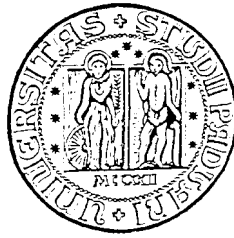


Università degli Studi di Padova



**FACOLTÀ DI INGEGNERIA**

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

**TESI DI LAUREA**

ANALISI DI UN EDIFICIO CLIMATIZZATO CON UN IMPIANTO GEOTABS

LAUREANDA: MAGRO ELISA  
MATRICOLA: 1036572

RELATORE: CH.MO PROF. MICHELE DE CARLI  
CORRELATORE: ING. ANGELO ZARRELLA

ANNO ACCADEMICO 2013-2014



# Indice

---

## **CAPITOLO 1 – INTRODUZIONE**

|   |    |
|---|----|
| 1.1 Efficienza e impatto ambientale delle pompe di calore   | 6  |
| 1.2 Variazione annuale della temperatura nel terreno        | 8  |
| 1.3 Differenti tipologie di pompe di calore geotermiche     | 10 |
| 1.4 Tipologie di scambiatori al terreno                     | 10 |
| 1.5 Calcolo della lunghezza delle sonde verticali a terreno | 13 |
| 1.6 Misurazione delle caratteristiche termiche del terreno  | 14 |
| 1.7 Sistemi TABS  | 15 |
| 1.7.1 Qualità dell'ambiente interno                         | 17 |

## **CAPITOLO 2 – PROGETTO EUROPEO GeoTABS**

|   |    |
|---|----|
| 2.1 Decision/design tree for geo-hp-TABS building | 21 |
| 2.1.1 Studio di fattibilità                       | 21 |
| 2.1.2 Pre-design                                  | 27 |
| 2.1.3 Dimensionamento dettagliato                 | 31 |
| 2.2 Inventory of cases                            | 34 |
| 2.3 Monitoraggio dei casi reali                   | 35 |
| 2.3.1 Descrizioni degli edifici                   | 36 |
| 2.3.2 Strategie di controllo                      | 38 |
| 2.3.3. Bilancio termico e rendimento del sistema  | 40 |
| 2.3.4 Analisi stagionale                          | 43 |
| 2.3.5 Analisi di comfort interno                  | 47 |
| 2.3.6 Valutazione economica e ambientale          | 48 |
| 2.4 Considerazioni finali                         | 48 |

## **CAPITOLO 3 – ANALISI DI UN EDIFICIO GeoTABS**

|  |    |
|--|----|
| 3.1 La sede della Manens-TiFS Ingegneria | 51 |
| 3.2 L'impianto di climatizzazione        | 52 |
| 3.3 Catalogazione dei dati               | 56 |
| 3.4 Analisi Comfort Interno              | 57 |

|                                      |    |
|--------------------------------------|----|
| 3.4.1 UNI EN 15251 e UNI EN 7730     | 57 |
| 3.5 Efficienza della pompa di calore | 64 |
| 3.6 Consumi                          | 67 |

## **CAPITOLO 4 – SIMULAZIONE DELL’IMPIANTO**

|   |     |
|---|-----|
| 4.1 Cos’è CaRM?   | 69  |
| 4.1.1 Approcci precedenti   | 69  |
| 4.1.2 Modello matematico di CaRM                                      | 70  |
| 4.1.3 Modellazione del terreno  | 71  |
| 4.1.4 Modellazione dello scambiatore                                  | 73  |
| 4.1.5 Modellazione del fluido termovettore                            | 74  |
| 4.1.6 Geometria del campo sonde                                       | 75  |
| 4.1.7 Sistema completo di equazioni                                   | 76  |
| 4.2 Il nuovo modello: CaRM-He   | 76  |
| 4.2.1 Modello del terreno   | 77  |
| 4.2.2 Zona superficiale   | 77  |
| 4.2.3 Zona della sonda geotermica                                     | 78  |
| 4.2.4 Zona profonda   | 79  |
| 4.2.5 Modellazione dello scambiatore                                  | 80  |
| 4.2.6 Modellazione del fluido termovettore                            | 81  |
| 4.3 Applicazione di GeoHP-Calc all’edificio di Manens-TiFS Ingegneria | 83  |
| 4.3.1 Casi simulati   | 85  |
| 4.3.2 Simulazione Stato di Fatto: Caso 1                              | 86  |
| 4.3.3 Simulazione variazione disposizione sonde: Caso 2               | 88  |
| 4.3.4 Simulazione aumento numero di sonde: Caso 3                     | 90  |
| 4.3.5 Simulazione riduzione del carico estivo: Caso 4                 | 91  |
| 4.4 Conclusioni   | 92  |
| <b>APPENDICE A</b>  | 95  |
| <b>APPENDICE B</b>  | 100 |
| <b>APPENDICE C</b>  | 101 |
| <b>BIBLIOGRAFIA</b>   | 103 |
| <b>RINGRAZIAMENTI</b>   | 104 |



# Capitolo 1.

---

## Introduzione

---

In questo capitolo introduttivo saranno descritte brevemente le pompe di calore, soffermando l'attenzione sulle pompe di calore geotermiche e sui sistemi TABS, componenti fondamentali degli impianti GeoTABS degli edifici che tratteremo nei capitoli successivi.

### 1.1

#### Efficienza e impatto ambientale delle pompe di calore

È ben noto come l'efficienza energetica di una pompa di calore a trascinamento elettrico possa usualmente essere espressa in termini di coefficienti di effetto utile, definito dalla relazione:

$$COP_h = \frac{P_t}{P_e} \quad (1.1)$$

dove  $P_t$  è la potenza termica resa disponibile al serbatoio caldo e  $P_e$  la potenza elettrica totale consumata. Come è noto il limite superiore del COP è costituito dal coefficiente di effetto utile del ciclo ideale di Carnot, funzione della temperatura del serbatoio caldo  $T_c$  e della temperatura del serbatoio freddo  $T_f$  in contatto termico con l'evaporatore:

$$COP_{CA,h} = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (1.2)$$

Tanto più  $T_c$  e  $T_f$  sono vicine tanto più il COP è alto; quindi conviene utilizzare pompe di calore quando si hanno  $\Delta t$  bassi e di conseguenza si dovranno scegliere degli adeguati terminali d'impianto.

Si deve sottolineare che il COP non è un rendimento perché è un rapporto tra un'energia termica e un'energia meccanica quindi si possono ottenere valori anche molto maggiori di 1. Un'altra caratteristica peculiare delle pompe di calore è la drastica riduzione della resa al diminuire della temperatura della sorgente fredda. Se si considera costante  $T_c$  si ha che:

$$\frac{\left(\frac{\partial COP_{CA,h}}{\partial \Delta t}\right)_{T_c}}{COP_{CA,h}} = -\frac{1}{T_c} \quad (1.3)$$

Se si tiene costante  $T_f$  :

$$\frac{\left(\frac{\partial COP_{CA,h}}{\partial \Delta t}\right)_{T_g}}{COP_{CA,h}} = \frac{T_c}{T_g} \cdot \frac{1}{\Delta t} \quad (1.4)$$

Considerando una temperatura della sorgente fredda di  $7^\circ\text{C}$  e un  $\Delta t = 40^\circ\text{C}$  ad ogni grado di aumento del  $\Delta t$  corrisponde una diminuzione del COP del 7,5% o del 2,2% a seconda che si ipotizzino costanti  $T_c$  o  $T_f$ .

Questo fatto pesa notevolmente sulle pompe di calore che usano l'aria dell'ambiente esterno come sorgente fredda perché proprio quando la temperatura esterna scende e quindi aumenta

la richiesta di riscaldamento da parte dell'edificio, diminuisce la resa della pompa di calore. Per questo motivo in genere si dimensionano le pompe di calore non per il massimo carico termico di progetto ma per un carico intermedio affiancandole con una macchina ausiliaria che interviene nei periodi di minima temperatura esterna, evitando così di dover sovradimensionare la pompa di calore.

In modo simmetrico quanto finora osservato si adatta ad una pompa di calore reversibile nel funzionamento estivo, nella quale l'effetto utile è la produzione di freddo conseguita all'evaporatore della macchina.

Possiamo quindi definire il coefficiente di effetto utile, o di prestazione,  $COP_c$  come:

$$COP_c = \frac{P_f}{P_e} \quad (1.5)$$

in cui  $P_f$  è la potenza frigorifera e  $P_e$  è la potenza elettrica totale assorbita.

Anche in questo caso il ciclo di Carnot inverso impone il limite superiore al valore del coefficiente di effetto utile della pompa di calore con il  $COP_{CA,c}$ :

$$COP_{CA,c} = \frac{T_f}{T_c - T_f} \quad (1.6)$$

Le considerazioni fatte riguardo alla variazione del  $\Delta t$ , della  $T_f$  o della  $T_c$  sono analoghe alle precedenti.

Tornando alle pompe di calore è interessante poter ricavare il valore del coefficiente  $COP_h^*$  di una pompa di calore a trascinamento elettrico che equivalga in termini di consumo di combustibile primario ad un impianto con caldaia, prendendo in considerazione una caldaia a condensazione alimentata a gas naturale con rendimento termico medio stagionale  $\eta_t = 1$ . Per il consumo di energia elettrica si fa riferimento al consumo specifico medio  $C_s$  degli impianti italiani termoelettrici alimentati a gas naturale pari a 1898 kcal/kWhe nel 2003 e alle rispettive perdite di rete  $\pi_r = 0,064$ . Con tali valori il COP limite della pompa di calore risulta:

$$COP_h^* = \frac{(1 + \pi_r) \cdot C_s \cdot \eta_t}{860} = \frac{1,064 \cdot 1898 \cdot 1}{860} = 2,35 \quad (1.7)$$

Quindi se il COP della pompa di calore utilizzata è maggiore o al limite uguale a 2,35 essa è conveniente rispetto ad un impianto tradizionale a caldaia, altrimenti si dovrà riconsiderare l'impianto. Dal punto di vista dell'analisi ambientale è importante calcolare l'entità del rilascio in atmosfera di anidride carbonica e anche in questo caso si possono confrontare le due opzioni impiantistiche appena considerate. Per la caldaia ci si riferisce ai dati relativi al metano  $PCI = 9,45 \text{ kWh}_t/m^3_s$ , a 15°C e 1 atm, emissione di anidride carbonica per combustione completa  $\beta_{CO_2} = 1,86 \text{ kg}_{CO_2}/m^3_s$ . Per il consumo elettrico della pompa di calore il riferimento per le emissioni è  $\alpha_{CO_2}$  che dipende da paese a paese. Con questi valori possiamo calcolare il  $COP_h^{**}$  di equivalenza tra la pompa di calore e la caldaia per quanto concerne l'emissione in atmosfera di  $CO_2$  come segue:

$$COP_h^* = \frac{(1 + \pi_r) \cdot C_s \cdot \eta_t}{860} = \frac{1,064 \cdot 1898 \cdot 1}{860} = 2,35 \quad (1.8)$$

$$COP_h^{**} = \frac{\alpha_{CO_2} \cdot PCI \cdot \eta_t}{\beta_{CO_2}} = \frac{0,53 \cdot 9,45 \cdot 1}{1,86} = 2,7 \quad (1.9)$$

Pertanto se la pompa di calore presenta un COP maggiore del valore limite ha un comportamento migliore della caldaia, sempre nei riguardi del singolo aspetto preso in considerazione.

Per gli edifici che richiedono sia riscaldamento invernale che raffrescamento estivo le pompe di calore operano in modo reversibile, sfruttando la sorgente termica invernale come serbatoio termico estivo. Questi impianti possono sfruttare diverse sorgenti esterne, quali:

**Aria Ambiente:** gratuita, sempre disponibile anche in elevate portate, ma presenta anche degli inconvenienti come il fatto che al diminuire della temperatura esterna aumenti il carico termico richiesto dall'edificio da servire, aumenti il  $\Delta t$  tra le sorgenti e quindi diminuisca la resa della pompa di calore proprio quando vi è maggior richiesta. Un altro problema è dato dal possibile congelamento dell'acqua sulla superficie dello scambiatore e nelle tubazioni quando la temperatura scende sotto gli  $0^{\circ}\text{C}$  comportando un brusco aumento delle perdite di carico e una drastica diminuzione del COP della macchina. Problema che può essere risolto con sistemi di sbrinamento meccanici, ad inversione di ciclo o attraverso altri comuni metodi che impongono una breve sosta di esercizio e una perdita di rendimento.

