

## CAPITOLO 7

# BILANCI DI MASSA ED ENERGIA DI AMBIENTI CONFINATI

### 7.1 Generalità

Dopo aver individuato le condizioni di temperatura e di umidità specifica più opportune per realizzare condizioni di benessere interne, è necessario iniziare ad affrontare il problema di come realizzarle. Ovviamente, in certi casi si dovranno considerare esigenze climatiche interne diverse, ad esempio imposte dalla conservazione di manufatti artistici o da lavorazioni industriali.

In generale, per controllare le condizioni interne dell'ambiente confinato sarà necessaria l'azione di *impianti di climatizzazione* e cioè di *dispositivi* capaci di compensare i flussi di energia termica e di vapore che gravano sull'ambiente stesso. Senza quest'azione compensatrice dell'impianto, il controllo della temperatura e dell'umidità relativa dell'aria interna non potrà essere realizzato.

Pertanto, la scelta e il dimensionamento degli impianti di climatizzazione dipenderanno da:

- *scambi di calore tra esterno ed ambiente attraverso le strutture perimetrali anche in presenza di irraggiamento solare diretto;*
- *flussi termici e di vapore prodotti da persone o da altre sorgenti presenti all'interno dell'ambiente.*

In generale, nel linguaggio impiantistico, col termine **riscaldamento (raffrescamento)** si intendono *tutti quei processi* (scambi termici) *che consentono di controllare la temperatura degli ambienti senza occuparsi del contenuto di vapore dell'aria interna.*

Con il termine **condizionamento** dell'aria s'intendono, invece, *tutti quei processi* (scambi termici e di vapore d'acqua) *che consentono di controllare oltre che la temperatura dell'aria anche il contenuto di vapore dell'aria interna.*

In ogni caso, sarà sempre necessario assicurare agli ambienti anche un rinnovo d'aria adeguato a garantire una sufficiente **purezza** all'aria interna.

Riassumendo:

**Riscaldamento**  $\Leftrightarrow$  **controllare solo  $t_a$**

**Condizionamento dell'aria**  $\Leftrightarrow$  **controllare contemporaneamente  $t_a$ ,  $i_a$ , purezza**

È opportuno analizzare con maggiore dettaglio questa problematica, limitando per ora la nostra attenzione al controllo della sola temperatura interna agli ambienti, e cioè occupandoci dei soli aspetti termici. Gli aspetti igrometrici legati a scambi di vapore saranno approfonditi durante la trattazione del **condizionamento dell'aria**.

## 7.2 Bilanci d'energia e di massa

Quando interessa solo il controllo della temperatura dell'aria interna  $t_a$  o interessa solo studiare come questa vari nel tempo (comportamento termico del locale), è sufficiente prendere in considerazione il **bilancio energetico** dei soli *flussi sensibili* interessanti l'ambiente. Il bilancio dei flussi sensibili consente di determinare:

- *il flusso termico di compensazione che l'impianto di riscaldamento dovrà fornire all'ambiente confinato per controllare la  $t_a$  (dato indispensabile per dimensionare l'impianto);*
- *in assenza di impianto il comportamento termico dell'ambiente confinato e cioè come la  $t_a$  vari nel tempo.*

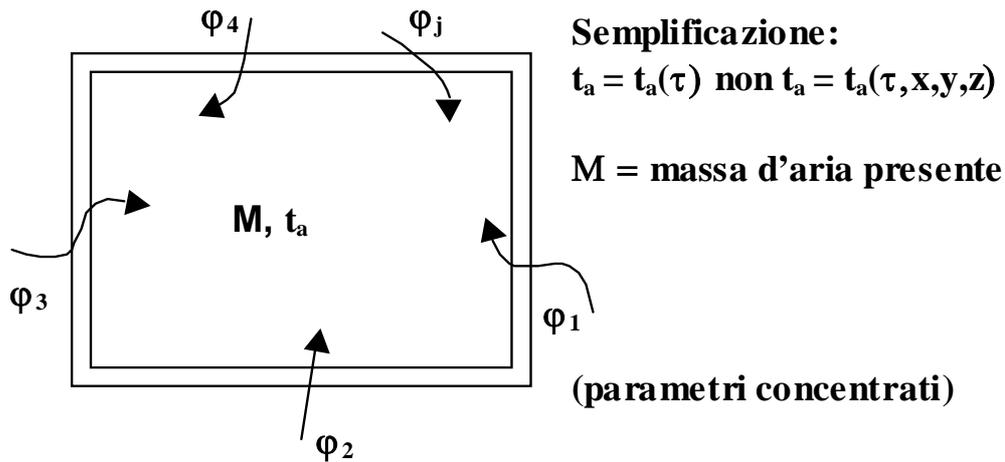
Quando si è interessati non solo a controllare la  $t_a$ , ma anche la quantità di vapore presente nell'aria interna è necessario considerare anche il **bilancio di massa** di vapore dell'ambiente. Il relativo bilancio igrometrico consente di determinare:

- *la portata di vapore che l'impianto di condizionamento dovrà fornire all'ambiente confinato per controllare la  $i_a$  interna (dato essenziale per dimensionare l'impianto);*
- *in assenza di impianto il comportamento termoigrometrico dell'ambiente confinato e cioè come  $t_a$  ed  $i_a$  varino nel tempo.*

### 7.2.1 Bilancio termico ( flussi sensibili) per un ambiente confinato

Si ipotizzi, per fissare le idee, di riferirsi all'ambiente confinato rappresentato in figura. La massa d'aria  $M$  [kg] costituisce il sistema termodinamico in studio delimitato dalle pareti che definiscono il contorno del sistema. Si suppone che, attraverso il contorno, siano trasmessi contributi termici diversi (flussi termici  $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_j$  [W]).

Si noti che tutti i flussi interessanti il locale sono rappresentati con “**freccie**” con la **punta diretta verso il locale**. I flussi saranno positivi se effettivamente diretti in questo senso, negativi nel caso opposto. Ai fini del bilancio si possono considerare come scambi termici con l'esterno anche contributi termici dovuti a sorgenti termiche interne (persone, illuminazione, ecc). La temperatura dell'aria  $t_a$  è supposta uniforme in ogni punto dell'ambiente (l'aria interna è sempre perfettamente miscelata).



Il **I Principio** della Termodinamica (pressione  $P = \text{cost.}$ ) fornisce per il sistema (costituito, si noti, da  $M$  kg d'aria):

$$dQ_T = M \cdot dh$$

ove la quantità di calore  $dQ_T$  è, ovviamente, la somma algebrica dei vari contributi:

$$dQ_T = \sum_j dQ_j$$

Dividendo entrambi i termini per  $d\tau$ , e ricordando che risulta  $dh = c_{pa} \cdot dt_a$ , si ottiene:

$$\sum_j \frac{dQ_j}{d\tau} = M \cdot c_{pa} \frac{dt_a}{d\tau}$$

$$\sum_j \phi_j = M \cdot c_{pa} \frac{dt_a}{d\tau}$$

Si osservi come solo l'intervento di un impianto che fornisca un flusso  $\phi_i$  (maggiore o minore di zero) capace di bilanciare la somma  $\sum_{j-1} \phi_j$  dei rimanenti  $j-1$  contributi (detti **carichi termici sensibili**) potrà realizzare la condizione:

$$\sum_j \varphi_j = 0 \Rightarrow \frac{dt_a}{d\tau} = 0 \Rightarrow t_a = \text{cost.}$$

In assenza dell'azione dell'impianto ( $\varphi_i = 0$ ) la somma  $\sum_{j=1} \varphi_j$  dei carichi termici sensibili risulterà diversa da  $0$  per cui si avrà necessariamente  $\frac{dt_a}{d\tau} \neq 0$  e cioè una variazione nel tempo della temperatura dell'aria ambiente  $t_a$ .

Il bilancio termico dei flussi sensibili:

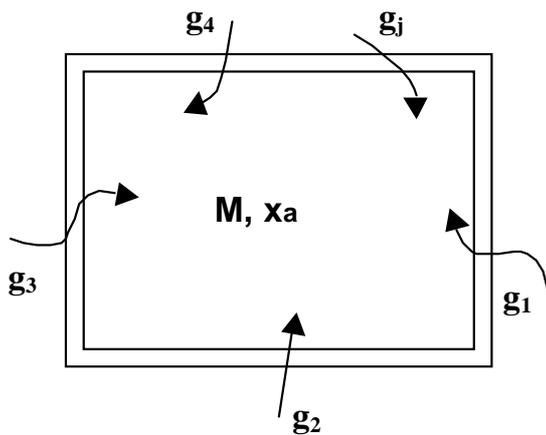
$$\sum_j \varphi_j = M \cdot c_{pa} \frac{dt_a}{d\tau}$$

può essere pertanto utilizzato per:

- valutare la  $t_a = f(\tau)$  quando  $\sum_j \varphi_j \neq 0$  (in genere quando non c'è impianto di riscaldamento che fornisca il contributo  $\varphi_i$ );
- valutare il flusso  $\varphi_i = f(\tau)$  fornito dall'impianto che realizzando la condizione  $\sum_j \varphi_j = 0$  consente  $\frac{dt_a}{d\tau} = 0$  e cioè di controllare la temperatura interna ( $t_a = \text{cost.}$ ).

