



UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI UDINE  
DIPARTIMENTO DI ENERGETICA E MACCHINE

Incarico di consulenza e terzi per la valutazione della  
resa termica dei pannelli radianti a parete  
03 aprile 2002

Responsabile Scientifico Prof. Ing. Onorio SARO.

# **RELAZIONE TECNICA CONCLUSIVA**

Udine, 14 giugno 2002

IL RESPONSABILE SCIENTIFICO  
Prof. Ing. Onorio SARO



IL DIRETTORE DEL DIPARTIMENTO  
Prof. Ing. Carlo NONINO

## RELAZIONE TECNICA SULLA RESA TERMICA DELLE PARETI RADIANTI FOSAM EPTA STEEL

### INTRODUZIONE

In questa relazione vengono presentati gli studi svolti sui pannelli a parete in lastra metallica nel loro utilizzo come terminali d'impianto di riscaldamento e di raffrescamento.

In generale, i pannelli radianti sono dei terminali d'impianto, costituiti essenzialmente da un tubo disposto a serpentina inserito in alcune delle strutture delimitanti l'ambiente da servire. Essi trasferiscono calore dal fluido che scorre nella serpentina (fluido vettore), proveniente da un generatore, all'ambiente nel quale si desiderano mantenere opportune condizioni interne confortevoli per lo svolgimento delle attività umane e dipendenti dalla destinazione d'uso del locale. Il trasferimento di energia termica si realizza coinvolgendo i meccanismi di conduzione termica, convezione e irraggiamento; scambi convettivi si hanno tra il fluido vettore e la parete interna dei tubi, l'energia termica attraversa gli strati che costituiscono il tubo e le strutture che separano il fluido vettore dall'aria ambiente essenzialmente per conduzione termica, infine si ha scambio termico sia per convezione naturale con l'aria del locale in cui sono inseriti sia per irraggiamento con tutti gli oggetti (persone e cose) nel locale e con le pareti dello stesso. Grazie all'impiego di pannelli di questo tipo, è possibile controllare il benessere negli ambienti agendo contemporaneamente su questi ultimi due meccanismi di scambio termico. A differenza dei terminali classici a "radiatore" o dei ventilconvettori, con questa tipologia di terminali di impianto lo scambio termico per irraggiamento è maggiore dello scambio termico convettivo.

Analogamente agli impianti con ventilconvettori, gli impianti di riscaldamento a pannelli radianti possono essere alimentati con acqua a temperatura relativamente bassa, con la possibilità di impiegare generatori di calore ad altissimo rendimento come le caldaie a condensazione o in climi miti le pompe di calore. A differenza dei ventilconvettori, i pannelli non presentano ventilatori per movimentare l'aria e quindi sono caratterizzati da una minor spesa di potenza elettrica e da una rumorosità inferiore, oltre che da campi di moto più moderati che trasportano una quantità inferiore di polvere. Inoltre, i pannelli radianti collocati a parete non danno luogo a stratificazione dell'aria sia quando sono utilizzati per il riscaldamento che quando vengono utilizzati per il raffrescamento.

Il controllo delle condizioni di benessere con sistemi ad elevata componente radiante presenta una serie di vantaggi legati soprattutto alla modalità di scambio termico tra persone e ambiente; ad esempio assenza di correnti d'aria, temperature dell'aria interna più prossime alla temperatura dell'aria esterna, minori differenze di temperatura tra aria e superfici dei locali, ecc. Inoltre, si ha il vantaggio impiantistico di poter utilizzare lo stesso sistema per la climatizzazione invernale ed estiva.

Nelle realizzazioni di tipo tradizionale, con pannelli inseriti nelle strutture edilizie in laterizio e/o calcestruzzo, questi vantaggi sono di solito accompagnati da una serie di svantaggi impiantistici che solo parzialmente sono limitati dalle soluzioni adottate nel corso degli anni. Le notevoli inerzie termiche manifestate dai pannelli tradizionali, comunque collocati a pavimento a parete o a soffitto, costituiscono uno svantaggio che accompagna questi impianti e che diventa di difficile gestione man mano che da località con climi rigidi ci si sposta verso climi

più temperati nei quali gli impianti funzionano con frequenti intermittenze o nella climatizzazione estiva caratterizzata sempre da una intermittenza di funzionamento almeno giornaliera; una parziale soluzione consiste nell'adozione di sofisticate e costose centraline di controllo. A questo si affianca la necessità di realizzazioni particolarmente accurate per ridurre il problema della manutenzione soprattutto nel caso di perdite di fluido dalle tubazioni. Infine, la rigidità di posizionamento dei pannelli intimamente legati alla posizione delle pareti pesanti condiziona la flessibilità della destinazione d'uso dei locali che è una caratteristica particolarmente importante soprattutto negli edifici commerciali o destinati ad uffici.

I pannelli a superficie metallica con serpentina addossata direttamente alla lamiera pur mantenendo i vantaggi dei pannelli tradizionali sono esenti dagli svantaggi precedentemente illustrati. Infatti, sono caratterizzati da una ridotta inerzia termica grazie al limitato contenuto d'acqua ed alla loro struttura leggera e quindi si adeguano rapidamente alle variazioni del carico ed alle intermittenze di funzionamento; inoltre, sono facilmente accessibili per eventuali manutenzioni e la loro collocazione in pareti mobili favorisce la flessibilità d'uso dei locali in cui sono utilizzati.

Per quanto riguarda il loro comportamento termico la presente relazione mette in luce l'elevata resa termica soprattutto nell'impiego in riscaldamento, d'altro canto, la limitazione nel raffrescamento estivo della temperatura superficiale al fine di evitare la condensa è comune agli altri impianti a pannelli radianti, ma meno restrittiva rispetto al caso di pannelli a pavimento in quanto la presenza di liquido sul pavimento costituisce un pericolo per le persone che possono scivolare. Inoltre, mentre per i pannelli con condotti annegati nell'intonaco o nel massetto l'eventuale condensa superficiale favorisce la condensa interstiziale e può danneggiare il supporto sia direttamente sia mediante la formazione di muffe, per i pannelli con superficie metallica, trattata per resistere alla corrosione, è anche tollerabile la presenza temporanea di condensa, almeno fino alla formazione di gocciolamenti.

Ai fini della valutazione delle prestazioni del sistema si è proceduto ad una analisi dello scambio termico tra parete e aria ambiente mediante le correlazioni disponibili in letteratura per situazioni analoghe; inoltre, si è indagata la distribuzione delle temperature sulle lastre metalliche sia mediante una indagine termografica dei prototipi forniti dalla Fosam S.p.A. sia mediante uno studio analitico. Sono state stimate le perdite di carico nelle serpentine in funzione delle portate di fluido necessarie alla fornitura della potenza termica scambiata tra lastre metalliche e aria ambiente.

Nel seguito, dopo una prima parte in cui vengono forniti i riferimenti teorici del lavoro, si presentano i risultati ottenuti in termini di flussi termici scambiati tra i pannelli e l'aria ambiente, per diverse configurazioni della serpentina del fluido, per il funzionamento in riscaldamento ed in raffrescamento; in quest'ultimo caso vengono messi in evidenza, in funzione della umidità dell'aria, i limiti inferiori che la temperatura superficiale non deve oltrepassare per evitare la condensa del vapore presente nell'aria ambiente. Nella parte successiva sono fornite le stime delle perdite di carico che presenta il fluido in moto nelle serpentine, in funzione delle configurazioni adottate e delle proprietà del fluido. Infine, vengono presentate le analisi termografiche condotte sui prototipi forniti dalla ditta Fosam S.p.A. e consistenti in due sistemi separati per la realizzazione di una parete calda e di una parete fredda.

## Simbologia

$a$	diffusività termica
$A$	area della sezione dell'aletta
$C$	perimetro del contorno dell'aletta
$c$	calore specifico
$D$	diametro interno dei tubi
$F_a$	fattore d'attrito
$g$	accelerazione di gravità
$G$	portata massima di fluido
$Gr$	numero di Grashof
$H$	altezza della parte riscaldata della lastra
$k$	rugosità interna del tubo
$l$	lunghezza della serpentina
$L$	lunghezza dell'aletta (semipasso tra i tubi)
$m$	parametro caratteristico dell'aletta
$Nu$	numero di Nusselt
$Pr$	numero di Prandtl
$q$	flusso termico per unità di superficie
$r$	perdita di carico per unità di lunghezza di tubo
$R$	resistenza termica
$Ra$	numero di Rayleigh
$Re$	numero di Reynolds
$S$	distanza tra superfici piane, spessore dello strato
$t$	temperatura
$T$	temperatura assoluta
$u$	velocità media del fluido nel tubo
$x$	coordinata corrente
$z$	perdita di carico concentrata
$\Delta$	differenza ( $\Delta T$ differenza di temperatura)
$\alpha$	coefficiente di scambio convettivo
$\beta$	coefficiente di dilatazione cubica
$\delta$	semispessore della lamiera
$\varepsilon$	emissività della superficie
$\lambda$	conduttività termica
$\mu$	viscosità dinamica
$\nu$	viscosità cinematica
$\rho$	massa volumica (densità)
$\sigma$	costante di Stefan-Boltzmann
$\xi$	coefficiente di perdita

### Pedici

$1, 2$	relativo alla superficie 1 oppure 2
$a$	relativo all'aria, relativo all'attrito
$H$	riferito all'altezza complessiva
$l$	riferito a regime di moto laminare, riferito a calcoli logaritmici
$p$	riferito al pannello
$r$	riferito alla radice dell'aletta, proprietà riferite alla resina
$s$	superficiale
$t$	riferito a regime di moto turbolento
$tot$	Totale
$w$	relativo all'acqua (water)
$x$	riferito alla posizione locale

Tranne dove esplicitamente indicato si fa riferimento al Sistema internazionale di unità di misura.

## 1. VALUTAZIONE DELLA RESA TERMICA DEI PANNELLI RADIANTI A PARETE

Come è noto, lo scambio termico è l'interazione che si manifesta tra oggetti diversi o parti di oggetti a causa di differenze di temperatura; tale interazione si può manifestare secondo tre meccanismi distinti (conduzione, convezione ed irraggiamento) che verranno brevemente analizzati con riferimento al caso di un ambiente con una parete a temperatura diversa dall'aria ambiente (pannello a parete). Tutti i meccanismi di scambio termico si devono prendere in considerazione ai fini del calcolo della resa dei pannelli radianti, siano essi a pavimento, a soffitto o a parete, infatti c'è convezione tra il fluido interno ai tubi e la superficie interna dei tubi, c'è conduzione nel materiale che separa il fluido nei tubi dall'aria ambiente, c'è convezione tra la superficie del pannello e l'aria ambiente ed infine c'è irraggiamento tra la superficie del pannello e le superfici degli oggetti presenti nel locale comprese le altre superfici delimitanti il locale.

### 1.1. Scambio termico per conduzione

Nel caso di serpentina collegata alla lamiera in acciaio il flusso termico si trasmette alla lamiera per conduzione nello strato metallico del tubo, per contatto tra tubo e lamiera e per conduzione attraverso la resina di incollaggio, pure per conduzione il flusso termico si trasmette nella lamiera. Con l'obiettivo di valutare il comportamento dei pannelli metallici a parete in condizioni di resa termica massima questi scambi termici sono considerati costanti nel tempo. Così, nell'ipotesi di proprietà dei materiali indipendenti dalla temperatura e di assenza di fenomeni di generazione interna di calore, il fenomeno della conduzione termica può essere descritto analiticamente ed è possibile ricavare la distribuzione della temperatura.

Nota la distribuzione di temperatura, il flusso termico  $dq$  trasmesso attraverso una generica superficie infinitesima  $dA$ , è ottenibile dalla legge di Fourier:

$$dq = -\lambda \cdot dA \cdot \frac{\partial t}{\partial n} \quad (1)$$

dove  $n$  indica la direzione ortogonale a  $dA$ .

Nel caso di due superfici isoterme, parallele e di dimensioni molto maggiori della distanza reciproca  $s$  il flusso termico ha direzione ortogonale alle superfici e può essere espresso, trascurando gli effetti di bordo, come segue:

$$q = \frac{\lambda \cdot A}{s} (t_1 - t_2) = \frac{t_1 - t_2}{R_{12}} \quad (2)$$

A parità di flusso termico trasmesso, la differenza di temperatura deve essere maggiore per resistenze termiche più elevate.