**Acqua superficiale o di falda:** l'utilizzo di questa sorgente deve rispettare i vincoli normativi imposti dalla provincia e dalla regione per quanto riguarda la temperatura di reimmissione, le portate prelevate e le distanze tra il pozzo di prelievo e d'immissione, inoltre impone di prestare attenzione a problemi di corrosione, di otturazione o incrostazioni delle tubazioni, problemi che vengono spesso evitati utilizzando uno scambiatore intermedio tra la sorgente e la pompa di calore.

**Terreno:** la terra contiene una notevole quantità di calore. Secondo le conoscenze attuali, circa il 99% della sua massa si trova a temperature che superano i  $1.000^{\circ}\text{C}$ , con valori compresi tra i  $6.000$  i  $6.500^{\circ}\text{C}$  nel nucleo centrale. Questo calore ha due origini una esterna e l'altra interna. L'origine esterna è dovuta soprattutto al sole e alla pioggia che costituiscono le uniche fonti di calore significative fino a 15 metri di profondità. L'origine interna è invece dovuta al calore prodotto dal decadimento nucleare di sostanze radioattive presenti nelle rocce del sottosuolo, in pratica il solo calore che mantiene calda la terra a profondità che superano i 20 m. Il terreno viene sfruttato attraverso delle sonde geotermiche interrato con costi d'impianto molto elevati, necessità di ampie superfici disponibili ma con buone prestazioni.

## 1.2

### Variazione annuale della temperatura nel terreno

Il principale vantaggio del terreno come sorgente termica è la sua elevata capacità di accumulo termico che gli permette di mantenere una temperatura praticamente costante anche a modesta profondità. La temperatura sotto la crosta terrestre risente sia delle proprietà termiche del terreno che dalle escursioni climatiche stagionali, mensili e giornaliere. Nota la temperatura superficiale si può ricavare l'andamento della temperatura nel terreno dall'equazione della conduzione di Fourier, considerando uno strato di materiale omogeneo, con superficie piana di coordinata  $x = 0$  e con profondità infinità:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \alpha \cdot \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \quad (1.10)$$

in cui  $\alpha$  è la diffusività termica del terreno. Se si approssima l'andamento reale della temperatura durante il periodo considerato con una funzione di tipo sinusoidale, si può esprimere la temperatura superficiale  $t_s$  in funzione del tempo  $\tau$  nel seguente modo:

$$t_s = t_o + A \cdot \sin \omega \tau \quad \text{per } x = 0 \quad (1.11)$$



dove  $A$  è l'ampiezza della variazione della temperatura superficiale avente come valore medio  $t_o$ , con periodo  $\tau_o$  e pulsazione  $\omega = 2\pi/\tau_o$ .

Trascurando il transitorio si può esprimere la temperatura  $t$  ad una profondità  $x$  all'istante  $\tau$  in questo modo:

$$t = t_o + A \cdot e^{-\gamma x} \cdot \sin(\omega\tau - \gamma x) \quad (1.12)$$

I termini  $\gamma = \sqrt{\omega/2\alpha} = \sqrt{\pi/\alpha\tau_o}$  ed  $e^{-\gamma x}$  si chiamano rispettivamente “costante di smorzamento” e “fattore di smorzamento”. Questo indica che la variazione di temperatura all'interno del terreno è ancora di tipo sinusoidale, ma con ampiezza ridotta rispetto alla variazione superficiale. La riduzione di ampiezza e lo sfasamento sono tanto maggiori quanto maggiore è la profondità  $x$  e quanto maggiore è la frequenza dell'oscillazione.

L'ampiezza dell'escursione termica in funzione della profondità nel terreno, considerando una diffusività del terreno costante  $\alpha = 8,5 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ , è riportata nella figura dalla quale si evince come per oscillazioni giornaliere, il cui valore massimo è considerato di  $12^\circ\text{C}$  nel mese di Luglio tra giorno e notte, ad 1 m di profondità non si risente già più nessuna variazione. Proprio per questo motivo i tubi dell'acqua sono interrati a profondità maggiori di un metro.

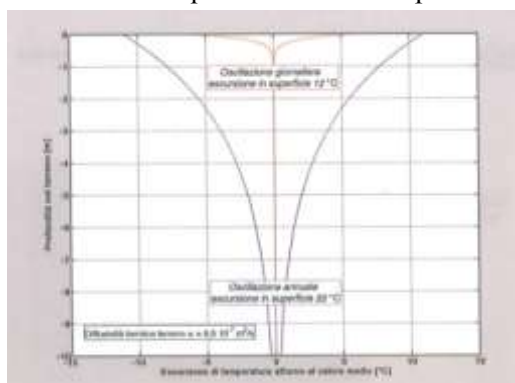


Fig.1.1 – Oscillazione di temperatura media giornaliera e annuale a diverse profondità

Se si considera poi l'oscillazione termica stagionale il cui valore medio è di  $22^\circ\text{C}$ , calcolato come differenza tra le temperature medie mensili di Luglio e Gennaio, si nota che sotto i 10 metri il terreno non risente della temperatura superficiale. Nella figura seguente invece si può osservare l'andamento della temperatura a regime stabilizzato a diverse profondità nel terreno con  $22^\circ\text{C}$  di oscillazione annuale attorno alla temperatura media annuale  $t_o = 13,2^\circ\text{C}$ .

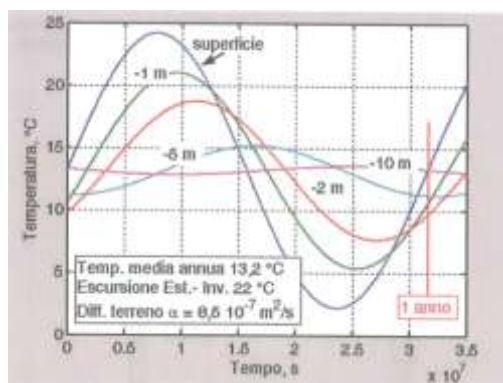


Fig.1.2 – Variazione della temperatura con la profondità

Si può osservare che per le sonde verticali che superano i 10 m di profondità l'influenza stagionale è trascurabile e pertanto si può considerare il terreno come una sorgente termica a temperatura costante durante tutto l'anno. La temperatura media del terreno corrisponde alla temperatura media annuale quindi in inverno è molto favorevole per le pompe di calore. Infine si deve considerare il gradiente termico ascendente che attraversa la crosta terrestre di valore medio pari a  $2,5\text{-}2,4^\circ\text{C}$  per ogni 100 metri di profondità.

### 1.3

#### Differenti tipologie di pompe di calore geotermiche

**Pompe di calore ad acqua superficiale SWHP:** possono essere distinte in pompe dirette o indirette ed utilizzano tutte come sorgente termica acque superficiali di lago, di stagno, di bacino oppure di fiume. Nel tipo diretto l'acqua superficiale viene prelevata dal suo corso naturale tramite un circuito con pompa e di solito rigettata nello stesso bacino dopo essere stata sfruttata. In genere per evitare problemi di corrosione e trascinarsi d'inquinanti, causati dal passaggio diretto dell'acqua prelevata nello scambiatore della pompa di calore, si fa ricorso ad un circuito idronico intermedio con scambiatore di calore secondario. Nel tipo indiretto invece non si preleva l'acqua superficiale ma lo scambiatore di calore, di opportuna geometria, è immerso direttamente in essa. Questa tipologia di pompe non viene praticamente utilizzata in Italia. Per quanto riguarda i vincoli normativi sull'uso dell'acqua superficiale non ci sono limitazioni generali ma si dovrà presentare richiesta al Genio Civile per l'estrazione e per l'immissione rispettare le limitazioni della Provincia per quanto riguarda la variazione di temperatura ammissibile.

**Pompe di calore ad acqua di falda GWHP:** usano come sorgente termica acqua sotterranea di falda prelevata attraverso dei pozzi, il ciclo è ancora usualmente di tipo indiretto. Dopo lo scambio termico con la pompa di calore l'acqua può essere scaricata nella rete di scarico pubblico (impianto a singolo pozzo) oppure può essere reimpressa nella falda (impianto a doppio pozzo). L'estrazione e l'utilizzo dell'acqua di falda deve rispettare vincoli normativi precisi. Si deve reimmettere l'acqua in condizioni di qualità non peggiori rispetto al prelievo e ad una distanza dal pozzo di estrazione tale da evitare interferenza termica. Per quanto riguarda l'impianto, generalmente per la circolazione dell'acqua sono utilizzate elettropompe sommerse multistadio che richiedono una potenza elettrica non trascurabile ed è prassi comune isolare l'acqua di falda dal sistema tramite uno scambiatore di calore di disaccoppiamento. Questo comporta un incremento dei costi d'impianto e dei consumi energetici a causa della differenza di temperatura meno favorevole e delle maggiori perdite di carico ma permette di risparmiare sulla manutenzione che può essere molto costosa.

Per l'uso dell'acqua di falda si può sfruttare anche la tecnologia ATEs che prevede di adoperare due pozzi distinti, uno per il prelievo e l'immissione di acqua più calda rispetto alla temperatura naturale della falda e l'altro per il prelievo e l'immissione d'acqua di falda più fredda. I pozzi alternano la propria funzione stagionale in questo modo: in estate il prelievo dell'acqua per i condensatori della pompa di calore viene effettuato dal pozzo freddo e l'immissione nel pozzo caldo, in inverno invece si preleva dal pozzo caldo e si reimmette nel pozzo freddo.

### 1.4

#### Tipologie di scambiatori al terreno

L'impianto delle GCHP è costituito da un circuito idronico<sup>1</sup> chiuso collocato nel terreno per lo scambio di calore con esso. Lo scambiatore al terreno può avere uno sviluppo orizzontale, verticale o sfruttare le strutture di calcestruzzo di fondazione degli edifici. Per quanto riguarda gli aspetti normativi non ci sono norme o leggi che regolino questi impianti se non per quanto concerne le perforazioni che devono essere dichiarate al Servizio Geologico del Ministero dello Sviluppo Economico; tuttavia a livello regionale esistono specifiche normative.

Distinguiamo ora tra le diverse tipologie di sonde:

---

<sup>1</sup> Come fluido termovettore viene usata acqua o acqua glicolata.

**Scambiatori orizzontali:**

Sono essenzialmente costituite da tubi in plastica di diametro compreso tra 20 e 40 mm interrati in profondità non superiore ai due metri e possono avere configurazione a tubo singolo, a tubi multipli in parallelo o in serie, a spirale o ad anello.

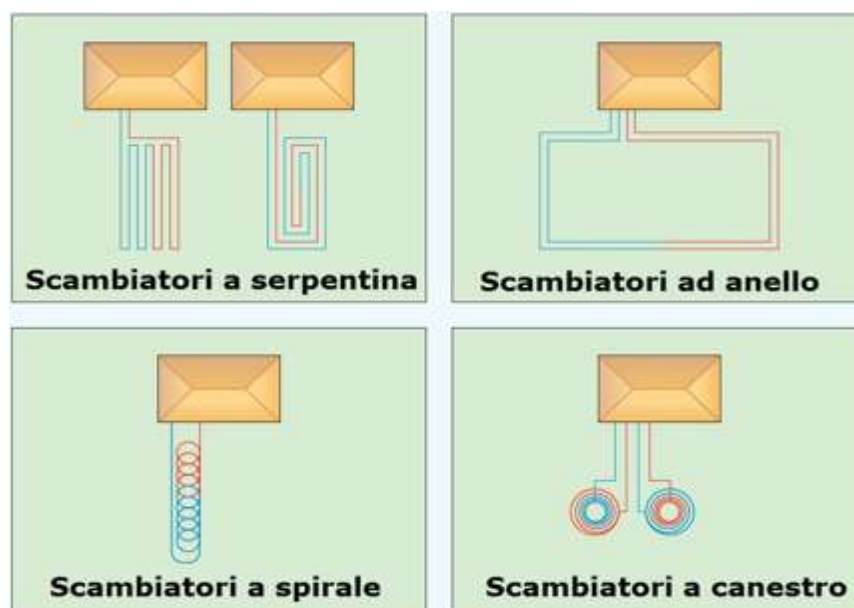


Fig.1.3 – Tipologie di sonde orizzontali

La disposizione a tubo singolo richiede uno scavo molto esteso ed è la configurazione che richiede la maggiore disponibilità di area orizzontale. La posa di più tubi nella stessa trincea permette di ridurre la superficie necessaria ma ovviamente richiede maggior lunghezza totale dei tubi a causa delle interferenze termiche che si manifestano tra tubi adiacenti.

