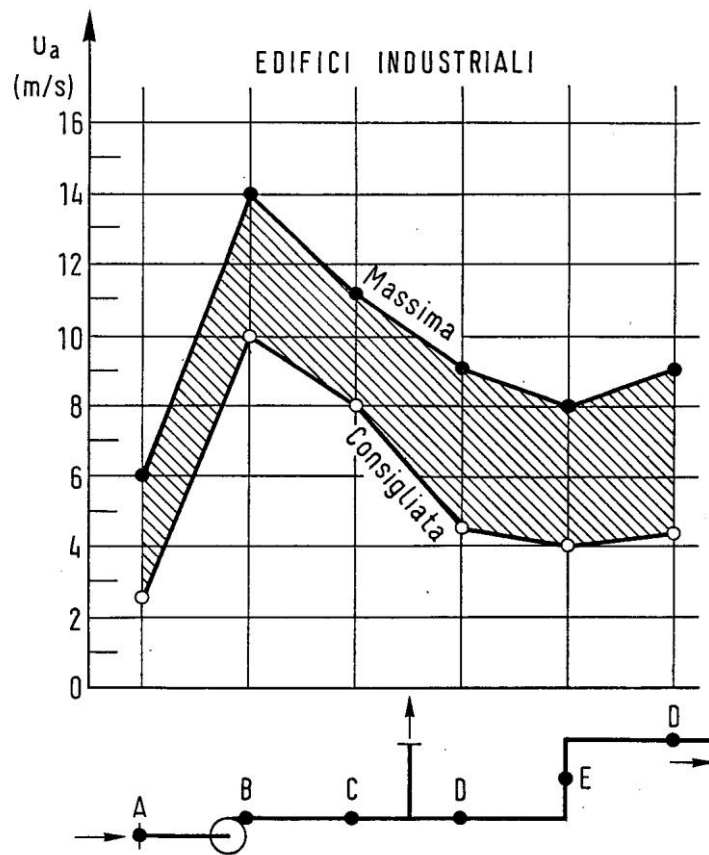


Fig. 3.8

Scelto il condotto non è tra quelli disponibili si calcola nuovamente la velocità media  $u = \frac{\dot{V}}{3600 a \cdot b}$

e si verifica se è inferiore a quella massima prevista, se no si scelgono nuovi valori maggiori di  $a$  e  $b$ , si ricalcola il diametro equivalente ed il nuovo valore della perdita di carico  $\Delta p/L$ .

La perdita di carico distribuita complessiva è data da  $\frac{\Delta p}{L} \cdot L$ . Si aggiungono le perdite di carico

concentrate  $\Delta p = \left( \sum \zeta_n \right) \rho \frac{u^2}{2}$  con al solito  $\zeta_n$  dato da opportune tabelle. Lo spessore minimo

della lamiera da utilizzare è dato come funzione del lato massimo della sezione.

Si comincia con il tronco più sfavorevole (più lungo) e quindi con perdite di carico maggiori. Si sceglie il ventilatore che dà quella data portata e quella data prevalenza. I tratti più corti, per bilanciarli, devono avere sezione inferiore. Se ciò non basta si mettono delle serrande che chiudendosi parzialmente bilanciano le perdite di carico. La potenza del ventilatore risulta:

$$\dot{L} = \frac{\dot{m}_a v_a \Delta p}{\eta}$$

dove  $\eta$  è il rendimento del ventilatore (0,75 per quelli più grossi ma anche molto meno).

**Metodo di calcolo a velocità costante:**

Per il tratto di condotto considerato, si impone il valore della velocità dell'aria (dai grafici) e dalla portata si determina la sezione del condotto. Il diametro equivalente in questo caso si trova dalla solita relazione:

$$d_{eq} = \frac{4A}{P} = \frac{2a \cdot b}{a+b}$$

Anche in questo caso il diametro equivalente è quello di un condotto circolare che abbia la stessa perdita di carico di quello rettangolare quando l'aria è alla stessa velocità.

I due metodi (a perdita di carico lineare costante e a velocità costante) forniscono diversi diametri equivalenti ma uguale perdita di carico unitaria.

### 3.1.7 Ventilatori

Dopo il dimensionamento dei canali si può scegliere il ventilatore in funzione della caduta di pressione che deve compensare e della portata di aria. Anche per i ventilatori, come per le pompe, esiste la curva caratteristica portata-prevalenza (cfr. fig. 3.9) fornita dal costruttore.

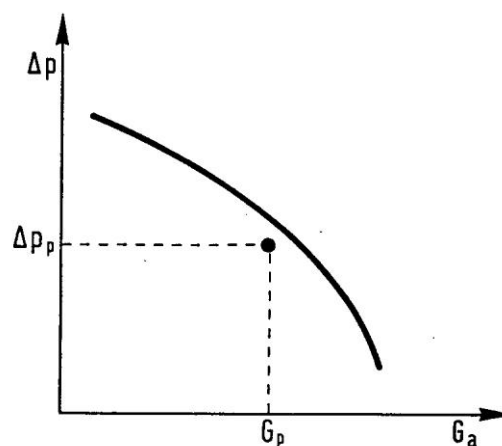


Fig. 3.9

Il progettista deve scegliere un ventilatore la cui curva caratteristica sia vicina al punto di funzionamento. Il ventilatore produce un riscaldamento dell'aria di  $2 \div 3$  °C di cui bisogna tenere conto nel dimensionamento e nei calcoli.

Inoltre deve essere il più possibile silenzioso per evitare la propagazione del rumore lungo i condotti di aria.

Le varie tipologie degli impianti di climatizzazione sono:

- a) *impianti a sola aria*
- b) *impianti a sola acqua*
- c) *impianti misti ad acqua e aria.*

### 3.2 Impianti a sola aria

Una determinata portata di aria viene immessa nei locali e ne viene estratta dopo che si è portata alle condizioni di comfort. Le esigenze di ventilazione vengono soddisfatte se tutta o una parte dell'aria è presa dall'esterno.

Vantaggi:

- buona possibilità di controllo delle condizioni ambientali
- completa assenza di tubi e filtri negli ambienti
- componenti sono in unico locale centralizzato (U.T.A., unità trattamento aria)
- i recuperatori sono facili da installare

Svantaggi:

- scarsa efficienza energetica
- ingombro dei canali di aria
- necessità del bilanciamento accurato della rete di canalizzazione.

