

# Valutazione delle prestazioni termiche di sistemi con solai termoattivi in regime non stazionario

MICHELE DE CARLI, *Ph.D., Ricercatore, Dipartimento di Fisica Tecnica, Università degli Studi di Padova, Padova, Italia.* [michele.decarli@unipd.it](mailto:michele.decarli@unipd.it)

MARKUS KOSCHENZ, *EMPA, Zurigo, Svizzera*

BJARNE W. OLESEN, *Ph.D., Professore, International Center for Indoor Environment and Energy, Danmarks Tekniske Universitet, Lyngby, Danimarca.* [bwo@mek.dtu.dk](mailto:bwo@mek.dtu.dk)

MASSIMILIANO SCARPA, *Ph.D., Dipartimento di Fisica Tecnica, Università degli Studi di Padova, Padova, Italia.* [massimiliano.scarpa@unipd.it](mailto:massimiliano.scarpa@unipd.it)

## SOMMARIO

I sistemi con solai termoattivi (o ad attivazione termica della massa) sono generalmente chiamati con l'acronimo TABS (Thermo-Active Building Systems) e rappresentano ormai uno standard nel mercato dell'Europa centrale per il raffrescamento e il riscaldamento di ambienti confinati. Sono sistemi in utilizzo da circa una decade, tuttavia la loro applicazione fatica a diffondersi in Italia.

Il presente articolo ha lo scopo di fornire una guida al dimensionamento semplificato di sistemi idronici con solai termoattivi. Il ricorso a tali sistemi permette di utilizzare in modo più efficiente le fonti energetiche rinnovabili, contribuendo di conseguenza alla loro diffusione. La progettazione di sistemi radianti con solai termoattivi si dimostra oggi laboriosa poiché, a causa dell'elevata capacità termica del solaio, bisogna ricorrere a simulazioni termiche dinamiche con codici di calcolo dedicati. E' tuttavia importante sottolineare che proprio l'elevata inerzia termica ne determina i principali vantaggi, primi fra tutti l'attenuazione dei picchi di carico rispetto a un sistema convettivo tradizionale e il conseguente ricorso a chiller di taglie limitate.

Per il dimensionamento del sistema TABS non risulta sufficiente il calcolo dei soli carichi termici, in quanto il loro profilo non corrisponde al profilo di carico che deve essere asportato dalla macchina refrigerante. Per un corretto dimensionamento possono allora giungere in aiuto codici per la simulazione dettagliata del complesso edificio-impianto. Tuttavia, tali codici, che risultano spesso complessi, sono piuttosto costosi e richiedono tempo.

In questo lavoro vengono presentati i diversi metodi semplificati finalizzati al calcolo delle prestazioni dei sistemi TABS e inseriti nella nuova normativa del settore (prEN15377 parte 3) in corso di pubblicazione. I metodi proposti vengono usati per dimensionare il sistema e verificare che le specifiche del circuito e della macchina ad esso collegata consentano l'opportuna operatività dell'impianto, nel rispetto delle condizioni di comfort all'interno dell'ambiente.

## 1. INTRODUZIONE

Negli ultimi anni si sta diffondendo una nuova tipologia impiantistica finalizzata al raffrescamento e riscaldamento di edifici in Europa centrale, principalmente Germania, Austria, Svizzera e Olanda: si tratta dei sistemi TABS (Thermo-Active Building Systems). Il nome ne evoca la principale caratteristica di funzionamento: essi sono infatti sistemi radianti che sfruttano l'inerzia termica della struttura edilizia. Il circuito viene alloggiato al centro della struttura, nel cuore del solaio, così da sfruttarne l'intero volume per accumulare energia. In tal modo, l'intera struttura del solaio diviene un terminale d'impianto caratterizzato da elevata capacità termica e quindi in grado di accumulare energia frigorifera (in regime estivo) o termica (in funzionamento invernale), per poi rilasciarla in modo graduale e autoregolante nell'arco della giornata, permettendo una leggera fluttuazione delle grandezze interne di benessere (principalmente temperatura dell'aria

e media radiante), sebbene pur sempre all'interno di un campo accettabile di comfort termico. Ovviamente, tale meccanismo non è lineare, in quanto la prestazione del sistema (in particolare la sua prontezza nel rispondere alle sollecitazioni termiche esterne) dipende in modo particolare dall'inerzia termica del sistema stesso. Come detto, la capacità termica del sistema permette di sfruttare il solaio come un serbatoio termico e quindi di accumulare energia con acqua a temperature di mandata vicine alla temperatura di comfort, consentendo in modo vantaggioso lo sfruttamento di fonti energetiche rinnovabili e l'utilizzo di macchine ad elevata efficienza di produzione, quali le pompe di calore accoppiate al terreno. Tuttavia, la presenza di inerzia termica tra il circuito e la stanza implica una maggiore complessità della fase progettuale.

Le prime applicazioni di sistemi TABS risalgono ai primi anni novanta in Svizzera (Meierhans 1993, 1996), sfruttando l'elevata inerzia termica caratterizzante i solai di calcestruzzo interposti tra un piano e l'altro, al fine di provvedere sia al raffrescamento che al riscaldamento di edifici multipiano, generalmente del terziario.

Nel dimensionamento dei classici impianti di raffrescamento ad aria, la potenza frigorifera viene calcolata effettuando una simulazione dinamica basata sul giorno di progetto estivo, considerando i carichi interni dovuti a persone e apparecchiature elettriche, nonché i carichi solari e il clima esterno. Nel caso di sistemi a bassa inerzia termica, quali gli impianti convettivi e i pannelli radianti di superficie, il carico cui il sistema deve far fronte corrisponde alla potenza frigorifera necessaria a mantenere una temperatura operativa interna alla stanza pari, per esempio, a 26°C (ASHRAE-2004) nel momento di massimo fabbisogno frigorifero. Nei sistemi ad attivazione termica della massa, invece, l'inerzia termica del solaio attenua il carico frigorifero delle macchine refrigeranti e ne ritarda il picco (fenomeno di peak shaving). Di conseguenza, si rende necessario un diverso approccio nella progettazione del dimensionamento di sistemi con solaio termoattivo.