### 1.2. Scambio termico per convezione

Lo scambio termico per convezione si realizza quando il trasporto di energia termica è associato al moto di un fluido. Il flusso termico scambiato tra una superficie solida ed un fluido in presenza di convezione viene sinteticamente espresso dalla relazione introdotta da Newton, come segue:

$$q = \alpha \cdot A(t_s - t_f) = \frac{t_s - t_f}{R_s} \quad (3)$$

dove:

- $\alpha$  rappresenta il coefficiente di scambio convettivo;
- $t_s$  è la temperatura della superficie;
- $t_f$  è la temperatura del fluido lontano dalla superficie solida.

L'importanza del meccanismo convettivo è rappresentata dal valore che assume il parametro adimensionale "numero di Nusselt" definito come:

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (4)$$

Il numero di Nusselt rappresenta il rapporto tra l'entità dello scambio convettivo tra superficie solida e fluido e di quello conduttivo nel fluido a contatto con la parete solida. A seconda che il moto del fluido sia dovuto al campo termico oppure ad un sistema esterno (pompa o ventilatore) si parla rispettivamente di convezione naturale o forzata. Nel nostro caso, all'interno dei tubi si realizza la convezione forzata mentre nell'ambiente si ha convezione naturale.

### 1.2.1 Convezione forzata:

Nel caso in cui il fluido è mantenuto in movimento da un sistema indipendente dal campo termico si parla di convezione forzata. La temperatura superficiale del pannello dipende dalla temperatura dell'acqua che scorre nel tubo. Lo scambio termico tra l'acqua e la superficie interna del tubo avviene per convezione forzata in quanto, il moto del fluido è garantito da un sistema esterno, la pompa, indipendente dal campo termico. Tale meccanismo di scambio termico dipende dal regime di moto e dalle proprietà del fluido che scorre internamente al tubo. Il fluido si può muovere per "lamine" ordinate o con presenza di vortici caotici e si parla rispettivamente di regime di moto laminare o turbolento. Il regime di moto è rappresentato dal parametro adimensionale "numero di Reynolds" mentre le proprietà del fluido sono rappresentate dal "numero di Prandtl". Il numero di Reynolds assume il significato fisico di rapporto tra forze di inerzia e forze viscosi ed è definito come:

$$\text{Re} = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad (5)$$

Il numero di Prandtl è dato dal rapporto tra la viscosità cinematica e la diffusività termica. Esso indica la capacità del fluido di trasferire quantità di moto piuttosto che calore:

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} \quad (6)$$

Nel caso della convezione forzata all'interno di tubi si può assumere:

$$\text{Nu} = 0,023 \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,33} \quad (7)$$

Pertanto il coefficiente di scambio termico convettivo interno  $\alpha_i$ , tra fluido vettore e tubo, risulta:

$$\alpha_i = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{D} \quad (8)$$

### 1.2.2 Convezione naturale:

Nel caso in cui il moto del fluido è determinato dalle differenze di densità indotte dalle differenze di temperatura si parla di convezione naturale o libera. Questo meccanismo riveste notevole importanza negli scambi termici che si realizzano negli edifici ed in particolare in presenza di superfici a temperatura diversa da quella dell'aria interna dei locali, come nel caso di pannelli "radianti".

Nel seguito l'analisi dello scambio termico per convezione naturale tra superficie del pannello e aria ambiente è stata fatta assumendo le seguenti ipotesi:

- temperatura del pannello uniforme sulla superficie e costante nel tempo;
- temperatura costante dell'aria (trascurando i transitori iniziali);
- temperatura dell'aria uniforme nell'ambiente.

La situazione termica che dobbiamo studiare è la convezione naturale su una lastra piana verticale isoterma; nella convezione naturale il movimento del fluido è causato dalle differenze di densità tra masse di fluido a temperatura diversa che si trovano alla stessa quota idrostatica; ciò da origine a spinte di galleggiamento che determinano il moto dell'aria in prossimità alla parete, dove sono maggiori i gradienti termici. L'aria in prossimità di una parete risente della temperatura della superficie solida, scambiando calore modifica la propria temperatura e la propria densità con la conseguenza nascita di forze che mettono e mantengono in moto il fluido in opposizione alle forze viscosive.

Nella convezione naturale il campo termico e il campo di moto si possono esprimere come funzioni di particolari gruppi adimensionali: il numero di Grashof ed il numero di Prandtl.

Il numero di Grashof è pari al quadrato del numero di Reynolds riferito alla velocità equivalente di galleggiamento ed è un indice dell'importanza delle forze di galleggiamento rispetto alle forze viscosive:

$$\text{Gr} = \frac{g \cdot \beta \cdot (t_s - t_a) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (9)$$

Il numero di Rayleigh è semplicemente il prodotto del numero di Grashof per il numero di Prandtl

$$\text{Ra} = \text{Gr} \cdot \text{Pr} \quad (10)$$

Sperimentalmente si osserva che per numeri di Rayleigh sufficientemente alti si instaura un regime di moto turbolento; in particolare possiamo dire che:

per  $\text{Ra} < 10^8$  regime laminare

per  $10^8 < \text{Ra} < 10^{10}$  transizione

per  $Ra > 10^{10}$  regime turbolento

Il regime di moto ha una notevole influenza sullo scambio termico e quindi le correlazioni per il calcolo del numero di Nusselt sono diverse per la convezione naturale laminare e per quella turbolenta.

Le correlazioni usate per il calcolo del coefficiente di convezione locale  $\alpha_x$  sono:

$$\alpha_l = 0,51 \cdot \left(1 + \frac{20}{21 \cdot Pr}\right)^{-1/4} \cdot Pr^{1/4} \cdot \left(\frac{g \cdot \beta \cdot (T_p - T_a) \cdot x^3}{\nu^2}\right)^{1/4} \cdot \frac{\lambda}{x} \quad \text{in regime laminare}$$

$$\alpha_t = 0,02979 \cdot \lambda \cdot Pr^{1/15} \cdot \left\{ \frac{\left[ \frac{g \cdot \beta \cdot (T_p - T_a) \cdot Pr}{\nu^2} \right]^{2/5}}{\left(1 + 0,494 \cdot Pr^{2/3}\right)^{2/5}} \right\} \cdot x^{1/5} \quad \text{in regime turbolento}$$

L'altezza in corrispondenza della quale si ha il passaggio da regime laminare a turbolento si calcola supponendo che ciò avvenga per  $Ra = 10^9$ . Si calcola di conseguenza il valore

della distanza critica a partire dal bordo d'attacco dello strato limite:

$$\frac{g \cdot \beta \cdot (t_s - t_a) \cdot x^3}{\nu^2} = 10^9$$

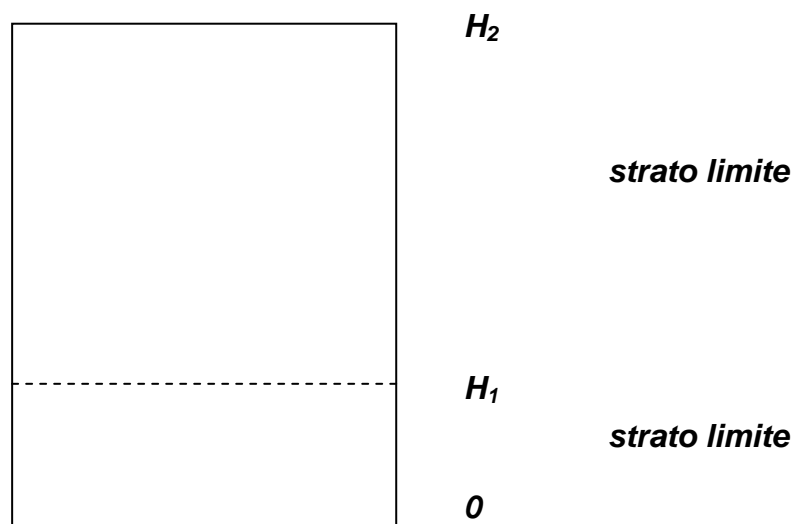


Fig. 1 Schematizzazione della parete come suddivisa in zona a regime di moto laminare ( $0 < H < H_1$ ) e zona a regime di moto turbolento ( $H > H_1$ ).



Per le proprietà termofisiche dell'aria, si sono utilizzati i seguenti valori valutati ad una temperatura media di film  $(t_s+t_a)/2$ :

$\lambda$	(conduttività termica)	= 0,02615 W/mK
$\rho$	(densità)	= 1,172 kg/m <sup>3</sup>
$\nu$	(viscosità cinematica)	= 1,57*10 <sup>-5</sup> m <sup>2</sup> /s
$\mu$	(viscosità dinamica)	= 1,84*10 <sup>-5</sup> kg/(m*s)

Dati i valori locali del coefficiente di convezione è possibile calcolare i valori medi sulla superficie considerata:

$$\bar{\alpha}_l = \frac{1}{H_1} \int_0^{H_1} \alpha_x dx \quad \text{per la parte laminare}$$

$$\bar{\alpha}_t = \frac{1}{(H_2 - H_1)} \int_{H_1}^{H_2} \alpha_x dx \quad \text{per la parte turbolenta}$$

E' immediato a questo punto il calcolo dei numeri di Nusselt medi a partire dai coefficienti di convezione medi:

$$Nu_l = \frac{\bar{\alpha}_l \cdot H_1}{\lambda}$$

$$Nu_t = \frac{\bar{\alpha}_t \cdot (H_2 - H_1)}{\lambda}$$

Il flusso termico medio specifico scambiato per convezione risulterà essere pari ad una media pesata di due contributi:

$$q = \frac{q_l \cdot H_1 + q_t \cdot (H_2 - H_1)}{H_2}$$

dove:

$$q_l = \bar{\alpha}_l \cdot \Delta T$$

$$q_t = \bar{\alpha}_t \cdot \Delta T$$

### 1.3. Scambio termico per radiazione

Per applicazioni di tipo termotecnico l'aria negli ambienti viene considerata perfettamente trasparente alle radiazioni di qualsiasi lunghezza d'onda. Pertanto,

gli scambi termici per irraggiamento avvengono tra le superfici dei locali, le persone e gli oggetti presenti. L'intensità dei flussi termici scambiati sono fortemente dipendenti dalle temperature delle superfici e dalle finiture superficiali che sono caratterizzate dalla "emissività". Negli scambi termici negli edifici, per valutare in forma semplificata il contributo dovuto all'irraggiamento tra una superficie ed un ambiente è consuetudine considerare le altre superfici dell'ambiente ad una temperatura uniforme pari a quella media radiante, in particolare, per una valutazione del massimo flusso che un terminale d'impianto può fornire, la temperatura delle pareti della stanza è assunta pari a quella dell'aria e la loro emissività è considerata unitaria, oppure, in modo equivalente, l'ambiente viene considerato di grandi dimensioni rispetto alla superficie di riferimento. Pertanto, la relazione utilizzata per valutare il flusso termico per unità di superficie  $q''$ , scambiato per radiazione è la seguente:

$$q'' = \sigma \varepsilon (T_p^4 - T_s^4) \quad (11)$$

dove:

- $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K}^4)$  è la costante di Stefan-Boltzmann;
- $\varepsilon$  è l'emissività della superficie del pannello;
- $T_p$  è la temperatura assoluta della superficie del pannello
- $T_s$  è la temperatura assoluta delle superfici del locale

L'emissività della superficie del pannello, per le temperature di funzionamento considerate, non dipende dal colore della superficie ed in mancanza di dati specifici, si è scelto un valore comune per superfici verniciate  $\varepsilon = 0,9$ .

#### **1.4. Funzionamento in riscaldamento**

Nel caso di pannelli disposti su superfici verticali, per quanto riguarda la temperatura superficiale del pannello questa non è soggetta alle limitazioni che si devono rispettare nel caso di pannelli a pavimento in zona calpestabile. Come riferimento si può assumere il valore limite di 35°C ammesso dalla normativa sulla superficie dei pannelli a pavimento per la zona non calpestabile, anche se superfici metalliche poste verticalmente potrebbero essere assimilate a terminali tipo "radiatori" e pertanto essere soggette a limiti molto meno restrittivi di quelli dei pannelli a pavimento.