#### 3.2.1 Considerazioni generali sulla progettazione.

Per progettare un impianto ad aria occorre innanzi tutto conoscere il carico termico del locale  $\dot{Q}$  (può essere positivo o negativo, a seconda che ci si trovi in estate o in inverno), il carico di umidità prodotto all'interno  $\dot{m}_{vap}$  (in genere è positivo, perché è difficile che venga assorbita umidità nell'ambiente), le condizioni di temperatura e umidità desiderate all'interno (dall'equazione del comfort di Fanger), il numero di ricambi orari desiderato (in genere funzione della destinazione del locale), e le condizioni di  $T$  e  $\varphi$  dell'aria esterna. A proposito del carico termico, occorre tenere conto che mentre d'inverno si tiene conto solo del calore disperso attraverso le pareti, d'estate bisogna anche aggiungere i carichi termici aggiuntivi esistenti nei locali, quali persone, sorgenti termiche aggiuntive, lampade, macchinari, etc.

Bisogna poi decidere se ci può essere ricircolo o no. Bisogna tenere conto cioè che la portata minima di aria di ventilazione prevista per il locale deve essere tutta proveniente dall'esterno; se la portata deve essere superiore (ad esempio perché altrimenti le condizioni di immissione nel locale sarebbero troppo estreme, troppo fredde d'estate o troppo calde d'inverno), una parte può essere ripresa dall'interno con il ricircolo (cfr. par. 3.2.2, e fig. 3.10).

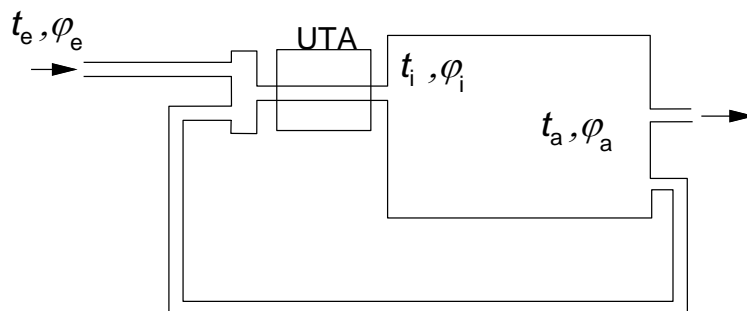


Fig. 3.10: schema dell'impianto di climatizzazione a tutta aria

1 - Come primo passo si determina la portata di aria di immissione: dalle condizioni interne del locale (o medie dei locali considerati) attraverso il diagramma psicrometrico si determina il volume massico  $v_a$  dell'aria interna. Da questo valore, dal numero di ricambi orari  $N$  e dal volume del locale  $V$  si determina la portata di aria  $\dot{m}_a$  che deve soddisfare il numero di ricambi previsto:

$$\dot{m}_a = \frac{VN}{v_a 3600}$$

2 - In secondo luogo, dalle condizioni interne ( $t_i$  e  $\varphi_i$ ), tramite il diagramma psicrometrico, si ricavano entalpia e titolo all'interno ( $h_i$  e  $\chi_i$ ): dal carico termico e da quello di umidità si ricavano le condizioni di immissione (dalla differenza tra queste e le condizioni interne). A causa del segno diverso del carico termico in estate e inverno le relative formule risultano, per il carico termico, di segno opposto una dall'altra, per le due stagioni:

$$h_I = h_i + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a} \quad \text{nel caso invernale}$$

$$h_I = h_i - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_a} \quad \text{per il caso estivo}$$

3. L'aria di immissione viene ottenuta, mediante l'opportuno trattamento o direttamente dall'aria esterna (se non vi è ricircolo) o dalla miscela che si ottiene tra l'aria esterna e quella interna (se vi è ricircolo). L'impianto che effettua questo trattamento è chiamato UTA (Unità Trattamento Aria). La trasformazione complessiva subita dall'aria sino alle condizioni di immissione è la somma di alcune tra le solite trasformazioni dell'aria umida, e precisamente:

- per il caso invernale: preriscaldamento, umidificazione adiabatica e postriscaldamento
- per il caso estivo: raffreddamento con deumidificazione e postriscaldamento.

Si definisce la *retta ambiente* come quella retta passante per il punto ambiente  $A$ , di coordinate  $\chi_i$  e  $h_i$ , e per quello di immissione  $IMM$ , di coordinate  $\chi_{IMM}$  e  $h_{IMM}$ .

Il bilancio in termini di energia del locale è dato da:

$$\dot{m}_a (h_i - h_{IMM}) = \dot{Q}_{tot} \quad (3.2.1)$$

dove  $\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{sensibile} + \dot{Q}_{latente}$ .

La pendenza di detta retta è chiaramente:

$$\frac{h_i - h_{IMM}}{\chi_i - \chi_{IMM}} = \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{m}_a (\chi_i - \chi_{IMM})} = \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{m}_{vap}} = P \quad (3.2.2)$$

dove, come detto,  $\dot{m}_{vap}$  è la portata di vapore prodotto nell'ambiente.



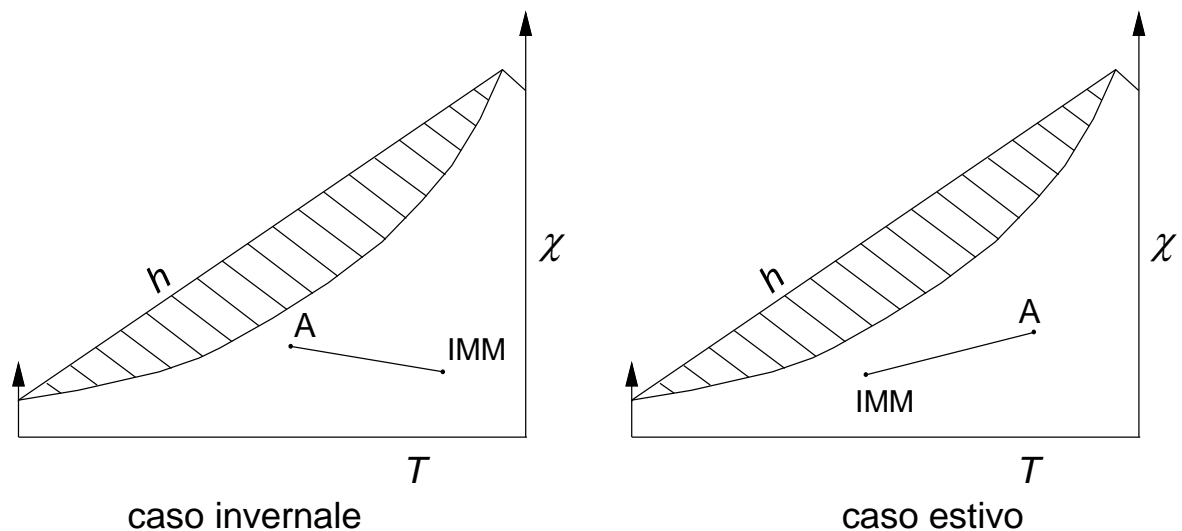


Fig.3.11

Si hanno pendenze negative nel caso del dimensionamento invernale e positive per quello estivo (cfr. fig. 3.11).