Il presente articolo illustra i metodi semplificati previsti nella nuova normativa europea per il dimensionamento di TABS (EN 15377 parte 3).

A livello teorico, una simulazione termica a regime dinamico con time-step orario sarebbe sufficiente per ottenere un'ottima valutazione delle prestazioni dei solai termoattivi in fase di raffrescamento (Hauser et. al. 2000, Koschenz e Lehmann 2000 Olesen et. al. 2002, Brunello et al. 2002, Olesen e Dossi 2004.). Tuttavia, spesso si ritiene un tale approccio troppo complicato e laborioso, specialmente durante la fase di primo dimensionamento.

Vengono di seguito presentati i metodi semplificati inseriti all'interno della Normativa Europea di riferimento per il settore. I metodi proposti vengono usati per dimensionare il sistema e verificare che la potenza così installata sia sufficiente ad assicurare il comfort all'interno del locale confinato. Un'apposita sezione della normativa descrive pure quanto la progettazione e il dimensionamento possano essere migliorati in modo da facilitare l'utilizzo di risorse energetiche rinnovabili.

## **2. SCOPO DELLA NORMATIVA**

La normativa EN 15377 prevede metodi di dimensionamento per sistemi di raffrescamento e riscaldamento radiante alimentati ad acqua. Questa norma differisce dal progetto di norma prEN 1264, anch'esso in fase di revisione, che si riferisce al calcolo della sola potenza nominale termica e frigorifera del sistema radiante in condizioni stazionarie e con i metodi di calcolo attualmente previsti dalla EN 1264. La norma EN 15377 (parti 1 e 2) invece riguarda il dimensionamento degli impianti sulla base delle rese sia dei sistemi radianti definiti nella prEN 1264 che di altre tipologie di impianto radiante, quali i sistemi a capillare, i pavimenti radianti in legno e i sistemi con solaio termoattivo. In particolare nella norma EN 15377 si introduce la possibilità di dimensionamento in regime stazionario di qualsiasi tipo di sistema radiante con tecniche agli elementi finiti o alle differenze finite.

La norma prEN15377 parte 3 è interamente dedicata al dimensionamento in regime dinamico degli impianti con solaio termoattivo con lo scopo di guidare il progettista nel dimensionamento della potenza necessaria dal chiller ai fini del raffrescamento. Il dimensionamento in regime stazionario invernale viene invece definito nelle parti 1 e 2.

Le metodologie di dimensionamento semplificato derivano da una ricerca biennale svolta presso il Dipartimento di Fisica Tecnica in collaborazione con l'Università Tecnica della Danimarca e l'EMPA di Zurigo.

Occorre infine sottolineare come le norme europee sugli impianti radianti (EN 15377 ed EN 1264) siano attualmente oggetto di analisi per costituire la base della nuova normativa ISO (gruppo ISO/TC205-WG8) sui sistemi radianti.

### 3. OTTIMIZZAZIONE DEL SISTEMA FINALIZZATA ALL'ACCOPIAMENTO CON RISORSE ENERGETICHE RINNOVABILI

Trasferire energia termica attraverso sistemi idronici comporta impianti meno ingombranti e con minore consumo di energia rispetto ad impianti aventi aria come fluido termovettore. Allo stesso tempo, in presenza di elevate superfici di scambio, l'acqua di alimentazione presenta temperature di mandata piuttosto vicine alla temperatura dell'ambiente; ne deriva quindi il termine di sistemi ad alta temperatura, nel caso di regime estivo, o a bassa temperatura, nel caso di funzionamento invernale. Più in generale si parla di impianti a bassa differenza di temperatura.

Gli impianti radianti tradizionali sono sistemi a bassa differenza di temperatura; per questi impianti la differenza tra temperatura media dell'acqua e temperatura dell'ambiente può essere ridotta mediante la diminuzione del passo tra i tubi e il salto termico tra temperatura dell'acqua di mandata e di ritorno. Questo comporta però un aumento della lunghezza dei tubi e della portata d'acqua circolante, aumentando di conseguenza le perdite di pressione e dunque maggiori consumi energetici di pompaggio, a meno di non aumentare il diametro dei tubi oppure di suddividere il circuito radiante in sottocircuiti in parallelo.

Nel caso degli impianti TABS si può ottenere un utilizzo più razionale dell'energia, grazie alla riduzione del picco di carico, dovuta all'elevata inerzia termica del sistema. In tal modo, i picchi di carico sostenuti dall'impianto vengono traslati al di fuori del periodo di maggiore intensità dei carichi termici all'interno dei locali, riducendo allo stesso tempo la potenza installata dell'impianto di riscaldamento e raffreddamento. Si possono inoltre usare temperature dell'acqua prossime a quella ambiente (temperatura in riscaldamento di 25°C-27°C in inverno e 18°C-22°C in estate); questo implica maggiori vantaggi nello sfruttamento di fonti energetiche rinnovabili o altamente efficienti, quali la risorsa solare termica, gli acquiferi, come pure le pompe di calore geotermiche. Infatti una diminuzione della taglia della macchina può rappresentare un aspetto interessante, soprattutto quando correlato a pompe di calore accoppiate al terreno: in questo caso infatti la riduzione di potenza installata coincide con un minore costo di installazione (minor numero di sonde geotermiche) e inoltre le temperature basse in condensazione ed alte in evaporazione consentono COP elevati sia in riscaldamento che in raffreddamento (De Carli et al. 2004).

### 4. CONCETTI ALLA BASE DEI SISTEMI CON SOLAIO TERMOATTIVO

I sistemi TABS (Koschütz e Lehmann 2000) sono circuiti di raffreddamento e riscaldamento ad acqua i cui tubi trovano posto al centro del solaio (Figura 1). Il trasferimento di calore viene dunque fortemente influenzato dagli spessori di solaio posti sopra e sotto il piano tubi, nonché dalla presenza o meno di strati isolanti al di sopra o al di sotto del solaio. A livello intuitivo, si può pensare che il flusso di energia termica (sia essa frigorifera o meno) interessi dapprima la regione circostante i tubi, per poi estendersi coinvolgendo il resto della parte strutturale del solaio, fino a raggiungere le superfici del solaio stesso, cioè il soffitto ed eventualmente il pavimento, e da qui l'ambiente.