### 7.2.2 Bilancio igrometrico per un ambiente confinato

Analogamente al bilancio dei flussi termici or ora descritto, si può impostare anche un bilancio di flussi di massa di vapore dell'ambiente confinato. Come rappresentato in figura, il bilancio si riferisce sempre alla massa d'aria interna  $M$  [kg]. Si suppone che attraverso il contorno del sistema transitino flussi o, meglio, portate di vapore diverse (contributi  $g_1, g_2, g_3, g_j$  [kg/s]). Anche in questo caso i flussi di vapore interessanti il locale sono rappresentati con “**freccette**” con la **punta diretta verso il locale**. I flussi saranno positivi se effettivamente diretti in questo senso, negativi nel caso opposto. Anche in questo caso i contributi generati all'interno (persone) potranno essere considerati come scambi di vapore con l'esterno e si potrà supporre l'umidità specifica  $x_a$  uniforme in ogni punto dell'ambiente (l'aria perfettamente miscelata).



**M = massa d'aria  
presente**

È immediato ottenere la relazione seguente:

$$\sum_j g_j = M \cdot \frac{dx_a}{d\tau}$$

Si osservi che solo l'intervento di un impianto che comporti un termine  $g_i$  (di impianto) che compensi gli altri  $\sum_{j \neq i} g_j$  termini potrà realizzare la condizione:

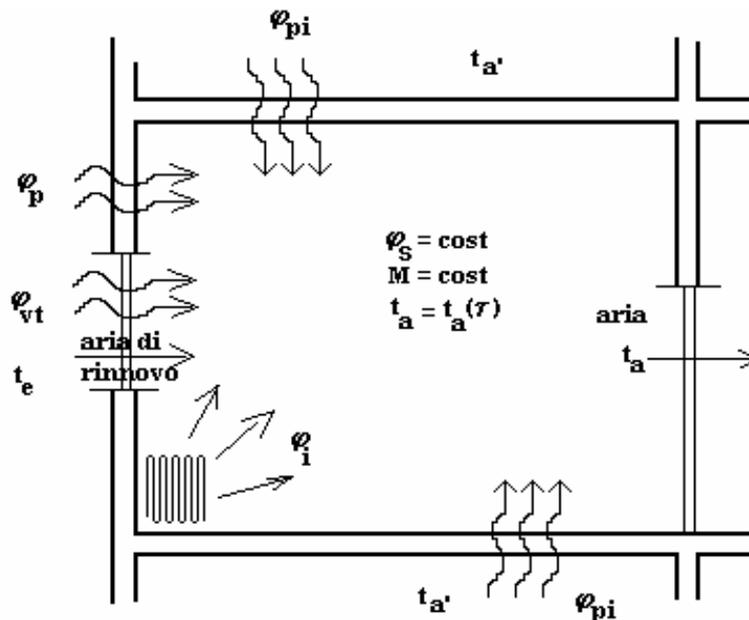
$$\frac{dx_a}{d\tau} = 0 \text{ con } x_a = \text{cost.}$$

Questo controllo, come si discuterà in seguito, è realizzato dagli impianti di **condizionamento dell'aria**.

### 7.3 Considerazioni aggiuntive sul bilancio dei flussi sensibili

È opportuno analizzare con maggiore dettaglio i termini  $\phi_j$ . Ad esempio, in riferimento al caso rappresentato in figura di un locale di un edificio.

Come già ricordato, la massa d'aria  $M$  presente nell'ambiente costituisce il sistema termodinamico oggetto del nostro studio e la sua temperatura è  $t_a = t_a(\tau)$ , (identica in ogni punto dell'ambiente).



Possono distinguersi i seguenti contributi termici:

1.  $\phi_p = f(\tau)$ : contributo attraverso la parete perimetrale per trasmissione con l'ambiente esterno la cui temperatura  $t_e$  sarà, in genere, variabile nel tempo. Questo contributo dipenderà anche dell'eventuale irraggiamento solare incidente sulla superficie esterna della parete;
2.  $\phi_{vt} = f(\tau)$ : contributo per trasmissione diretta della radiazione solare attraverso la superficie vetrata;
3.  $\phi_s = f(\tau)$ : contributo dovuto a tutte le sorgenti termiche presenti all'interno dell'ambiente (persone, potenze elettriche impegnate per alimentare le sorgenti luminose, macchine, etc.)

$$\phi_s \Leftrightarrow \begin{cases} \sum (C + R) = f(\tau) \\ \sum P_i = f(\tau) \end{cases}$$

4.  $\phi_i = f(\tau)$ : flusso termico fornito dall'impianto;

5.  $\varphi_v = f(\tau)$ : contributo termico legato al rinnovo d'aria naturale (ad esempio infiltrazioni di aria esterna attraverso gli infissi);
6.  $\varphi_{pi} = f(\tau)$ : scambio termico complessivo tra l'aria ambiente e le pareti interne delimitanti l'ambiente, quando ovviamente vi siano tra loro differenze di temperatura.