La retta rappresenta il luogo dei possibili punti in cui è possibile introdurre l'aria (in realtà è una semiretta perché i possibili punti sono solo da A in una delle due direzioni). Inoltre il punto IMM non può essere discosto più di tanto da A, per evitare fastidio agli occupanti, ed in particolare la differenza di temperatura rispetto all'ambiente non deve essere superiore a  $15 \div 25^\circ\text{C}$  per il riscaldamento e  $10 \div 12^\circ\text{C}$  per il raffreddamento.

L'esigenza di ventilazione con aria esterna viene soddisfatta prendendo una parte di aria esterna della portata totale (se il fabbisogno della ventilazione è inferiore, ovvero  $\dot{m}_{vent} < \dot{m}_a$ ) se no aumentando  $\dot{m}_a$  e prendendola tutta dall'esterno (se  $\dot{m}_{vent} > \dot{m}_a$ ).

Si definisce *zona climatizzata* quella zona dell'edificio in cui le variazioni del carico nel tempo sono simili (può essere costituita da 1 o più ambienti).

Vi sono varie tipologie di impianti a sola aria:

- 1) *impianti a canale singolo*
- 2) *impianti con post-riscaldamento di zona*
- 3) *impianti a portata d'aria variabile*
- 4) *impianti multizone*
- 5) *impianti a doppio canale*

### 3.2.2 Impianti a canale singolo (Fig. 3.12)

In questo tipo di impianti l'aria nei locali ha le stesse condizioni di introduzione, anche se la portata può essere diversa, per cui i punti di immissione dei vari locali devono stare tutti sulla stessa retta ambiente. Di conseguenza un impianto di questo tipo deve fornire una stessa zona climatizzata

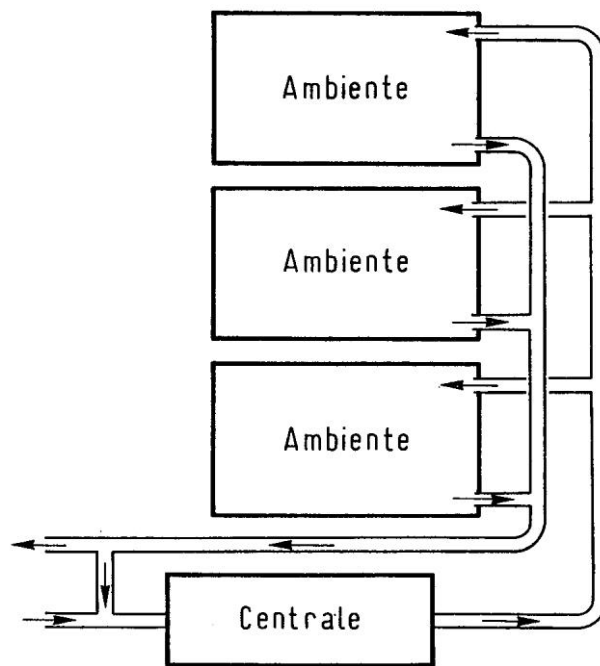


Fig. 3.12

**Comportamento invernale (fig. 3.13):**

L'aria esterna (E) viene miscelata in proporzioni opportune con l'aria interna (A), ottenendo il punto di miscela M. Le condizioni di immissione (I) si ottengono dal punto di miscela con il preriscaldamento (sino a C), con l'umidificazione adiabatica (sino a D, si noti che D è quasi sulla curva di saturazione, se ne discosta a causa dell'efficienza del saturatore adiabatico), e con il post-riscaldamento (sino a I). Variando la potenza di preriscaldamento MC si varia l'umidità relativa, variando la potenza di post-riscaldamento DI si varia la temperatura ottenuta.