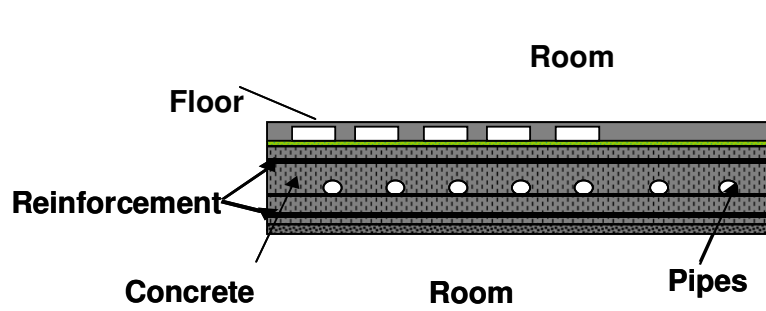
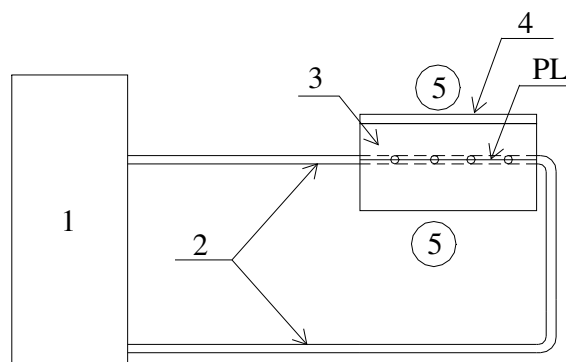


Figura 1. Sistema con solaio termoattivo

I sistemi con solaio termoattivo rivelano i propri vantaggi più significativi nell'ambito della climatizzazione estiva. E proprio a tale condizione di funzionamento fa riferimento la norma EN 15377 Parte 3, pertanto nel seguito si farà riferimento al comportamento dinamico in raffrescamento. In tal caso, si può suddividere il sistema nelle seguenti principali entità, come illustrato in Figura 2:

1. Macchina refrigerante;
2. Circuito di distribuzione dell'acqua refrigerata;
3. Serpentina per il raffrescamento, posta nella parte più interna del solaio (posizione "PL", acronimo di Pipe Level);
4. Eventuali resistenze termiche dovute alla finitura del pavimento e del soffitto (quali tappeti, moquette, pavimento rialzato e controsoffitti);
5. Ambienti superiore e inferiore.



**Figura 2. Schema semplificato di sistemi TABS**

La possibilità di attenuare i picchi di carico, in particolare quelli estivi, consente di non reagire istantaneamente ai carichi termici, posticipando per esempio il periodo di criticità nella rimozione del calore al di fuori del periodo di occupazione, provvedendo in tal modo al raffrescamento dell'edificio durante le ore notturne.

I sistemi TABS possono essere utilizzati sia con sistemi di ventilazione meccanica che in accoppiamento con ventilazione naturale, in funzione delle condizioni climatiche del sito e della destinazione d'uso dell'edificio. Nel caso di ventilazione meccanica, si può pure provvedere alla deumidificazione dell'aria immessa. In tal caso, si può usufruire della medesima macchina refrigerante utilizzata per il sistema radiante. In breve, il solaio ad attivazione termica della massa consente di accumulare energia frigorifera nella notte, lasciando disponibile la macchina refrigerante per il trattamento dell'aria di rinnovo, durante i periodi di occupazione (Figura 3): ciò consente di utilizzare macchine refrigeranti di dimensioni inferiori, con un miglioramento delle prestazioni, dato che la temperatura di evaporazione può essere maggiore di quella diurna richiesta per il trattamento dell'aria; nel caso di chiller raffreddati ad aria inoltre la temperatura esterna nel periodo notturno è più bassa rispetto a quella diurna. Infine, il funzionamento notturno può permettere di sfruttare una più conveniente tariffazione elettrica, nell'ottica di un mercato elettrico libero.

In generale si può dire che in climi caldi e umidi la potenza refrigerante richiesta per la deumidificazione diurna dell'aria è sufficiente a far fronte pure al raffrescamento notturno del solaio, come si evince dalla Figura 3. Prerequisito fondamentale è un involucro efficiente dal punto di vista energetico, sia per quanto riguarda l'aspetto invernale, sia per quanto riguarda il comportamento durante la stagione estiva.

L'aspetto più critico nel dimensionamento dei sistemi TABS è quello relativo alle condizioni climatiche interne; in particolare risulta difficile, per il progettista, determinare se una determinata temperatura di adduzione dell'acqua al circuito sia sufficiente ad assicurare il mantenimento di condizioni di comfort termico (in termini di temperatura operativa) entro un predeterminato intervallo di temperatura operante. Inoltre, il progettista è interessato al calcolo della potenza che dev'essere rimossa dal gruppo di refrigerazione, in modo da prevederne il dimensionamento, oltre a decidere quante ore far funzionare l'impianto.

Infatti (Figura 4), in ambienti con installazioni di sistemi con solaio termoattivo, la temperatura dell'ambiente interno fluttua entro un intervallo di temperatura che deve essere compreso all'interno dell'intervallo di comfort ( $-0.5 < PMV < 0.5$ ), che nel caso di edifici del terziario si traduce in un campo di temperature operanti comprese tra  $23^{\circ}\text{C}$  e  $26^{\circ}\text{C}$  (ISO 7730 2004). E' stato peraltro dimostrato in recenti ricerche (Kolarik et al. 2007) che la variazione di temperatura di  $3^{\circ}\text{C}$  nell'arco di una giornata lavorative non rappresenta un problema di comfort.