Il bilancio termico, pertanto, diviene:

$$\sum \varphi_j = \varphi_i + \varphi_p + \varphi_{vt} + \varphi_s + \varphi_v + \varphi_{pi} = M c_{pa} (dt_a / d\tau)$$

Come già osservato, l'espressione può essere impiegata sia per valutare la temperatura dell'aria ambiente  $t_a = f(\tau)$  in assenza di impianto ( $\varphi_i = 0$ ), sia il flusso termico  $\varphi_i = f(\tau)$  che l'impianto deve fornire all'ambiente per mantenere la temperatura prefissata, ad esempio  $t_a = 20^\circ\text{C}$  durante la stagione invernale.

In assenza dell'azione dell'impianto, il comportamento termico  $t_a = f(\tau)$  viene ad essere determinato dall'entità complessiva dei vari contributi  $\varphi_p$ ,  $\varphi_{vt}$ ,  $\varphi_s$ ,  $\varphi_v$ , nonché da  $\varphi_{pi}$ . Si noti che, in condizioni di regime variabile, anche se tutti i locali circostanti fossero a temperatura  $t_a' = t_a$  il termine  $\varphi_{pi}$  non sarebbe mai nullo (condizione che si realizzerebbe invece in condizioni di regime stazionario).

Infatti, esprimendo  $\varphi_{pi}$  come:

$$\varphi_{pi} = \alpha_i \cdot S_{pi} \cdot (t_{pi} - t_a)$$

si può osservare che, poiché  $t_{pi} = t_{pi}(\tau)$ , in alcune ore (di giorno, ad esempio) potrà instaurarsi una condizione  $t_a > t_{pi}$  e quindi  $\varphi_{pi} < 0$  mentre in altre, ad esempio di notte,  $t_a < t_{pi}$  e quindi  $\varphi_{pi} > 0$ .

Le strutture interne dell'ambiente confinato possono, quindi, in condizioni di regime variabile, scambiare calore con l'aria interna ( $t_a$ ) in alcuni periodi della giornata ( $\varphi_{pi} < 0$ ), per poi cederlo ( $\varphi_{pi} > 0$ ) nei restanti periodi. A questo proposito si parla di partecipazione delle strutture interne alle oscillazioni di temperatura  $t_a = f(\tau)$  che si verificano nell'ambiente.

Nel caso in cui le caratteristiche dell'edificio siano tali da comportare un flusso  $\varphi_{pi} = f(\tau)$  rilevante (in genere ciò si verifica in edifici con *strutture interne pesanti*), le oscillazioni di  $t_a$  possono risultare notevolmente contenute. Il contrario di ciò si verifica, invece, in edifici caratterizzati da *strutture interne leggere*.

**Osservazione:** si noti che per conoscere  $t_{pi} = t_{pi}(\tau)$  sarà indispensabile utilizzare l'equazione generalizzata di Fourier:

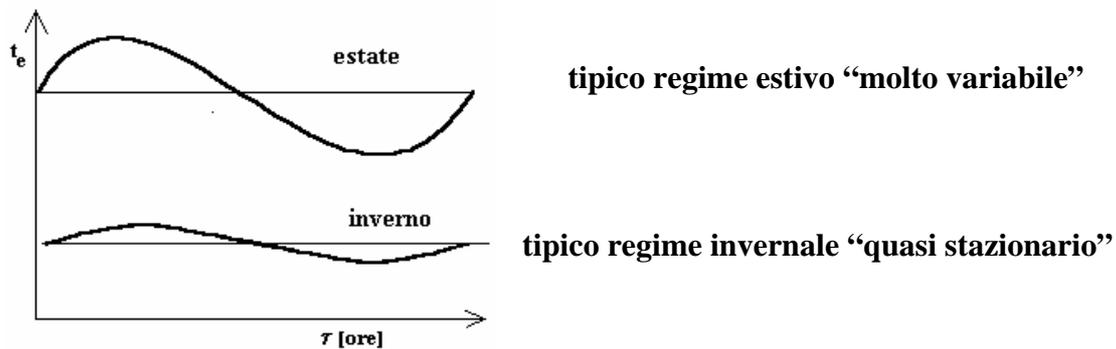
$$a \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{\partial t}{\partial \tau}$$

Qualora si ipotizzi un particolare regime termico (**regime sinusoidale stabilizzato**), nel quale tutti i termini del bilancio dipendenti dal tempo  $\tau$  si ripetono ciclicamente e sinusoidalmente nel tempo, l'equazione generalizzata di Fourier per pareti piane può essere risolta in termini analitici. Nel caso, invece, di un regime variabile qualunque (non sinusoidale e periodico) l'analisi si presenta più complessa e articolata.