Infine la posa in opera è meno costosa rispetto alle altre tipologie di sonde perché lo scavo è poco profondo e permette di utilizzare tecnologie già disponibili in cantiere per contro queste sonde richiedono una superficie molto più vasta rispetto alle altre tipologie e inoltre risentono della variazione climatica sia giornaliera che stagionale.

In alcuni paesi si usano pompe di calore accoppiate al terreno ad espansione diretta per il solo riscaldamento invernale nelle quali il collettore al terreno è direttamente costituito dall'evaporatore della pompa di calore. Tale scambiatore viene interrato ad una profondità tra 0,8 e 1,2 metri ed è realizzato con tubi di rame, rivestiti esternamente da sottile film plastico per evitare corrosione, di diametro 12-14mm. I vantaggi che si ottengono con questi impianti sono diversi: lo scambio diretto tra terreno e refrigerante permette di avere un'efficienza della pompa di calore maggiore, non sono richieste pompe di circolazione per il fluido secondario termovettore, i tubi di rame presentano una conducibilità termica maggiore dei tubi di plastica.

Generalmente i tipici valori di estrazione specifica di calore per le sonde orizzontali variano, a seconda del numero di ore di funzionamento 1800 h/anno o 2400 h/anno tra: 10 e 8 W/m<sup>2</sup> per terreni secchi, 20-30 e 16-24 W/m<sup>2</sup> per terreni umidi ed infine tra 40 e 32 W/m<sup>2</sup> per ghiaia, sabbia o terreni saturi d'acqua.

**Scambiatori verticali a terreno:**

I tubi sempre in plastica (PEAD flessibile) di diametro di 20-40 mm vengono inseriti in forma a semplice U, doppia U oppure nella geometria a tubi concentrici in perforazioni di profondità tra i 20 e i 180 metri. Una volta posizionati i tubi gli scavi devono essere riempiti

accuratamente con miscele di bettanite o bettanite e calcestruzzo e alcuni additivi<sup>2</sup> con lo scopo di incrementare il più possibile la conducibilità termica di tali riempimenti. Per piccoli impianti domestici la sonda può anche essere unica mentre per impianti di maggior potenza si ricorre a più sonde con disposizione in linea o a maglia quadrata e per limitare l'interferenza termica tra sonde contigue il passo tra le sonde è di solito compreso tra 4,5 e 8 metri.

Un tipo particolare di sonde solo per il riscaldamento invernale è la sonda a tubo di calore ad anidride carbonica. Tale sonda è costituita da un tubo in acciaio chiuso alle estremità e riempito di CO<sub>2</sub> che nelle condizioni di lavoro si trova in stato bifase. Nella parte superiore è termicamente collegata all'evaporatore della pompa di calore. Il principio di funzionamento sfrutta la gravità nel seguente modo: la CO<sub>2</sub> condensa nella parte superiore del tubo cedendo calore all'evaporatore della pompa di calore poi viene spinta per gravità verso il fondo della sonda dove evapora estraendo calore dal terreno e risale per differenza di densità senza necessitare di pompe di circolazione. Con l'utilizzo di anidride carbonica si evita il problema dell'inquinamento ambientale.

In genere anche per gli impianti a sonde verticali vi sono macchine ed inversione di ciclo dotate di una valvola di inversione, di solito una valvola a quattro vie, responsabile dello scambio di funzionamento tra evaporatore e condensatore.

I vantaggi delle sonde verticali rispetto alle orizzontali sono i seguenti:

- Superficie richiesta minore e le sonde risentono molto meno della stagionalità.
- Minore lunghezza totale del tubo e conseguente riduzione della spesa per i materiali e per il pompaggio del fluido nelle sonde.
- Migliori rendimenti energetici.

Il più grande svantaggio consiste negli elevatissimi costi richiesti per le perforazioni.

In molti edifici moderni il fabbisogno termico invernale è minore di quello estivo quindi per non sovradimensionare l'impianto e cercare di minimizzare i costi è pratica comune dimensionare le sonde per il fabbisogno invernale e prevedere un impianto ausiliario per la copertura dei picchi di richiesta di raffrescamento.

#### **Sonde integrate nella palificazione:**

Le sonde vengono collocate nelle palificazioni di fondazione degli edifici ed ancorate all'armatura oppure eventualmente introdotte nei pali di sostegno se necessari, questo permette di abbattere i costi di perforazione, di proteggere le sonde con la gettata di calcestruzzo e di garantire un buon scambio termico con il terreno.

Si deve considerare il rischio di formazione di condensa soprattutto quando prevale l'effetto di raffrescamento del sottosuolo e non si possono sfruttare temperature troppo basse, non si deve mai scendere sotto gli 0°C, per evitare danni strutturali.

#### **Sonde a pozzo stazionario:**

Questo è un tipo di sonda particolare che permette di diminuire grandemente la resistenza termica nel volume della perforazione e quindi ridurre la lunghezza totale complessiva delle sonde. La configurazione di questa sonda è simile a quella a tubi concentrici e viene denominata a circuito semi-aperto e può essere posta in opera solo con sottosuolo roccioso o fortemente consolidato ad in presenza di acqua sotterranea. Il tipico diametro delle perforazioni è di 150 mm con profondità fino anche a 400 m.

---

<sup>2</sup> Gli additivi più utilizzati per incrementare il coefficiente di conducibilità dei riempimenti a base cementizia o bentonitica sono quarzite, sabbia silicea e polvere di ferro.

## 1.5

## Calcolo della lunghezza delle sonde verticali a terreno

Il calcolo della lunghezza delle sonde verticali è molto complesso a causa della non perfetta conoscenza delle caratteristiche del terreno, quasi la totalità dei metodi si basa sulla seguente relazione di scambio termico in regime stazionario, dove in R viene incluso l'effetto della non stazionarietà dei fenomeni di scambio termico come la fluttuazione del carico e della temperatura del fluido che percorre le sonde.

$$q = L \cdot \frac{(T_g - T_w)}{R} \quad (1.13)$$

nella quale:

$q$  è il flusso termico tra il fluido termovettore e il terreno [W]

$L$  lunghezza totale della sonda [m]

$T_g$  temperatura media del terreno prima di installare le sonde [K]

$T_w$  temperatura media del fluido in sonda [K]

$R$  resistenza termica del terreno per unità di lunghezza della sonda [mK/W]

Sono state sviluppate diverse metodologie analitiche di calcolo, a seconda del diverso modo di considerare la resistenza al terreno, attualmente l'ASHRAE sfrutta il metodo sviluppato da Ingersoll (1954) che si basa sulla risoluzione dell'equazione generale della conduzione in coordinate cilindriche per determinare la resistenza equivalente del terreno relativa a periodi di tempo significativi.

Innanzitutto si calcolano le lunghezze delle perforazioni necessarie rispettivamente per il raffrescamento  $L_c$  e per il riscaldamento  $L_h$ .

$$L_c = \frac{q_a \cdot R_{ga} + (q_{cl} - W_c) \cdot (R_b + PLF_m \cdot R_{gm} + R_{gd} \cdot F_{sc})}{t_g - \left(\frac{t_{wi} + t_{wo}}{2}\right)_c - t_p} \quad (1.14)$$

$$L_h = \frac{q_a \cdot R_{ga} + (q_{lh} - W_h) \cdot (R_b + PLF_m \cdot R_{gm} + R_{gd} \cdot F_{sc})}{t_g - \left(\frac{t_{wi} + t_{wo}}{2}\right)_h - t_p} \quad (1.15)$$

nelle quali:

|                  |  |
|------------------|--|
| $q_a$            | è il flusso termico scambiato mediamente con il sottosuolo in un anno,   |
| $q_{cl}, q_{lh}$ | sono i carichi di progetto necessari rispettivamente per raffrescare e riscaldare,                                   |
| $W_c, W_h$       | sono le potenze elettriche assorbite dal compressore della pompa di calore in corrispondenza del carico di progetto, |
| $PLF_m$          | è il fattore di carico/parzializzazione mensile,   |
| $F_{sc}$         | fattore di perdite termiche tra le sonde di mandata e ritorno,   |
| $t_g$            | temperatura del sottosuolo in assenza delle sonde,   |
| $t_p$            | è la temperatura di penalizzazione dovuta all'interazione termica tra le sonde,                                      |
| $t_{wi}, t_{wo}$ | sono le temperature del fluido entrante ed uscente dalle sonde geotermiche,  |
| $R_b$            | resistenza termica della sonda,  |
| $R_{ga}$         | è la resistenza termica efficace del terreno per unità di lunghezza della sonda riferita all'impulso annuale,        |
| $R_{gm}$         | è la resistenza termica efficace del terreno per unità di lunghezza della sonda riferita all'impulso mensile,        |
| $R_{gd}$         | è la resistenza termica efficace del terreno per unità di lunghezza della sonda riferita all'impulso giornaliero.    |

Considerando i flussi termici, i carichi dell'edificio e le penalizzazioni in temperatura positivi nel riscaldamento e negativi nel raffrescamento.

Hai nostri climi ormai si ha che  $L_c > L_h$  allora le scelte per il dimensionamento possono essere due; o si assume come lunghezza delle sonde la maggiore delle due quindi la  $L_c$  considerando che l'impianto lavorerà per la maggior parte del tempo a carico ridotto, oppure si dimensiona l'impianto per la minore delle due cioè la  $L_h$  prevedendo di integrare l'impianto con una torre evaporativa da attivare durante i picchi di carico estivi, dando luogo ad un impianto ibrido.

## 1.6

### Misurazione delle caratteristiche termiche del terreno

Ottenere un dimensionamento preciso e affidabile del campo sonde è possibile solo se si conoscono le vere proprietà geotermiche del terreno. Per progetti con potenze termiche superiori a 30 kW è necessario misurare la capacità termica del sottosuolo attraverso un'indagine geologica e geotermica più accurata, effettuando il cosiddetto Ground Response Test del serbatoio geotermico.

Il Ground Response Test [GRT] o Thermal Response Test permette di rilevare le proprietà termofisiche di scambio del sottosuolo, e di conseguenza di procedere al corretto dimensionamento del campo geotermico evitando sovradimensionamenti che incrementerebbero inutilmente il costo finale dell'opera, o peggio ancora sottodimensionamenti che andrebbero ad inficiare inequivocabilmente la funzionalità dell'installazione.

Il GRT viene effettuato utilizzando una sonda pilota che viene alimentata con una specifica portata d'acqua, immettendo in questo modo un determinato flusso termico nel circuito geotermico, attraverso la misurazione della temperatura di ritorno del fluido termovettore si può determinare l'entità dello scambio termico avvenuto. Note le temperature e lo scambio termico attraverso un'analisi inversa sarà possibile ricavare la conducibilità termica del terreno, la resistenza termica della sonda e altre caratteristiche proprie del terreno e del materiale della sonda. La durata del test in genere può variare tra le 50 e le 70 ore e le prime ore vengono escluse dall'analisi perché è necessario del tempo affinché si stabilizzi il flusso termico nella sonda, in ogni caso il tempo di osservazione non dovrà essere inferiore a  $t_M$ :

$$t_M = \frac{5r^2}{\alpha} \quad (1.16)$$

dove:

$r$  rappresenta il raggio della perforazione

$\lambda$  è la conduttività termica

$\alpha = \frac{\lambda}{\rho c_p}$  è la diffusività termica

## 1.7

## Sistemi TABS

I sistemi TABS (Thermo-Active Building Systems) sono molto diffusi nell'Europa centrale ma faticano ad entrare nel mercato italiano. Essi sono dei sistemi radianti ad acqua che sfruttano l'inerzia termica della struttura edilizia sia per il riscaldamento che per il raffrescamento degli ambienti confinanti.

Come si può vedere in figura 1.4 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 temperature interne che si mantengono comunque sempre all'interno del campo di accettabilità del comfort termico.

Il trasferimento di calore viene fortemente influenzato dallo spessore del solaio posto sopra e sotto i tubi e dalla presenza o meno di strati isolanti al di sopra o al di sotto del solaio. Si può pensare che il flusso di energia termica 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.