In questi anni sono stati sviluppati numerosi codici di simulazione termica dinamica dell'edificio. Il ricorso a tali programmi è comunque limitato dagli elevati tempi e costi necessari per la preparazione e la conduzione delle simulazioni stesse. In quest'articolo si presentano strumenti di calcolo semplificati, inseriti nella nuova normativa, che permettono il dimensionamento di sistemi TABS.

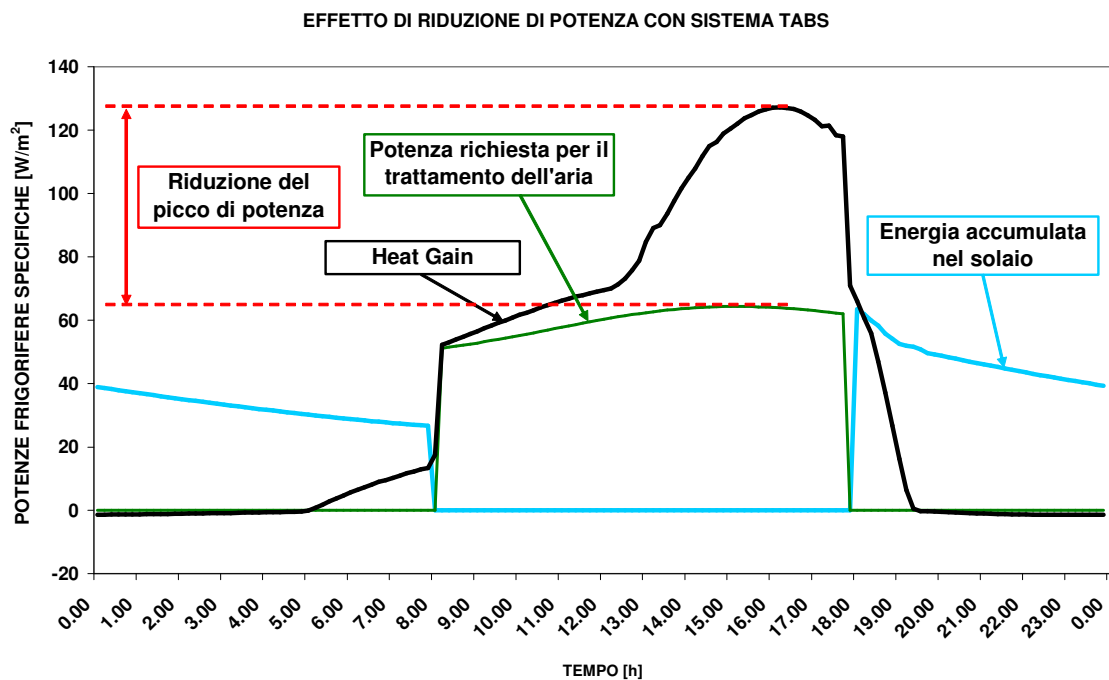


Figura 3. Esempio dell'effetto di attenuazione del picco di carico

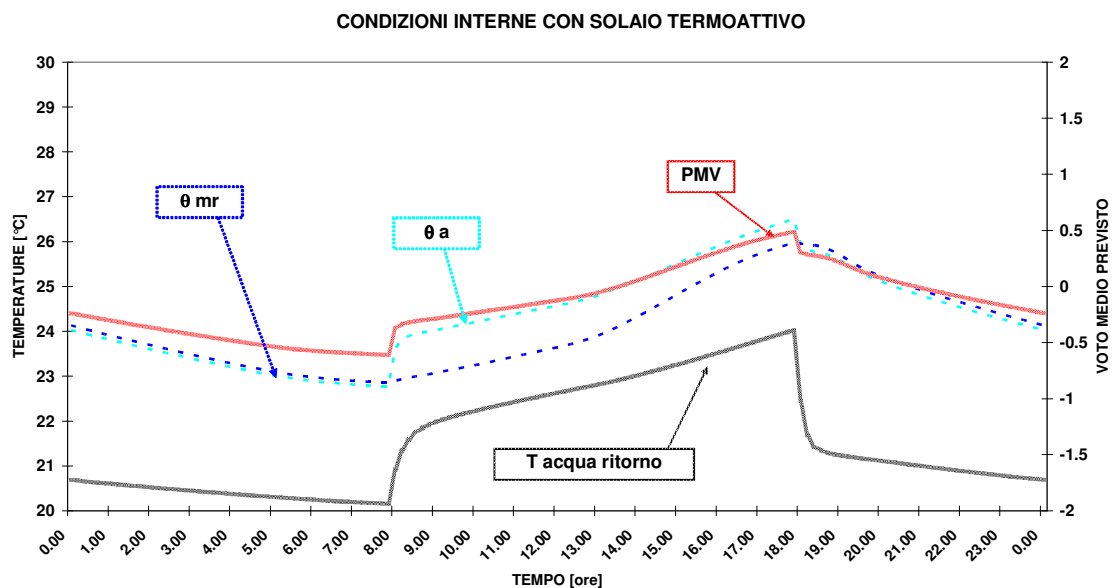


Figura 4. Esempio di profili di temperatura (asse sinistro) e valori di PMV (asse destro) nel corso della giornata

## 5. METODI DI CALCOLO

I metodi di calcolo previsti nella norma sono i seguenti:

1. Metodo di primo dimensionamento (Sezione 5.1): è indicato in particolare per le prime fasi di progettazione. Deriva dall'analisi parametrica di un rilevante gruppo di simulazioni termiche effettuate utilizzando condizioni standard di carico, assieme ad esperienze maturate su impianti esistenti. L'accuratezza di questo metodo di calcolo può essere considerata attorno al 20-30% rispetto alla realtà. Tale metodo richiede la conoscenza del carico termico di picco agente sulla stanza nel caso di raffrescamento puramente convettivo.
2. Metodo di dimensionamento mediante specifici diagrammi (Sezione 5.2): utilizza una serie di diagrammi ottenuti dalla simulazione numerica di diverse condizioni di carico e si basa sulla conoscenza del profilo di carico giornaliero. L'accuratezza di questo metodo è attorno al 15-20%.
3. Modello semplificato basato su metodi alle differenze finite monodimensionali (Sezione 5.3): si raggiunge un'accuratezza nell'ordine del 10-15% rispetto alla realtà e può essere ulteriormente esteso attraverso l'uso di metodi di calcolo alle differenze finite bidimensionali per la simulazione del campo termico circostante i tubi. Tale modello necessita della conoscenza del profilo giornaliero di carico, con cadenza oraria.

