

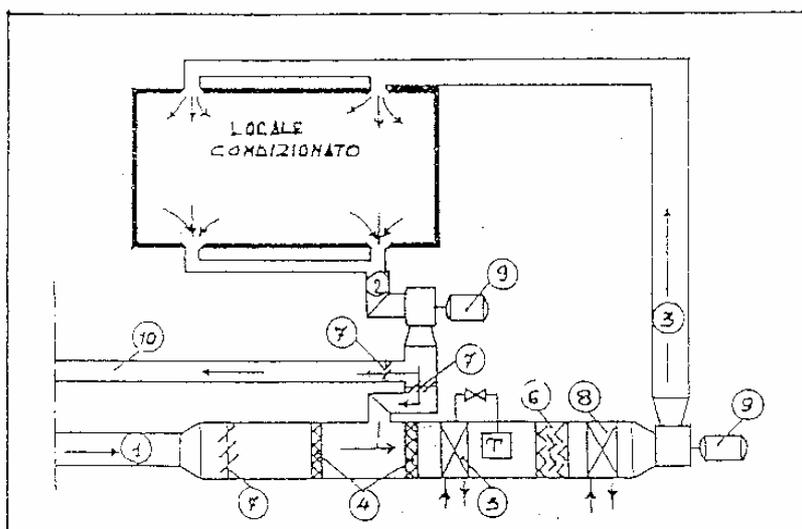
## CAPITOLO 12

### CARICHI TERMICI ATTRAVERSO IL PERIMETRO

#### 12.1 Generalità

Come già esposto, per controllare le condizioni termoigrometriche e la purezza dell'aria all'interno di un ambiente si immette in questo aria trattata. Ovviamente, per filtrare, raffreddare e deumidificare, riscaldare e umidificare l'aria da immettere nell'ambiente sarà necessario consumare energia. Mentre il condizionamento dell'aria invernale ricade nell'ambito dei noti provvedimenti legislativi per il contenimento del fabbisogno di energia primaria negli edifici (**FEP limite**) non è ancora stato imposto un corrispondente limite sull'energia primaria utilizzata per il condizionamento estivo degli edifici. Ovviamente, per una migliore efficienza energetica degli edifici sono facilmente prevedibili nuovi interventi legislativi in questo settore.

La figura riassume un tipico impianto costituito da un'*unità centrale di trattamento* ove l'aria, dopo essere stata sottoposta a filtraggio, al riscaldamento e/o al raffreddamento, all'umidificazione o alla deumidificazione, viene avviata (per mezzo di un ventilatore) nei *canali di distribuzione*, pervenendo infine agli *elementi terminali di impianto* (bocchette di immissione e ripresa).



- |                                 |                                    |
|---------------------------------|------------------------------------|
| (1) aria esterna                | (6) separatore di gocce            |
| (2) aria di ricircolo           | (7) serranda di regolazione        |
| (3) aria condizionata al locale | (8) batteria di post-riscaldamento |
| (4) filtri                      | (9) ventilatori                    |
| (5) batteria di raffreddamento  | (10) canale di espulsione          |

## 12.2 Precisazioni sulla valutazione dei carichi latenti e sensibili

Come già descritto, impostando a regime stazionario i bilanci di energia e di massa del locale condizionato si ottiene:

$$\text{Bilancio di energia} \Rightarrow \varphi_{\text{Tot}} = \varphi_{\text{sen}} + \varphi_{\text{lat}} = G_a (h_a - h_i)$$

$$\text{Bilancio di massa} \Rightarrow g_v = G_a (x_a - x_i)$$

Per realizzare il controllo delle condizioni termoigrometriche interne (e, cioè, ottenere durante il ciclo giornaliero  $dt_a/d\tau \approx 0 \Rightarrow t_a \approx \text{cost.}$  e  $dx_a/d\tau \approx 0 \Rightarrow x_a \approx \text{cost.}$ ), si dimensionerà l'impianto per i massimi valori orari dei carichi  $\varphi_{\text{sen}}$  e  $\varphi_{\text{lat}}$ .

Con carichi minori dei valori di dimensionamento l'impianto opererà a regime ridotto grazie all'azione di dispositivi di regolazione per adeguare agli effettivi carichi del locale lo stato dell'aria o la portata immessa.

Il flusso latente  $\varphi_{\text{lat}}$  da considerarsi corrisponderà, quindi, alla maggiore produzione interna di vapore  $g_v$  che si presume potrà verificarsi nel locale.

$$\varphi_{\text{lat}} = \sum E = \sum g'_v r_o = g_v r_o$$

Il flusso sensibile  $\varphi_{\text{sen}}$  corrisponderà al maggior valore orario della somma dei contributi sensibili:

$$\varphi_{\text{sen}} = \varphi_s + \varphi_p + \varphi_{vt}$$

ove :

$\varphi_s = \sum (C + R) + \sum P_i$  flussi sensibili da persone/sorgenti (macchine, illuminazione..)

$\varphi_p$  flussi termici attraverso le pareti perimetrali (opache e vetrate)

$\varphi_{vt}$  flussi per trasmissione diretta delle radiazioni solari attraverso le superfici vetrate

Per valutare con sufficiente approssimazione questi contributi, è opportuno operare una distinzione tra le condizioni climatiche invernali e quelle estive.

## 12.3 Regime invernale

La valutazione di  $\varphi_p$  nella stagione invernale viene svolta in modo analogo a quanto già visto nel caso degli impianti di riscaldamento e cioè ipotizzando condizioni di *regime stazionario*. In particolare si ha:

$$\varphi_p = \sum K_i S_i (t_e - t_a)$$

ove  $t_e$  = temperatura esterna di progetto.

Se l'ambiente confina con locali non riscaldati, ad esempio, a temperatura  $t_a$ , si ha anche:

$$\varphi_{pi} = \sum K_j S_j (t_a - t_a')$$

Per non sottodimensionare l'impianto nel **regime invernale**, non si tiene normalmente conto sia del contributo  $\varphi_{vt} > 0$  che del contributo da sorgenti interne  $\sum (C + R) + \sum P_i$  (la potenzialità dell'impianto deve essere sufficiente a far fronte ai disperdimenti verso l'esterno anche in assenza di tali contributi). Nel **regime estivo**, invece, questi termini non si potranno trascurare per non sottostimare la potenzialità d'impianto necessaria.