Per l'aria si è assunta una temperatura pari a quella prevista dalla Legge (D.P.R. 412/93) per edifici residenziali (abitazioni e uffici), ossia  $t = 20^\circ\text{C}$  con uno scarto positivo ammesso di 2°C. In realtà, il parametro che meglio rappresenta la condizione di benessere termico risulta essere la temperatura operante o operativa dell'ambiente, comunque, nel caso di terminali del tipo a pannello, grazie all'elevato contributo radiante, si raggiungono livelli di benessere pari a quelli di altri tipi di impianto già con temperature dell'aria dell'ordine di 18°C con conseguente riduzione delle dispersioni termiche dagli ambienti riscaldati verso l'esterno, in particolare quelle legate ai ricambi d'aria che rappresentano una quota tanto più significativa quanto più gli edifici sono termicamente isolati. Nel funzionamento in riscaldamento, il pannello a parete scalda l'aria che lo lambisce, questa diminuisce di densità e si muove verso l'alto. Il campo di moto che si realizza in tale situazione ha le tipiche caratteristiche dello strato limite su lastra piana con una parte iniziale (inferiore) in regime laminare. Dal basso verso l'alto il regime di moto evolve da laminare a turbolento; a parità delle altre condizioni, la

zona in moto laminare resta invariata e quindi maggiore è l'altezza della superficie calda e maggiore è la parte in regime turbolento che è caratterizzata da uno scambio termico convettivo più intenso.

Nei grafici che seguono sono riportati gli andamenti delle potenze per unità di superficie, rese dai pannelli verticali di diverse dimensioni e calcolate nelle ipotesi riportate precedentemente.

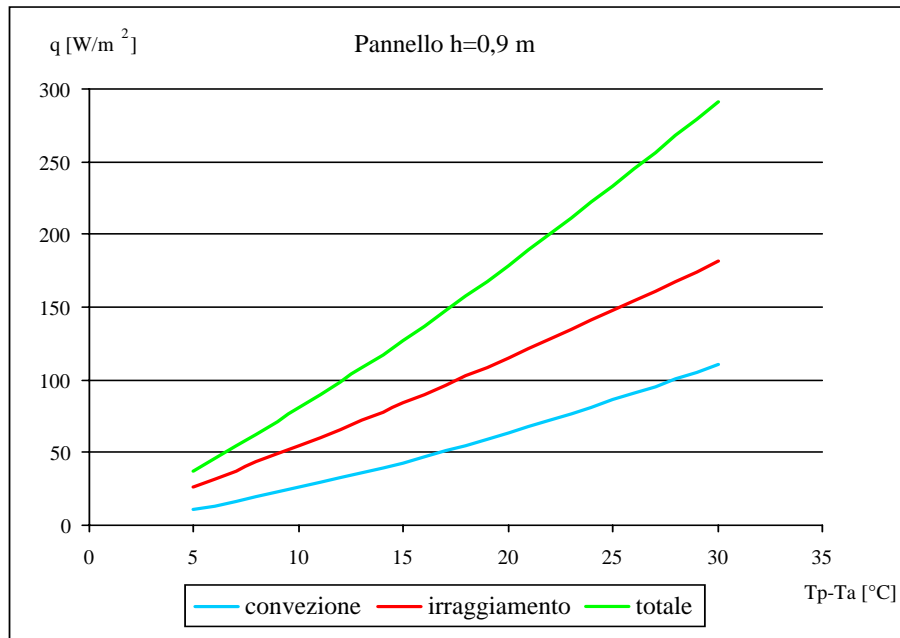


Fig. 2: Potenza resa in riscaldamento, per unità di superficie, da un pannello di altezza utile pari a 0,9 m, in funzione della differenza di temperatura tra il pannello e l'ambiente, calcolata nell'ipotesi di temperatura superficiale uniforme, temperatura dell'aria e delle altre pareti uniforme pari a  $T_a = 20^\circ\text{C}$ .

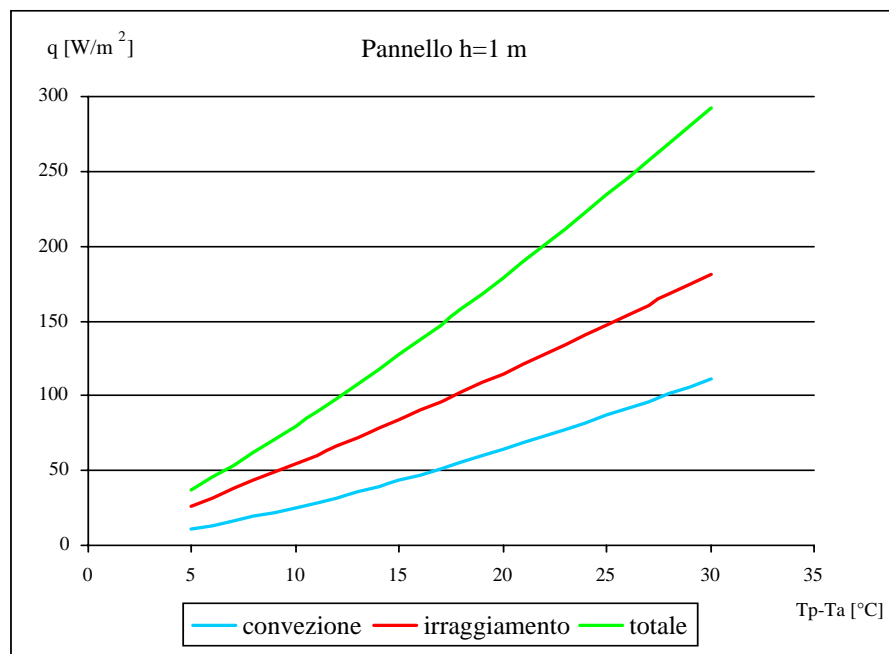


Fig. 3: Potenza resa in riscaldamento, per unità di superficie, da un pannello verticale di altezza utile pari a 1,0 m, in funzione della differenza di temperatura tra il pannello e l'ambiente, calcolata nell'ipotesi di temperatura superficiale uniforme, temperatura dell'aria e delle altre pareti uniforme pari a  $T_a = 20^\circ\text{C}$ .

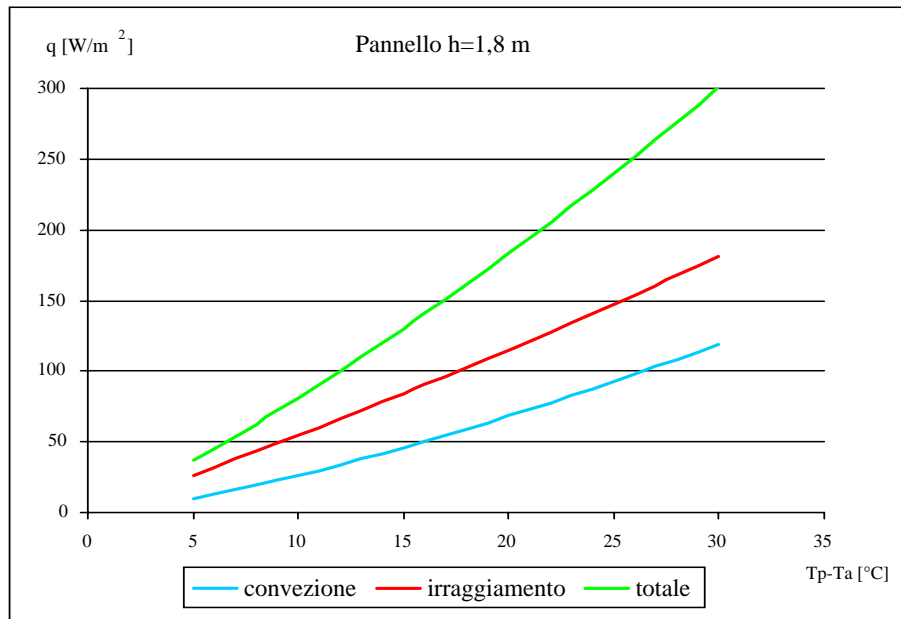


Fig. 4: Potenza resa in riscaldamento, per unità di superficie, da un pannello di altezza utile pari a 1,8m, in funzione della differenza di temperatura tra il pannello e l'ambiente, calcolata nell'ipotesi di temperatura superficiale uniforme, temperatura dell'aria e delle altre pareti uniforme pari a  $T_a = 20^\circ\text{C}$ .

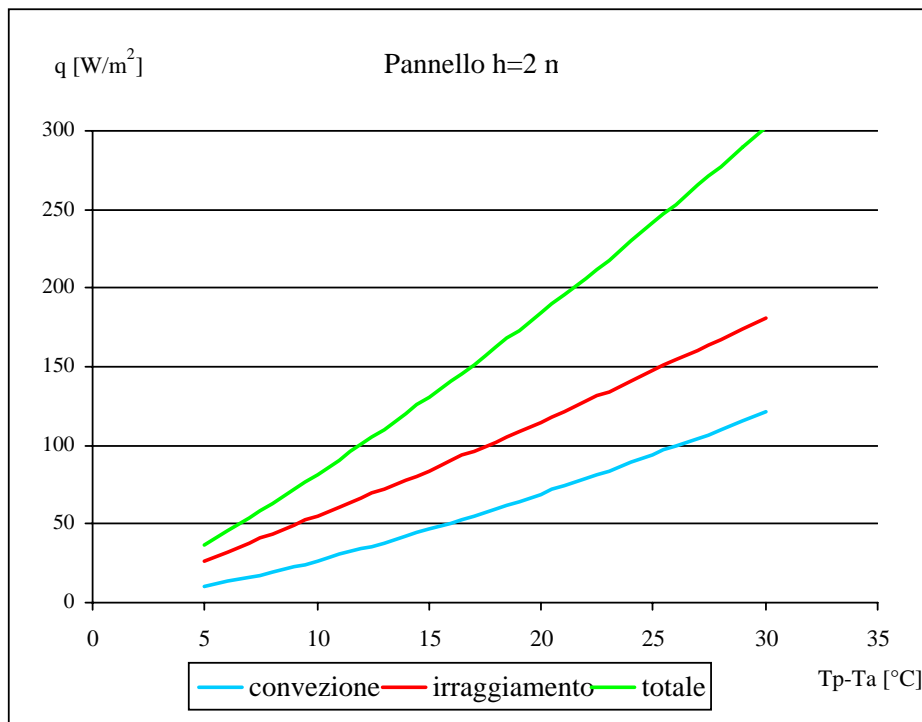


Fig. 5: Potenza resa in riscaldamento, per unità di superficie, da un pannello di altezza utile pari a 2,0m, in funzione della differenza di temperatura tra il pannello e l'ambiente, calcolata nell'ipotesi di temperatura superficiale uniforme, temperatura dell'aria e delle altre pareti uniforme pari a  $T_a = 20^\circ\text{C}$ .

### 1.5. Funzionamento in raffrescamento

Per quanto riguarda gli scambi termici, il funzionamento nel raffrescamento degli ambienti, è analogo a quello nel riscaldamento, tenuto conto delle inversioni delle differenze di temperatura e del senso del moto dell'aria. Va sottolineato che la presenza dell'umidità nell'aria limita inferiormente la temperatura raggiungibile dalla superficie raffrescante. Per evitare la condensa del vapore d'acqua sulle superfici, queste non devono scendere al di sotto della temperatura di rugiada dell'aria ambiente che dipende solamente dal contenuto di vapore d'acqua nell'aria in termini di rapporto di massa e non dalla temperatura dell'aria.

Nella figura seguente viene riportato l'andamento della temperatura di saturazione (di rugiada) del vapore d'acqua in funzione della pressione del vapore.