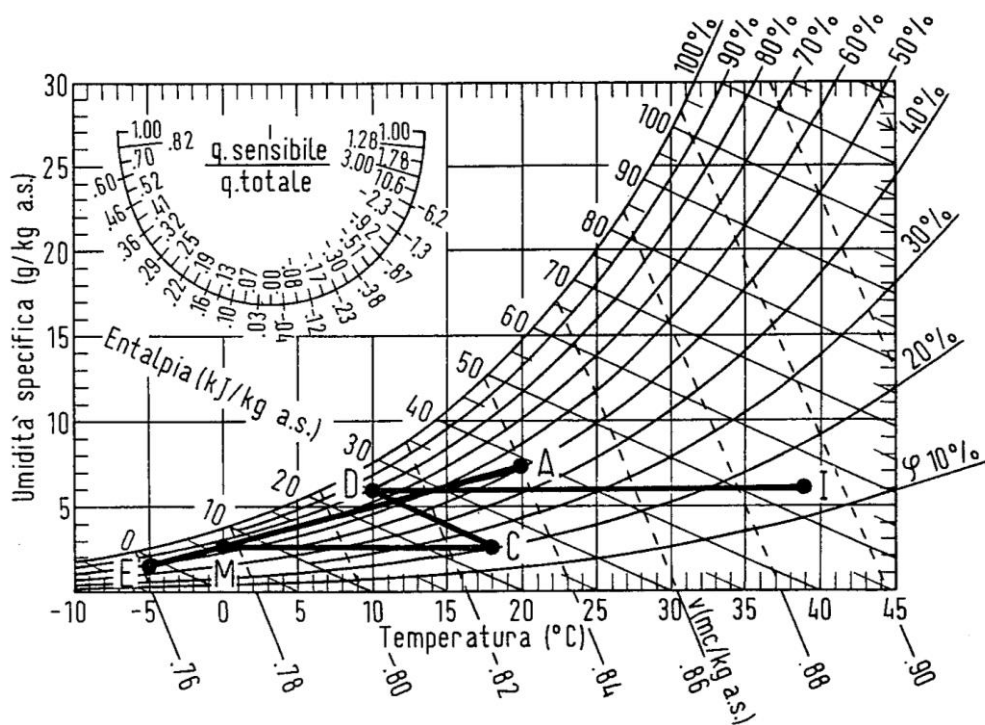


Fig. 3.13

**Comportamento estivo (fig. 3.14):**

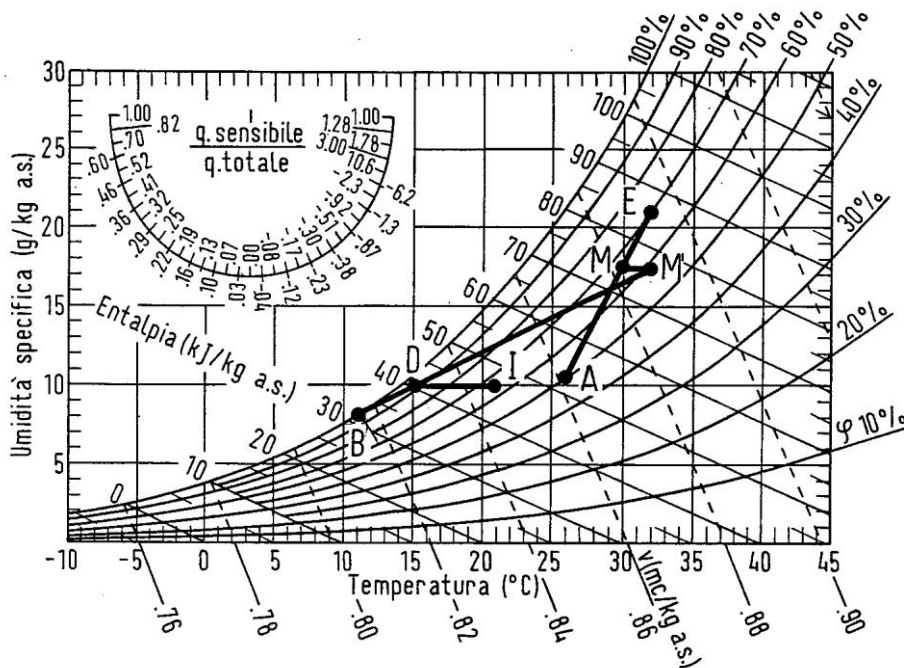


Fig. 3.14

Anche in questo caso l'aria esterna E viene miscelata con quella interna A ottenendo le condizioni di miscelazione M. La presenza del ventilatore aumenta la temperatura di  $2\div 3$  °C, portando il punto a M' (si noti che nel caso invernale di questo aumento non si tiene conto perché in ogni caso rappresenta un vantaggio per l'impianto). Se la batteria di deumidificazione si trova alla temperatura B (il punto corrispondente è posto sulla curva di saturazione perché l'aria portata a tale temperatura sarebbe satura), a causa del fattore di by pass il punto finale della deumidificazione è D. Il post-riscaldamento porta poi al punto di immissione I. Variando il carico del raffreddamento M'D si varia l'umidità relativa, variando il carico del post-riscaldamento DI si varia la temperatura ottenibile. Lo stesso impianto deve funzionare sia in condizioni estive che invernali. Si calcolano i due carichi termici e le due portate, nelle due condizioni, e si sceglie la maggiore (in genere è quella estiva, soprattutto se la costruzione è nuova, progettata con criteri di risparmio energetico). Se la portata calcolata invernale risulta di molto inferiore, si può utilizzare un ventilatore a 4/8 poli (collegato a 4 poli riduce la portata della metà).

**3.2.3 Impianti con post-riscaldamento di zona (fig. 3.15)**

Il post-riscaldamento viene effettuato in modo differente da zona a zona, da parte di batterie controllate da un termostato (o da un umidostato, più raramente). Tuttavia i diversi ambienti hanno esigenze diverse per cui può risultare che non si riesca ad ottenere le condizioni volute, bensì quelle alla temperatura impostata ma all'umidità data dall'intersezione tra l'isoterma e la retta ambiente (media dei locali e quindi non coincidente per i vari locali). Cioè la retta ambiente rimane la stessa (la portata è la stessa), ma il punto finale A' risulta diverso.

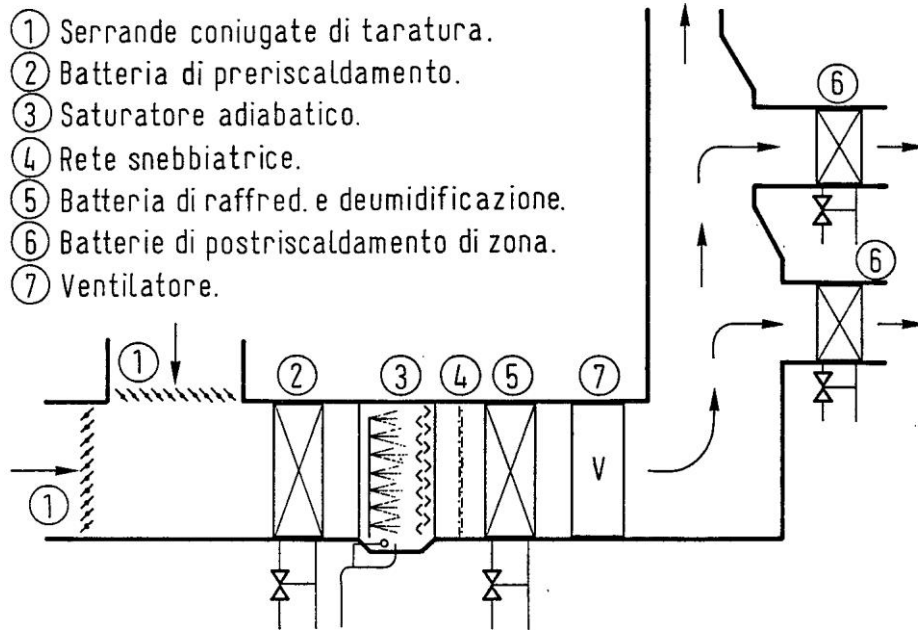


Fig.3.15

### 3.2.4 Impianti a portata d'aria variabile:

La regolazione da ambiente ad ambiente avviene per variazioni della portata di aria immessa mediante terminali a geometria variabile comandati da un servomotore, comandato a sua volta da un termostato ambientale.

Il vantaggio principale di questi tipi di impianti è che la portata viene mandata soprattutto là dove serve, e quindi si risparmia sull'impianto e sul dimensionamento della centrale.

È necessario però prevedere una serranda motorizzata sull'aspirazione del ventilatore (fig. 3.16) che mantenga costante la pressione a valle del ventilatore stesso anche quando varia la portata a causa delle regolazioni nei singoli ambienti.

La riduzione della portata da ambiente ad ambiente che si può ottenere in questo tipo di impianti è comunque non eccessivamente rilevante, in pratica solo del 25 ÷ 30%.