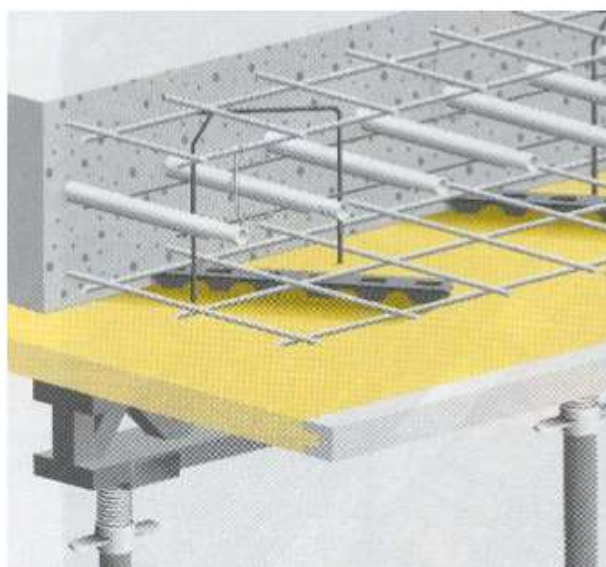


Fig. 1.4 – Sistemi radianti ad elevata inerzia termica

La risposta del sistema alle sollecitazioni termiche esterne dipende dall'inerzia termica del sistema stesso e permette di ottenere un utilizzo più razionale dell'energia, grazie alla riduzione del picco di carico consentendo di installare una potenza d'impianto inferiore sia in riscaldamento che in raffrescamento.

Le TABS permettono di accumulare energia usando basse differenze di temperatura tra il fluido termovettore, acqua, e l'ambiente, per questo si possono usare impianti meno ingombranti e con minore consumo di energia rispetto ad impianti aventi aria come fluido termovettore.

La differenza tra la temperatura media dell'acqua e la 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 anche i consumi energetici di pompaggio, a meno di non aumentare il diametro dei tubi oppure di suddividere il circuito radiante in sottocircuiti in parallelo.



Si possono inoltre usare temperature dell'acqua prossime a quella dell'ambiente, temperatura in riscaldamento di 25°C-27°C e 18°C-22°C in raffreddamento. Questo implica maggiori vantaggi nello sfruttamento di fonti energetiche rinnovabili o altamente efficienti, come il solare termico, gli acquiferi e anche le pompe di calore geotermiche. Per quanto riguarda quest'ultime una riduzione della taglia della macchina rappresenta un aspetto molto interessante perché comporta una riduzione dei costi d'installazione, un minor numero di sonde geotermiche e un aumento del COP sia in riscaldamento che in raffreddamento dovuto alle temperature basse in condensazione ed alte in evaporazione.

I sistemi TABS possono essere utilizzati sia con sistemi di ventilazione meccanica che con ventilazione naturale in base alle 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 utilizzando la stessa macchina refrigerante usata per il sistema radiante. Riassumendo, 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, come mostrato dalla figura 1.5. Questo 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 raffreddamento notturno del solaio.

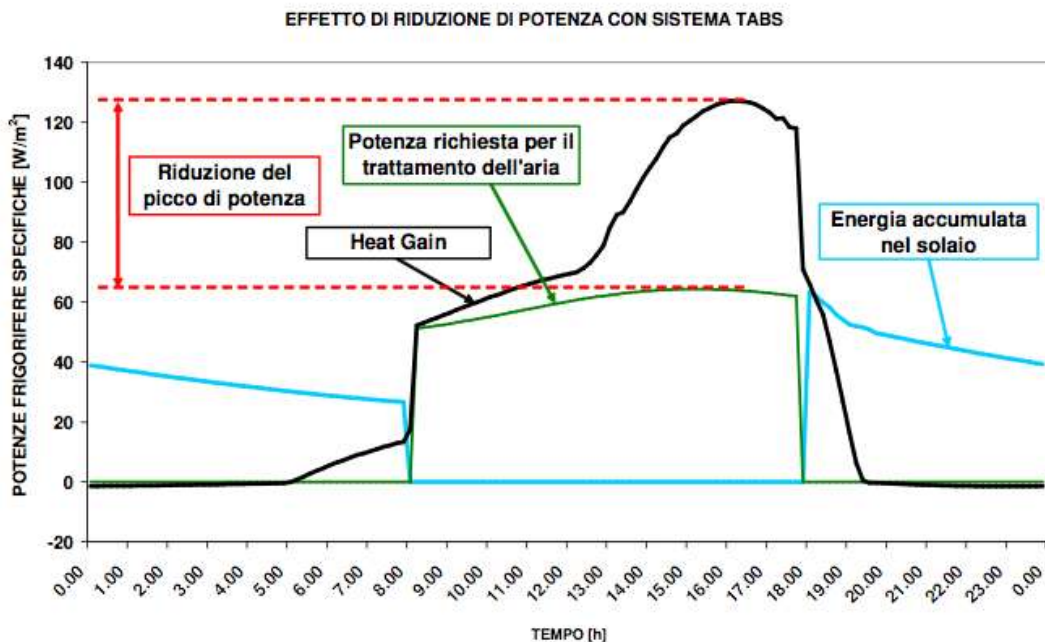


Fig.1.5 – Attenuazione del picco termico

Prerequisito fondamentale per l'uso delle TABS 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, la temperatura interna 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°C e 26°C (ISO 7730 2004). E' stato peraltro dimostrato in recenti ricerche (Kolarik et al. 2007) che la



variazione di temperatura di 3°C nell'arco di una giornata lavorative non rappresenta un problema di comfort.

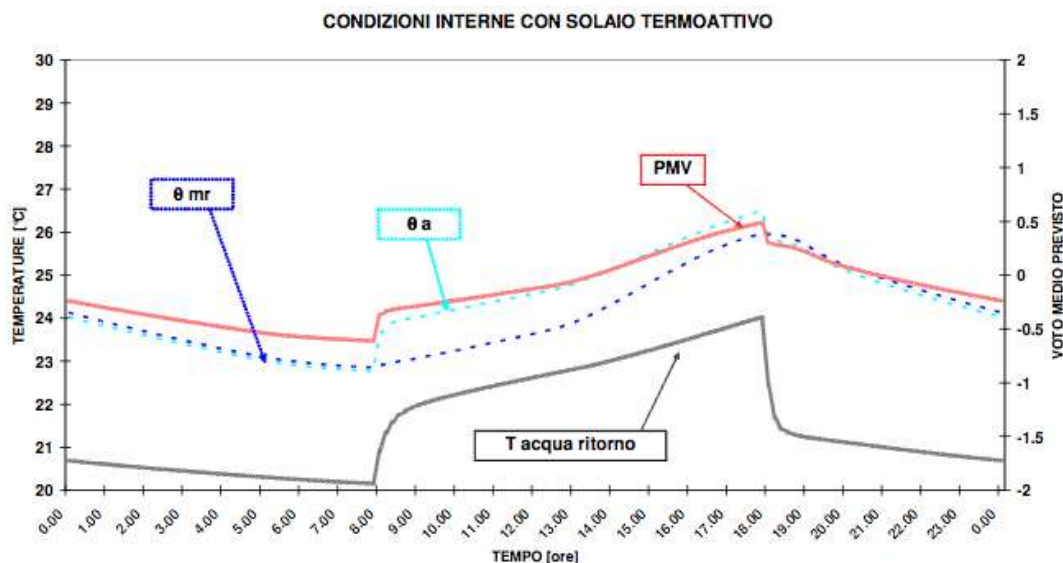


Fig.1.6 – Esempi di profili di temperatura, asse sinistro, e PMV sull'asse destro.

### 1.7.1

## Qualità dell'ambiente interno

Come abbiamo precedentemente affermato un aspetto fondamentale da considerare all'interno di un edificio è il comfort ambientale.

Il comfort può essere definito non solo come l'assenza di disagio nei confronti della struttura che ci circonda ma come un totale senso di benessere fisico, mentale e sociale. Ovviamente questa sensazione di benessere è soggettiva e risente dell'influenza di un notevole numero di parametri ma è stato dimostrato che la salute e la produttività degli occupanti di un dato edificio cresce al migliorare del comfort interno all'edificio stesso.

Gli aspetti che influenzano il comfort termico sono suddivisi in letteratura nelle seguenti categorie: comfort termico, qualità dell'aria interna e ventilazione, acustica e rumorosità dell'ambiente ed infine i problemi di illuminazione interna legati alla luce naturale o a quella artificiale ed esse vengono trattate dalle normative UNI EN 7733 e UNI EN 15251 che fornisce quattro categorie di qualità del comfort interno per gli edifici ad uso uffici o residenziali e i rispettivi range da rispettare per le categorie sopra indicate per ottenere il livello di comfort desiderato.

Gli edifici che usano gli impianti TABS presentano comportamenti e richieste differenti rispetto a edifici privi di tali sistemi.

Molto spesso è impossibile considerare separatamente i singoli aspetti legati al comfort interno perché esistono delle influenze tra gli uni e gli altri. Si deve fare attenzione soprattutto ai conflitti d'interesse tra i singoli campi tra cui possiamo citare:

- Acustica accettabile contro comfort termico:

Negli ambienti interni per ottenere un comfort termico accettabile con l'uso delle TABS si devono utilizzare moduli a soffitto o a pavimento costituiti da materiali duri. Questi materiali però non sono efficienti dal punto di vista dell'acustica perché non riescono ad assorbire in modo opportuno i suoni e ricoprire tali superfici con dei materiali fonoassorbenti è svantaggioso per il comfort termico andando ad aumentare la resistenza della struttura allo scambio termico e quindi richiede di variare la temperatura dell'acqua nelle TABS il che comporta un aumento dell'energia domandata dalle stesse.

- Area superficiale richiesta per il collocamento delle TABS e per ottenere un corretto scambio termico per convezione e irraggiamento contro lo spazio necessario per l'installazione dei sistemi d'illuminazione o di rilevamento di fumo o altri apparati tecnici:

Una soluzione per questo problema possono essere delle isole soffitto.

- Qualità dell'aria interna contro il controllo dell'acustica:  
Il controllo acustico viene spesso effettuato con materiali di elevata area superficiale mentre i migliori materiali per la qualità dell'aria interna sono non porosi per ridurre gli effetti di assorbimento e di rilascio di composti organici volatili e infine le superfici lisce sono anche più facili da pulire.

Nella progettazione di tali sistemi si dovrà trovare un compromesso tra questi aspetti.

Per quanto riguarda i discomfort locali essi sono dovuti principalmente alle elevate asimmetrie radianti, alle correnti d'aria e alle asimmetrie verticali prodotte dai soffitti riscaldanti o da pareti largamente finestrate che se scarsamente isolate portano ad una elevata caduta (o rialzo) di temperatura in prossimità della finestra. Queste cause di discomfort sono ampiamente trattate e regolate dalla normativa UNI EN 7730. Per quanto riguarda le TABS esse riescono a rispettare bene le differenze di temperature verticali ammissibili quando sono accoppiate con pavimenti riscaldanti o raffreddanti. Inoltre dato che una larga parte della potenza di raffrescamento viene scambiata per radiazione le tipiche correnti d'aria che si possono avere con un massiccio scambio di calore per convezione vengono evitate. Proprio per i sistemi radianti è stata costituita la norma ISO 11855 che specifica le temperature ammissibili per le superfici sia in condizioni di riscaldamento che di raffrescamento, con particolare attenzione ai casi in cui è possibile il diretto contatto tra gli occupanti e la superficie.

Infine il comfort interno è influenzato anche dalla qualità dell'aria interna (IAQ). La normativa UNI EN 15251 fornisce i valori della portata di ventilazione raccomandata in funzione delle fonti d'inquinamento presenti nell'edificio (occupanti, processi produttivi e la mobilia stessa producono inquinanti) sia per sistemi a ventilazione naturale che a ventilazione meccanica.

Si deve porre attenzione ai problemi di condensazione sulle superfici fredde delle TABS e si consiglia di controllare che la temperatura di mandata dell'acqua sia superiore alla temperatura di rugiada. La formazione di condensa sarà probabilmente più problematica sulla superficie del pavimento o sotto pavimenti sopraelevati.

In caso di ambienti esterni molto rumorosi si dovrà garantire con la sola ventilazione interna la qualità dell'aria desiderata senza dover aprire le finestre. Per limitare la rumorosità dell'impianto si consiglia di ridurre al minimo la velocità nel circuito idronico chiuso considerando come valore limite 1,2 m/s, si possono adottare velocità più elevate se si utilizzano dei sistemi di eliminazione della turbolenza.