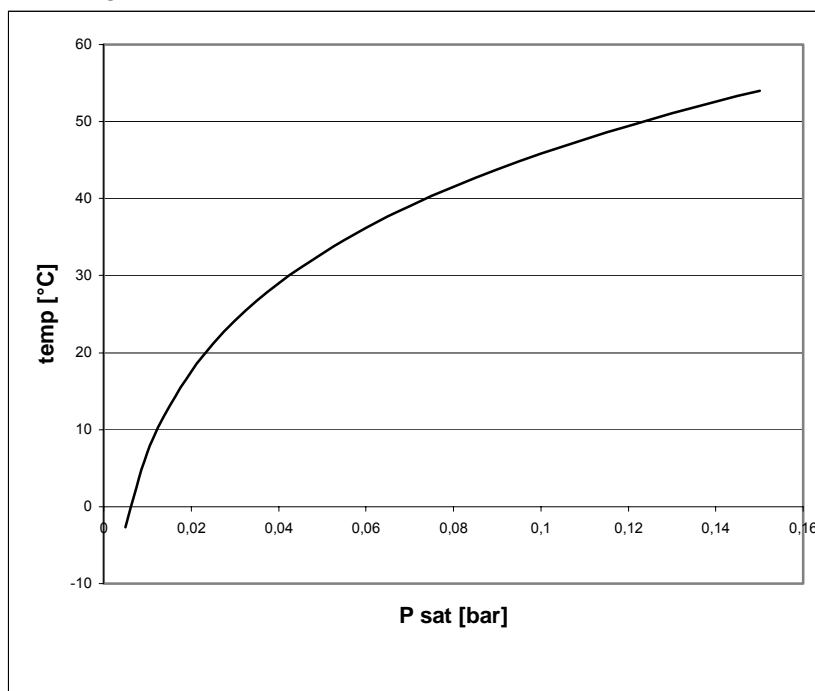


Fig. 6: Andamento della temperatura di rugiada del vapore d'acqua in funzione della pressione del vapore.

L'umidità relativa dell'aria, ad una certa temperatura, coincide col rapporto tra la pressione del vapore nell'aria e la pressione di saturazione alla stessa temperatura. Qualora in un ambiente si abbia una superficie ad una temperatura pari o inferiore alla temperatura di rugiada corrispondente alla pressione del vapore nell'aria dell'ambiente su quella superficie si avrà condensa in quanto l'aria a contatto con la superficie fredda raggiungerà la temperatura della superficie e pertanto diverrà satura.

Nel caso di utilizzo del pannello a parete come superficie fredda si deve evitare la formazione della condensa superficiale e pertanto si deve controllare la temperatura o l'umidità dell'aria.

Nei grafici seguenti sono riportati gli andamenti delle potenze rese per unità di superficie dai pannelli in funzione della differenza di temperatura tra ambiente, a 26°C, e superficie fredda.

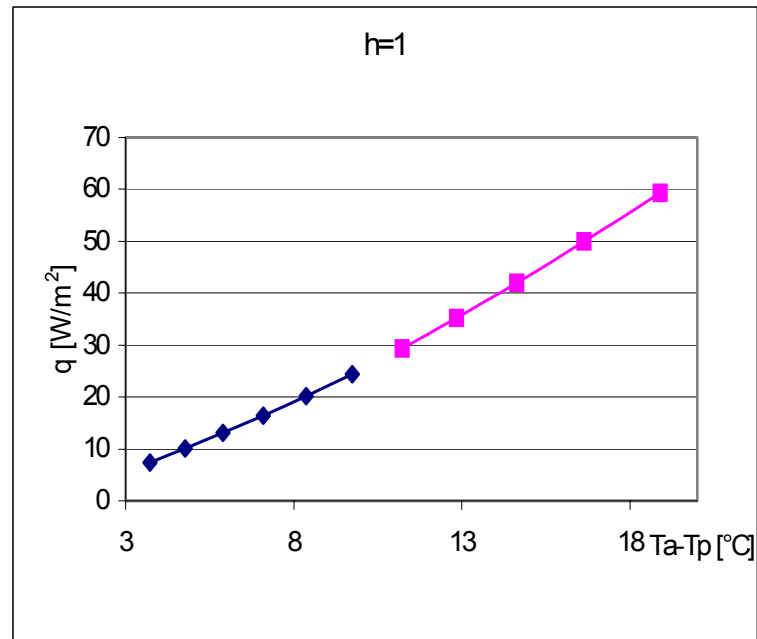


Fig. 7: Potenza resa per convezione, in raffreddamento, per unità di superficie, da un pannello di altezza utile pari a 1,0m, in funzione della differenza di temperatura tra il pannello e l'ambiente, calcolata nell'ipotesi di temperatura superficiale uniforme, temperatura dell'aria e delle altre pareti uniforme pari a  $T_a = 26^\circ\text{C}$ .

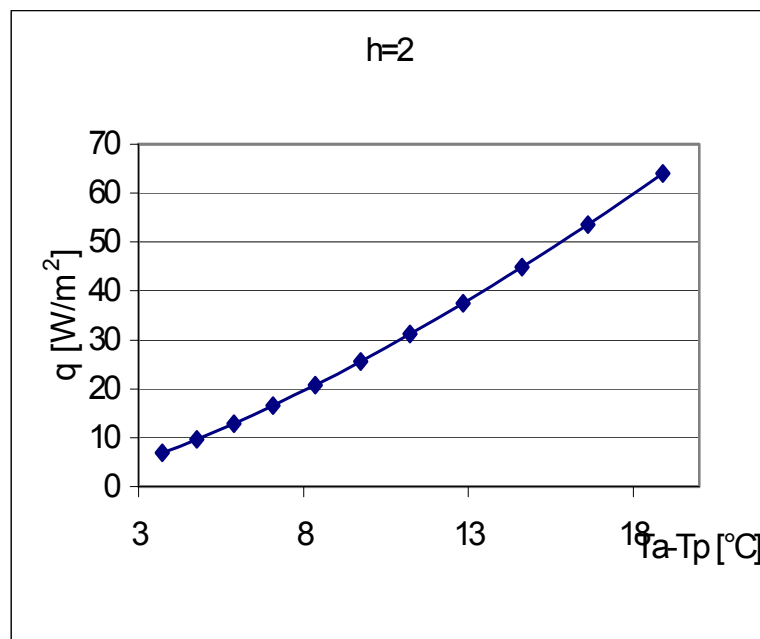


Fig. 8: Potenza resa per convezione, in raffreddamento, per unità di superficie, da un pannello di altezza utile pari a 2,0m, in funzione della differenza di temperatura tra il pannello e l'ambiente, calcolata nell'ipotesi di temperatura superficiale uniforme, temperatura dell'aria e delle altre pareti uniforme pari a  $T_a = 26^\circ\text{C}$ .

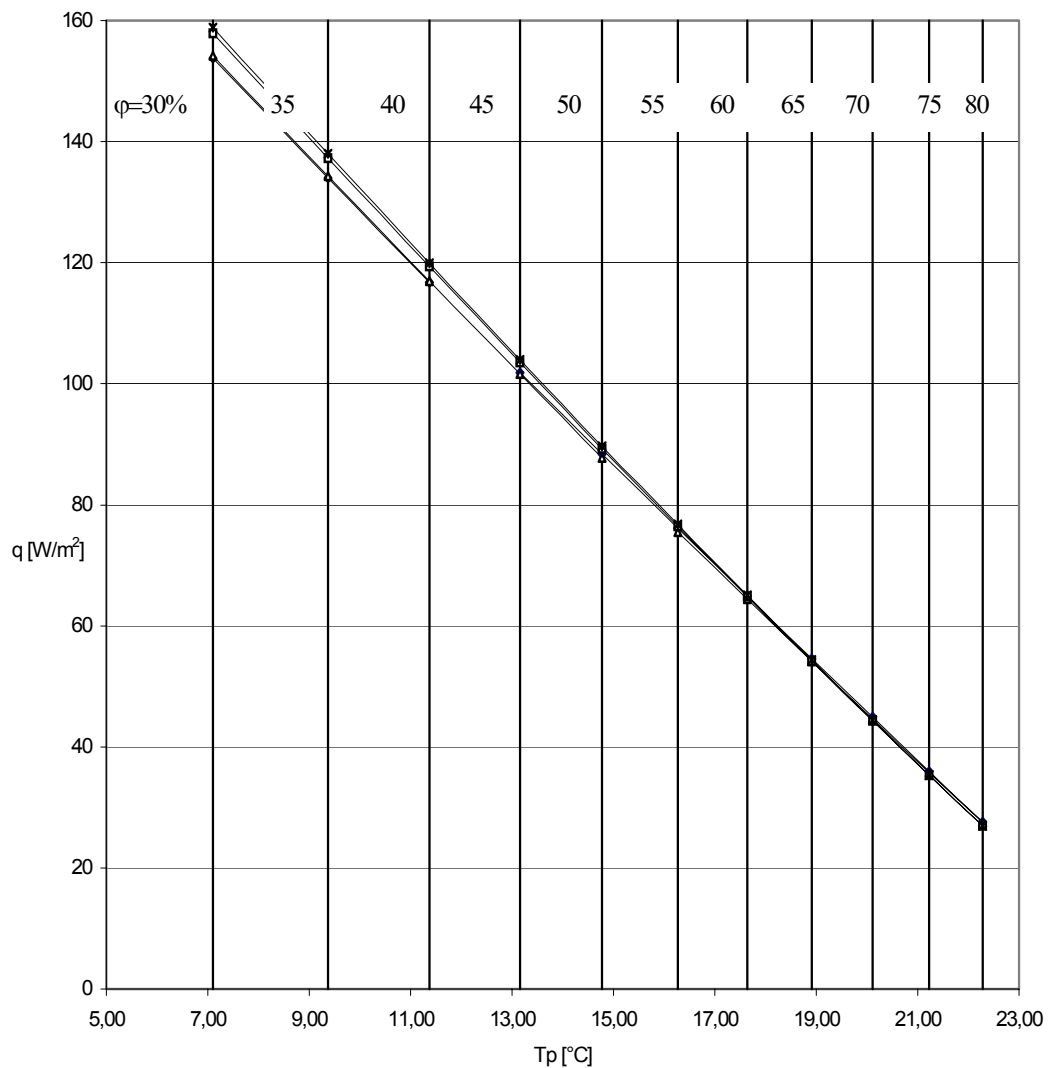


Fig. 9: Potenza resa in raffrescamento per unità di superficie, da pannelli verticali di altezza utile di 0,9;1,0;1,8 e 2,0 m, in funzione della temperatura superficiale del pannello, supposta uniforme, in un ambiente a temperatura uniforme pari a 26°C. Nel grafico sono anche riportati i valori di umidità relativa dell'aria a 26°C, dal 30% all'80% in corrispondenza delle temperature di rugiada.