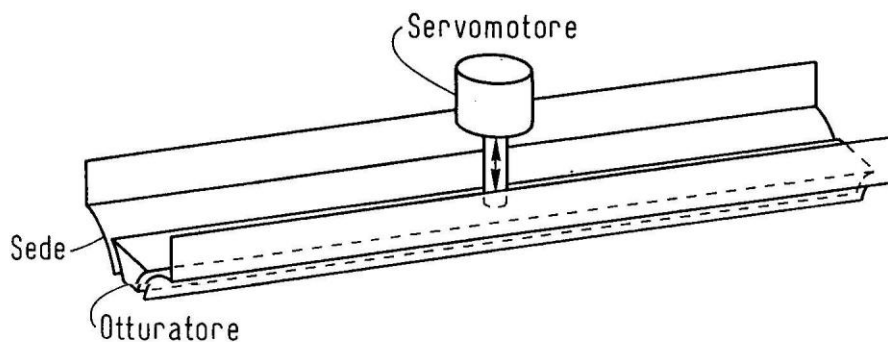
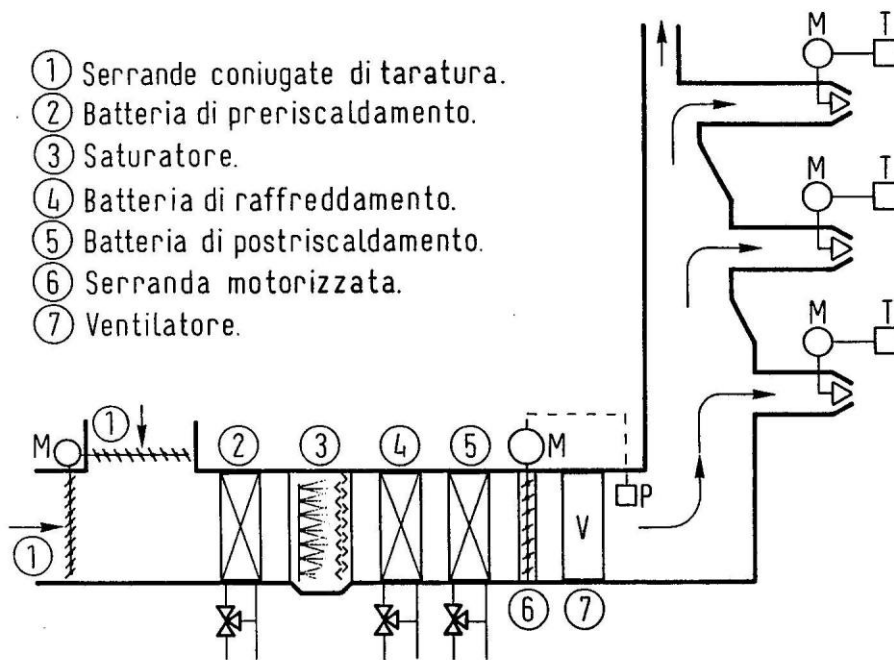


Fig. 3.16

### 3.2.5 Impianti multizone

In centrale vengono rese disponibili due portate di aria, una calda ed una fredda, in due *plenum* distinti (*plenum caldo* e *plenum freddo*).

Ad ogni zona arriva una portata di aria ottenuta miscelando in modo opportuno, con serrande coniugate, una determinata portata di aria calda e aria fredda.

Questo tipo di impianti ha buone prestazioni e bassi costi di installazione ed esercizio, però il consumo energetico risulta rilevante.

D'estate l'aria non viene riscaldata, invece, d'inverno del 20 ÷ 30% in più di quella ambiente. L'umidità è quella data dalla miscelazione: non sarà esattamente quella di progetto ma si può avvicinare.

La temperatura del flusso freddo è  $13 \div 15^{\circ}\text{C}$  (quella di immissione in condizioni estive, d'inverno con climi rigidi può essere necessario preriscaldare).

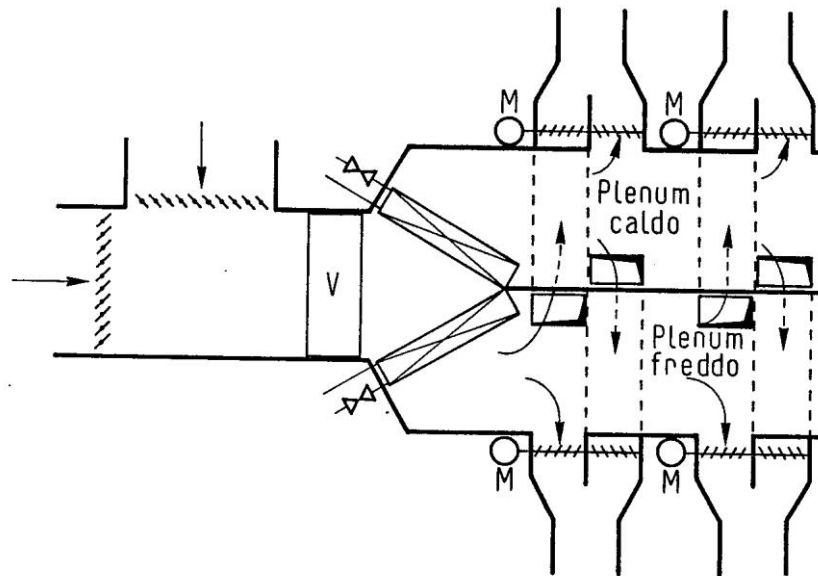


Fig. 3.17

### 3.2.6 Impianti a doppio canale

I due flussi, caldo e freddo, sono trasportati in due canali paralleli. Ogni zona attinge dai due canali attraverso una cassetta di miscelazione che contiene anche gli organi di regolazione delle due portate.

L'inconveniente di questo tipo di impianti è l'elevato ingombro dei canali e la scarsa efficienza energetica.