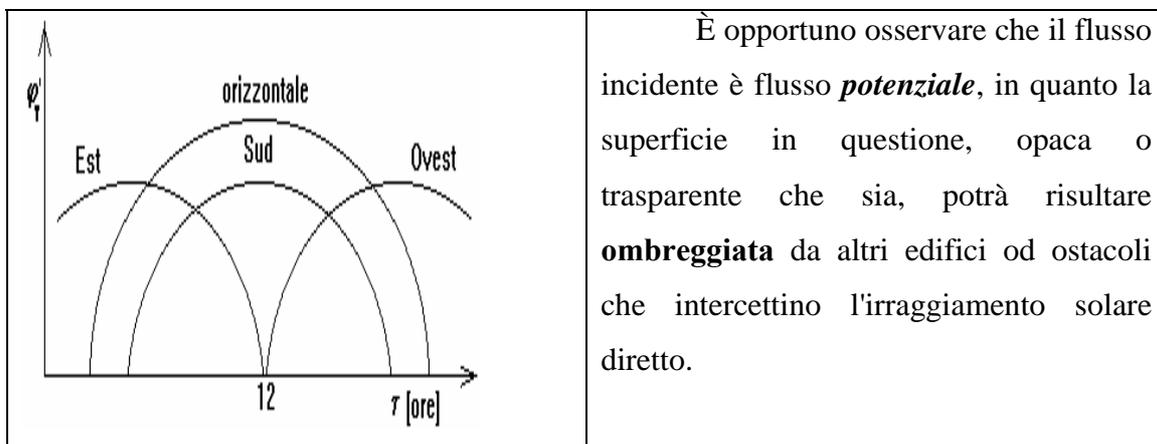
## 12.4 Regime estivo

Nel **regime estivo** i contributi  $\varphi_p$  e  $\varphi_{vt}$  trasmessi all'ambiente variano in modo significativo durante il giorno in conseguenza del forte irraggiamento solare e non possono quindi essere considerati come carichi costanti e indipendenti dal tempo  $\tau$ .

Più in particolare, in condizioni di cielo sereno (ipotesi da considerare per sicurezza ai fini del dimensionamento degli impianti), il flusso **incidente** su una superficie  $\varphi'_T$  risulta pari alla somma delle tre componenti diretta, diffusa e riflessa dal terreno:

$$\varphi'_T = \varphi'_{dir} + \varphi'_{dif} + \varphi'_{rif} \quad [W/m^2]$$

In una **località** (latitudine fissata) e **data prefissata** (in genere per il **dimensionamento** degli impianti di condizionamento si considera il **21 Luglio**), il flusso  $\varphi'_T$  dipende dall'orientazione della superficie interessata come qualitativamente riportato nella figura.

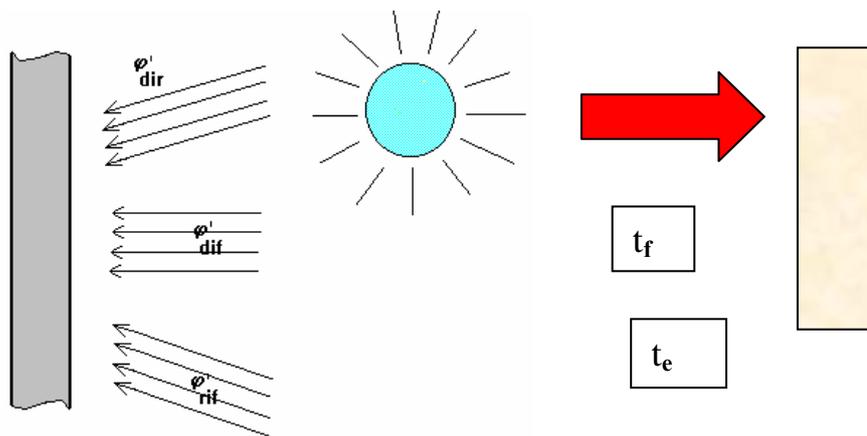


I contributi  $\varphi_{vt}$  assumono spesso peso rilevante: ad esempio, in un pomeriggio sereno estivo, il flusso specifico  $\varphi'_{vt}$ , **trasmesso** attraverso una finestra esposta ad Ovest può raggiungere alle nostre latitudini (circa **45° Nord**) valori di punta dell'ordine dei **600 W/m<sup>2</sup>**. Il problema da affrontare è, dunque, quello di valutare ora per ora i contributi  $\varphi_p$  e  $\varphi_{vt}$  trasmessi all'interno attraverso il perimetro quando sull'esterno di questo vi sia un contributo solare  $\varphi'_T$ .

## 12.5 Contributi $\varphi_p$ trasmessi attraverso le pareti opache e trasparenti

Si usa affrontare il problema introducendo il concetto di **temperatura fittizia** o **temperatura aria-sole**  $t_f$ .

Nella figura seguente è rappresentata una parete opaca su cui incide il flusso solare  $\varphi'_T$ .



- sulla parete incide, per irraggiamento, il flusso specifico  $\varphi'_T$ .
- Il flusso assorbito  $\varphi'_a$  dipende **dal fattore di assorbimento medio  $\alpha$**  della superficie nello spettro solare
- la parete, a sua volta, scambia il flusso specifico  $\varphi'_s$  con l'ambiente esterno per convezione ed irraggiamento.

Si può scrivere:

$$\begin{aligned}\varphi'_a &= \alpha \cdot \varphi'_T \\ \varphi'_s &= \alpha_e \cdot (t_e - t_{pe})\end{aligned}$$

Il flusso  $\varphi'$  totale sulla superficie esterna della parete è:

$$\varphi' = \varphi'_a + \varphi'_s = \alpha \cdot \varphi'_T + \varphi'_s$$

Il flusso  $\varphi'$  può anche essere espresso in termini di una temperatura fittizia  $t_f$  e della temperatura  $t_{pe}$ :

$$\varphi' = \alpha_e \cdot (t_f - t_{pe}).$$

La **temperatura fittizia**  $t_f$  può essere quindi considerata come la temperatura che dovrebbe caratterizzare l'ambiente esterno e cioè l'aria ed i corpi esterni al fine di poter simulare la situazione reale.