In pratica, dalla figura precedente si può rilevare che in un ambiente a 26°C con una umidità del 50% la temperatura superficiale del pannello non può scendere molto al di sotto di 15°C che corrisponde ad una differenza di temperatura con l'ambiente di circa 11 kelvin. Questo comporta che un pannello da 2 metri di altezza utile (linea superiore) può asportare in tali condizioni una potenza per unità di superficie di circa 90 W/m<sup>2</sup>

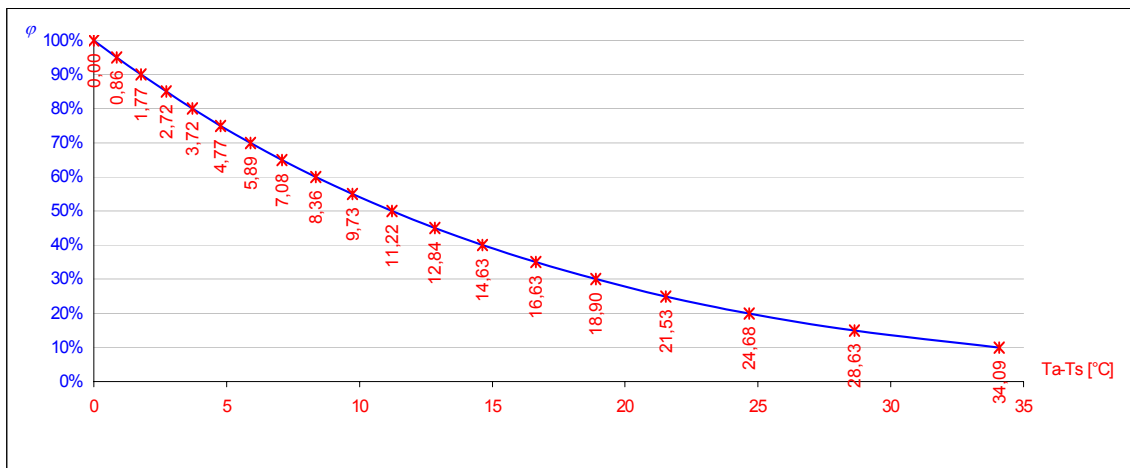
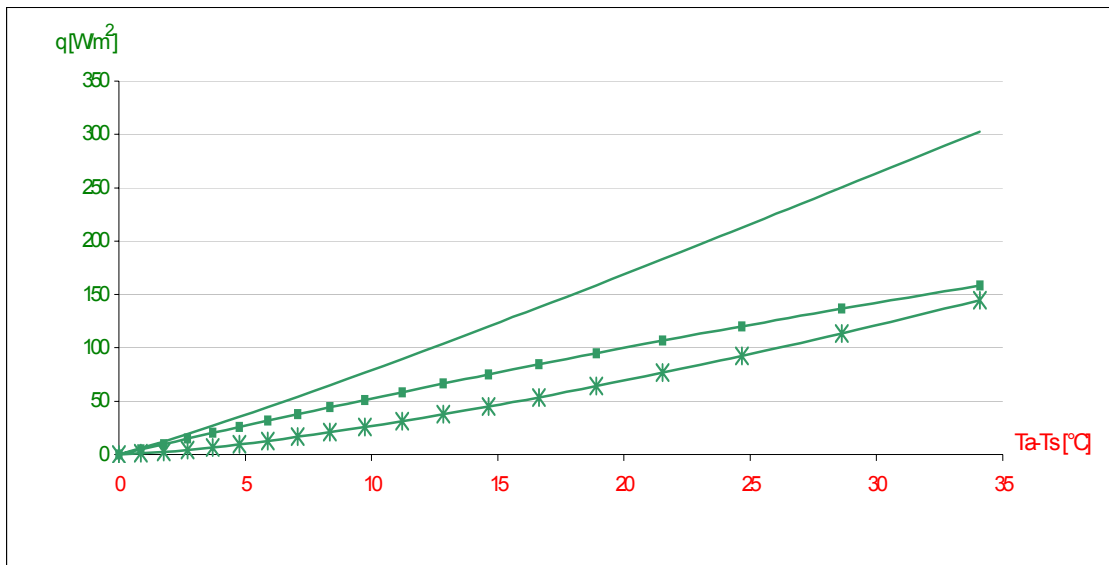


Fig. 10: Combinazione del grafico dell'umidità relativa massima in funzione della differenza di temperatura tra superficie e ambiente, col grafico della potenza resa (convettiva \*, per irraggiamento, e totale -) resa in raffreddamento per unità di superficie, da pannelli verticali di altezza utile di 2,0 m.

I grafici in Fig. 10 si possono utilizzare nel modo seguente: Sul grafico inferiore, a partire dalla umidità dell'aria (es.: 50%) si determina la massima differenza di temperatura tra pannello e ambiente che garantisce l'assenza di condensa (es.: 11,22K); si sale in verticale nel grafico superiore e all'intersezione con le tre curve riportate si leggono sull'asse verticale del grafico rispettivamente le potenze specifiche per convezione (31,2 W/m<sup>2</sup>), per irraggiamento (58,5 W/m<sup>2</sup>) e totale (89,7 W/m<sup>2</sup>)

Si ricorda che tutte le valutazioni qui riportate sono state ottenute con l'ipotesi di temperature uniformi sul pannello sulle pareti e nell'aria dell'ambiente in cui è collocato il pannello; eventuali disuniformità della temperatura superficiale del pannello penalizzano la prestazione nel periodo estivo in quanto la limitazione alla condensa si applica al punto più freddo della superficie.



## 2. DISUNIFORMITA' DELLA TEMPERATURA SUPERFICIALE

Il fluido che scorre all'interno del tubo è soggetto ad una variazione di temperatura dalla sezione d'entrata a quella di uscita; la superficie del pannello accompagnerà tale variazione e pertanto si avrà una disuniformità di temperatura superficiale tra la zona in prossimità dell'ingresso e la zona in prossimità dell'uscita dell'acqua. Per l'acqua è usuale accettare un salto termico tra ingresso ed uscita dal terminale di 10K in riscaldamento e di 5K in raffreddamento; pertanto la differenza di temperatura tra le diverse parti della superficie del pannello può essere considerata di tale ordine di grandezza. Inoltre, la lamiera del pannello è soggetta ad un flusso termico in direzione trasversale all'asse del tubo e pertanto sarà presente una disuniformità anche in tale direzione. Nella Figura seguente è riportato uno schema del pannello e l'andamento qualitativo della temperatura in direzione ortogonale all'asse del tubo durante il funzionamento in riscaldamento.

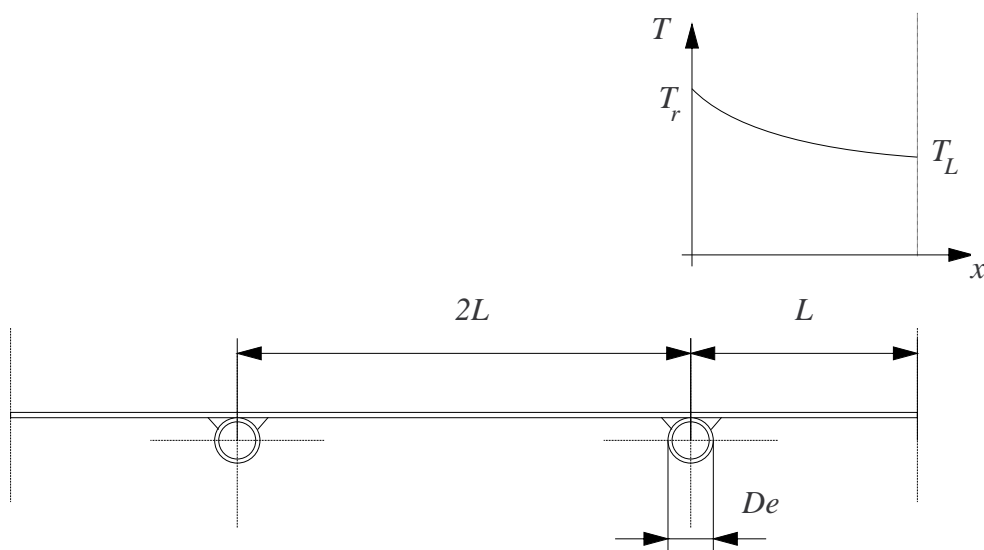


Fig. 11: Sezione del pannello metallico e andamento qualitativo della temperatura in direzione ortogonale all'asse del tubo.

Per quantificare l'andamento della temperatura in direzione trasversale (direzione  $x$  nella figura) si può procedere considerando la lamiera tra due passaggi successivi del tubo come una aletta piana, simmetrica rispetto ad un piano passante per l'asse di un ramo della serpentina e perpendicolare alla superficie del pannello. Pertanto, il flusso termico per conduzione nella lamiera viene considerato nella sola direzione  $x$ , la temperatura ha un andamento che analiticamente è rappresentato dalla seguente relazione, in funzione dei parametri caratteristici dell'aletta:

$$T = T_a + (T_r - T_a) \frac{\text{Ch}[mL(1 - x/L)]}{\text{Ch}(mL)} \quad (12)$$

dove:

$$m = \sqrt{\frac{\alpha C}{\lambda A}} = \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda \cdot \delta}} \text{ è il parametro caratteristico dell'aletta;}$$

- $T_a$  è la temperatura dell'aria (ritenuta costante);  
 $T_r$  è la temperatura della radice dell'aletta (posizione della lamiera dove è attaccato il tubo);  
 $\text{Ch}(mL) = \frac{e^{mL} + e^{-mL}}{2}$  è il coseno iperbolico;  
 $C$  è il contorno di scambio termico dell'aletta (per unità di lunghezza);  
 $A$  è la sezione dell'aletta (per unità di lunghezza);  
 $L$  è il semipasso tra i tubi;  
 $\delta$  è il lo spessore della lamiera (aletta che scambia su un solo lato);  
 $\alpha$  è il coefficiente medio di scambio superficiale;  
 $\lambda$  è la conduttività termica del materiale che costituisce l'aletta.

mentre la massima differenza di temperatura risulta sul piano di simmetria tra i passaggi del tubo.

Nota: Il parametro caratteristico  $m$  assume la forma qui presentata in quanto la lamiera scambia con l'aria da un solo lato mentre sull'altro lato si può considerare con buona approssimazione adiabatica. Se il contributo sul lato interno non è trascurabile si dovrebbe tenerne conto per una corretta valutazione della distribuzione di temperatura.

In termini di flusso termico il comportamento della lamiera, come di consueto, può essere rappresentato attraverso la sua efficienza termica  $\eta_a$  che, in analogia con il problema della aletta, può essere espressa dal rapporto tra il flusso scambiato dalla lamiera non isoterma (caso reale) ed il flusso scambiato da una lamiera isoterma alla massima temperatura pari alla temperatura della radice  $T_r$  (caso ideale), in tal modo si ha:

$$\eta_a = \frac{\text{Tanh}(mL)}{mL} \quad (13)$$

dove  $\text{Tanh}(mL) = \frac{e^{mL} - e^{-mL}}{e^{mL} + e^{-mL}}$  è la tangente iperbolica.

### 2.1. Pannello con una sola lamiera in acciaio

In questo caso la serpentina è semplicemente incollata alla lamiera d'acciaio, le caratteristiche del sistema risultano le seguenti:

- $L = 30$  mm semipasso tra i tubi;  
 $\delta = 0,7$  mm spessore della lamiera d'acciaio;  
 $\alpha = 10$  W/(m<sup>2</sup>K) coefficiente medio di scambio superficiale;  
 $\lambda = 50$  W/(m K) conduttività termica dell'acciaio.

Il parametro caratteristico dell'aletta risulta così  $m = \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda \cdot \delta}} = \sqrt{\frac{10}{50 \cdot 0,0007}} = 16,9 \text{ m}^{-1}$ .

Per  $x=L$  si ha la massima differenza di temperatura, ed il suo valore espresso in rapporto alla differenza di temperatura tra la radice dell'aletta e l'aria, diviene:

$$\frac{T_L - T_a}{T_r - T_a} = \frac{1}{\text{Ch}(mL)} = \frac{1}{\text{Ch}(16,9 \cdot 0,03)} = 0,884 \quad (14)$$

Questo significa che, nelle condizioni alle quali ci si riferisce, la differenza di temperatura tra aria e superficie della lamiera diminuisce, al massimo, del 11,6% dal punto a contatto col tubo che è il punto più caldo. Nel caso di una differenza di temperatura tra la radice della aletta e l'aria di 20K (aria a 20°C e base aletta a 40°C si ottiene  $T_L = 20 + 20 \cdot 0,884 = 37,7^\circ\text{C}$ .

L'efficienza della aletta risulta pertanto :

$$\eta_a = \frac{q}{q_{max}} = \frac{\text{Tanh}(16,9 \cdot 0,03)}{16,9 \cdot 0,03} = 0,922 \quad (15)$$

Questo significa che il flusso scambiato dalla superficie del pannello è il 92% del flusso che si scambierebbe con lamiera alla temperatura uniforme di 40°C, oppure, in altri termini e nell'ipotesi di flusso scambiato proporzionale alla differenza di temperatura, è come se la lamiera fosse alla temperatura uniforme  $T_{media}$  pari a:

$$T_{media} = T_a + (T_r - T_a)\eta_a = 20 + (40 - 20) \cdot 0,922 = 38,4^\circ\text{C} \quad (16)$$

invece che alla temperatura  $T_r = 40^\circ\text{C}$ .

## 2.2. Pannello con lamiera aggiuntiva in lega di alluminio

Nel caso di doppia lamiera (acciaio da 0,7mm e lega di alluminio da 0,5mm), trascurando la resistenza di contatto come è realistico in presenza di una colla caratterizzata da una buona conduttività termica, è conveniente considerare le due lamiere come costituenti un'unica aletta e, mediante l'introduzione di una conduttività termica equivalente, continuare ad utilizzare la relazione (12).