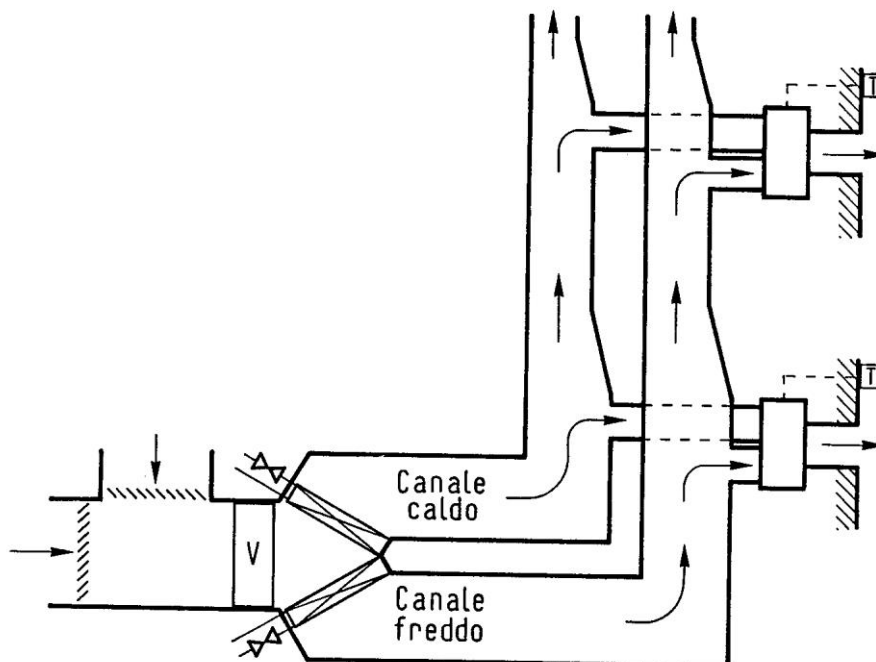


Fig. 3.18

### 3.3 Impianti a sola acqua

Sono analoghi a quelli invernali, con la differenza che il salto di temperatura tra acqua e ambiente che si può realizzare è molto più basso, in pratica  $18^\circ$  (da  $25^\circ\text{C}$  a  $7^\circ\text{C}$ ) per il caso estivo, rispetto al caso invernale dove si passa in media da  $20^\circ\text{C}$  a  $80^\circ\text{C}$ . Pertanto è necessario utilizzare i ventilconvettori (fan coil), che sono mobiletti contenenti una batteria alettata e un ventilatore (cfr. fig. 3.18). La scarsa differenza di temperatura tra acqua e aria ambiente viene compensata dall'aumento del coefficiente di scambio convettivo  $h$  dato dalla convezione forzata prodotta dal ventilatore.

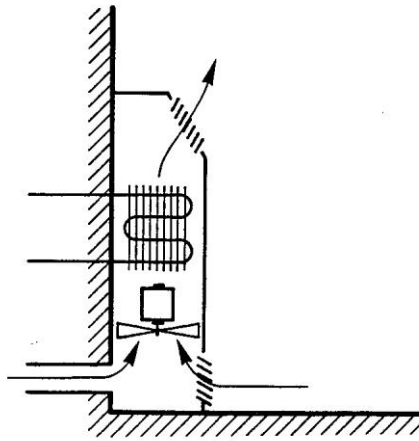


Fig. 3.19

Per questi impianti i ventilconvettori sono dotati di una serranda collegata con l'esterno per garantire la ventilazione. D'inverno è possibile solo il riscaldamento sensibile (non è possibile umidificazione), mentre d'estate è possibile anche deumidificare, se la temperatura della batteria è inferiore alla temperatura di rugiada dell'aria ambiente. In tale caso deve essere previsto un condotto per la raccolta e lo scarico dell'acqua di condensazione. Per la regolazione di questo tipo di impianti, si utilizza un termostato ambientale. Tale termostato di zona può essere asservito al ventilatore, allora la regolazione è buona sull'umidità ma scarsa sulla temperatura, o a una valvola a tre vie per la modulazione del circuito idraulico, e allora è buono il controllo di temperatura ma scarso quello di umidità (cresce o diminuisce la funzione deumidificatrice della batteria). La circolazione può essere a due tubi, a quattro tubi (andata e ritorno per acqua calda e fredda nel caso che certi ambienti vadano riscaldati e altri raffreddati) e a tre tubi, quando il ritorno dell'acqua calda e di quella fredda sono in comune. Quest'ultimo tipo è in disuso, perché la perdita energetica è rilevante.

La temperatura è  $60 \div 70^\circ\text{C}$  d'inverno (più bassa degli analoghi impianti ad acqua di riscaldamento perché lo scambio convettivo è più efficiente) e  $5 \div 7^\circ\text{C}$  d'estate.

### 3.4 Impianti misti ad aria e acqua

Sono chiamati anche a aria primaria, perché tra i due fluidi l'aria è considerata primaria, mentre l'acqua secondaria. L'aria serve a regolare il carico latente e quello di ventilazione, mentre l'acqua il carico sensibile. Anche in questo caso l'acqua passa all'interno di ventilconvettori, che però non necessitano di presa di aria esterna. In fig. 3.20 è riportato uno schema d'impianto.

Al posto dei ventilconvettori si possono usare dei mobiletti ad induzione, che usano l'aria primaria per far circolare altra aria nel mobiletto (cfr. fig. 3.21). Tali dispositivi non hanno parti meccaniche ed elettriche, ed hanno un buon miscelamento, ma costringono l'aria primaria ad essere immessa dove sono i mobiletti (in genere vicino alle finestre), cosa che risulta pertanto più complicata che nell'altro caso (mobiletti provvisti di ventilatore).

Questo tipo di impianti è molto versatile, avendo due fluidi a disposizione, ma sono più complicati da dimensionare. La centrale è formata da una batteria di preriscaldamento, di umidificazione

adiabatica, di raffreddamento e di deumidificazione. La temperatura di uscita dell'aria dalla centrale è sempre di  $9 \div 13^\circ\text{C}$ . Per evitare problemi di comfort si post-riscalda sino a  $20^\circ\text{C}$  d'inverno e sino a  $7 \div 10^\circ\text{C}$  sotto quella ambiente d'estate, tramite una opportuna batteria di post-riscaldamento.

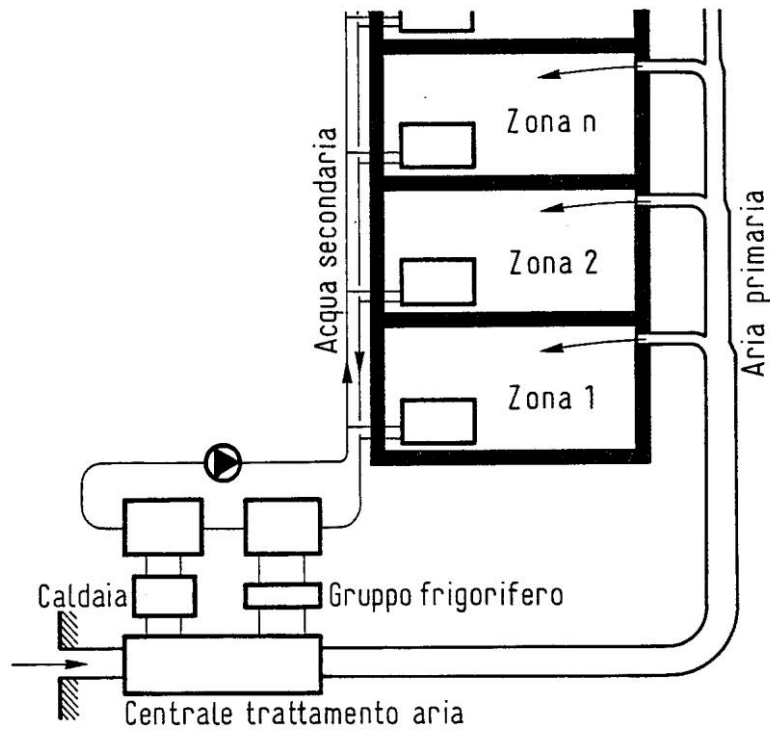


Fig. 3.20

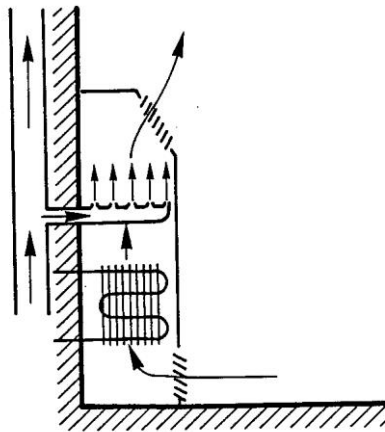


Fig. 3.21

Negli impianti ad aria ed acqua a due tubi con commutazione, si hanno un fluido caldo ed uno freddo in ogni stagione (esclusa l'estate). Nelle stagioni intermedie si commuta, riscaldando l'aria anziché l'acqua.