In generale, il dimensionamento degli impianti per il controllo termico ed igrometrico di ambienti e quindi di edifici (insiemi di ambienti) viene valutato in corrispondenza ai carichi più elevati che potenzialmente potranno interessare l'ambiente, e ciò al fine di non sottostimare le azioni compensatrici (termiche ed igrometriche) richieste all'impianto. Una volta che l'impianto sia stato correttamente dimensionato per fronteggiare i carichi massimi (termici ed igrometrici) dell'edificio nelle diverse stagioni, ad esempio in inverno per il riscaldamento e in estate per il condizionamento, opportuni sistemi di controllo e regolazione si faranno carico del compito di adeguare le azioni compensatrici a carichi più ridotti. È importante osservare che il flusso termico compensatore  $\phi_i = f(\tau)$ , che l'impianto deve fornire all'ambiente per mantenere la temperatura prefissata  $t_a$  ( $\frac{dt_a}{d\tau} = 0$ ), dipende dall'entità complessiva di tutti gli altri contributi. Si può notare come la “**qualità**” dell'involucro edilizio sia determinante per controllare l'entità dei contributi trasmessi attraverso di esso (contributi  $\phi_p$ ,  $\phi_{vt}$ ,  $\phi_v$ ). Ad esempio, un “**involucro edilizio**” potrà essere giudicato migliore o peggiore di un altro dal punto di vista del contenimento dei consumi energetici degli impianti di climatizzazione prendendo a metro del giudizio l'entità dei contributi trasmessi  $\phi_p$ ,  $\phi_{vt}$  sia nel regime invernale (riscaldamento) sia estivo (condizionamento dell'aria).

Una prima applicazione del bilancio termico dei flussi sensibili riguarda il calcolo del fabbisogno termico di ambienti nella stagione invernale e cioè la valutazione della potenza termica richiesta all'impianto per attuare l'azione compensatrice.

A questo fine si può anticipare un'importante distinzione tra le condizioni invernali e quelle estive. Come si può osservare in figura, nel regime invernale la temperatura esterna  $t_e$  varia durante il giorno in misura notevolmente minore rispetto al caso di regime estivo.



In conseguenza nel calcolo del fabbisogno invernale potrà adottarsi con sufficiente approssimazione l'ipotesi semplificativa di regime stazionario.

Questa ipotesi semplificativa non potrà più adottarsi per valutare i contributi termici trasmessi attraverso l'involucro edilizio nel regime estivo, come si discuterà quando ci si occuperà degli impianti di condizionamento dell'aria.

## 7.4 Fabbisogno termico invernale di un ambiente

In conseguenza di quanto detto il fabbisogno termico di un ambiente  $\phi_i$  potrà essere calcolato fissando  $t_a$  ( $20^\circ\text{C}$ ) e supponendo la temperatura esterna  $t_e$  costante e significativa per la località (temperatura di progetto). Dal bilancio  $\sum \phi_j = 0$  si ha:

$$\phi_i = -\phi_p - \phi_{vt} - \phi_s - \phi_v - \phi_{pi}$$

Si usa porre:

$$\phi_s = \sum P_i = 0$$

essendo gli apporti dovuti alle persone solitamente di modesta entità e se ne dovrà tener conto solo per particolari applicazioni (teatri, discoteche, ecc). Gli apporti, poi, dovuti alle macchine e ai corpi illuminanti diventano significativi solo quando si è in presenza di un'elevata concentrazione di macchinari (centro di controllo computer, officine) o di luci. Per non correre poi rischi di sottodimensionamento (l'impianto dovrà garantire il

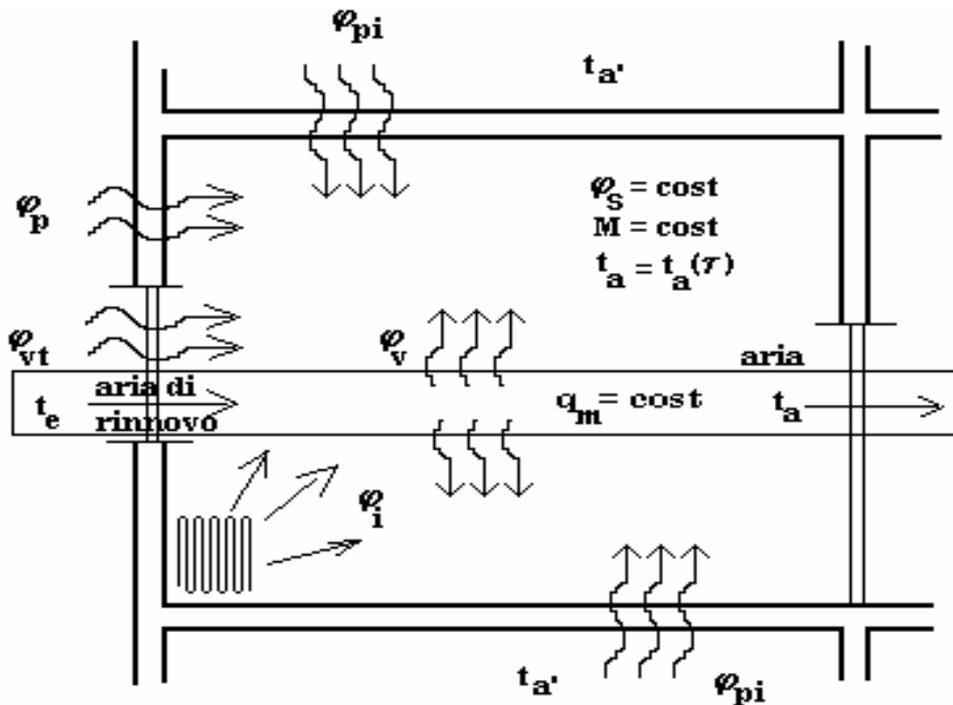
controllo della temperatura interna  $t_a$  anche in giornate prive di contributi solari!!) si pone:

$$\varphi_{vt} = 0.$$

Si ha allora:

$$\varphi_i = -\varphi_p - \varphi_{pi} - \varphi_v$$

A riguardo della valutazione di questi termini ci si riferirà ancora all'ambiente schematizzato in figura. Su un lato il locale confina con l'esterno (temperatura  $t_e$ ), mentre solo i locali sopra e sottostanti non sono considerati riscaldati e pertanto è anche  $t_{a'} < t_a$ . Tutti gli altri ambienti confinanti sono riscaldati e mantenuti, quindi, a temperatura  $t_a$ .



In riferimento allo schema sopra rappresentato, è possibile esprimere i vari flussi interessanti l'aria ambiente. Come già visto, a regime stazionario, il flusso termico attraverso una parete piana è esprimibile con relazioni del tipo:

$$\varphi = -\frac{\Delta t}{R} = -K \cdot S \cdot \Delta t$$

e, quindi, se si suppone che si possano distinguere un numero  $i$  di pareti perimetrali diverse affacciate su esterno e un numero  $j$  di pareti affacciate su locali non riscaldati (n.r.) supposti tutti, per semplicità, alla stessa temperatura  $t_{a'}$  si può scrivere:

$$\begin{aligned}\varphi_p &= - \sum K_i \cdot S_i (t_a - t_e) && \text{disperdimenti su esterno} \\ \varphi_{pi} &= - \sum K_j \cdot S_j (t_a - t_a') && \text{disperdimenti verso locali n.r.}\end{aligned}$$

Per quanto riguarda poi il flusso  $\varphi_v$  legato all'aria di rinnovo, la cui portata, per inciso, non dovrà mai risultare troppo ridotta per ragioni igieniche, viene usualmente espresso in riferimento al numero  $n$  [1/h] di **ricambi orari**. Il numero  $n$  rappresenta *quante volte l'intero volume d'aria presente nel locale viene ad essere rinnovato in un'ora*. Ad esempio, se  $n = 0.5$  [1/h], solo metà volume d'aria dell'ambiente viene rinnovato ogni ora. La **portata volumetrica di aria esterna**  $q_v$  che entra nell'ambiente di volume  $V$  è:

$$q_v = n \cdot V \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad \rightarrow \quad q_v = (n / 3600) V \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

La portata in massa d'aria di rinnovo è:

$$q_m = \rho q_v$$

e considerando questa come la portata in ingresso ed in uscita dall'ipotetico condotto rappresentato in figura si può far uso della ben nota equazione di bilancio dei sistemi aperti. Risulta evidentemente:

$$Q_{1,2} = \Delta h_a = c_{pa} (t_a - t_e)$$

in quanto l'aria entra alla temperatura  $t_e$  ed esce alla temperatura  $t_a$ . Il flusso termico  $\varphi_a$  scambiato dall'aria di rinnovo attraverso le pareti del condotto (ipotetiche) risulta, quindi,

$$\varphi_a = q_m \cdot \Delta h_a = q_m \cdot c_{pa} (t_a - t_e).$$

In riferimento ora al sistema costituito dagli  $M$  [kg] di aria, risulta:

$$\varphi_v = - \varphi_a = (n / 3600) \cdot V \cdot \rho_a \cdot c_{pa} \cdot (t_e - t_a)$$

In genere, poiché  $\rho_a = 1.20$  [kg/m<sup>3</sup>] a 20°C e  $c_{pa} = 1005$  [J/(kg K)], si può anche scrivere:

$$\varphi_v = 0.35 n V (t_e - t_a)$$

Complessivamente risulta:

$$\varphi_i = - \varphi_p - \varphi_{pi} - \varphi_v = 0.35 \cdot n V \cdot (t_a - t_e) + \sum K_i S_i (t_a - t_e) + \sum K_j S_j (t_a - t_a')$$