Nella normativa viene anche fatto esplicito riferimento all'uso di modelli di simulazione dettagliata edificio-impianto. Essi raggiungono un'accuratezza davvero notevole (6-10%) e si basano sulla simulazione globale del complesso costituito dall'integrazione di edificio e impianto.

### 5.1. Metodo di primo dimensionamento

Dall'analisi di un sostanzioso corpus di simulazioni ed esperienze maturate negli anni, emerge che il chiller può essere dimensionato al 70-80% di potenza rispetto a quanto sarebbe necessario nel caso di raffrescamento con sistemi tradizionali. Si può dunque assumere che la potenza di refrigerazione da installare sia attorno al 70-80% del picco massimo istantaneo di carico termico.

### 5.2. Metodo di dimensionamento a diagrammi

In questo caso la base di partenza è il calcolo dei carichi dell'ambiente, considerando un sistema puramente convettivo, mantenuto alla temperatura operativa media di 24°C (che corrisponde a una temperatura di set-point dell'aria di circa 23°C), con funzionamento continuo nelle 24 ore. Nel caso il calcolo dei carichi termici venga effettuato in modo approssimato, si raccomanda di considerare un carico maggiorato del 10% circa, per tener conto anche dei carichi termici per conduzione attraverso le superfici esterne. Il metodo è basato sul seguente concetto: la regione di calcestruzzo in cui sono immersi i tubi, contraddistinta da rilevanti conducibilità e capacità termiche, subisce una limitata fluttuazione della propria temperatura media, durante la giornata. Si può a questo punto assumere che il solaio si mantenga a una temperatura media fittizia pressochè costante durante la giornata. Tale temperatura media del solaio viene calcolata dal metodo stesso e viene posta in correlazione con la temperatura d'alimentazione del circuito.

Il metodo viene descritto attraverso l'uso dei seguenti parametri:

- $Q$ : si tratta del carico termico giornaliero specifico [ $\text{kWh/m}^2$ ] agente sull'ambiente durante il giorno di progetto. In particolare, esso consiste nella somma dei 24 valori orari di carico frigorifero specifico provvisti da un ipotetico impianto convettivo (per mantenere la temperatura operante nella stanza costantemente a 24°C).
- $\theta_{\text{comfort}}$ : è la massima temperatura operativa consentita per assicurare condizioni di comfort, generalmente fissata pari a 26°C.
- forma generale del profilo di carico termico agente sulla stanza: permette di definire se le sollecitazioni termiche interne alla stanza possano essere riportate al caso di una stanza orientata a Est (carichi prevalenti durante la mattina), a Sud (distribuzione dei carichi piuttosto simmetrica rispetto a mezzogiorno) o a Ovest (distribuzione dei carichi concentrata nel pomeriggio).
- numero di superfici attive del solaio: permette di distinguere la tipologia di solaio, ossia se il solaio lavora in modo omogeneo, cioè attraverso entrambe le superfici (Figura 5.A), o se invece l'azione di una delle due superfici (generalmente il soffitto) sia preponderante (Figure 5.B e 5.C) rispetto all'altra.
- $h$ : è il numero di ore di funzionamento giornaliero del circuito radiante.
- $R_{\text{int}}$ : è la resistenza termica globale corrispondente alla porzione di solaio direttamente a contatto coi tubi che veicolano il fluido termovettore. In breve, corrisponde alla resistenza termica fittizia che si ipotizza connettere la regione conduttiva del solaio circostante i tubi (Figura 6) al piano tubi stesso.

- $\theta_s$ : si tratta della temperatura media del solaio, calcolata dal metodo stesso e dipendente dal numero di superfici attive del solaio, dalla durata del tempo di funzionamento giornaliero dell'impianto (per esempio 8 h o 24 h) e dal profilo di carico. Tale temperatura viene stimata attraverso la seguente equazione, i cui coefficienti variano in funzione dei succitati parametri:

$$\theta_s = \theta_{comfort} + coeff \cdot Q \quad (1)$$

- $R_t$ : è la resistenza termica fittizia associabile al circuito idronico, ottenuta attraverso l'applicazione del "metodo delle resistenze". Tale resistenza termica dipende dalla resistenza termica della parete del tubo, dal diametro del tubo e dal passo tra i tubi (De Carli et al. 2003).
- $\theta_w$ : è la temperatura di alimentazione del circuito necessaria per garantire il comfort termico all'interno della stanza. E' ottenuta attraverso la seguente espressione:

$$\theta_w = \theta_s - \frac{Q \cdot (R_{int} + R_t) \cdot 1000}{h} \quad (2)$$

I coefficienti da utilizzare nei calcoli possono essere presentati attraverso due tabelle, in dipendenza dalla forma del profilo dei carichi interni alla stanza (Tabelle 1 e 2). Una volta definita la temperatura di comfort  $\theta_{comfort}$ , le tabelle possono essere riassunte attraverso diagrammi: per esempio, assumendo  $\theta_{comfort} = 26^\circ\text{C}$ , il diagramma relativo a una situazione costante di carichi interni tra le 8:00 e le 18:00 è dato dalla Figura 7.