## Capitolo 2.

---

### Progetto Europeo GeoTABS

---

Questo progetto è nato agli inizi del 2010 a livello europeo con l'intenzione di perseguire un'evoluzione del design integrato e delle strategie di controllo degli impianti GEO-HP-TABS per il servizio di edifici ad uso uffici in modo tale da ottenere un incremento delle prestazioni energetiche e della convenienza economica di tali impianti per le commissioni future, garantendo sempre il comfort interno.

La geotermia e le TABS sono tecnologie già note nell'edilizia, tuttavia i potenziali risparmi energetici sono raramente raggiunti a causa della cattiva integrazione dei sottosistemi e spesso del loro controllo inefficiente. Utilizzando le TABS, i solai smettono di essere solo degli elementi strutturali e diventano un componente fondamentale dell'impianto globale. La complessa interazione dei processi caratterizzati da un'ampia gamma di costanti di tempo termiche richiede un'accurata ottimizzazione del sistema di controllo in modo da perfezionare l'integrazione delle interazioni dinamiche tra i singoli componenti e armonizzare il funzionamento del sistema complessivo nel rispetto del comfort interno richiesto.

I dati raccolti dal monitoraggio e dal controllo degli edifici forniscono una fonte enorme di informazioni che non è ancora stata pienamente sfruttata per sviluppare il controllo del sistema e aumentare le sue prestazioni.

Il progetto ha proprio lo scopo di costruire una rete di raccolta di dati attraverso le simulazioni e il monitoraggio di edifici esistenti per lo sviluppo scientifico delle direttive da seguire per il miglioramento del design e del controllo dei sistemi GeoTABS, estremamente preziose per tutti i soggetti interessati.

Il progetto ha preso vita dal lavoro di numerosi partners europei quali

- KU Leuven,
- University of Applied Sciences Nuremberg,
- MIKROKLIMA s.r.o.,
- Heimann Ingenieure GmbH,
- SolarNext AG,
- Eindhoven University of Technology,
- De Nayer Instituut,
- Studiebureau R. Boydens nv,
- Belvi NV,
- Technical University of Denmark,
- Heliopower,
- NILAN A/S,
- Energydesign Braunschweig GmbH,
- TU Braunschweig,
- COPROMAX ENG. SPRL.,
- Université de Liège,
- BenR Adviseurs voor duurzaamheid,
- Octalix,
- Slimline Buildings B.V.,
- Vabi Software bv,
- Thermal Comfort Systems BV,
- Rehau NV,
- Factor4,

- DGMR Bouw B.V.,
- DWA installatie- en energieadvies,
- Smits van Burgst bv.

Il lavoro è stato suddiviso in nove fasi svolte per la maggior parte simultaneamente in modo tale da cercare di raggiungere lo scopo nei tempi prestabiliti. Le operazioni sono iniziate nel Gennaio 2011 e a seconda della fase considerata hanno avuto una lunghezza dai 24 ai 48 mesi in alcuni casi esse sono tutt'ora in corso. Le nove fasi di cui si è composto il Progetto GeoTABS sono le seguenti:

- 1- **Coordinazione del progetto e management:** con lo scopo di costruire un ottima struttura organizzativa che permettesse ad ogni partners di conoscere il proprio incarico e poter accedere alle informazioni necessarie, organizzando dei meeting periodici per il confronto e la discussione dei risultati ottenuti.
- 2- **Analisi dettagliata della procedura di design:** è stata suddivisa a sua volta nell'analisi delle tecnologie geotermiche utilizzate finora e nell'ideazione di un albero decisionale per l'ottimizzazione delle scelte alla base della costruzione di un edificio a alta efficienza energetica.
- 3- **Casistica:** ha avuto lo scopo di selezionare e analizzare diciassette edifici non residenziali con sistemi GeoTABS e selezionarne cinque con diverse caratteristiche strutturali e impiantistiche da sottoporre all'analisi dettagliata.
- 4- **Monitoraggio di casi reali di GEO-HP-TABS:** ha permesso di raccogliere i dati necessari per costruire un database di riferimento e delineare le linee guida essenziali per la costruzione di tali sistemi.
- 5- **Modelli di simulazione:** si è ricercata l'influenza dei possibili sistemi di controllo e del design sulle prestazioni dell'edificio evidenziando le strategie migliori per ottimizzare le performance energetiche dell'edificio e il comfort interno degli occupanti.
- 6- **Analisi del sistema operativo e di controllo:** lo scopo di questa fase è stato di sviluppare, testare e valutare un modello di controllo per un edificio con una pompa di calore geotermica e un sistema TABS.
- 7- **Sviluppo del tool per il controllo del comfort interno:** i partners coinvolti hanno creato un questionario tradotto in cinque lingue: tedesco, olandese, francese, inglese, e ceco, da sottoporre agli occupanti di un edificio per valutare la loro percezione di comfort interno. È stato elaborato un programma, reperibile presso il "Comfortmeter Consortium", in grado di creare un test adeguato alle caratteristiche dell'edificio sotto analisi e di inviarlo tramite e-mail agli utenti di tale edificio raccogliendone le risposte.
- 8- **Linee guida per il design e per il controllo:** in questa fase si sono raccolte e valutate tutte le informazioni ottenute e si sono individuate le direttive base per i metodi di modellazione e di sviluppo del progetto e del sistema di controllo con lo scopo di ottimizzare le prestazioni energetiche e il comfort interno dell'edificio.
- 9- **Divulgazione e valorizzazione:** lo scopo di questa fase è tutt'ora di divulgare e promuovere i risultati ottenuti da questo progetto.

In questa trattazione si è scelto di approfondire l'analisi di sole tre fasi di questo progetto, il design dell'albero decisionale, l'inventario dei casi ed infine il monitoraggio dei casi reali.

## 2.1

### Decision/design tree for Geo-HP-TABS buildings

Questa fase dal progetto ha avuto inizio l'1 Febbraio ed è stata sviluppata nei seguenti 48 mesi. Essa è stata suddivisa nei seguenti tre punti principali che sono stati trattati da diversi gruppi di ricerca di più centri di studio:

- Revisione dello stato d'arte del metodo di design di sistemi GeoTABS, iniziata il 31 Luglio 2011 e terminata il 30 Novembre 2012.
- Sviluppo di un albero decisionale per il design di un impianto GeoTABS, iniziato il 31 Luglio 2011 e terminata il 30 Novembre 2012.
- Coordinazione scientifica del progetto, iniziata il 31 Luglio 2011 e terminata alla fine di Gennaio 2013.

L'intera fase è stata svolta e coordinata dal De Nayer Instituut.

In questa tesi si è prestata attenzione alla descrizione della metodologia seguita per la costruzione dell'albero decisionale in questo progetto. Esso è stato ideato per poter accompagnare le scelte durante l'intera vita dell'edificio dalla sua ideazione e costruzione prevedendone la manutenzione ed infine la demolizione.

Ai fini di poter ricreare un albero decisionale per un eventuale edificio sottoposto ad analisi è fondamentale seguire le tre fasi indicate nel progetto GeoTABS, strettamente interconnesse, riportate di seguito:

1. Studio di fattibilità
2. Pre-design
3. Progettazione dettagliata

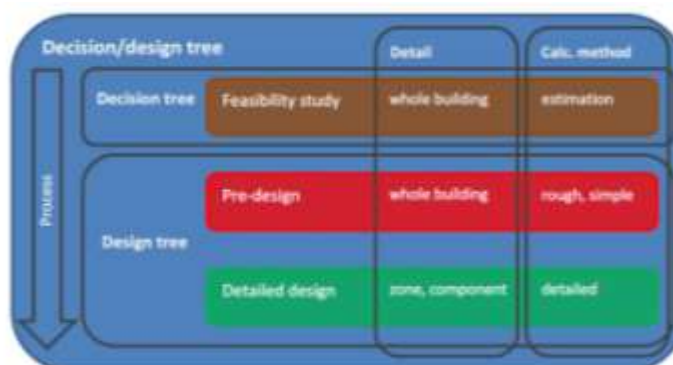


Fig. 2.1 - Albero decisionale

#### 2.1.1

#### Studio di fattibilità

Lo Studio di Fattibilità è fondamentale per prendere in considerazione tutte le condizioni al contorno che possono rendere più vantaggiosa l'applicazione di alcune tecnologie rispetto ad altre e per quanto riguarda i sistemi GeoTABS per vagliare tutti i requisiti e cercare di riconciliarli con i vincoli imposti dalle condizioni al contorno e dalla fattibilità stessa del GeoTABS senza tralasciare l'aspetto economico del progetto.

Come si può vedere nel grafico precedente lo studio di fattibilità costituisce la parte marrone dell'albero decisionale elementare, questa parte può essere approfondita e rappresentata in questo modo.

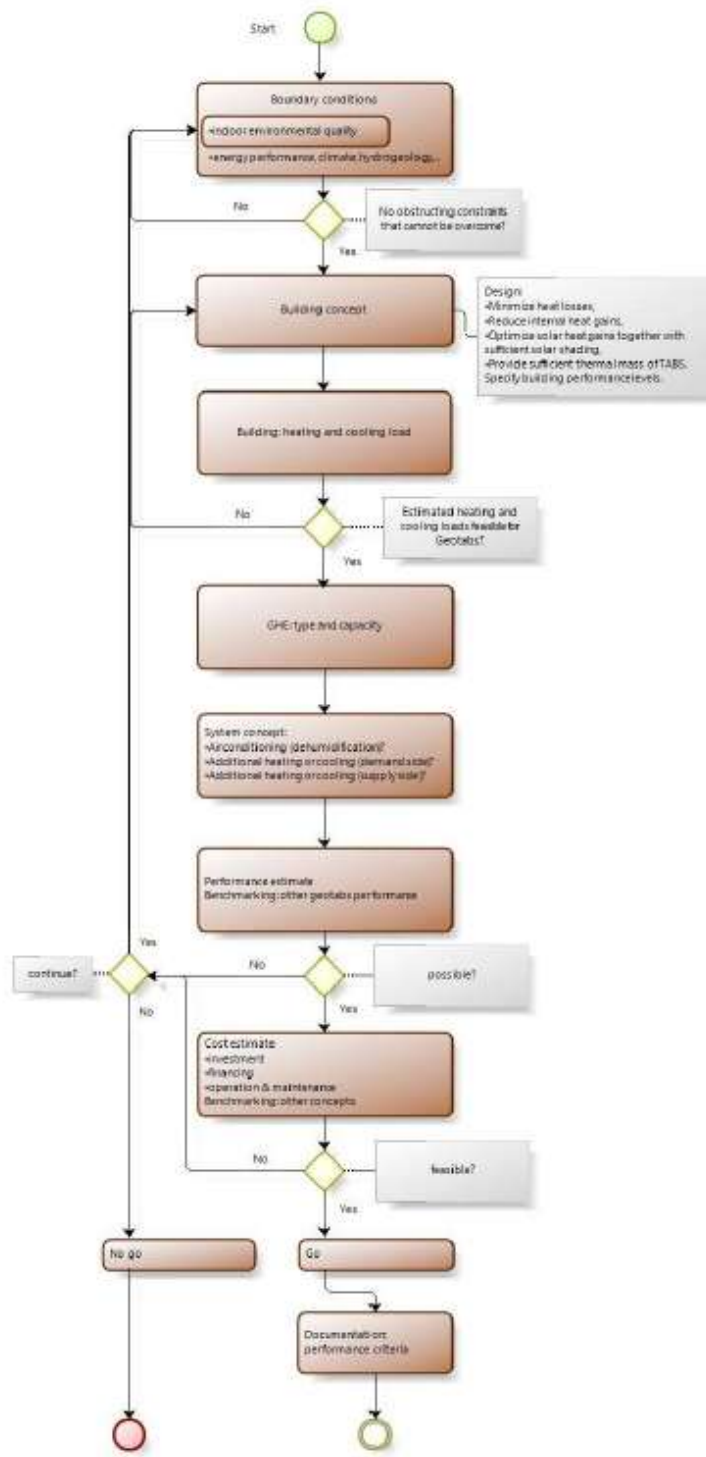


Fig. 2.2 - Fasi dello studio di fattibilità

### Condizioni al contorno

Le condizioni al contorno devono essere suddivise tra i vincoli interni imposti dai requisiti indicati dal cliente e dalla sua filosofia di design e dai vincoli esterni imposti dalle condizioni climatiche, geologiche e idrologiche. Il livello di dettaglio nei metodi di analisi è regolato dalle dimensioni del progetto e dall'ambizione del cliente per quanto riguarda l'innovazione.