### 3.5 Ricambi di aria negli ambienti

Gli ambienti, chiaramente gli ambienti chiusi normalmente abitati da persone, non sono generalmente stagni, ma comunicano con l'esterno attraverso porte, finestre, fessure. E' quindi naturalmente presente un determinato *numero di ricambi d'aria*, o prodotti da sistemi di immissione dell'aria (circolazione forzata), o naturalmente (a causa delle infiltrazioni).

Quando le infiltrazioni sono forzate (prodotte da un impianto di ricambio d'aria) si possono valutare dalla portata d'aria dell'impianto (in genere se si supera 1 volume/ora di portata di aria di immissione, il ricambio naturale non è significativo). Quando l'impianto non fornisce aria, e si hanno cioè infiltrazioni per circolazione naturale, occorre misurare la portata di aria esterna per verificare che siano rispettate le specifiche di progetto, funzione degli occupanti e della destinazione del locale (cfr. il par.3.5.2). Questo si fa con il cosiddetto *metodo del decadimento*:

#### 3.5.1 Misura dei ricambi d'aria con il metodo del decadimento

Si immette nell'ambiente di cui si vogliono conoscere i ricambi orari una determinata quantità di una sostanza non tossica e non pericolosa (il cosiddetto gas tracciante, il più comune è il protossido d'azoto,  $N_2O$ , detto anche gas esilarante), che generalmente non è presente nell'ambiente stesso. Un analizzatore di gas fornisce l'andamento della concentrazione  $x(\tau)$  in funzione del tempo, che diminuisce a causa delle infiltrazioni e il conseguente ricambio di aria. Se si ha un volume  $V$  con una portata di infiltrazione di aria esterna  $\dot{m}_{inf}$ , in un tempo  $d\tau$  verrà sostituito un volume di aria (cfr. 3.22)

$$dV = \frac{\dot{m}_{inf} d\tau}{\rho} \quad (3.5.1)$$

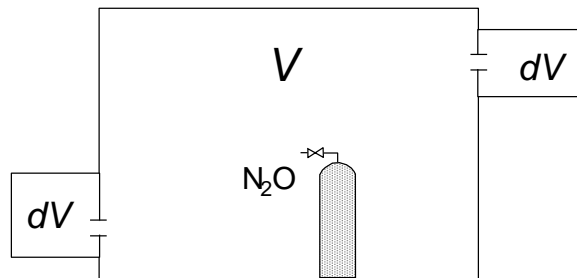


Fig. 3.22

Si assumono le seguenti ipotesi:

- 1 – l'aria dell'ambiente e il gas tracciante sono gas ideali
- 2 – le infiltrazioni sono alla stessa temperatura dell'ambiente;
- 3 – la portata d'aria fornita dalle infiltrazioni è costante nel tempo (condizioni stazionarie);
- 4 – la densità dell'aria non viene significativamente influenzata dalla presenza (molto piccola) del gas tracciante;
- 5 – i ricambi di aria dovuti alle infiltrazioni interessano tutto il volume di aria considerato, cioè c'è perfetto rimescolamento dell'aria nell'ambiente.

L'aria che si trova nell'ambiente contiene una concentrazione di tracciante:

$$x(\tau) = \frac{V_{N_2O}}{V} \quad (3.5.2)$$

(in realtà sarebbe il rapporto tra le moli dei 2 gas, ma a temperatura costante il rapporto delle moli coincide con il rapporto dei volumi). Anche nel volume di aria che fuoriesce la concentrazione è la stessa, cioè:

$$x(\tau) = \frac{dV_{N_2O}}{dV} \quad (3.5.3)$$

Pertanto la variazione di concentrazione è data da:

$$dx = \frac{dV_{N_2O}}{V} = \frac{dV}{V} x(\tau) = -\frac{\dot{m}_{inf}}{\rho} \cdot \frac{d\tau \cdot x(\tau)}{V} \quad (3.5.4)$$

(il segno meno perché la concentrazione diminuisce), ma  $\frac{\dot{m}_{inf}}{\rho \cdot V} = \frac{\dot{V}}{V} = N$  è il numero di ricambi per unità di tempo (se moltiplicato per 3600 diventa il numero di ricambi orari), per cui:

$$\frac{dx}{x} = -N d\tau \quad (3.5.4)$$

integrando si ottiene.

$$x = x_0 e^{-N\tau} \quad (3.5.5)$$

dall'andamento della concentrazione nel tempo (fig. 3.23) con una regressione (o anche con solo due misure a tempi diversi) si ricava il valore di  $N$ .

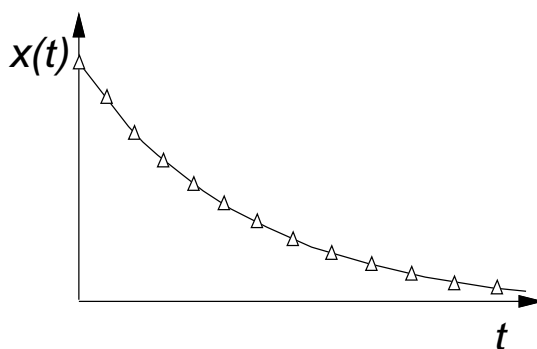


Fig. 3.23

### 3.5.2 Condizioni normali di ventilazione

Si fa riferimento alla percentuale di  $CO_2$  presente nell'aria, che in condizioni normali è dello 0,04%. Le persone in quiete cedono all'ambiente circa  $20 \div 25$  litri/h di  $CO_2$  con la respirazione. Per un affollamento normale, pari a  $10 \text{ m}^3$ /persona, questa quantità corrisponde ad un incremento orario dello 0,23%.