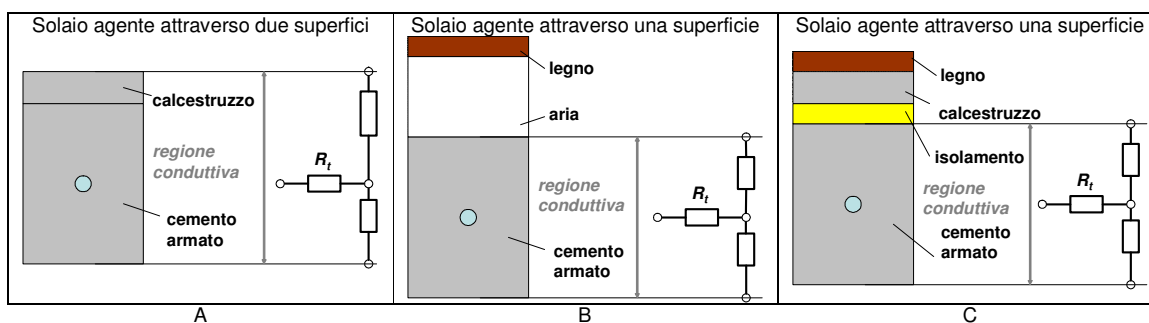


Figura 5. Numero di superfici attive e individuazione delle regioni conduttive

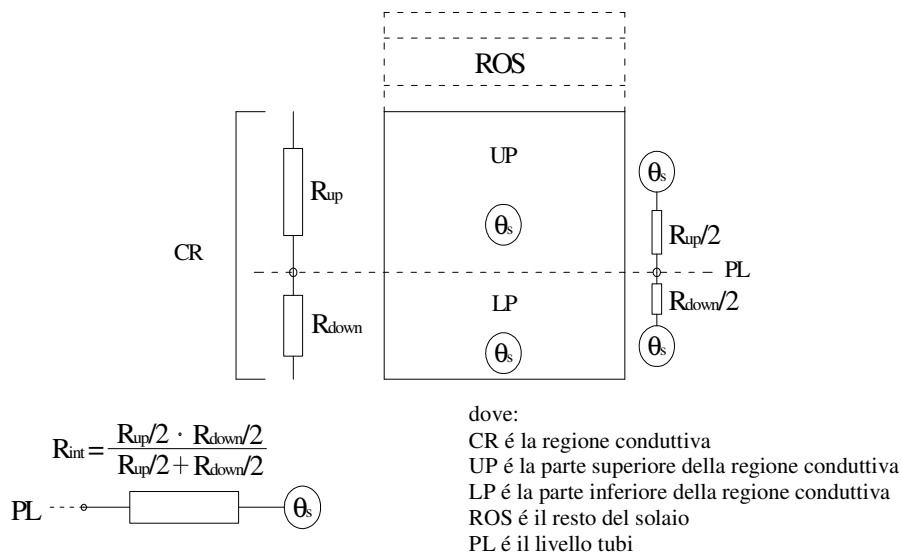


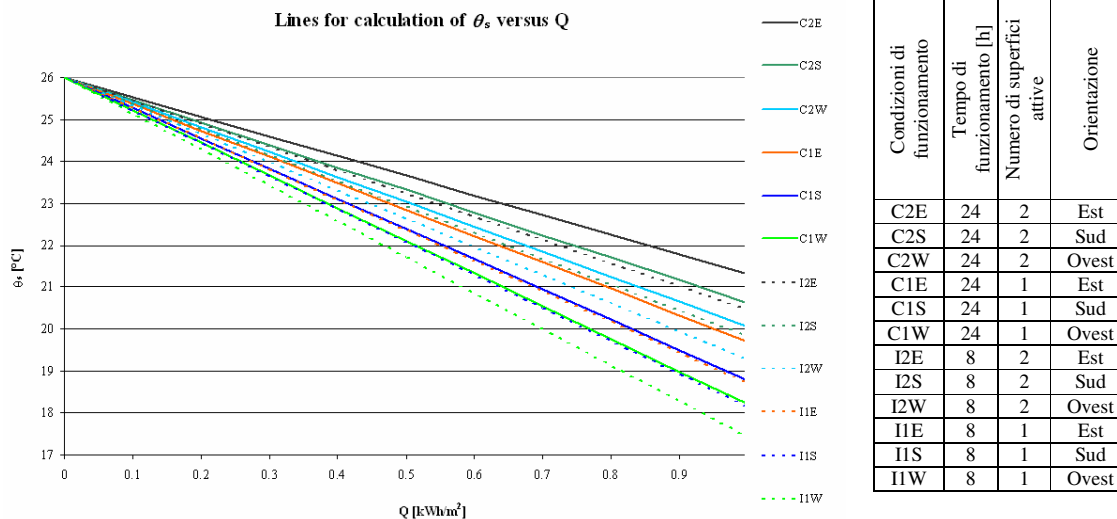
Figura 6. Rappresentazione del circuito di resistenze utilizzato per il metodo di dimensionamento a diagrammi

**Tabella 1. Carichi termici interni costanti dalle 8:00 alle 18:00**

|   | Superfici attive             | Room orientation |         |         |
|---|------------------------------|------------------|---------|---------|
|   |                              | EST              | SUD     | OVEST   |
| Funzionamento continuo del sistema (24 h)     | 2 (Pavimento e soffitto, C2) | -4.6816          | -5.3696 | -5.935  |
|   | 1 (Solo soffitto, C1)        | -6.3022          | -7.2237 | -7.7982 |
| Funzionamento intermittente del sistema (8 h) | 2 (Pavimento e soffitto, C2) | -5.5273          | -6.1701 | -6.7323 |
|   | 1 (Solo soffitto, C1)        | -7.2853          | -7.8562 | -8.5791 |

**Tabella 2. Carichi termici interni costanti dalle 8:00 alle 12:00 e dalle 14:00 alle 18:00**

|   | Superfici attive             | Room orientation |         |         |
|---|------------------------------|------------------|---------|---------|
|   |                              | EST              | SUD     | OVEST   |
| Funzionamento continuo del sistema (24 h)     | 2 (Pavimento e soffitto, C2) | -6.279           | -7.1094 | -7.3681 |
|   | 1 (Solo soffitto, C1)        | -7.9663          | -8.7989 | -8.7455 |
| Funzionamento intermittente del sistema (8 h) | 2 (Pavimento e soffitto, C2) | -8.1474          | -8.758  | -9.3264 |
|   | 1 (Solo soffitto, C1)        | -10.029          | -10.685 | -10.967 |



**Figura 7. Diagramma per la determinazione della temperatura media della regione conduttiva del solaio  $\theta_s$  in funzione dei carichi termici totali giornalieri, nel caso di carichi termici interni costanti dalle 8:00 alle 18:00**

### 5.3 Metodo di dimensionamento basato su metodi alle differenze finite (FDM)

Nella norma prEN15377-3 viene altresì presentato un metodo dettagliato di calcolo e gli algoritmi di base per lo sviluppo del relativo codice di simulazione. Di seguito vengono presentati i principali concetti inerenti tale modello; per dettagli si veda (Scarpa 2007).