## VINCOLI INTERNI

La realizzazione di un impianto GeoTABS per un edificio ad uso uffici può essere impedita dalle richieste stesse del proprietario o del responsabile del progetto proprio per questo è fondamentale effettuare lo studio di fattibilità di un progetto. I vincoli interni sono stati suddivisi in sotto aspetti.

### *Specifiche funzionali*

L'edificio può includere delle funzionalità differenti da quella d'ufficio presentando zone che possono richiedere diverse condizioni di riscaldamento, raffrescamento, di deumidificazione o di acustica e sarà quindi necessario conoscere la percentuale di area ricoperta da queste zone particolari. Un altro elemento da osservare è la disponibilità di terreno libero non utilizzato attorno all'edificio sufficiente per ospitare lo scambiatore di calore con il terreno.

### *Livello di qualità ambientale*

Alti livelli di controllo del comfort termico, acustico e luminoso possono creare dei problemi per l'applicazione dei sistemi GeoTABS. Per lo studio di fattibilità è sufficiente una descrizione generale della qualità ambientale desiderata, mentre nelle fasi di pre-design e di progettazione dettagliata si deve ricorrere ad una descrizione quantitativa.

In questa fase si può utilizzare la normativa UNI EN 15251 che classifica gli edifici in base alle loro aspettative rispetto al comfort termico globale interno. Addizionalmente a tale normativa il comfort termico locale è analizzato dalla ISO 11822-1, la UNI EN 7730 e la UNI EN 11855 con specifiche apposite per i sistemi TABS. La qualità dell'aria interna e la ventilazione sono trattate dalla stessa UNI EN 15251 e dalla UNI EN 13779, basata sulla concentrazione di CO<sub>2</sub> e più indicata per i casi di ventilazione controllata. Per quanto riguarda l'illuminazione la norma UNI EN 15193 fornisce i metodi per la stima dell'utilizzo della luce naturale mentre la UNI EN 12464 fornisce i valori di carico luminoso richiesto da specifiche tipologie di edifici.

### *Livello di sostenibilità e rendimento energetico*

Un altro aspetto dei vincoli interni riguarda la volontà di ottenere alti livelli di prestazioni energetiche che si esplicano in un elevato rendimento energetico, in una elevata quota di energia ottenuta da fonti rinnovabili, una riduzione della produzione di CO<sub>2</sub> e una riduzione del consumo di energia primaria. Questo desiderio si scontra con l'effettiva possibilità di sfruttare il suolo e le limitazioni imposte allo sfruttamento del suolo.

### *Estetica*

L'estetica interna o esterna desiderata può imporre dei limiti all'utilizzo di sistemi GeoTABS come ad esempio:

- Un'elevata percentuale di area finestrata imporrà un aumento del carico di raffrescamento.
- Schermature solari esterne possono imbruttire l'esterno dell'edificio.
- Alcuni materiali da costruzione possono imporre la necessità di maggiore attenzione per l'acustica e la capacità delle TABS.
- I punti luce dovranno essere considerati fin dall'inizio del progetto.

### *Flessibilità per un uso futuro, divisione delle stanze e variazione della funzionalità degli spazi*

Il desiderio di un elevato grado di flessibilità può porre dei gravi problemi all'applicazione del sistema GeoTABS. È fondamentale imporre una descrizione accurata delle funzionalità finali richieste ai singoli ambienti.

### *Risorse finanziarie*

I costi d'investimento e i livelli di risorse economiche ricoprono un ruolo dominante nel processo decisionale e devono essere definiti fin dall'inizio.

*Sincronizzazione*

Le tempistiche richieste per l'emissione di specifiche licenze possono essere allungate da eventuali autorità che non hanno esperienza con i sistemi GeoTABS.

**VINCOLI ESTERNI**

I vincoli esterni possono imporre forti limitazioni all'applicazione di sistemi GeoTABS e anche questi possono essere suddivisi in punti fondamentali da trattare per lo studio delle condizioni al contorno.

*Clima, posizione geografica e zona*

Generalmente aspetti come le condizioni climatiche, l'orientamento, l'albedo e la possibile presenza di oggetti che ombreggiano lo scambiatore di calore al terreno hanno grande importanza soprattutto in presenza di sonde orizzontali che subiscono di più le influenze delle variazioni climatiche giornaliere e stagionali rispetto alle sonde verticali. Questi aspetti influenzano anche il bilancio energetico dell'edificio e devono essere accuratamente considerati in questa fase.

*Aspetti geologici e idrogeologici*

La tipologia, la durezza e le proprietà termiche del terreno e delle rocce presenti nel sottosuolo determinano le prestazioni dello scambiatore di calore lato terra e quindi pesano sulla sua scelta e sui costi delle perforazioni necessarie.

Nella fase dello studio di fattibilità per mantenere i costi contenuti non si esegue un test al terreno ma si ricercano i dati necessari nelle mappe geografiche o presso gli enti preposti. In casi fortunati si possono utilizzare le ricerche effettuate da vicini che hanno già installato scambiatori al terreno o effettuato perforazioni. Un altro aiuto deriva dalla norma VDI 4640-1 che associa a numerose tipologie di rocce le loro caratteristiche termiche.

*Leggi per la tutela dell'ambiente*

Gli elementi d'interesse includono la contaminazione del suolo e dell'acqua, i sistemi di perforazione, uso di acqua potabile, tutela delle falde acquifere con limitazioni sulla quantità di acqua estraibile, variazione della temperatura dell'acqua contenuta per consentire l'immissione nel sottosuolo.

Nello studio di fattibilità si devono considerare tutte le limitazioni imposte dalla legge e le eventuali tassazioni o multe percepite in caso di violazione di tali norme.

*Limitazioni tecniche*

Le TABS godono di prestazioni limitate per quanto concerne la capacità di riscaldamento e raffreddamento, comfort acustico, variazioni di potenza repentine richieste dagli utenti ed infine necessitano di un sistema di deumidificazione se la produzione di umidità interna è elevata. Queste limitazioni devono essere confrontate con le prestazioni della pompa di calore e con i costi delle perforazioni.

*Aspetti economici*

Nello studio di fattibilità si raccolgono le informazioni riguardanti anche le previsioni economiche del futuro costo dell'energia, il costo dei singoli elementi del sistema, della produzione stessa di energia e della realizzazione del sistema.

*Superficie necessaria allo scambiatore di calore e superficie disponibile dell'edificio*

Per procedere con la progettazione è di fondamentale importanza verificare fin dall'inizio questi interrogativi:

- Le caratteristiche del terreno e l'area disponibile sono sufficienti per soddisfare il carico richiesto dall'edificio?
- L'area che circonda l'edificio è sufficiente per la costruzione di un sistema GeoTABS?



Nel caso in cui la risposta a questi quesiti fosse negativa allora si può considerare una variazione delle condizioni al contorno ma se anche in questo modo un compromesso non può essere trovato allora si dovrà interrompere il progetto già in questa fase dello studio di fattibilità.

### **Requisiti per la costruzione**

Una volta verificato il primo step dell'albero decisionale si dovranno stabilire gli aspetti preliminari dell'impianto, partendo dalle condizioni al contorno, ponendo attenzione alle seguenti accortezze nel modellare l'edificio:

- Rispettare requisiti basilari come fornire la quantità minima d'aria di ricambio per necessità igieniche, sufficiente luce naturale e vista verso l'esterno, ogni ufficio dovrebbe avere almeno una finestra apribile.
- Minimizzare le perdite di calore.
- Ridurre i carichi interni e utilizzare il riscaldamento passivo dell'edificio con scelte accurate dell'orientazione dell'edificio stesso.
- Scelte appropriate delle schermature solari per ridurre i carichi solari estivi.
- Prevedere una massa termica sufficiente per le TABS.

Se non si possono verificare o ottenere queste richieste senza uscire dalle condizioni di contorno si dovrà rivedere il sistema GeoTABS e prevedere delle modifiche.

Alla fine di questa fase dovranno essere definiti il volume dell'edificio, l'area utilizzabile, l'isolamento termico, la ventilazione e le infiltrazioni, la percentuale di area finestrata e l'orientazione, le caratteristiche termiche delle finestre e dei sistemi di ombreggiamento, il profilo dei carichi interni e la massa termica disponibile.

### **Carico di riscaldamento e raffrescamento**

La stima della capacità di riscaldamento e di raffrescamento preliminare può essere fatta sulla base della UNI EN 11855-4. Il picco di potenza massima specifica [ $W/m^2$ ] viene calcolato sulla base dei carichi specifici giornalieri di energia [ $kWh/m^2$ ] e il numero di ore di funzionamento delle TABS. I carichi specifici giornalieri sono la somma dei carichi termici orari calcolati in condizioni di progetto considerando la temperatura operativa interna pari alla temperatura media delle ore di occupazione abbassata di  $0,5^\circ C$ . Il risultato dovrà essere moltiplicato per un fattore di sicurezza pari a 1,15. La potenza così ottenuta può essere confrontata con i valori ottenuti per edifici con geometrie e condizioni climatiche simili.

Per la stima dei carichi di riscaldamento e raffrescamento si può utilizzare il metodo quasi-stazionario descritto nella norma UNI EN 13790, che per semplicità permette di trascurare momentaneamente il comportamento dinamico dello scambio di calore.

Nel caso in cui il carico di riscaldamento o di raffrescamento sia troppo elevato si dovrà considerare di modificare le condizioni al contorno o le caratteristiche dell'edificio. In caso contrario si può procedere con l'analisi.

### **Scambiatore di calore al terreno: tipologie e capacità**

Sulla base di tutte le informazioni raccolte nei tre passi precedenti si deve stimare la capacità e la tipologia dello scambiatore di calore al terreno GHE (ground heat exchanger) seguendo il seguente albero decisionale.

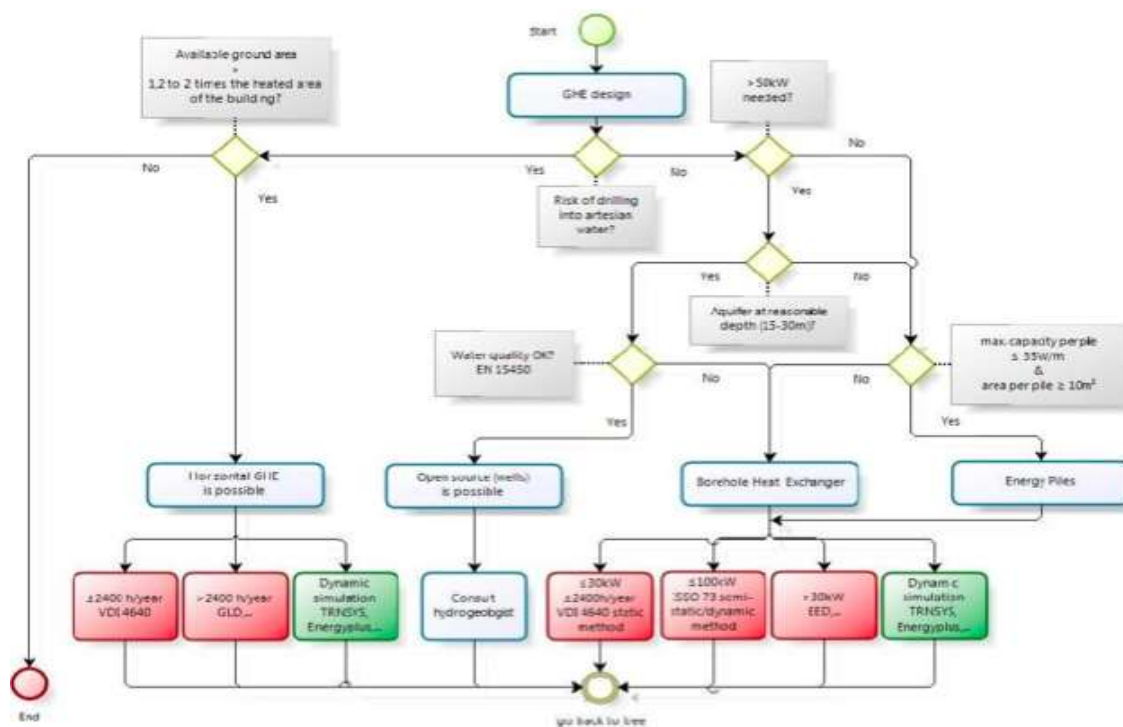


Fig. 2.3 - Fasi del dimensionamento dello scambiatore di calore

I sistemi a ciclo chiuso sono soluzioni molto versatili e si adattano a tutte le tipologie di terreno/roccia presenti, ma anch'essi sono limitati dalle caratteristiche termiche del suolo e dai problemi di perforazione.