Risulta:

$$\alpha_e \cdot (t_f - t_{pe}) = \alpha \cdot \varphi'_T + \alpha_e \cdot (t_e - t_{pe})$$

E quindi la  $t_f$  o anche **temperatura aria-sole** risulta:

$$t_f = t_e + \frac{\alpha \cdot \varphi'_T}{\alpha_e}$$

Nell'arco diurno la  $t_e$  può essere valutata (UNI 10349) con:

$$t_e = t_{\max} - F(\tau) \cdot \Delta t_{\max}$$

ove:

$t_{\max}$  = massima temperatura giornaliera aria esterna;

$\Delta t_{\max}$  = escursione giornaliera della temperatura aria esterna;

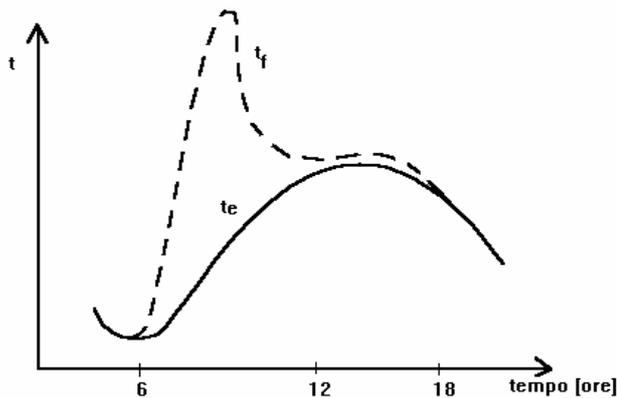
$F(\tau)$  = fattore orario di distribuzione della temperatura (cfr. tabella).

<b>Ora</b>	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>F(τ)</b>	0.87	0.92	0.96	0.99	1	0.98	0.93	0.84	0.71	0.56	0.39	0.23
<b>Ora</b>	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
<b>F(τ)</b>	0.11	0.03	0	0.03	0.10	0.21	0.34	0.47	0.58	0.68	0.6	0.82

Ad esempio, per Genova si ha:

$$t_{\max} = 30 \text{ [}^\circ\text{C]};$$

$$\Delta t_{\max} = 5 \text{ [}^\circ\text{C]}.$$

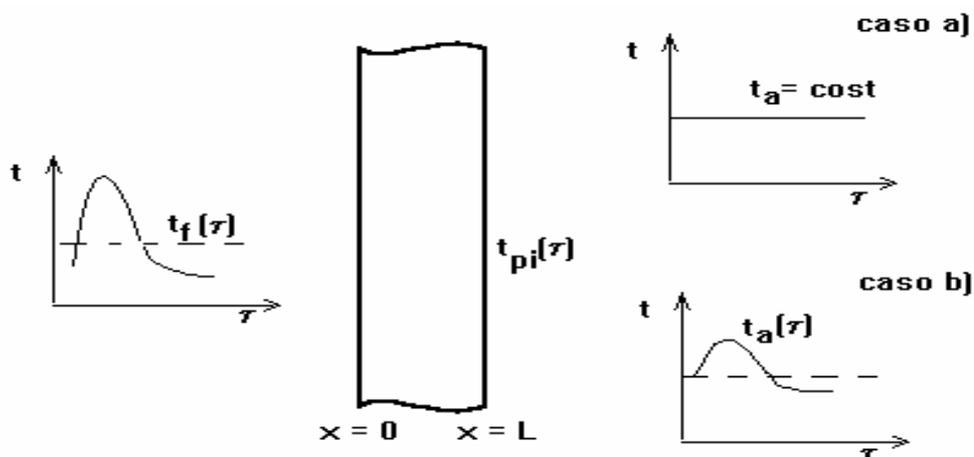


Nella figura a alto si riporta l'andamento qualitativo della temperatura  $t_f$  in funzione del tempo per una parete con esposizione Est.

Dopo aver adottato questa schematizzazione, è ora opportuno discutere brevemente il problema della propagazione del calore in regime variabile attraverso una parete perimetrale.

La seguente figura illustra la situazione che si determina quando una temperatura  $t_f(\tau)$  solleciti la superficie esterna di una parete opaca monostrato di una ambiente.

Si possono distinguere due casi: la temperatura interna  $t_a$  è controllata dall'azione dell'impianto per cui si ha  $t_a = \text{cost.}$  (**caso a**) oppure non vi è impianto (**caso b**). In quest'ultimo caso la temperatura interna non rimarrebbe ovviamente costante, ma varierebbe nel tempo all'interno dell'ambiente confinato.



In riferimento al **caso a)** si può osservare che il flusso trasmesso in regime variabile attraverso la parete potrà valutarsi nelle varie ore del giorno, nota la  $t_{pi} = t_{pi}(\tau)$ , sulla base della relazione:

$$\varphi'_p = \alpha_i (t_{pi} - t_a)$$

Per conoscere la  $t_{pi} = t_{pi}(\tau)$  occorrerà però risolvere **l'equazione generalizzata di Fourier** per lo strato:

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

La soluzione di questa equazione differenziale, qualora ottenibile esplicitamente, fornirebbe la  $t = t(x, \tau)$  e quindi anche  $t_{pi} = t(L, \tau)$ .

In generale, una soluzione analitica esplicita può essere ottenuta solo introducendo l'ipotesi di regime termico sinusoidale stabilizzato come accennato nel capitolo riguardante la conduzione del calore. Come si ricorderà in questo regime tutti i termini dipendenti dal tempo  $\tau$  variano sinusoidalmente con esso. Risulta possibile fare riferimento a soluzioni analitiche esplicite anche nel caso di un andamento di  $t_f$  non sinusoidale semplice, purché ancora stabilizzato.

Infatti, in accordo con il teorema di Fourier *ogni funzione periodica (periodo  $T = 2\pi/\omega$ ) può essere approssimata con l'accuratezza desiderata sommando funzioni sinusoidali semplici (armoniche)* e cioè:

$$t_f = t_m + A_1 \cos \omega\tau + A_2 \cos 2\omega\tau + \dots + B_1 \sin \omega\tau + B_2 \sin 2\omega\tau + \dots$$

nella quale  $\omega$  è detta *pulsazione fondamentale*, mentre le altre ( $2\omega, 3\omega, \dots, n\omega$ ) sono dette *seconda, terza, ..., ennesima armonica*. Spesso, considerare  $n = 3$  può già risultare sufficiente per una buona approssimazione della  $t_f$ . Sui testi di matematica si trova come determinare i valori delle costanti  $A_1, \dots, A_n$  e  $B_1, \dots, B_n$ .