E' controverso l'effetto che ha l'aumento della  $CO_2$  sullo stato di benessere. Oltre il 10% si ha perdita di conoscenza e oltre il 30% asfissia, ma per valori inferiori esistono opinioni contrastanti. Per alcuni già sopra lo  $0,2 \div 0,3\%$  si ha malessere, per altri solo se la percentuale di  $CO_2$  supera il 5%.

Tale differenza sembra che sia dipendente dal fatto che la  $CO_2$  di per se stessa non produce particolare fastidio, anche per concentrazioni non bassissime. Ma se l'aumento di  $CO_2$  è dipendente dalla respirazione o dal fumo, insieme alla  $CO_2$  vengono prodotte altre tossine, che contribuiscono molto di più al fastidio avvertito dagli occupanti l'ambiente.

Il ricambio di aria esterna deve mantenere l'aria in condizioni di purezza, deve cioè mantenere la concentrazione delle sostanze inquinanti prodotte nell'ambiente (odori, germi, virus, fumo di sigarette etc.) al di sotto di determinati valori. Gli odori sono quelli più percettibili, perciò garantendo il ricambio degli odori si garantisce anche quello delle altre sostanze. Nella tabella 1 seguente vengono riportati i ricambi di aria consigliati in funzione del genere e numero di occupanti, e nella tabella 2 in funzione della destinazione d'uso del locale.

<i>Generi di occupanti</i>	<i>Volume ambiente per persona (m<sup>3</sup>)</i>	<i>Ricambi di aria esterna Per persona (m<sup>3</sup>/h)</i>
Adulti in riposo	2,8	42
	5,6	27
	8,4	20
	14,0	12
Adulti a lavoro	5,5	40
Alunni	2,8	48
	5,6	36
	8,4	30
	14,0	18

Tabella 1

PORTATE D'ARIA ESTERNA DI VENTILAZIONE

	Fumo	m <sup>3</sup> /h per persona consigliato minimo	m <sup>3</sup> /h per m <sup>2</sup> di pavimento
Appartamenti comuni	parecchio	35	17
Appartamenti di lusso	parecchio	35	17
Locali di banca	saltuario	17	13
Barbieri	considerevole	25	17
Istituto di bellezza	saltuario	17	13
Borsa titoli	moltissimo	65	35
Bar	molto	68	43
Corridoi (immissione o aspirazione)	-	-	-
Grandi magazzini	niente	13	8,5
Stanze per direttori	moltissimo	85	50
Farmacie	considerevole	17	13
Fabbriche	niente	17	13
Magazzini a prezzo fisso	niente	13	8,5
Sale funerarie	niente	17	13
Garage	-	-	-
Sale operatorie	niente	-	-
Ospedali Sale di degenza (pochi ammalati)	niente	50	43
Padiglioni (molti ammalati)	niente	35	25
Stanze di albergo	molto	50	43
Cucine di ristoranti	-	-	-
Cucine di appartamenti	-	-	-
Laboratori	parecchio	35	25
Sale di adunanze	moltissimo	85	50
Uffici Generali (parecchi impiegati)	parecchio	25	17
Uffici Singoli	niente	25	20
Uffici Singoli	considerevole	42	25
Ristoranti Bar	considerevole	20	17
Ristoranti Sale da pranzo	considerevole	23	20
Aule scolastiche *	niente	-	-
Negozi vendita al dettaglio	niente	17	13
Teatri	niente	13	8,5
Teatri	parecchio	25	17
Bagni	-	-	-

\* Vedere quanto stabilito dalle diverse norme locali.

Tabella 2

Per quanto riguarda la purezza dell'aria immessa per ricircolo forzato, bisogna considerare che se l'aria esterna è molto inquinata (ambiente urbano industriale) oppure se è fatta circolare l'aria interna con molte particelle (fumo, etc.) è necessaria una filtrazione efficiente. In figura 3.24 sono riportate le dimensioni medie delle particelle che vanno trattenute dai filtri e il relativo metodo di filtraggio che è opportuno utilizzare (cfr. par.3.1.4).

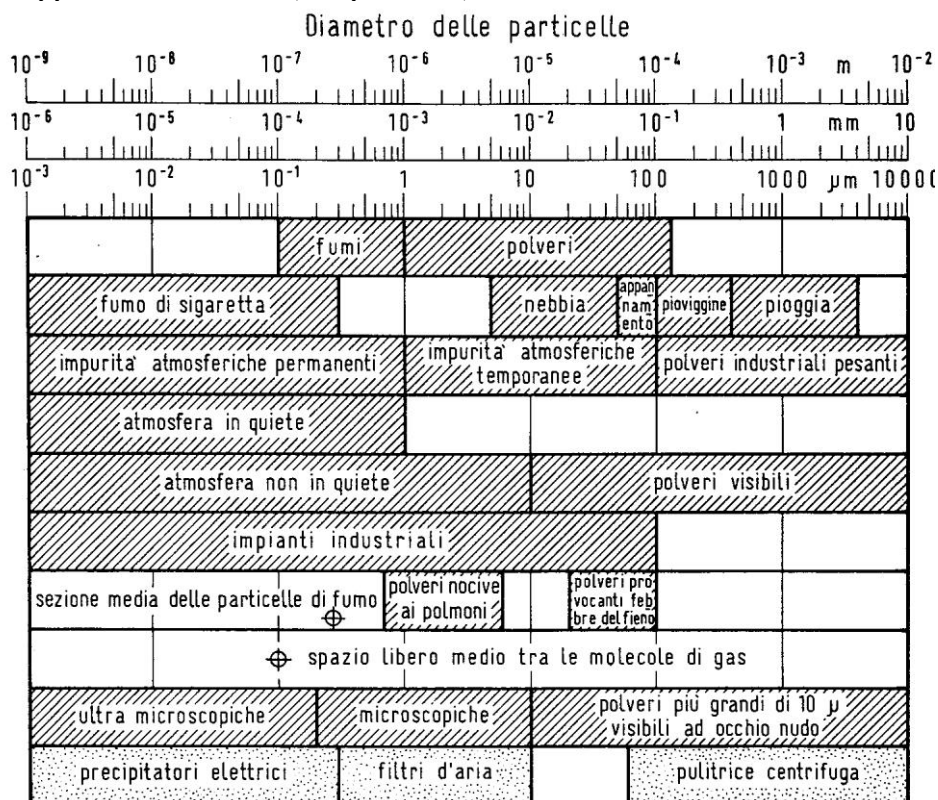


Fig. 3.24

In considerazione del fatto che l'aria che viene immessa negli ambienti proviene in genere dall'esterno, e quindi deve essere portata alle condizioni di benessere (comfort), la ventilazione costituisce un ulteriore carico termico che l'impianto (di riscaldamento o condizionamento) deve compensare.