Per il dimensionamento di questi impianti ci si può affidare a software come EED, Earth Energy Designer, ma nel caso in cui i dati raccolti non siano sufficienti per l'uso di tali software si può ricorrere alla normativa UNI EN 15450. L'appendice A di questa normativa presenta delle tabelle in cui sono riportati i valori di progetto per la stima della lunghezza dei pozzi e delle sonde geotermiche verticali. Tali valori fanno riferimento a sistemi a pompa di calore con una capacità di riscaldamento fino a 30 kW con un numero di ore di funzionamento che varia tra 1800 e 2400 ore l'anno per il solo riscaldamento e solo per località con un clima che prevede una temperatura media esterna invernale compresa tra 9-11°C e sistemi singoli di riscaldamento con al massimo cinque sonde verticali.

La tecnologia dei pozzi verticali deve essere evitata quando vi sia la possibilità di presenza di acqua artesianiana nel sottosuolo. In questo caso la soluzione più indicata consiste nelle sonde orizzontali.

Le sonde orizzontali richiedono usualmente una superficie circa da 1,2 a 1,5 volte l'area riscaldata dell'edificio.

Per il dimensionamento di questa tipologia di sonde ci si può affidare a software come GLD, Ground Loop Design. Se non si hanno a disposizione sufficienti dati per tali software si può fare riferimento alla norma UNI EN 15450, appendice A, che fornisce dei valori tabulati per la stima della lunghezza necessaria per le sonde orizzontali in caso di pompe di calore di piccola taglia per il solo periodo di riscaldamento con un numero di ore di funzionamento compreso tra 1800 e 2400 ore annue.

Nel caso in cui la capacità termica richiesta sia maggiore di 50 kW e il sottosuolo contenga una o più falde acquifere ad una profondità ragionevole, 15-30 m, allora si può considerare di realizzare un sistema di tipo a ciclo aperto. In questo caso dovranno essere realizzati dei pozzi di estrazione e d'immissione dell'acqua di falda con la dovuta attenzione all'inquinamento chimico e termico della falda.

La norma UNI EN 15450 descrive anche il dimensionamento dei sistemi aperti, indicando i valori più opportuni per le portate d'acqua da estrarre e per i vincoli sull'inquinamento.

In tutti gli altri casi la soluzione considerata migliore è il sistema a Pali Energetici a ciclo chiuso, per ogni sonda verticale la potenza massima raggiungibile è di 35 W/m con una superficie minima richiesta di 10 m<sup>2</sup> oppure un sistema a sonde verticali a ciclo chiuso<sup>3</sup>.

Nella stima della capacità richiesta al GHE si deve considerare anche l'SPF, Seasonal Performance Factor, della pompa di calore. Nel caso in cui il carico termico richiesto all'impianto sia simile sia in riscaldamento che in raffrescamento sarà opportuno dimensionare il GHE perché abbia elevate prestazioni sia in riscaldamento che in raffrescamento facendo coprire ad un sistema ausiliario i picchi di potenza. Nel caso in cui i carichi di riscaldamento e raffrescamento sia differenti allora si può dimensionare il GHE in modo che copra totalmente il più piccolo dei due lasciando al sistema ausiliario la parte non coperta del carico più grande.

### **Approssimazione del sistema**

Integrando tutte le informazioni fin ora raccolte prende forma il modello iniziale del sistema. Ora si deve affrontare la scelta tra la ventilazione naturale e la ventilazione meccanica. Se l'edificio richiede una certa potenza di deumidificazione la scelta cade sui sistemi di ventilazione meccanica e si potrà considerare un sistema di recupero di calore. Mentre se la deumidificazione non è necessaria allora la scelta avviene tra i sistemi di ventilazione naturale e i sistemi misti.

Infine si dovrà scegliere la tipologia di sistema ausiliario da usare se la richiesta di riscaldamento o raffrescamento è maggiore della resa dell'impianto.

### **Stima della resa dell'impianto**

Grazie alle scelte precedenti si può determinare un valore approssimativo del rendimento energetico del sistema attraverso un paragone con i dati raccolti dall'analisi di altri impianti GeoTABS simili.

### **Stima dei costi d'impianto**

In questa fase si devono stimare in modo approssimativo tutte le spese da affrontare durante l'intera vita dell'impianto, considerando l'investimento, il finanziamento, la costruzione e la manutenzione.

Questa stima dovrà essere confrontata con i costi delle tecnologie alternative a quelle precedentemente scelte, se il confronto ha un esito negativo allora si dovranno rivalutare le scelte compiute e le condizioni al contorno.

### **Documentazione delle prestazioni dell'impianto**

Prima di procedere con la fase di Pre-Design si devono documentare i risultati ottenuti riguardo alle condizioni al contorno stabilite e alle performance dell'impianto in una descrizione sufficientemente dettagliata in modo da avere facile accesso a tutte le informazioni necessarie alla fase seguente.

## 2.1.2

### Pre-design

Quando lo studio di fattibilità fornisce un esito positivo inizia la fase del Pre-design, più dettagliata della precedente nei seguenti aspetti:

- Prevede un approccio integrato dei vari sistemi necessari all'edificio.
- Impone di eseguire un test al terreno se il progetto prevede una potenza necessaria all'edificio è maggiore di 30kW.
- Richiede un metodo di calcolo più dettagliato rispetto a quello eseguito nell'analisi di fattibilità.

---

<sup>3</sup> Valori molto elevati rispetto alle reali rese dei pali energetici.

L'obiettivo della fase di pre-design è di sviluppare un progetto dell'intero edificio integrando le caratteristiche dei singoli componenti dell'impianto e dimensionando di conseguenza tutti i sistemi necessari compresi gli scambiatori al terreno. Tale progetto costituisce la base della procedura di progettazione dettagliata che segue la fase di pre-design.

La fase di pre-design costituisce la parte in rosso del Decision/Design Tree ed esso si sviluppa nel modo seguente.

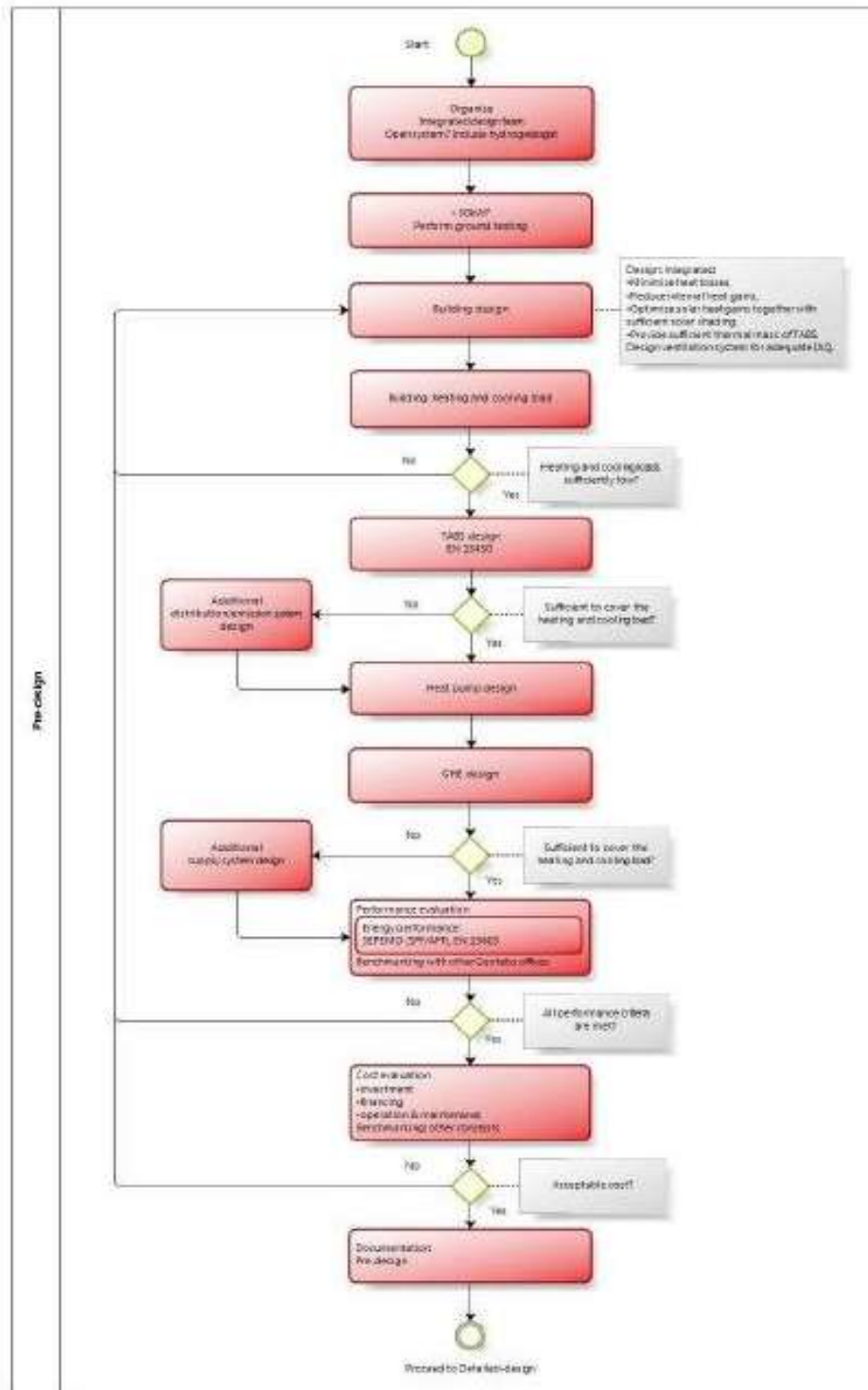


Fig.2.4 - Fasi di predimensionamento

### Organizzare il Design Team

La costruzione del gruppo deve prevedere personale qualificato per considerare e unificare tutte le informazioni raccolte nella fase di fattibilità nel comporre il progetto dell'intero edificio.

### Effettuare test al terreno

Nel caso in cui il progetto preveda l'uso di una pompa di calore con una potenza superiore ai 30 kW si devono compiere dei test al terreno per determinarne le effettive proprietà termiche. Nel caso di sistema a ciclo aperto sarà necessario consultare un esperto d'idrogeologia ed effettuare dei test di pompaggio.

### Approccio integrato del progetto

Valutando le condizioni al contorno e le prestazioni dell'edificio si devono individuare le richieste da soddisfare nella costruzione dell'edificio:

- Ottimizzare il progetto dell'edificio per minimizzare il carico di riscaldamento e raffreddamento.
- Minimizzare le perdite di calore per trasmissione, ventilazione e infiltrazione.
- Limitare i carichi interni e ottimizzare l'uso dei carichi solari con accorte scelte nelle orientazioni delle finestre e negli oscuranti.
- Prevedere una massa sufficiente per le TABS.

Nel design del sistema di ventilazione devono essere prese in esame le richieste di deumidificazione, i sistemi a ventilazione meccanica, naturale o ibrida e in caso i sistemi di recupero di calore.

### Richiesta di riscaldamento e raffreddamento dell'edificio

Il calcolo dei carichi di riscaldamento e raffreddamento sono descritti nel grafico seguente.