L'equazione di **Fourier** è un'equazione differenziale **lineare** (la diffusività termica  $a$  è costante, non compaiono termini, ad esempio, elevati a potenza). Nel caso di equazione **lineare** risulta che se:

$$t_1(x, \tau)$$

$$t_2(x, \tau)$$

$$t_n(x, \tau)$$

sono soluzioni relative alle armoniche ( $\omega, 2\omega, \dots, n\omega$ ), anche la loro **somma** è una soluzione dell'equazione differenziale. In questo modo è possibile risolvere il problema

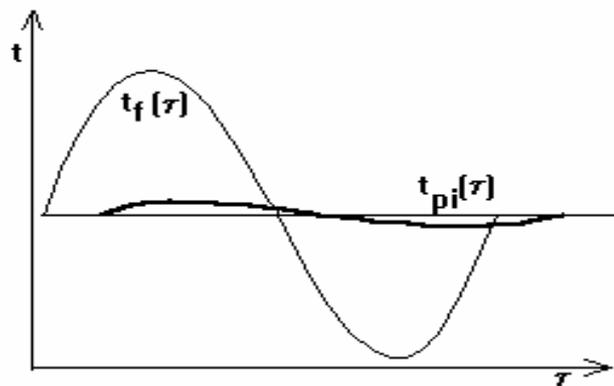
anche per un regime della  $t_f(\tau)$  non sinusoidale purché questo sia assimilabile a un regime periodico stabilizzato. Nel caso di **regime qualunque** la soluzione si può ottenere mediante metodologie numeriche (ad esempio metodo delle **differenze finite**).

La conoscenza della funzione o dei valori numerici di  $t_{pi}$  consente di valutare, ora per ora, il flusso trasmesso attraverso la parete attraverso la relazione:

$$\varphi'_p = \alpha_i (t_{pi} - t_a)$$

La  $t_{pi}(\tau)$  viene a dipendere per un monostrato dalla  $\lambda$  *del materiale*, dal *calore specifico del materiale*  $c$ , dalla sua *densità*  $\rho$  e dallo *spessore*  $L$ . Nel caso di regime sinusoidale la  $t_{pi}(\tau)$  risulta **smorzata e sfasata** rispetto alla sollecitazione esterna di temperatura  $t_f(\tau)$  come qualitativamente mostrato nella figura.

Si ricorda che, in questo regime termico, per **smorzamento** s'intende il *rapporto tra l'ampiezza dell'oscillazione di  $t_{pi}$  e quella di  $t_f$*  (vedi figura).



Per **sfasamento** s'intende, invece, *l'intervallo di tempo che intercorre tra l'istante in cui si verifica il massimo valore di  $t_{pi}$  rispetto all'istante in cui all'esterno si verifica il massimo di  $t_f$* . Ad esempio, se  $t_f$  raggiunge un valore massimo alle ore **18.00** (parete esposta ad **Ovest**) e il massimo valore di  $t_{pi}$  si realizza sulla superficie interna della parete alle ore **21.00**, lo sfasamento di temperatura sulla superficie interna è pari a **3 h**.

Considerazioni di questo tipo presentano grande interesse nella fisica degli edifici, ad esempio pareti con un buon smorzamento e sfasamento della sollecitazione esterna di temperatura consentono di ridurre notevolmente i carichi sensibili trasmessi all'ambiente cui l'impianto dovrà far fronte (riduzione della potenzialità). Le stesse pareti, in assenza del controllo dell'impianto, contribuiscono a rendere l'ambiente interno più indipendente dall'ambiente esterno, "**isolandolo**" dalle azioni perturbanti

esterne. Attualmente sono molto diffusi codici di calcolo che consentono una valutazione rapida del flusso sensibile trasmesso attraverso una parete opaca.

Oltre a ciò, il flusso orario trasmesso attraverso le più comuni tipologie di parete opaca può essere valutato in modo semplice con l'uso di tabelle precalcolate costruite sulla base dei metodi generali prima accennati. In questi casi il flusso trasmesso si valuta con l'espressione:

$$\varphi'_p = K \Delta t_{eq} (\tau)$$

ove  $\Delta t_{eq} (\tau)$  = differenza di temperatura equivalente.

I valori di  $\Delta t_{eq} (\tau)$  caratteristici della parete sono tabulati in funzione del colore, dell'ora del giorno, della sua orientazione, della stagione, nonché della latitudine.

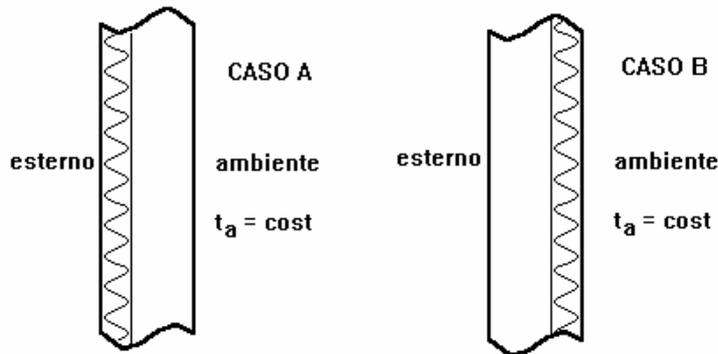
Alcune tabelle (vedi un esempio qui di seguito) riportano valori orari di  $\Delta t_{eq} (\tau)$  calcolati in corrispondenza al **21 Luglio**, data di riferimento per il dimensionamento degli impianti di condizionamento.

Le tabelle suddette sono, a rigori, **valide solo** per le **tipologie** cui si riferiscono e tengono conto dell'esposizione, della massa specifica della parete [ $\text{kg}/\text{m}^2$ ] e del colore della parete.

differenze di temperatura equivalenti per le pareti verticali (°C)

esposizione	peso del muro ( $\text{kg}/\text{m}^2$ )	ora solare										
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Est	100	0,2	9,2	16,4	18,1	19,7	19,2	17,4	10,8	6,4	6,9	7,4
	300	-0,8	-0,8	-0,3	11,3	16,4	15,9	16,9	10,2	7,4	6,9	6,4
	500	2,5	2,5	3,0	4,2	7,4	10,8	13,1	13,6	13,1	10,8	9,7
	700	5,8	5,3	5,3	4,7	4,2	4,7	5,3	8,1	9,7	10,2	9,7
Sud	100	-0,8	-1,4	-2,5	0,2	1,9	7,4	11,9	14,7	16,8	15,2	14,1
	300	-0,8	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	3,6	6,4	10,8	13,1	13,6	14,1
	500	1,9	1,9	0,8	0,8	0,8	1,3	1,9	4,1	6,4	8,1	8,5
	700	3,6	3,0	3,0	2,5	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	3,6	5,3
Ovest	100	-1,4	-1,9	-2,5	-1,4	-0,3	1,3	3,0	7,4	10,8	17,5	21,9
	300	0,8	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	0,8	1,9	3,6	5,3	10,2	14,1
	500	3,6	3,6	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	3,6	4,7	5,3	6,4
	700	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2	4,2	4,2	4,7	5,3	5,3	5,3
Nord (ombra)	100	-1,9	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	0,2	1,9	4,2	5,3	6,4	7,4
	300	-1,9	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	-0,8	-0,3	1,3	3,0	4,2	5,3
	500	0,2	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	0,2	0,8	1,3	1,9
	700	0,2	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	0,3	0,8

Per ribadire il concetto or ora esposto, e cioè che le tabelle relative alle differenze di temperatura equivalenti sono valide solo per le tipologie cui si riferiscono, si può fare riferimento a due casi riportati in figura.