In questo caso la serpentina è semplicemente incollata alla lamiera d'acciaio, le caratteristiche del sistema risultano le seguenti:

- $L = 30$  mm      semipasso tra i tubi;
- $\delta_1 = 0,7$  mm    spessore della lamiera d'acciaio;
- $\delta_2 = 0,5$  mm    spessore della lamiera in lega d'alluminio;
- $\alpha = 10$  W/(m<sup>2</sup>K) coefficiente medio di scambio superficiale;
- $\lambda_1 = 50$  W/(m K) conduttività termica dell'acciaio.
- $\lambda_2 = 150$  W/(m K) conduttività termica della lega d'alluminio.

La conduttività termica equivalente risulta:

$$\lambda_{eq} = \frac{\lambda_1 \delta_1 + \lambda_2 \delta_2}{\delta_1 + \delta_2} = \frac{50 \cdot 0,7 + 150 \cdot 0,5}{0,7 + 0,5} = 92 \text{ W/(m K)}$$

Il parametro caratteristico dell'aletta risulta così:

$$m = \sqrt{\frac{\alpha}{\lambda_{eq} \cdot (\delta_1 + \delta_2)}} = \sqrt{\frac{10}{92 \cdot 0,0012}} = 9,54 \text{ m}^{-1}.$$

Per  $x=L$  si ha la massima differenza di temperatura, ed il suo valore espresso in rapporto alla differenza di temperatura tra la radice dell'aletta e l'aria, diviene:

$$\frac{T_L - T_a}{T_r - T_a} = \frac{1}{\text{Ch}(mL)} = \frac{1}{\text{Ch}(9,54 \cdot 0,03)} = 0,960 \quad (17)$$

Questo significa che, nelle condizioni alle quali ci si riferisce, la differenza di temperatura tra aria e superficie della lamiera diminuisce, al massimo, del 4,0% dal punto a contatto col tubo che è il punto più caldo. Nel caso di una differenza di temperatura tra la radice della aletta e l'aria di 20K (aria a 20°C e base aletta a 40°C si ottiene  $T_L = 20 + 20 \cdot 0,960 = 39,2^\circ\text{C}$ .

### 3. TEMPERATURA DELL'ACQUA

La potenza termica prodotta dall'impianto si trasmette all'ambiente grazie ad uno scambio termico che implica tutti i meccanismi di trasmissione del calore che comunque si sintetizzano nella seguente espressione:

$$q = UA_l(\Delta T_m) = \frac{\Delta T_m}{R_{tot}} \quad (18)$$

dove:

- $U$  è il coefficiente di scambio termico globale;
- $A_l$  è l'area della superficie di scambio della lamiera;
- $\Delta T_m$  è una opportuna differenza media di temperatura;
- $R_{tot}$  è la resistenza termica globale.

Per il caso dei pannelli in lamiera con serpentina che scambiano calore con l'aria ambiente l'opportuna differenza di temperatura  $\Delta T_m$  può essere assunta pari alla media logaritmica  $\Delta T_{ml}$  con temperatura dell'aria  $T_a$  uniforme e assumendo nullo il flusso conduttivo tra due rami successivi della serpentina (con una approssimazione senz'altro accettabile):

$$\Delta T_{ml} = \frac{T_{we} - T_{wu}}{\ln\left(\frac{T_{we} - T_a}{T_{wu} - T_a}\right)} \quad (19)$$

dove:

- $T_{we}$  è la temperatura dell'acqua all'entrata nella serpentina;
- $T_{wu}$  è la temperatura dell'acqua all'uscita della serpentina.

La differenza di temperatura tra l'acqua e l'aria varia dall'entrata all'uscita della serpentina secondo la seguente relazione:

$$T_{wu} - T_a = (T_{we} - T_a)e^{-\frac{UA_l}{\dot{m}_w c_w}} \quad (20)$$

dove:

- $\dot{m}_w$  è la portata d'acqua nella serpentina;
- $c_w$  è il calore specifico dell'acqua.

Di seguito sono presentate le relazioni per la determinazione del coefficiente di scambio termico globale. Lo scambio termico tra l'acqua e la superficie interna del tubo avviene per convezione forzata. Il flusso termico si trasmette alla lamiera per conduzione nello strato metallico del tubo, per contatto tra tubo e resina di incollaggio, per conduzione attraverso la resina di incollaggio e nuovamente per contatto tra resina e lamiera. Senza una perdita significativa di accuratezza, si può assumere che le resistenze termiche di contatto tra resina e tubo e tra resina e lamiera siano nulle. Quindi, vanno conteggiate nelle resistenze termiche le resistenze conduttive e convettive. A parità di flusso termico trasmesso la temperatura dell'acqua deve essere maggiore per resistenze termiche più elevate.

La resistenza termica  $R_{tot}$  che il flusso incontra nello scambio tra acqua e aria ambiente, facendo riferimento alla serpentina lunga  $l$ , può essere sintetizzata come:

$$R_{tot} = \frac{1}{\alpha_i \pi D_i l} + \frac{1}{2\pi l} \left[ \frac{1}{\lambda_a} \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right) + \frac{1}{\lambda_r} \ln\left(\frac{D_e + 2s_r}{D_e}\right) \right] + \frac{1}{\alpha_e \eta_a A_e} \quad (21)$$

dove:

- $D_i$  è il diametro interno del tubo della serpentina;
- $D_e$  è il diametro esterno del tubo della serpentina;
- $\alpha_i$  è il coefficiente di scambio convettivo interno;
- $\alpha_e$  è il coefficiente di scambio superficiale esterno (convettivo + radiativo);
- $\lambda_a$  è la conduttività termica dell'acciaio che costituisce il tubo.
- $\lambda_r$  è la conduttività termica della resina che collega la lamiera al tubo: nella (21) si assume che la resistenza termica della resina sia equivalente a quella di uno strato cilindrico.
- $s_r$  è lo spessore dello strato equivalente di resina;
- $\eta_a$  è l'efficienza della lamiera come aletta.
- $l$  è la lunghezza del tubo della serpentina;
- $A_e$  è l'area di scambio con l'aria, con riferimento al singolo tubo  $A_e = 2Ll$ ;
- $L$  è il semipasso tra i tubi della serpentina;
- $\ln$  è il logaritmo naturale.

Lo scambio termico tra l'acqua e la superficie interna del tubo avviene per convezione forzata. Tale meccanismo di scambio termico dipende dal regime di moto e dalle proprietà del fluido che scorre internamente al tubo. Il regime di moto è rappresentato dal parametro adimensionale "numero di Reynolds" mentre le proprietà del fluido sono rappresentate dal "numero di Prandtl". Il numero di Reynolds è definito come:

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad (22)$$

con  $v$  la velocità media del fluido nel condotto e  $\nu$  viscosità cinematica del fluido. Si può assumere (moto turbolento):

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33} \quad (23)$$

Pertanto il coefficiente di scambio termico convettivo interno  $\alpha_i$  risulta:

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad (24)$$

Nel caso di una serpentina con portata d'acqua pari a  $\dot{m}_w = 20$  kg/ora e serpentina con  $D_i = 4,9$  mm si ottiene  $Re = 7850$ , ed essendo per l'acqua a  $50^\circ\text{C}$   $Pr = 4,38$  e la conduttività termica  $\lambda = 0,60$  W/(m K) si ottiene:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot 7850^{0,8} 4,38^{0,33} = 49$$

$$\alpha_i = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{D_i} = \frac{49 \cdot 0,60}{0,0049} = 7350 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$$

Pertanto, assumendo i seguenti dati:

$D_i$	= 4,9 mm;
$D_e$	= 6,0 mm;
$\alpha_i$	= 7350 W/(m <sup>2</sup> K);
$\alpha_e$	= 10 W/(m <sup>2</sup> K);
$\lambda_a$	= 50 W/(m K);
$\lambda_r$	= 0,175 W/(m K);
$s_r$	= 1 mm;
$\eta_a$	= 0,92;
$L$	= 60 mm;
$l$	= 23 m.

la resistenza globale nel caso di pannello con la sola lamiera d'acciaio risulta:

$$R_{tot} = \frac{1}{7350\pi \cdot 0,0049 \cdot 23} + \frac{1}{2\pi 23} \left[ \frac{1}{50} \ln\left(\frac{6}{4,9}\right) + \frac{1}{0,175} \ln\left(\frac{6+2}{6}\right) \right] + \frac{1}{10 \cdot 0,92 \cdot 23 \cdot 2 \cdot 0,03} =$$

$$= 3,843 \cdot 10^{-4} + 1,140 \cdot 10^{-2} + 7,876 \cdot 10^{-2} = 9,055 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2 \text{ K/W}$$

che corrisponde ad un coefficiente di scambio termico globale (tra acqua e aria), riferito alla superficie esterna (della lamiera):

$$U = \frac{1}{A_i R_{tot}} = 8,002 \text{ W/(m}^2 \text{ K)}$$

Per esempio in riscaldamento, assunta per l'acqua una temperatura di mandata  $T_{we} = 50^\circ\text{C}$  e per l'aria una temperatura  $T_a = 20^\circ\text{C}$  uniforme, la temperatura di ritorno dell'acqua all'uscita della serpentina sarà:

$$T_{wu} = T_a + (T_{we} - T_a) e^{-\frac{UA_i}{\dot{m} c_w}} = 20 + (50 - 20) e^{-\frac{8,002}{20 \cdot 1,163}} = 41,3^\circ\text{C}$$

che corrisponde ad un salto termico tra entrata ed uscita dell'acqua molto prossimo a 10K, valore comunemente assunto per l'acqua negli impianti termici a ventilconvettori e a radiatori. D'altro canto, nell'utilizzo estivo è conveniente mantenere un differenza di temperatura, per il fluido freddo, non superiore a 5 K anche per ottenere un pannello a temperatura più uniforme e quindi più prossimo alla temperatura minima, per evitare le conseguenze precedentemente illustrate relativamente al limite della temperatura superficiale nei confronti del problema della condensa.

#### 4. PERDITE DI CARICO

Le perdite di carico vengono calcolate con riferimento al funzionamento in riscaldamento ed alle proprietà dell'acqua a 50°C; per il funzionamento in raffreddamento si deve tener conto dell'aumento di densità e di viscosità con la diminuzione di temperatura del fluido.

##### 4.1. Perdite di carico continue

Le perdite di carico continue si possono calcolare con la seguente formula generale:

$$r = F_a \cdot \frac{1}{D} \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2} \quad (25)$$

dove:

$r$	perdita di carico unitaria	Pa/m
$F_a$	fattore di attrito	
$D$	di diametro interno del condotto	m
$\rho$	massa volumica del fluido	kg/m <sup>3</sup>
$u$	velocità media del fluido	m/s

Il fattore di attrito varia in relazione al regime di moto del fluido, laminare, turbolento o transitorio e il calcolo del numero di Reynolds permette di stabilire lo stato di scorrimento del fluido.

Nel nostro caso, il numero di Reynolds relativo alla velocità minima fra quelle dei quattro casi considerati risulta essere:

$$Re = \frac{0,25 \cdot 4,9 \cdot 10^{-3}}{1,56 \cdot 10^{-7}} = 7853 \quad (26)$$

che corrisponde ad un regime di moto in zona di transizione, molto prossimo al regime turbolento.

##### 4.1.1. Perdite di carico continue nel moto turbolento

Nel regime di moto turbolento il fattore di attrito  $F_a$  dipende non solo dal numero di Reynolds (come nel caso laminare), ma anche dalla configurazione geometrica del condotto e dallo stato della sua superficie interna.

In un condotto circolare tale dipendenza è esprimibile con la formula di Colebrook:

$$\frac{1}{F_a^{0,5}} = -2 \log \left( \frac{k}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \cdot F_a^{0,5}} \right) \quad (27)$$

Dove, oltre alle grandezze già definite in precedenza,  $k$  rappresenta la rugosità del condotto espressa in metri.