#### Il sistema di refrigerazione

E' un sistema molto critico, perchè occorre tenere in debita considerazione la limitata capacità di raffrescamento offerta dal solaio termoattivo. L'aspetto fondamentale in questa tecnologia è rappresentato dall'energia asportabile durante il periodo notturno, e quindi la potenza media del sistema, più che il picco di potenza. L'energia asportabile è funzione delle ore di funzionamento e della temperatura di mandata. Il dimensionamento del chiller con il metodo FDM è di tipo iterativo e richiede calcoli di affinamento successivi.





- Ricorso a consuete strutture in calcestruzzo, contraddistinto da conducibilità termica  $\lambda = 1.2-2.0 \text{ W/(m K)}$ . Si possono ovviamente simulare solai cui siano aggiunti strati di materiali addizionali, quali isolanti acustici o pavimenti rialzati. Si devono tuttavia escludere dall'ambito di validità del metodo i solai che comprendono elementi di alleggerimento o intercapedini d'aria non uniformi comprese all'interno della regione conduttiva in calcestruzzo.

Se tali condizioni non vengono verificate, è necessario effettuare il dimensionamento ricorrendo all'uso di programmi di simulazione dettagliati che mettano a disposizione moduli di calcolo per la simulazione di solai attivi.

Comunque, entro le condizioni sopra presentate, si può procedere col metodo semplificato. A tal fine sarebbe necessario svolgere una simulazione per valutare il profilo dell'andamento della potenza di raffreddamento di un sistema convettivo per mantenere la temperatura operativa interna alla stanza mediamente nell'arco della giornata attorno a  $24^\circ\text{C}$ , per valutare i carichi termici provenienti dalla conduzione attraverso la parete esterna. In assenza della valutazione dei flussi attraverso le superfici esterne, si può assumere un valore pari al 10% di carico rispetto alla somma dei carichi interni e della radiazione solare entrante giornalieri.

In Figura 10 si riporta lo schema generale della metodologia di calcolo alla base del modello. In particolare vengono definiti i seguenti parametri:

- DWC raggruppa l'insieme delle condizioni meteorologiche
- TES rappresenta i carichi termici dovuti alla conduzione attraverso la superficie esterna
- SG rappresenta i guadagni solari incidenti nella stanza
- CIHL rappresenta i carichi termici interni convettivi
- RIHL rappresenta i carichi termici interni radiativi

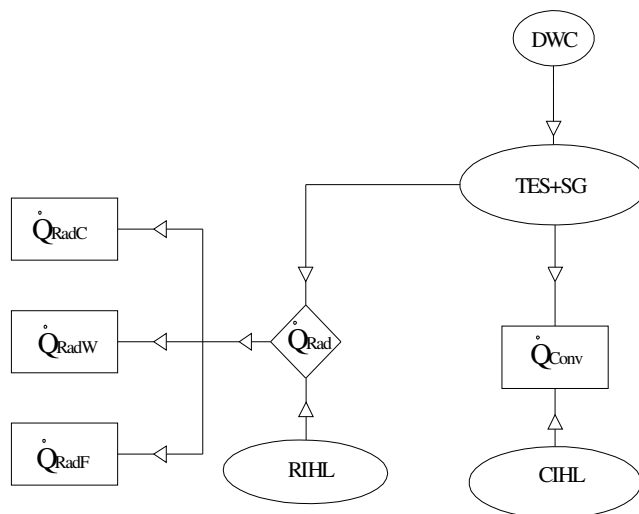


Figura 10. Carichi termici considerati dal modello e rispettiva distribuzione

## 6. CONCLUSIONI

Gli studi e le analisi condotte nel corso della presente ricerca confermano i vantaggi nell'applicazione di sistemi con solaio termoattivo. In particolare questa tecnologia permette di ritardare e attenuare il picco di potenza frigorifera, grazie all'elevata capacità termica del solaio stesso; pertanto i chiller accoppiati a sistemi TABS presentano potenza nominale inferiore rispetto ai terminali di impianto tradizionali. I metodi previsionali di dimensionamento dei solai termoattivi sono di difficile utilizzo, poiché bisogna ricorrere a simulazioni termiche dinamiche dettagliate degli ambienti. Ne deriva la necessità di ricorrere a strumenti di dimensionamento specifici, quali i metodi qui presentati, recentemente introdotti all'interno della nuova norma

prEN15377. Lo scopo principale di questa normativa è per l'appunto lo studio metodi di dimensionamento dedicati per gli impianti TABS.

La normativa include metodi di calcolo utili nelle prime fasi di progettazione, quali il metodo di primo dimensionamento e il metodo di dimensionamento a diagrammi. Tale metodo si basa sull'ipotesi di una temperatura media operante fluttuante nel corso delle ore d'occupazione dei locali. Gli input del metodo consistono invece nei carichi termici interni dovuti a persone, illuminazione e apparecchiature elettriche, oltre al contributo solare e alle specifiche del sistema (costituzione del solaio, diametro e passo dei tubi, periodo di funzionamento dell'impianto, etc.).

Vi è infine un ulteriore metodo che si basa sull'accurata descrizione del circuito radiante, ivi comprendendo le specifiche del circuito e le caratteristiche termo-fisiche del solaio. Tale metodo si basa su tecniche esplicite alle differenze finite, semplificando l'implementazione del metodo stesso.