Le pareti (**caso A** e **caso B**) sono costituite da due strati, uno pesante (ad esempio calcestruzzo) e l'altro leggero (isolante termico) come mostrato nella figura. Come si può osservare le due pareti si differenziano solamente per la disposizione dello strato isolante sul lato esterno (**caso A**) e sul lato interno (**caso B**) e quindi le due pareti verranno ad essere anche caratterizzate dalla stessa trasmittanza  $K_A = K_B$  che non dipende dalla disposizione degli strati. In regime variabile, tuttavia, le due tipologie si comportano diversamente. Ciò è comprensibile considerando che un setto in calcestruzzo sul lato interno della parete (caso A) esplica un'azione di *volano termico* sulle oscillazioni di temperatura  $t_{pi}$  maggiore di un materiale isolante in genere alquanto "leggero" (caso B). Per trattare correttamente questo problema tramite le differenze di temperatura equivalenti, occorrerà far uso di  $\Delta t_{eq}$  equivalenti **diverse**.

Nel caso invece di una parete sottile (ad esempio, vetro di finestra) lo scambio termico  $\phi'_p$  si può valutare supponendo il processo a regime permanente (ora per ora) e cioè con l'espressione:

$$\phi'_p = K_v \cdot (t_e - t_a)$$

Complessivamente, quindi, il totale flusso sensibile  $\phi_p(\tau)$  trasmesso attraverso  $i$  pareti perimetrali opache e  $j$  vetrate delimitanti l'ambiente è:

$$\phi_p(\tau) = \sum K_{vj} S_{vj} (t_e - t_a) + \sum K_i S_i \Delta t_{eq}$$

## 12.6 Contributo solare diretto $\phi'_{vt}$ attraverso le superfici vetrate

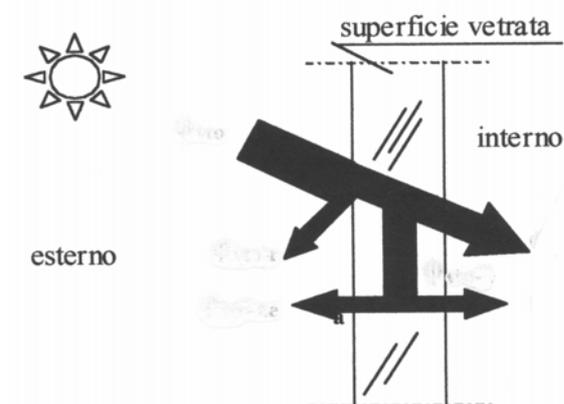
Il flusso termico solare direttamente trasmesso attraverso le superficie vetrate sulla quali incida il flusso  $\phi'_T$  può essere, come già osservato, assai rilevante durante una giornata estiva serena. In generale il flusso trasmesso all'interno dipende in modo complesso dall'angolo di incidenza della radiazione solare diretta  $\phi'_{dir}$  e quindi anche dall'esposizione geografica (Est, Sud,..etc.) della superficie, dalla latitudine, dal giorno dell'anno e risulta variabile a seconda delle ore del giorno. Per dimensionare gli impianti di condizionamento dell'aria si usa far riferimento al 21 Luglio ipotizzando un giornata serena.

Il flusso termico trasmesso all'interno  $\phi'_{vt}$  non risulta di semplice valutazione in relazione alla complessità del fenomeno e alla natura della vetratura.

Su questa giungono, come già illustrato, tre contributi: oltre al più rilevante flusso diretto  $\phi'_{dir}$  vi sono anche altri contributi dovuti all'incidenza di radiazioni diffuse da parte della volta celeste  $\phi'_{dif}$  e di radiazioni riflesse da parte del terreno  $\phi'_{rif}$ . Si consideri il caso di una lastra di **vetro** su cui incida il totale flusso  $\phi'_T$ .

Come schematizzato in figura (frecche nere) una parte del flusso verrà **riflessa** verso l'esterno, una parte **trasmessa** direttamente all'interno ed una parte **assorbita** nella lastra. Si usa fare riferimento ad un vetro standard (sodico-calcico spesso 3 [mm])

Il flusso assorbito dalla lastra viene poi ad essere trasmesso in parte all'ambiente **interno** e in altra parte all'ambiente **esterno**.



Se si pone:

$$N_i = \frac{\text{frazione del flusso assorbito trasmessa all'interno}}{\text{totale flusso assorbito}}$$

il flusso trasmesso attraverso il vetro di riferimento (pedice 0) è esprimibile come:

$$\varphi'_{vto} = \tau \cdot \varphi'_T + N_i \cdot \alpha \cdot \varphi'_T = \varphi'_T \cdot (\tau + N_i \cdot \alpha) = \varphi'_T \cdot F$$

ove:

$\alpha$  = fattore **assorbimento medio** della lastra nello spettro solare;

**F** = **fattore di guadagno solare del** vetro standard.

Il flusso  $\varphi'_{vto}$  è detto **guadagno solare** attraverso vetro di riferimento e risulta direttamente correlato al flusso totale incidente  $\varphi'_T$ . Nella seguente tabella si riporta il guadagno solare  $\varphi'_{vto}$  trasmesso attraverso vetro standard diversamente esposto per unità di superficie della finestra misurata all'esterno del telaio [W/m<sup>2</sup>] (Lat.42° N).