Limitando il campo di validità a tubi aventi bassa rugosità ( $0,002 < k < 0,007$ mm) l'espressione sopra riportata si può semplificare nella seguente:

$$F_a = 0,316 \cdot Re^{-0,25} \quad (28)$$



Dalla (25) sostituendo  $F_a$  con l'uguaglianza espressa dalla (28) e ricordando l'espressione della velocità media:

$$u = \frac{4 \cdot G}{r \cdot D^2} \quad (29)$$

si ottiene:

$$r = 0,241 \cdot v^{0,25} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,75}}{D^{4,75}} \quad (30)$$

che espressa nelle unità più comunemente usate in termotecnica assume la forma:

$$r = 14,68 \cdot v^{0,25} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,75}}{D^{4,75}} \quad (31)$$

con le grandezze espresse nelle seguenti unità di misura:

$r$	mm c.a./m
$v$	m <sup>2</sup> /s
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>
$G$	l/h (litri/ora)
$D$	mm

Nel caso di tubi aventi media rugosità ( $0,02 < k < 0,09$ mm) come i tubi commerciali in acciaio, l'espressione (27) può essere sostituita dalla seguente:

$$F_a = 0,07 \cdot \text{Re}^{-0,13} \cdot D^{-0,14} \quad (32)$$

Dalla formula generale delle perdite di carico (25), sostituendo  $F_a$  ed  $u$  le relative espressioni (29) e (32) si ottiene:

$$r = 0,055 \cdot v^{0,13} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,87}}{D^{5,01}} \quad (33)$$

che espressa nelle unità più comunemente usate in termotecnica assume la forma:

$$r = 3,3 \cdot v^{0,13} \cdot \rho \cdot \frac{G^{1,87}}{D^{5,01}} \quad (34)$$

con le grandezze espresse nelle seguenti unità di misura:

$r$	mm c.a./m
$v$	m <sup>2</sup> /s
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>
$G$	l/h (litri/ora)
$D$	mm

Passiamo ora ai calcoli relativi a ciascun pannello; per quanto riguarda le caratteristiche fisiche del fluido esse dipendono dalla temperatura e nei calcoli che seguono sono state valutate ad una temperatura media tra quella di ingresso e uscita dell'acqua nel pannello pari a 45°C in riscaldamento e a 10°C in raffreddamento e per una lunghezza complessiva della serpentina  $l = 23$  m, con un passo di 60 mm ed un diametro interno del tubo  $D_i = 4,9$  mm; a seconda dell'altezza del pannello è stato calcolato il flusso massimo fornibile, la portata d'acqua conseguente il numero di curve necessario per posizionare l'intera

serpentina. Si sono considerati i pannelli funzionanti in aria ambiente a 20°C in riscaldamento e 26°C in raffrescamento senza tener conto della limitazione dovuta alla possibilità di condensa.

Nei calcoli che seguono si sono assunti i seguenti valori:

Proprietà dell'acqua		In riscaldamento	In raffrescamento
$\rho$	densità (kg/m <sup>3</sup> )	986	1000
$c_w$	calore specifico (kJ/kgK)	4,185	4,187
$\nu$	viscosità cinematica (m <sup>2</sup> /s)	5,82 10 <sup>-7</sup>	1,31 10 <sup>-6</sup>
$\Delta t$	Salto termico per l'acqua (K)	10	5

Tabella riassuntiva delle perdite distribuite in riscaldamento

Tipo di pannello		portata	bassa rugosità		media rugosità	
base (m)	altezza (m)	(l/h)	perdita unitaria (mm c.a./m)	perdita totale (mm c.a.)	perdita unitaria (mm c.a./m)	perdita totale (mm c.a.)
1,76	0,9	23,7	53,8	1239	65,6	1508
1,50	1,0	22,4	48,6	1118	58,8	1353
0,73	1,8	20,1	40,3	0927	48,1	1106
0,56	2,0	17,2	30,7	0705	35,9	0826

Tabella riassuntiva delle perdite distribuite in raffrescamento

Tipo di pannello		portata	bassa rugosità		media rugosità	
base (m)	altezza (m)	(l/h)	perdita unitaria (mm c.a./m)	perdita totale (mm c.a.)	perdita unitaria (mm c.a./m)	perdita totale (mm c.a.)
1,76	0,9	36,7	144	3304	167	3847
1,50	1,0	35,0	132	3030	153	3508
0,73	1,8	31,2	108	2485	123	2838
0,56	2,0	27,0	83	1920	94	2154

#### 4.2 Perdite di carico localizzate

Le perdite di carico localizzate sono quelle dovute a resistenze accidentali e a irregolarità di percorso; si possono calcolare utilizzando la seguente espressione:

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2} \quad (32)$$

dove:

$z$	perdita di carico localizzata	Pa
$\xi$	coefficiente di perdita localizzata	adimensionale
$\rho$	densità del fluido	kg/m <sup>3</sup>
$u$	velocità media del fluido	m/s

Se voglio esprimere  $z$  in mm di c.a. ottengo:

$$z = \xi \cdot \rho \cdot \frac{u^2}{2 \cdot 9,81} \quad (33)$$

Il coefficiente  $\xi$  si può calcolare analiticamente o sperimentalmente ed in genere si trova tabulato per le varie singolarità.

Le singolarità che troviamo nei pannelli in esame sono:

TIPO DI SINGOLARITA'	$\xi$
Curva larga a U	2,0
Curva larga a 90°	1,2

#### Pannello di altezza $h = 0,9$ m

$\xi$	numero di singolarità	Riscaldamento		Raffrescamento	
		perdita unitaria (mm c.a.)	perdite complessive (mm c.a.)	perdita unitaria (mm c.a.)	perdite complessive (mm c.a.)
2	11	12,2	134,4	29,3	322,7
1,2	2	7,3	14,7	17,6	35,2
	totali		149,1		358,0

#### Pannello di altezza $h = 1$ m

$\xi$	numero di singolarità	Riscaldamento		Raffrescamento	
		perdita unitaria (mm c.a.)	perdite complessive (mm c.a.)	perdita unitaria (mm c.a.)	perdite complessive (mm c.a.)
2	13	10,9	141,4	26,6	345,5
1,2	2	6,5	14,7	15,9	31,9
	totali		154,5		377,4

#### Pannello di altezza $h = 1,8$ m

$\xi$	numero di singolarità	Riscaldamento		Raffrescamento	
		perdita unitaria (mm c.a.)	perdite complessive (mm c.a.)	perdita unitaria (mm c.a.)	perdite complessive (mm c.a.)
2	25	8,8	219,4	21,2	529,7
1,2	2	5,3	10,5	12,7	25,4
	totali		229,9		555,1

**Pannello di altezza h = 2 m**

$\xi$	numero di singolarità	Riscaldamento		Raffrescamento	
		perdita unitaria (mm c.a.)	perdite compressive (mm c.a.)	perdita unitaria (mm c.a.)	perdite compressive (mm c.a.)
2	31	6,4	199,1	15,8	489,0
1,2	2	3,9	7,7	9,5	18,9
	totali		206,7		507,9

**4.3. Perdite di carico compressive**

Dall'analisi precedente si può risalire alle perdite di carico globali nel Nell'impiego in raffrescamento, l'aumento delle perdite di carico dovute all'aumento

Tabella riassuntiva delle perdite di carico globali in riscaldamento

Tipo di pannello	perdita localizzata	bassa rugosità		media rugosità	
		perdita distribuita	perdita totale	perdita distribuita	perdita totale
h	[mm c.a.]	[mm c.a.]	[mm c.a.]	[mm c.a.]	[mm c.a.]
(m)					
0,9	149	1239	1388	1508	1658
1,0	155	1118	1273	1353	1507
1,8	230	0927	1157	1106	1336
2,0	207	0705	0912	0826	1033

Tabella riassuntiva delle perdite di carico globali in raffrescamento

Tipo di pannello	perdita localizzata	bassa rugosità		media rugosità	
		perdita distribuita	perdita totale	perdita distribuita	perdita totale
h	[mm c.a.]	[mm c.a.]	[mm c.a.]	[mm c.a.]	[mm c.a.]
(m)					
0,9	358	3304	3662	3847	4205
1,0	377	3030	3407	3508	3885
1,8	555	2485	3040	2838	3393
2,0	508	1920	2428	2154	2662

Nell'impiego in raffrescamento, l'aumento delle perdite di carico è dovuto in parte minore all'aumento di densità e di viscosità con la diminuzione di temperatura del fluido e per la maggior parte per l'aumento di portata dovuto al dimezzamento del salto termico tra entrata ed uscita dell'acqua a fronte di una più contenuta diminuzione del flusso scambiato.

## 5. ANALISI TERMOGRAFICA DEI PANNELLI RADIANTI METALLICI A PARETE

Nel seguito vengono presentate le analisi termografiche condotte sui prototipi forniti dalla ditta Fosam S.p.A. e consistenti in due sistemi separati per la realizzazione di una parete calda e di una parete fredda.

### 5.1. Analisi qualitativa del campo termico

La termovisione produce una immagine in toni di grigio che sono stati poi convertiti nei colori dell'arcobaleno associando ad ogni livello di grigio un colore nella sequenza dal viola (più freddo) al rosso (più caldo). Sono riportate le immagini ottenute dallo strumento di rilevamento termografico per il sistema a parete calda. Tali immagini sono state manipolate per passare dai toni di grigio ai colori che risultano più efficaci nella rappresentazione dei fenomeni termici.

La prima immagine riguarda il campo termico sulla lastra metallica in una zona ad altezza intermedia e prossima al lato sinistro del prototipo, comprendente il primo tubo lato ingresso acqua calda proveniente dal generatore. La rappresentazione è ottenuta trasformando le temperature in colori dell'arcobaleno e facendo corrispondere al colore viola il valore minore di temperatura nel campo osservato ed al rosso il valore maggiore di temperatura rispettivamente.

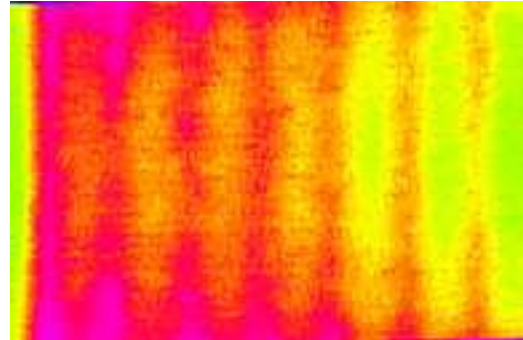


*Fig. 13: Campo termico nella zona inferiore del pannello caldo, in corrispondenza delle curve nella serpentina.*

La seconda immagine riporta l'andamento delle temperature nella zona inferiore del pannello metallico, in corrispondenza alle curve nei tubi della serpentina posteriore. La rappresentazione è ottenuta trasformando le temperature in colori dell'arcobaleno e facendo corrispondere al colore viola il valore minore di temperatura nel campo osservato ed al rosso il valore maggiore di temperatura rispettivamente.

La terza immagine riporta l'andamento delle temperature nella zona centrale del pannello metallico.

Le immagini prodotte dallo strumento termografico direttamente non forniscono dati numerici dei livelli termici o dei flussi scambiati, ma danno una visione immediata d'insieme che può avere un contenuto qualitativo elevato. Infatti, nel caso dei prototipi utilizzati nella prova e qui presentati, dalle immagini si può vedere l'influenza della procedura di produzione, in particolare, le differenze di



*Fig. 12: Campo termico nella zona destra del pannello caldo, in corrispondenza al primo ramo della serpentina lato ingresso acqua calda.*

colore tra punti che teoricamente dovrebbero trovarsi alla stessa temperatura, quali ad esempio quelli in corrispondenza dei tubi della serpentina, mettono in evidenza che la resistenza termica tra il fluido vettore e la superficie della lamiera metallica è significativamente diversa, molto probabilmente a causa di una distanza diversa tra il tubo e la lamiera con conseguente diverso spessore di resina. Questo può suggerire degli accorgimenti in fase di montaggio per assicurare che tutta la serpentina si addossi alla lamiera, col risultato di ottenere una maggiore uniformità del campo termico. Con riferimento a quanto detto per il funzionamento della lamiera come aletta piana, l'uniformità della temperatura verso valori più prossimi a quelli del fluido vettore corrisponde ad una maggiore efficienza del pannello che è una caratteristica di pregio, soprattutto nell'impiego in raffreddamento per le ragioni legate alla possibilità di condensa superficiale nei punti più freddi.