## Osservazioni

Si osservi che le informazioni che devono essere note o fissate dal progettista sono:

- caratteristiche dell'ambiente e cioè dimensioni geometriche  $S_i$  ,  $S_j$  delle varie superfici attraversate dai flussi termici;
- caratteristiche e tipologie delle strutture perimetrali su esterno (materiali e caratteristiche dimensionali, caratteristiche di porte e finestre, etc.) essenziali per il calcolo delle trasmittanze  $K_i$  ,  $K_j$ ;
- numero  $n$  di rinnovi d'aria orari, ad esempio, nel caso di locali residenziali, viene usualmente considerato  $n = 0.5$  [1/h], valore considerato sufficiente per garantire una sufficiente purezza dell'aria interna;
- se il locale in esame confina solo con locali riscaldati, risulta evidentemente  $\sum K_j \cdot S_j \cdot (t_a - t_a') = 0$ , per cui l'equazione può essere direttamente risolta, rispetto all'unica incognita  $\phi_i$ ;
- se invece il locale confina con un locale non riscaldato, nell'equazione di bilancio compariranno come grandezze **incognite**  $\phi_i$  ,  $t_a'$ . Per determinare  $\phi_i$  possono allora seguirsi allora due vie:

I) la prima prevede di svolgere i calcoli ipotizzando valori ragionevoli alla/e temperatura/e dei locali non riscaldati;

II) la seconda (procedimento più corretto e di carattere generale) consiste nel risolvere il sistema di 2 equazioni in 2 incognite che si ottiene accoppiando l'equazione di bilancio termico dell'ambiente (incognite  $\phi_i$ ,  $t_a'$ ) con quella del locale confinante non riscaldato ( $\phi_i = 0$ ), ove ovviamente la sola incognita è  $t_a$ ;

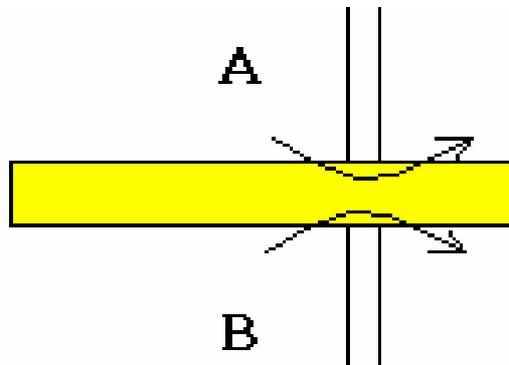
Il procedimento presentato tiene conto dei soli *dispersioni relativi alle strutture piane*. In realtà, è opportuno anche considerare che in corrispondenza ai giunti (solette parete perimetrale) spigoli tra due pareti, pilastri inseriti in pareti piane, etc., il flusso termico trasmesso non può più essere considerato unidimensionale, per cui queste zone dell'involucro edilizio vengono a rappresentare cammini facilitati per la propagazione del calore (**ponti termici**).

In genere le tipologie più comuni e che correntemente si incontrano nella pratica sono state già compiutamente studiate, per cui è possibile utilizzare direttamente i risultati riportati nella letteratura tecnica. In riferimento a quest'ultimo approccio si può

precisare che, almeno per le tipologie più comuni, si trovano facilmente in letteratura o su manuali valori dei relativi *coefficienti lineici*  $K_L$ . Il coefficiente  $K_L$  rappresenta metà del flusso termico trasmesso attraverso il ponte termico per metro lineare di sviluppo e per una differenza unitaria di temperatura; pertanto il flusso termico relativo a tale punto singolare si esprime come:

$$\varphi_L / 2 = K_L L (t_a - t_e)$$

ove  $L$  rappresenta lo *sviluppo lineare del ponte termico*. In figura è rappresentato in pianta un giunto costituito dall'incontro tra un setto e la parete perimetrale, ove sono indicati con frecce i due flussi  $\varphi_L/2$  pertinenti l'uno al locale A e l'altro al locale B.



Nel calcolo dei disperdimenti termici di un ambiente si introducono poi alcuni *fattori correttivi* che consentono di tenere approssimativamente conto della diversa esposizione delle pareti affacciate verso l'esterno e dell'altezza degli ambienti, qualora essa risulti superiore a 4 metri. Nella tabella, a titolo di esempio, si riportano i fattori di maggiorazione del flusso termico  $x_0$  da applicare per le diverse esposizioni della parete perimetrale.