## NOMENCLATURA

- $\theta_{mr}$ : Temperatura media radiante della zona [°C];
- $\theta_{air}$ : Temperatura media dell'aria della zona [°C];
- $\theta_f$ : Temperatura media del pavimento [°C];
- $\theta_c$ : Temperatura media del soffitto [°C];
- $\theta_{w\ exit}$ : Temperatura di ritorno dell'acqua [°C];
- PMV*: Voto Medio Previsto (Predicted Mean Vote) [-];
- Q*: Carico termico giornaliero specifico [kWh/m<sup>2</sup>];
- $\theta_{comfort}$ : Massima temperatura operativa consentita per assicurare condizioni di comfort [°C];
- h*: Durata del tempo di funzionamento giornaliero del circuito refrigerante [h];
- $R_{int}$ : Resistenza termica globale corrispondente alla porzione di solaio direttamente a contatto coi tubi [m<sup>2</sup>K/W];
- $\theta_s$ : Temperatura media del solaio [°C];
- $R_i$ : Resistenza termica fittizia associabile al circuito idronico [m<sup>2</sup>K/W];
- $\theta_w$ : Temperatura dell'acqua di alimentazione del circuito necessaria per garantire il comfort termico all'interno della stanza [°C];
- $R_z$ : Resistenza termica fittizia tra la temperatura di mandata dell'acqua e la temperatura media logaritmica dell'acqua lungo il circuito [m<sup>2</sup>K/W];
- $R_w$ : Resistenza termica fittizia tra la temperatura media logaritmica dell'acqua e la temperatura media sulla superficie interna del tubo [m<sup>2</sup>K/W];
- $R_t$ : Resistenza termica corrispondente allo spessore della parete del tubo [m<sup>2</sup>K/W];
- $R_x$ : Resistenza termica fittizia tra la temperatura media sulla superficie esterna del tubo e la temperatura media presso il piano tubi [m<sup>2</sup>K/W];
- S<sub>1</sub>*: Spessore della porzione superiore del solaio
- S<sub>2</sub>*: Spessore della porzione inferiore del solaio
- $\theta_{Air}^n$ : Temperatura dell'aria durante il corrente time-step di calcolo [°C];
- $\theta_{Ceiling}^{n-1}$ : Temperatura del soffitto durante il precedente time-step di calcolo [°C];
- $\theta_{Floor}^{n-1}$ : Temperatura del pavimento durante il precedente time-step di calcolo [°C];
- $\theta_{Walls}^{n-1}$ : Temperatura delle pareti interne durante il precedente time-step di calcolo [°C];
- $\dot{Q}_{RadC}^n$ : Flusso di calore radiativo incidente sul soffitto [W];
- $\dot{Q}_{RadF}^n$ : Flusso di calore radiativo incidente sul pavimento [W];
- $\dot{Q}_{RadW}^n$ : Flusso di calore radiativo incidente sulle pareti interne [W];
- $\dot{Q}_{Conv}^n$ : Flusso di calore convettivo agente sull'aria [W];
- RRFC: Resistenza termica radiativa tra pavimento e soffitto [m<sup>2</sup>K/W];
- RCAC: Resistenza termica convettiva tra aria e soffitto [m<sup>2</sup>K/W];
- RRWC: Resistenza termica radiativa tra pareti e soffitto [m<sup>2</sup>K/W];
- RCAF: Resistenza termica convettiva tra aria e pavimento [m<sup>2</sup>K/W];
- RRWF: Resistenza termica radiativa tra pareti e pavimento [m<sup>2</sup>K/W];

RCAW: Resistenza termica convettiva tra aria e pareti [ $\text{m}^2\text{K/W}$ ].

#### RIFERIMENTI

- EN ISO 7730:1995 (1995), Moderate thermal environments. Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort.
- Brunello P., De Carli M., Tonon M., Zecchin R. (2002). Aspetti energetici ed economici nel condizionamento con sistemi radianti ad attivazione termica della massa. Convegno AiCARR, 7-8 Marzo 2002, Milano.
- De Carli, M., Koschenz, M., Scarpa, M., Zecchin, R. (2003), Metodologia semplificata per il dimensionamento di sistemi radianti ad alta inerzia termica. Congresso ATI 2003, Padova.
- De Carli M., Fellin F., Tonon M., Zarrella A., Zecchin R. (2004), Modellizzazione e dimensionamento di sistemi radianti ad attivazione termica della massa accoppiati a pompe di calore con sonde geotermiche, Convegno AiCARR, Marzo 2004, Milano.
- Hauser, G., Kempkes, Ch., Olesen, B. W. (2000), Computer Simulation of the Performance of a Hydronic Heating and Cooling System with Pipes Embedded into the Concrete Slab between Each Floor. ASHRAE Trans. V. 106, pt.1.
- Koschenz, M., Lehman, B. (2000). Thermoaktive Bauteilsysteme TABS, ISBN 3-905594-19-6
- Meierhans, R.A. (1993), Slab cooling and earth coupling, ASHRAE Trans. V. 99, Pt 2.
- Meierhans, R. A. (1996), Room air conditioning by means of overnight cooling of the concrete ceiling. ASHRAE Trans. V. 102, Pt. 2.
- Olesen, B. W., Sommer, K. and D uchting, B. (2002), Control of slab heating and cooling systems studied by dynamic computer simulations, ASHRAE Trans. V.108, Pt.2.
- Olesen, B.W., Dossi, F.C.(2004), Operation and Control of Activated Slab Heating and Cooling Systems, CIB World Building Congress 2004, May 2004.
- Kolarik, J., Olesen, B.W., Toftum, J. and Mattarolo, L. (2007), Thermal comfort, perceived air quality and intensity of SBS symptoms during exposure to moderate operative temperature ramps, Clima 2007 WellBeing Indoors.
- Scarpa, M. (2007), Cooling of Buildings by Means of Thermally Activated Building Systems, Tesi di Dottorato, Universit  degli Studi di Padova, 2007.