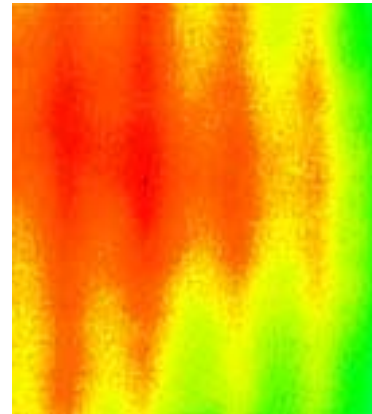


Fig. 14: Campo termico nella zona sinistra del pannello caldo, in corrispondenza dell'ultimo ramo della serpentina, lato ritorno acqua.

## 5.2. Quantificazione della differenza di temperatura

Le figure precedenti danno una informazione qualitativa del campo termico superficiale dei pannelli sia nel funzionamento in riscaldamento che in raffreddamento. A causa della scala cromatica indipendente dai valori di temperatura, tale tipo di rappresentazione, interessante per la stima dell'uniformità del campo termico, non consente di avere una quantificazione del campo termico. L'analisi termografica però permette di risalire ai livelli termici attraverso lo studio delle mappe termiche fatto in sede di prova.

### Funzionamento in raffreddamento

Il sistema utilizzato nella prova era costituito da un pannello di altezza  $h=2\text{m}$  ed altezza utile  $h=1,8\text{m}$ , con una sola lamiera metallica dello spessore di  $0,7\text{mm}$ , isolato posteriormente con uno strato di "carton-gesso"; posteriormente era posizionata la pompa di circolazione (SAMLMSON modello NYL53-15P) della potenza di  $80\text{W}$  ed il gruppo frigorifero con il condensatore raffreddato con aria inviata contro la superficie posteriore del pannello. Il sistema funzionante come parete fredda è stato messo a regime in un ambiente alla temperatura di bulbo secco  $t_a = 24,9^\circ\text{C}$  e alla temperatura di bulbo bagnato  $t_b = 18,7^\circ\text{C}$  corrispondente ad una umidità relativa  $\varphi = 54,2\%$ , con una corrispondente temperatura di rugiada  $T_r=15,2^\circ\text{C}$ ; tali livelli sono rimasti costanti durante la prova. La portata di acqua fredda proveniente dal gruppo frigorifero è stata misurata mediante il rilievo dei tempi di riempimento di serbatoi graduati ed è risultata pari a:

$$\dot{m}_w = 0,47 \pm 0,06 \text{ kg/min} = 28,2 \pm 3,6 \text{ kg/ora}$$

La temperatura dell'acqua è risultata:

mandata  $t_{ma} = 7^{\circ}\text{C}$

ritorno  $t_{ra} = 19^{\circ}\text{C}$

Il pannello servito da una portata d'acqua a tale temperatura, sensibilmente inferiore alla temperatura di rugiada dell'aria del laboratorio, era ricoperto di condensa lungo una fascia verticale per metà della larghezza. Il sistema termografico, fissato il riferimento (zero) su un punto appartenente ad una isoterma di minimo mediante la scelta di un "thermal level"=14 ed un "thermal range"=5, sui punti appartenenti ad una isoterma di massimo tra due rami successivi della serpentina ha fornito una variazione  $\Delta v=0,26$ . L'elaborazione di questi valori in base alle curve fornite dalla ditta costruttrice del sistema termografico ha dato i seguenti risultati:

$$t_{max} = 14 + (5 \times 0,26) = 15,3 \approx 11,8^{\circ}\text{C}$$

$$t_{min} = 14 + (5 \times 0,0) = 14,0 \approx 9,2^{\circ}\text{C}$$

La misura della temperatura superficiale del pannello mediante termometro a raggi infrarossi nella stessa zona è risultata compresa tra  $9,0^{\circ}\text{C}$  a  $12,0^{\circ}\text{C}$  mentre i valori minimi variavano gradualmente dalla zona ingresso acqua alla zona ritorno acqua da  $9,0^{\circ}\text{C}$  a  $18,0^{\circ}\text{C}$  rispettivamente, mantenendo una differenza di temperatura praticamente costante e pari a 2K tra il fluido refrigerante e la superficie della lamiera in corrispondenza al tubo. A causa dello scarso isolamento del pannello verso la parte posteriore, dove era collocato il gruppo frigorifero con il ventilatore del condensatore che soffiava l'aria calda nella direzione della superficie posteriore del pannello, un sensibile flusso termico è stato scambiato anche sulla superficie posteriore dello strato di isolante dove la temperatura ha assunto valori variabili gradualmente dalla zona ingresso acqua alla zona ritorno acqua da  $17,0^{\circ}\text{C}$  a  $21,0^{\circ}\text{C}$  rispettivamente.

### Funzionamento in riscaldamento

Anche il sistema funzionante come parete calda era costituito da un pannello di altezza  $h=2\text{m}$  ed altezza utile  $h=1,8\text{m}$ , con una sola lamiera metallica dello spessore di 0,7mm. A differenza del precedente, era isolato posteriormente con un materassino di materiale isolante fibroso. Posteriormente era posizionata la pompa di circolazione (SAMLMSON modello NYL43-15P); la potenza termica di riscaldamento era fornita da uno scaldacqua elettrico. Il sistema è stato messo a regime in un ambiente alla temperatura di bulbo secco  $T_a = 24,9^{\circ}\text{C}$  e alla temperatura di bulbo bagnato  $T_b = 18,7^{\circ}\text{C}$  corrispondente ad una umidità relativa  $\varphi = 54,2\%$ , con una corrispondente temperatura di rugiada  $T_r=15,2^{\circ}\text{C}$ ; tali livelli sono rimasti costanti durante la prova. La portata di acqua calda proveniente dallo scaldacqua è stata misurata mediante il rilievo dei tempi di riempimento di serbatoi graduati ed è risultata pari a:

$$\dot{m}_w = 0,48 \pm 0,06 \text{ kg/min} = 28,8 \pm 3,5 \text{ kg/ora}$$

La temperatura dell'acqua è risultata:

mandata  $T_{ma} = 50^{\circ}\text{C}$

ritorno  $t_{ra} = 39^{\circ}\text{C}$



Il sistema termografico, fissato il riferimento (zero) su un punto appartenente ad una isoterma di minimo mediante la scelta di un "thermal level"=42 ed un "thermal range"=10, sui punti appartenenti ad una isoterma di massimo tra due rami successivi della serpentina ha fornito una variazione  $\Delta v=0,25$ . L'elaborazione di questi valori in base alle curve fornite dalla ditta costruttrice del sistema termografico ha dato i seguenti risultati:

$$t_{max} = 42 + (10 \times 0,25) = 44,5 \approx 44,5^{\circ}\text{C}$$

$$t_{min} = 42 + (10 \times 0,0) = 42,0 \approx 42,5^{\circ}\text{C}$$

La misura della temperatura superficiale del pannello mediante termometro a raggi infrarossi nella stessa zona è risultata compresa tra  $44,0^{\circ}\text{C}$  a  $42,0^{\circ}\text{C}$  mentre i valori massimi variavano gradualmente dalla zona ingresso acqua alla zona ritorno acqua da  $50,0^{\circ}\text{C}$  a  $40,0^{\circ}\text{C}$  rispettivamente, mantenendo una differenza di temperatura dell'ordine di 1K tra il fluido refrigerante e la superficie della lamiera in corrispondenza al tubo. Grazie ad un migliore isolamento del pannello verso la parte posteriore, rispetto al modello funzionante in raffrescamento ed anche per l'assenza del ventilatore, il flusso termico scambiato sulla superficie posteriore dello strato di isolante è rimasto contenuto. Infatti, la temperatura sulla superficie posteriore del pannello, rilevata col termometro ad infrarossi, è risultata praticamente uniforme e pari a  $28,0^{\circ}\text{C}$ .

Per quanto riguarda la dispersione dalla parte posteriore del pannello, nel caso in cui il pannello abbia nella parte posteriore un altro pannello nelle stesse condizioni ma in posizione simmetrica il flusso termico scambiato posteriormente si annulla per ragioni di simmetria, mentre nella situazione oggetto della sperimentazione si realizza un flusso termico che è possibile stimare rispetto al totale.

Flusso totale scambiato:

$$q_t = c_w \cdot n_w \cdot (\vartheta_{mw} - \vartheta_{rw}) = 4187 \cdot \frac{0,48}{60} (50 - 39) = 369 \pm 46\text{W}$$

che, con riferimento ad una superficie utile di  $1,8\text{ m}^2$ , corrisponde ad una potenza per unità di superficie  $(369 \pm 46)/1,8 = 205 \pm 26\text{ W/m}^2$ . Con una differenza media di temperatura tra superficie calda e aria pari a  $45-24,5=20,5\text{ K}$  il flusso scambiato dal lato caldo del pannello risulta prossimo a  $180\text{ W/m}^2$ , come si può rilevare dal diagramma delle rese. Pertanto, la dispersione percentuale verso la parte posteriore è risultata essere:

$$100(1-180/205) = 12,2\%$$

Questo dato mette in evidenza come non si possa prescindere da un isolamento termico significativo qualora la parete in cui è inserito il pannello separi l'ambiente riscaldato da ambienti non riscaldati oppure riscaldati da altre pareti o terminali o anche con sistemi di controllo indipendenti.



## 6. CONCLUSIONI

Nella presente relazione, è stato analizzato il comportamento termico delle pareti a superficie metallica; si è quantificato con un sufficiente grado di approssimazione il flusso termico che questa tipologia di terminali di impianto riesce a fornire sia nel loro utilizzo nel riscaldamento invernale che nel raffrescamento estivo. I sistemi ad elevata componente radiante presentano una serie di vantaggi, nel controllo delle condizioni di benessere, legati soprattutto alla modalità di scambio termico tra persone e ambiente. Inoltre, si ha il vantaggio impiantistico di poter utilizzare lo stesso sistema per la climatizzazione invernale ed estiva.

I pannelli a superficie metallica, con serpentina addossata direttamente alla lamiera, pur mantenendo i vantaggi dei pannelli tradizionali sono esenti dagli inconvenienti che si manifestano nelle installazioni realizzate con pannelli inseriti nelle strutture edilizie in laterizio e/o calcestruzzo. Infatti, le notevoli inerzie termiche manifestate dai pannelli tradizionali, comunque collocati a pavimento a parete o a soffitto, costituiscono uno svantaggio che accompagna questi impianti e che diventa di difficile gestione man mano che da località con climi rigidi ci si sposta verso climi più temperati nei quali gli impianti funzionano con frequenti intermittenze anche in inverno o nella climatizzazione estiva caratterizzata sempre da cicli di attivazione e spegnimento almeno giornalieri. Inoltre, i pannelli qui analizzati, grazie alla loro ridotta inerzia termica manifestano una rapida risposta alle variazioni di carico e non presentano, almeno nel riscaldamento, la necessità di centraline di controllo particolarmente sofisticate in quanto un semplice termostato ambiente può essere sufficiente a garantire un buon livello di benessere.

Dallo studio svolto si può evidenziare come questi pannelli siano caratterizzati da una buona resa termica nel raffrescamento estivo, in quanto sono meno sensibili al problema della condensa superficiale grazie all'assenza di intonaci, al trattamento anticorrosione ed alla loro disposizione verticale, mentre nel riscaldamento invernale il flusso termico che possono fornire è elevato soprattutto grazie alla loro disposizione verticale che li svincola da limitazioni eccessive della temperatura superficiale.

Un'attenzione particolare va posta alle perdite di carico che risultano significative principalmente a causa del ridotto diametro della serpentina e che, a parità di portata, nel raffrescamento aumentano di oltre il 20% a causa dell'aumento della viscosità e della densità del fluido con la diminuzione della temperatura di utilizzo. A questo aspetto, si può ovviare in parte riducendo la lunghezza dei tratti di tubo tra mandata e ritorno dalla rete di distribuzione, (ad esempio dividendo le serpentine a metà) e scegliendo delle disposizioni di serpentina con il minor numero di curve a parità di superficie del pannello.

Infine, i pannelli metallici, grazie alla loro accessibilità, sono di facile manutenzione e la loro collocazione in pareti mobili favorisce la flessibilità d'uso dei locali in cui sono utilizzati.