Orientazione Superfici	Ora solare													
	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
Orizzontale	84	257	440	595	717	795	824	805	737	623	474	296	116	3
Sud	38	76	106	172	262	331	359	341	279	191	115	83	47	2
Ovest	38	76	106	129	147	158	162	257	446	584	648	616	435	29
Nord	109	104	106	129	147	158	162	159	150	133	111	100	115	12
Est	369	593	650	604	481	295	164	159	150	133	111	83	47	2

Nel caso di vetrate diverse da quella di riferimento il flusso trasmesso  $\varphi'_{vt}$  viene stimato correggendo il valore di riferimento  $\varphi'_{vto}$  con l'introduzione di un fattore correttivo **SC (Shading coefficient)** funzione delle caratteristiche delle vetrate in esame. Si scrive:

$$\varphi'_{vt} = SC \varphi'_{vto}.$$

Il fattore **SC** tiene conto della *diversa struttura* e dello *spessore del vetro* in confronto con quello preso come riferimento (ovviamente può porsi **SC** = 1 per il vetro standard e **SC** < 1 per vetro più spesso o colorato. Nella seguente tabella sono riportati valori del fattore **SC** per alcune comuni superfici vetrate.

Tipo di vetro	Spessore [mm]	SC $\alpha_e=23$ [W/m <sup>2</sup> K]
<b>VETRI SINGOLI</b>		
<i>Chiaro</i>	3	1.00
	6	0.94
	10	0.90
	13	0.87
<i>Termoassorbente</i>	3	0.83
	6	0.69
	10	0.60
	13	0.53

Ovviamente, quanto riferito riguarda una superficie vetrata investita interamente dal flusso  $\phi'_T$ . In generale per valutare accuratamente i carichi termici trasmessi attraverso le superfici vetrate occorrerà valutare quale porzione della superficie vetrata sia schermata da qualche ostacolo esterno o da elementi stessi dell'edificio (schermi verticali od orizzontali). In questi casi sarà necessario considerare l'effettiva porzione irraggiata e non la superficie totale. Calcoli relativi alla dinamica delle ombre verranno presentati nella seconda sezione del Corso.

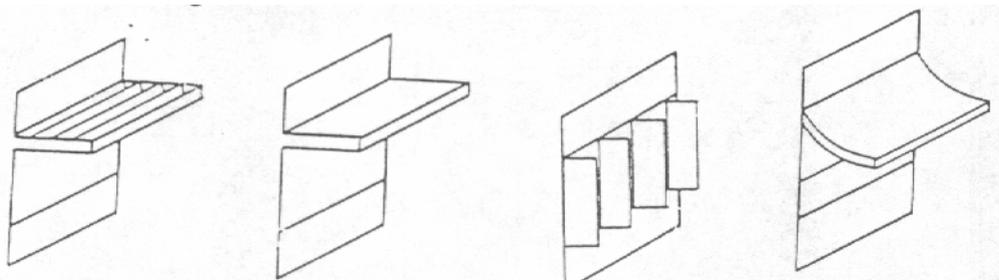
Ai presenti fini, nota la superficie vetrata ombreggiata  $S_0$ , la frazione irraggiata di una finestra è  $(S_T - S_0)/S_T$  ove  $S_T$  è la totale superficie vetrata. Si può definire un **fattore di ombreggiamento  $f_0$**  ( $< 1$ ) e scrivere:

$$f_0 = \frac{\phi'_{dir} \cdot \frac{S_T - S_0}{S_T} + \phi'_{dif} + \phi'_{rif}}{\phi'_T}$$

In conseguenza di quanto esposto, il flusso trasmesso attraverso una qualunque superficie vetrata può valutarsi con:

$$\phi_{vt} = f_0 \cdot SC \cdot S_v \cdot \phi'_{vto} \quad [W]$$

Ovviamente se il locale fosse caratterizzato da **j superfici vetrate** si dovranno sommare tutti i contributi. Si ricorda che le superfici vetrate contribuiscono significativamente al carico termico estivo di un edificio. È pertanto sempre opportuno, soprattutto nel caso delle climatologie più calde, che il progettista dell'edificio consideri adeguatamente la possibilità di schermare almeno in parte queste superfici, per ridurre i carichi termici. A questo scopo si può ricorrere a schermi verticali ed orizzontali (*frangisole*) del tipo rappresentato in figura.

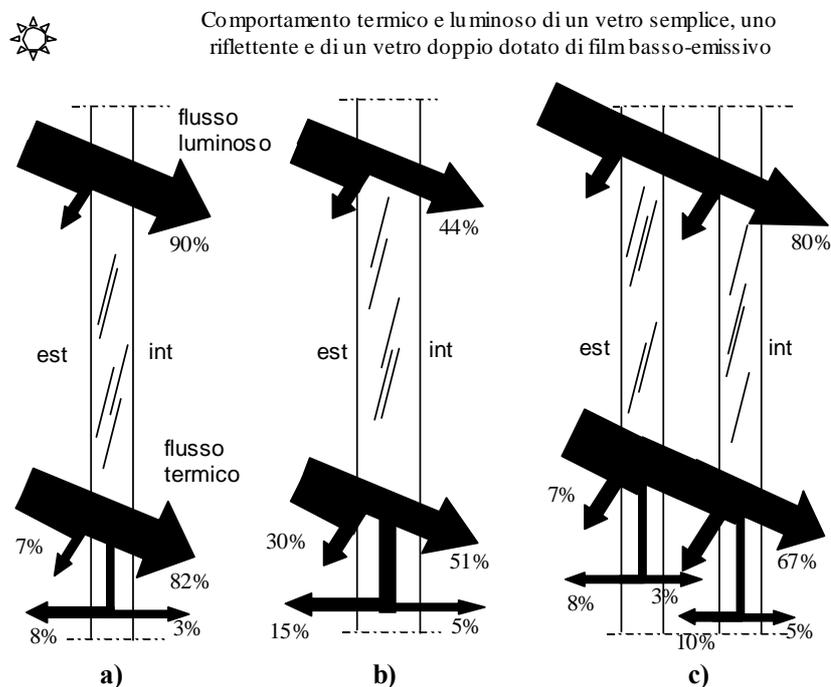


Tali dispositivi, se adeguatamente dimensionati in relazione alla dinamica delle ombre, possono consentire apporti solari durante la stagione invernale, con sole basso

sull'orizzonte (contributo gratuito ai fini del riscaldamento) e un carico termico minore durante l'estate per gli ambienti grazie all'ombreggiatura che gli schermi possono esercitare con il sole alto sull'orizzonte. A parte gli interventi di ombreggiatura, è possibile anche prendere in considerazioni superfici vetrate con caratteristiche tecniche più sofisticate.