S	SO	O	NO	N	NE	E	SE
1	1.02÷1.05	1.05÷ 1.10	1.10÷1.15	1.15÷ 1.20	1.15÷ 1.20	1.10÷ 1.15	1.05÷ 1.10

Sulla base di quanto descritto, risulta quindi possibile valutare il flusso termico necessario a mantenere un ambiente a temperatura  $t_a = \text{cost.}$  quando la temperatura esterna (costante) sia  $t_e$ .

### ESERCIZI ED ESEMPI

- 1) Si valuti il fabbisogno termico necessario per mantenere un locale (volume  $V = 60$  [m<sup>3</sup>]) a temperatura  $t_a = 20$  [°C] con una temperatura esterna di progetto pari a  $t_e = 0$  [°C]. Si assuma  $n = 0.5$  [1/h] e si supponga che il locale confini con locali sovrastanti e sottostanti riscaldati ( $t_{a'} = 20$  [°C]). Una parete laterale (indice **4**) confini con un locale non riscaldato ( $t_a = 4$  [°C]), una parete perimetrale sia esposta a **Nord** (indice **1**) e una seconda sia esposta a **Est** (indice **2**).

Le superfici e le trasmittanze delle pareti siano:

- parete opaca esposta a **Nord** (indice **1**)       $S_1 = 13 \text{ m}^2$        $K_1 = 0.65$  [W/m<sup>2</sup> K]
- parete opaca esposta ad **Est** (indice **2**)       $S_2 = 12 \text{ m}^2$        $K_2 = 0.70$  [W/m<sup>2</sup> K]
- superficie vetrata esposta ad **Est** (indice **3**)       $S_3 = 2 \text{ m}^2$        $K_3 = 5.7$  [W/m<sup>2</sup> K]
- parete confinante con il locale non riscaldato       $S_4 = 15 \text{ m}^2$        $K_4 = 1.2$  [W/m<sup>2</sup> K]

Si considerano poi i seguenti ponti termici per i quali si ha:

- spigolo tra pareti perimetrali a **Nord**       $L = 3.20 \text{ m}$        $K_L = 0.15$  [W/m K]
- giunto parete perimetrale-strutture interne (**Nord**)       $L = 3.20$        $K_L = 0.15$  [W/m K]
- giunto parete perimetrale-strutture interne (**Est**)       $L = 3.20$        $K_L = 0.15$  [W/m K]

Il fabbisogno termico dell'ambiente è:

$$\varphi_i = -\varphi_v - \varphi_p - \varphi_{pi}$$

Per tener conto dell'esposizione si introducono i fattori di orientamento  $x_{01} = 1.2$  per esposizione **Nord** ed  $x_{02} = 1.15$  esposizione **Est**. Risulta:

$$-\varphi_v = 0.35nV(t_a - t_e) = 0.35 \cdot 0.5 \cdot 60 \cdot (20) = 210 \text{ [W]}$$

$$-\varphi_p = x_{01} \cdot K_1 \cdot S_1(t_a - t_e) + x_{02} \cdot K_2 \cdot S_2(t_a - t_e) + x_{02} \cdot K_3 \cdot S_3(t_a - t_e) + x_{01} \cdot K_L \cdot 2L(t_a - t_e) + x_{02} \cdot 2K_L \cdot L(t_a - t_e) = 203 + 193 + 262 + 23 + 22 = 703 \text{ [W]}$$

$$-\varphi_{pi} = K_4 \cdot S_4(t_a - t_{a'}) = 288 \text{ [W]}$$

Il fabbisogno termico risulta  $\varphi_i = 1201 \approx 1200$  [W]

- 2) Si supponga che all'ambiente prima considerato venga (istante  $\tau_0$ ) improvvisamente a mancare il flusso termico compensatore  $\varphi_i$ . Si stimi l'intervallo di tempo  $\Delta\tau$

occorrente perché la temperatura ambiente scenda di  $\Delta t_a = -1^\circ\text{C}$ . Si adotti l'ipotesi semplificativa che durante l'intervallo di tempo  $\Delta\tau$  i flussi  $\varphi_p$ ,  $\varphi_v$ ,  $\varphi_{pi}$  rimangono pressochè costanti. In queste condizioni il bilancio termico pertanto diviene:

$$\varphi_p + \varphi_v + \varphi_{pi} = \sum \varphi_j \cong M c_{pa} (\Delta t_a / \Delta\tau)$$

$$M = V \cdot \rho_a = 60 \cdot 1.2 = 72 \text{ [kg]}$$

La massa d'aria presente nell'ambiente è ( $\rho_a = 1.20 \text{ [kg/m}^3 \text{ ]}$  a  $20 \text{ [}^\circ\text{C]}$ ) è:

Pertanto risulta:

$$\Delta\tau \cong M \cdot c_{pa} \cdot \frac{\Delta t_a}{(\varphi_p + \varphi_v + \varphi_{pi})} = 72 \cdot 1005 \cdot \frac{-1}{-1200} = 61 \text{ [s]}$$