La scelta delle superfici trasparenti da impiegare in un edificio risulta comunque sempre articolata in quanto essa viene ad implicare oltre alla **problematica termica**, la **visione**, **l'illuminazione naturale interna** e significativi **effetti estetici**. Per quanto attiene alla problematica termica si può ricordare come la trasmittanza termica della superficie  $K_v$  sia importantissima nel determinare i disperdimenti invernali. Ovviamente se si cerca di ridurre i disperdimenti, ad esempio mettendo in opera con doppi vetri, o particolari tipologie vetrate, inevitabilmente si verrà anche a influenzare la quantità di luce trasmessa.

Ad esempio, nella figura seguente si schematizza il comportamento termico e luminoso di alcune diverse tipologie di superfici trasparenti rispetto al caso del vetro singolo di riferimento (nella legenda si riporta anche la relativa trasmittanza termica).



- a) *cristallo semplice sodico calcico* – 3 [mm]. –  $K_v = 5.6$  [ $W/m^2\text{°C}$ ]
- b) *cristallo riflettente* – 6 [mm]. –  $K_v = 5.5$  [ $W/m^2\text{°C}$ ]
- c) *pannello isolante* costituito da una lastra trasparente – 6 [mm] – e da una di cristallo bassoemissivo – 6 [mm]. –  $K_v = 1.7$  [ $W/m^2\text{°C}$ ] - posta sul lato interno .

Attualmente sul mercato sono disponibili vetrate sofisticate, con migliori caratteristiche prestazionali. Al fine di poter effettuare paragoni si possono fare le seguenti sintetiche considerazioni.

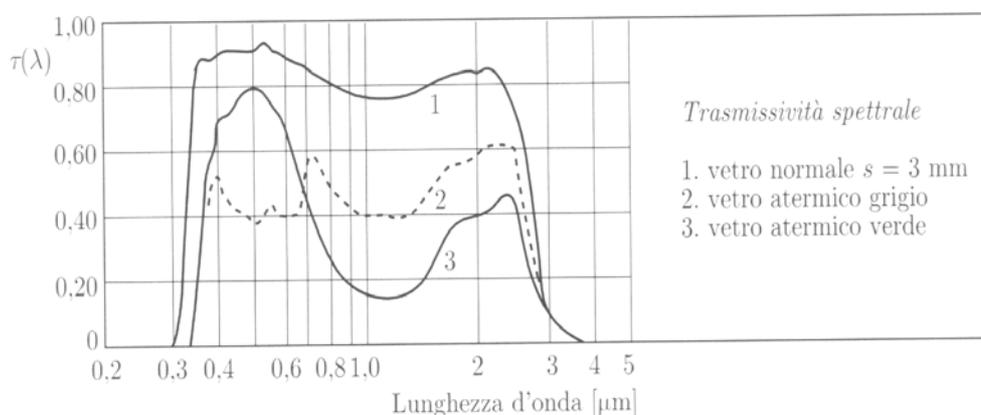
### Superficie vetrata ideale



Bassa trasmittanza termica  $K_v$ , opaca UV ed IR, trasparente nel visibile, estetica

Ai fini di una scelta, oltre alla trasmittanza termica  $K_v$ , risulta importante la proprietà di trasmettere la porzione visibile della radiazione solare, e cioè la luce, contenendo il più possibile la trasmissione della porzione infrarossa che costituisce, per l'ambiente confinato, solo carico termico. Si precisa che la *potenza complessiva della radiazione solare che giunge sulla superficie terrestre si ripartisce per circa il 50 % nel visibile mentre un altro 50 % interessa la porzione infrarossa.*

A titolo d'esempio, in figura, si paragona l'andamento del fattore di trasmissione  $\tau(\lambda)$  del vetro di riferimento con i fattori di trasmissione  $\tau(\lambda)$  di alcuni comuni vetri colorati. Si può osservare come la riduzione di  $\tau(\lambda)$  così ottenuta nella porzione infrarossa (utile !) si manifesti anche nella porzione visibile dello spettro (non desiderabile !).



Per caratterizzare con un parametro sintetico la prestazione offerta dalla vetrata si introduce la *costante d'efficienza luminosa*:

$$K_e = VT/SC$$

ove con  $VT$  si è indicato il relativo **fattore medio di trasmissione** della porzione visibile. Ad esempio, il valore di  $K_e = VT/SC = 1$  classifica il vetro semplice standard, mentre il valore limite  $K_e = 2$  caratterizzerebbe una *vetratura ideale perfettamente trasparente nel visibile e perfettamente riflettente nella rimanente parte dello spettro* (e cioè un vetro perfettamente selettivo con  $VT = 1$  ma con  $SC = 0.5$ ).

È utile fare un breve cenno delle principali tipologie disponibili sul mercato:

- *crystallo semplice*: lastra di crystallo ottenuta per colata di impasto siliceo su bagno metallico fuso in atmosfera controllata (Float Glass); incolore, trasparente e liscio; elevata trasmittanza termica  $K_v$ ; non in grado di ridurre la trasmissione della componente infrarossa solare  $K_e = 1$ .
- *crystallo atermico colorato*: ottenuto aggiungendo alla pasta vetrosa sostanze coloranti; elevata trasmittanza termica  $K_v$ ; prodotti recenti raggiungono valori  $K_e$  pari a circa **1.35**.
- *crystallo riflettente*: lastra di crystallo con faccia su cui si è realizzato un deposito di ossidi metallici (attraverso la pirolisi o per mezzo di polverizzazione catodica); utili quando l'esigenza di contenere i carichi trasmessi è prevalente. È tanto più efficace contro flussi di energia solare molto intensi, quanto più intensa è la sua capacità riflettente, a svantaggio tuttavia della luminosità degli ambienti, elevata trasmittanza termica  $K_v$ ; presentano valori modesti di  $K_e$  compresi tra **0.25** e **1**.
- *crystallo bassoemissivo*: lastra di crystallo che utilizza sottili strati di film metallici per ridurre l'emissività superficiale e quindi anche lo scambio termico per irraggiamento. Come nel caso precedente si assiste ad una significativa riduzione della luce naturale trasmessa all'interno. La trasmittanza termica  $K_v$  risulta minore dei casi precedenti; prodotti recenti raggiungono valori  $K_e$  compresi tra **1.4** e **1.7**.
- *vetrature a pannello isolante*: formato da due o più lastre di crystallo unite sul perimetro, in modo da creare tra loro un'intercapedine riempita con aria disidratata o con gas pesanti (noto anche con il nome di pannello vetrocamera). I cristalli costituenti il pannello possono essere entrambi trasparenti (temprati o meno) oppure uno di essi può essere stratificato, riflettente o bassoemissivo, in modo da determinare qualità specifiche. Le prestazioni di coibenza termica sono funzione dei tipi di lastre adottate e, in misura minore, dello spessore dell'intercapedine d'aria secca. Il contenimento più consistente della trasmittanza si ottiene utilizzando un

crystallo bassoemissivo sulla faccia interna ed un'intercapedine di 12 mm. In certi casi si riescono a realizzare trasmittanze termiche  $K_v < 1$  [W/m<sup>2</sup>°C]. I consueti serramenti domestici utilizzano frequentemente due cristalli di 4 mm di spessore inframmezzati da un'intercapedine di 6 mm. Le proprietà termoisolanti del pannello isolante dipendono in larga misura dal giunto che unisce le lastre. Nella stagione invernale, i cristalli isolanti permettono di ridurre le dispersioni termiche attraverso le superfici vetrate e di migliorare notevolmente l'isolamento termico dei serramenti.

- *crystallo a trasparenza variabile*: può essere dotato di proprietà ottiche variabili in funzione di un impulso esterno. Se l'impulso esterno è l'entità della luce solare si parla di *vetri fotocromici*, se, invece, le proprietà ottiche risentono dei valori di temperatura raggiunti si parla di *vetri termocromici*. Si può osservare che in questi due casi il controllo della trasparenza è di tipo passivo. L'odierna tecnologia ha iniziato anche a produrre superfici vetrate con un controllo di trasparenza attivo e cioè con proprietà ottiche variabili in funzione di campi elettrici applicati (*vetri elettrocromici*). Vetri di questo tipo, ancora allo stato sperimentale, richiedono tecnologie di notevole sofisticazione. Ad esempio, vetri elettrocromici possono essere realizzati, mediante deposito sul supporto trasparente, di due films conduttivi esterni con funzioni d'elettrodi e di strati interni, uno dei quali con opportune proprietà elettrocromiche modulabili in relazione al campo elettrico applicato. Questi cristalli a trasparenza variabile consentono di seguire le fluttuazioni giornaliere di flusso solare così da consentire un più adeguato controllo del flusso termico e della quantità di luce trasmesse.

### ESERCIZI ED ESEMPI

- 1) Per valutare i carichi termici estivi e dimensionare un impianto di condizionamento si deve disporre dell'andamento orario della temperatura esterna diurna di Genova il giorno 21 luglio. Per Genova si ha  $t_{\max} = 30$  [°C] e  $\Delta t_{\max} = 5$  [°C]. Tale andamento si valuta con l'espressione  $t_e = t_{\max} - F(\tau) \cdot \Delta t_{\max}$ . Si può costruire la seguente tabella partendo dai valori tabellati del fattore di distribuzione della temperatura.

Risulta:

Ora	F( $\tau$ )	F( $\tau$ ) · $\Delta t_{\max}$	$t_e = t_{\max} - F(\tau) \cdot \Delta t_{\max}$
1	0.87	4.35	25.65
2	0.92	4.60	25.4
3	0.96	4.80	25.2
4	0.99	4.95	25.05
5	1	5	25
6	0.98	4.90	25.10
7	0.93	4.65	25.35
8	0.84	4.20	25.80
9	0.71	3.55	26.45
10	0.56	2.80	27.2
11	0.39	1.95	28.05
12	0.23	1.15	28.85
13	0.11	0.55	29.45
14	0.03	0.15	29.85
15	0	0	30.00
16	0.03	0.15	29.85
17	0.10	0.50	29.50
18	0.21	1.05	28.95
19	0.34	1.70	28.30
20	0.47	2.35	27.65
21	0.58	2.90	27.1
22	0.68	3.40	26.6
23	0.60	3.00	27
24	0.82	4.10	25.90

2) Un locale rettangolare ( $h = 3.3$  [m]) ad un piano intermedio di un edificio sito in Genova, è esposto a **Est** sul lato  $a = 9$  [m]. La parete perimetrale opaca presenta una finestra ( $S_v = 3$  m<sup>2</sup>) munita di vetro termoassorbente (6 mm) ( $SC = 0.69$ ). Si suppone che le caratteristiche geometriche, termofisiche ed il colore esterno della parete siano coerenti con le  $\Delta t_{eq}$  (differenze di temperatura equivalente) riportata in precedenza per la massa specifica di **500** [kg/m<sup>2</sup>].

La trasmittanza della parete opaca è  $K=1.5$  [W/m<sup>2</sup>K]; la trasmittanza della superficie vetrata  $K_v = 5.6$  [W/m<sup>2</sup>K]. Nell'ipotesi che la temperatura interna sia  $t_a = 26$  [°C] si valutino i **valori orari** del carico sensibile trasmesso il 21 luglio e l'ora in cui questo assume il massimo valore.

Il carico termico per trasmissione termica a causa di differenze di temperatura è esprimibile con:

$$\varphi_p = K S \Delta t_{eq} + K_v S_v (t_e - t_a)$$

Il carico termico diretto attraverso la superficie vetrata è:

$$\varphi_{vt} = S_v \cdot SC \cdot \varphi'_{vto}$$

Il carico complessivo trasmesso dall'esterno è:

$$\varphi_p + \varphi_{vt} = K S \Delta t_{eq} + K_v S_v (t_e - t_a) + S_v \cdot SC \cdot \varphi'_{vto}$$

Si costruisce la seguente tabella di valori orari:

Ora	$\Delta t_{eq}$	$K S \Delta t_{eq}$	$t_e$	$(t_e - t_a)$	$K_v S_v (t_e - t_a)$	$\cdot \varphi'_{vto}$	$\varphi_{vt} = S_v \cdot SC \cdot \varphi'_{vto}$	$\varphi_p + \varphi_{vt}$
6	2.5	101	25.10	-0.9	-15	369	764	850
7	2.5	101	25.35	-0.65	-11	593	1227	1317
8	3.0	122	25.80	-0.20	-3.4	650	1345	1463
9	4.2	170	26.45	0.45	7.5	604	1250	1412
10	7.4	300	27.2	1.2	20	481	995	1275
11	10.8	437	28.05	2.05	34	295	611	1014
12	13.1	530	28.85	2.85	48	164	339	821
13	13.6	550	29.45	3.45	58	159	329	821
14	13.1	530	29.85	3.85	65	150	310	775
15	10.8	436	30.00	4.0	67	133	275	644
16	9.7	391	29.85	3.85	65	111	230	556

Come si può osservare il carico trasmesso attraverso l'involucro del locale risulta massimo alle ore 8 del mattino.