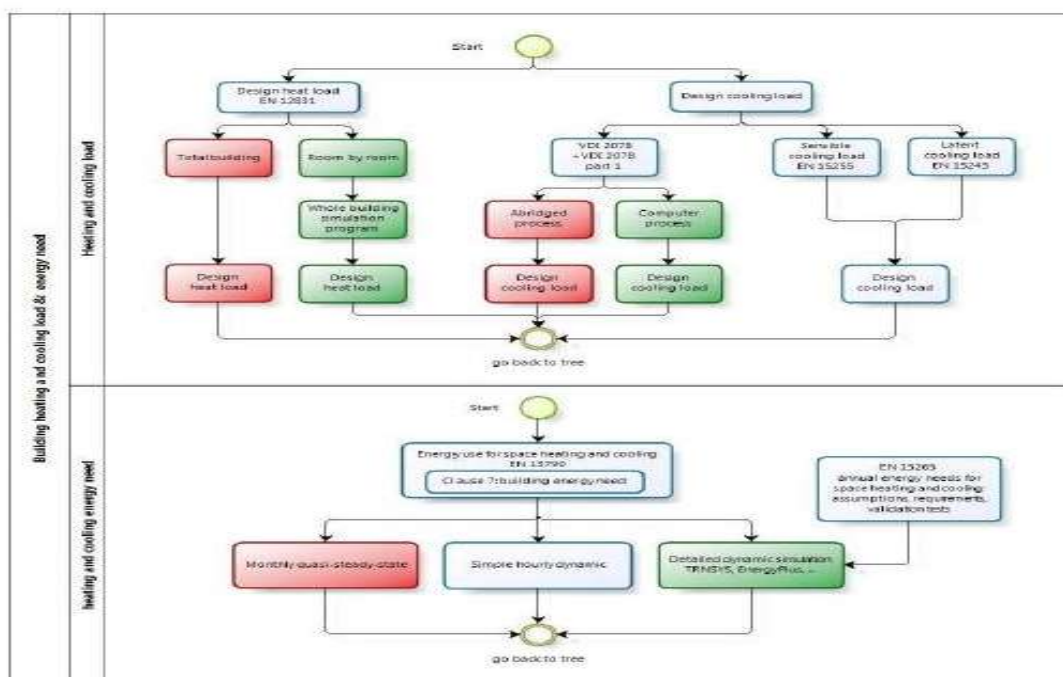


Fig. 2.5 - Fasi per il calcolo dei carichi di riscaldamento e raffreddamento

Come si può vedere per il calcolo del carico di riscaldamento di design ci si affida alla norma UNI EN 12831 valutando il carico richiesto dall'intero edificio considerato come un'unica zona oppure valutare la richiesta di ogni singola stanza. Il carico sensibile di raffreddamento può essere stimato grazie alla norma UNI EN 15255 mentre la UNI EN 15243 viene usata per il carico latente di raffreddamento.

Per quanto riguarda il calcolo del fabbisogno energetico di riscaldamento e raffrescamento dell'edificio si fa ricorso alla norma UNI EN 13790. Si dovrà scegliere il metodo da seguire tra il metodo quasi-stazionario, una simulazione semplificata dinamica oraria e infine una simulazione dinamica con l'uso di software come Trnsys. I risultati ottenuti dovranno essere confrontati con i valori presenti in letteratura di edifici con sistemi GeoTABS in condizioni simili e se sono troppo elevati allora si dovranno eseguire delle modifiche all'edificio.

### Dimensionamento delle TABS

Il dimensionamento delle TABS viene eseguito considerando il metodo semplificato indicato nella UNI EN 11855-4 e può essere descritto dal grafico seguente nel quale la parte in rosso rappresenta il dimensionamento nella fase di pre-design.

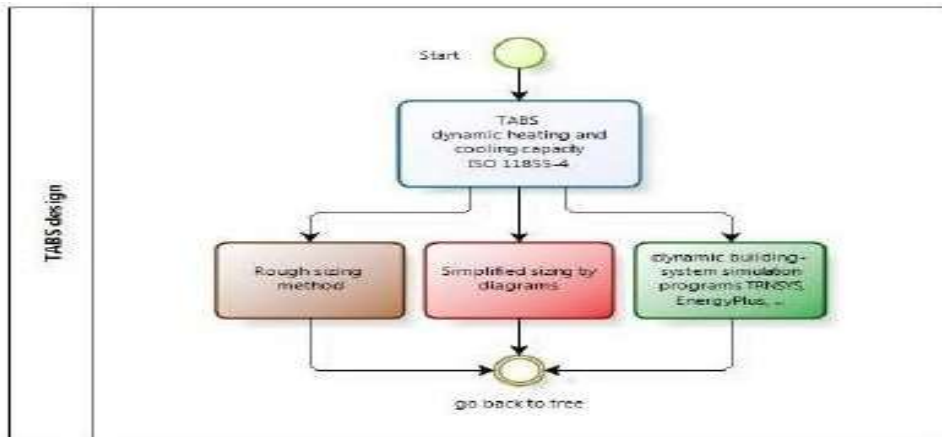


Fig. 2.6 - Fasi per il dimensionamento delle TABS

La capacità massima dei moduli delle TABS deve essere ridotta attraverso dei coefficienti che valutino i problemi di acustica, del posizionamento delle luci e di altri aspetti strutturali. La temperatura media dei moduli delle TABS è una funzione molto complessa che dipende dai carichi termici giornalieri, dal profilo dei carichi interni, dal numero delle superfici attive, dall'orientazione delle stanze, dal tempo di funzionamento del sistema e dalla temperatura massima ammissibile nelle stanze. Per garantire il comfort interno la temperatura dell'acqua nei moduli deve essere scelta considerando sia la resistenza termica interna dei moduli che la resistenza termica totale del circuito. Infine nella scelta delle ore di funzionamento dell'impianto se è previsto l'uso di pompe elettriche si dovrà considerare la tariffazione dell'energia elettrica.

Nel caso in cui la capacità di riscaldamento e raffrescamento dei moduli TABS non sia sufficiente a coprire la richiesta dell'edificio si dovrà prevedere un sistema addizionale di distribuzione ed emissione.

### Dimensionamento della pompa di calore

La progettazione della pompa di calore segue la norma UNI EN 15450 prendendo in considerazione anche la disponibilità di alimentazione elettrica, la corrente di spunto richiesta all'avvio, il posizionamento, la rumorosità, i dispositivi di sicurezza, l'impatto ambientale dovuto sia al funzionamento che alla manutenzione ed infine si deve ricercare l'ottimizzazione del SPF.

La capacità di riscaldamento [kW] del sistema di riscaldamento totale (pompa di calore e sistema ausiliario) deve essere uguale alla richiesta termica dell'edificio calcolata precedentemente [kW], moltiplicata poi per un fattore di progettazione di 0,9 per i sistemi TABS e deve essere aumentata della capacità termica fornita dal sistema di ventilazione e di deumidificazione se presente.

### **Dimensionamento dello scambiatore di calore al terreno**

La parte in rosso riportata nel grafico presente nel paragrafo 1.4 dello studio di fattibilità rappresenta le considerazioni da affrontare durante il pre-design.

Quando la richiesta di calore eccede i 30 kW viene richiesta una simulazione dinamica del sistema. Tale simulazione avviene attraverso il software EED per sonde verticali, PILESIM2 per i pali energetici ed infine GLD per le sonde orizzontali. Se il GHE non è sufficiente a coprire la richiesta di riscaldamento o raffrescamento sarà necessario prevedere un sistema ausiliario.

### **Valutazione delle performance del sistema**

Per il calcolo del consumo annuo dell'impianto si applica il metodo quasi-steady-state mensile secondo la norma UNI EN 13790. Mentre l'SPF annuale viene definito come l'SPF medio nell'anno per le diverse modalità operative. Le prestazioni globali dell'edificio devono essere valutate come energia primaria, considerando la produzione di CO<sub>2</sub> e altri fattori in accordo con la UNI EN 15603. I fattori di conversione in energia primaria dipendono dalla produzione nazionale di energia e devono essere reperiti da normative nazionali. Infine si devono verificare tutti i criteri di performance indicati nello studio di fattibilità, quali:

- Comfort: termico, acustico, luminoso, qualità dell'aria interna, ventilazione e percentuale di specifici inquinanti considerati.
- Funzionalità e flessibilità d'impianto.
- Sostenibilità e vita media prevista dell'impianto.
- Aspetti architettonici e d'interior design.

### **Valutazione dei costi**

L'analisi dei costi dell'impianto GeoTABS deve essere costruita effettuando un confronto con edifici in condizioni climatiche analoghe che presentino la stessa tecnologia di produzione di calore e tecnologie differenti. Si deve valutare se i costi di tale impianto sono competitivi con le tecnologie concorrenti e se l'impianto riesce a rispettare le aspettative del committente senza eccedere il limite di spesa fissato. Nel caso questo non fosse verificato allora è necessario modificare il progetto dell'impianto considerando come ultima possibilità l'abbandono della tecnologia GeoTABS.

In conclusione prima di procedere alla fase di progettazione dettagliata ogni risultato del Pre-design deve essere accuratamente documentato e facilmente reperibile.

## 2.1.3

### **Dimensionamento dettagliato**

Il dimensionamento dettagliato dell'edificio include il dimensionamento di tutti i componenti dell'impianto, del circuito idraulico, dello scambiatore al terreno, compreso di sonde, e del sistema di controllo e si deve basare sulla simulazione dinamica dell'edificio con l'impiego di software quali Energyplus o Trnsys. La simulazione dinamica deve comprendere tutti i vincoli, imposti dalle normative o dalle condizioni al contorno, elencati nelle fasi precedenti. La fase del dimensionamento dettagliato è rappresentata in verde nell'albero decisionale (Fig.2.1) e può essere approfondito nel grafico seguente.



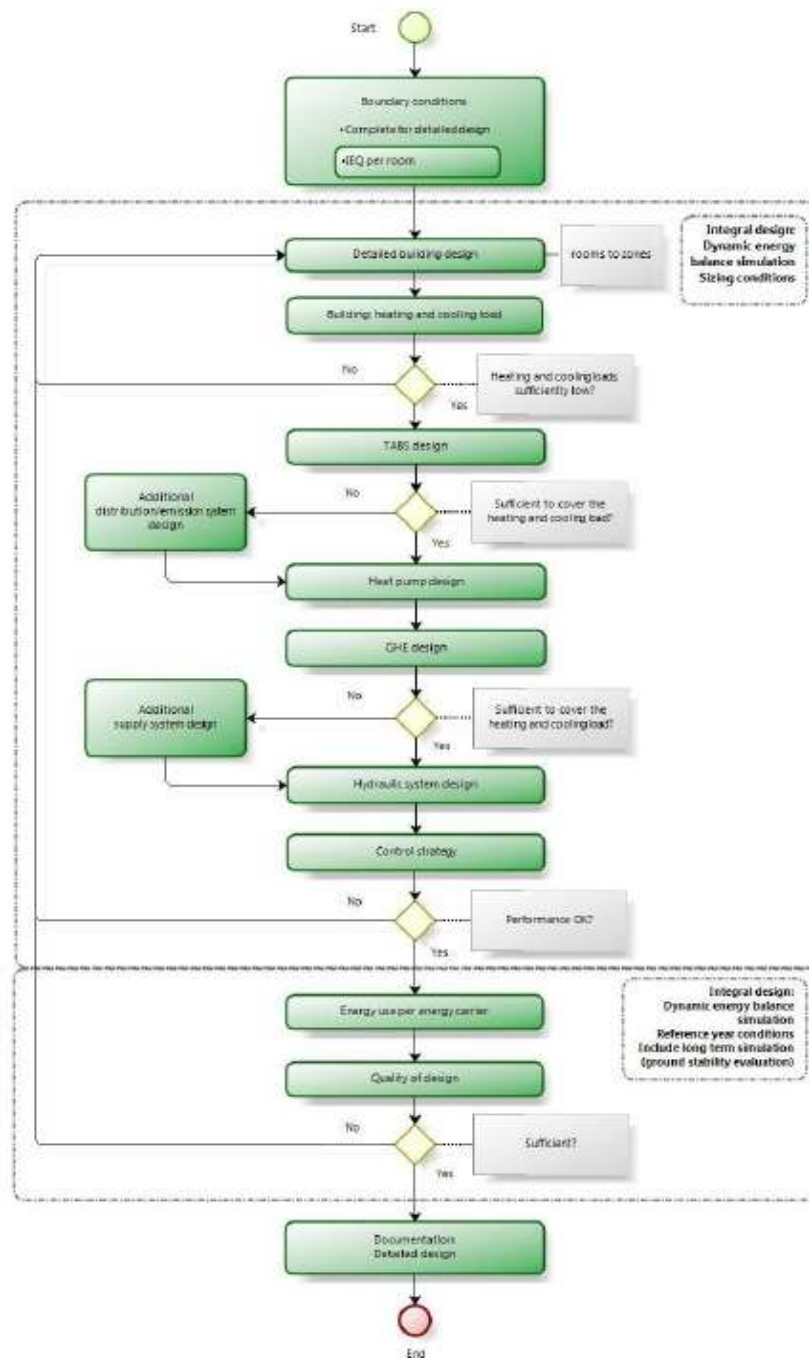


Fig 2.7 - Fasi del dimensionamento dettagliato

### Condizioni al contorno

La simulazione dettagliata richiede di integrare con nuovi aspetti le condizioni al contorno già elencate nello studio di fattibilità.

Per ogni passo della simulazione si dovranno conoscere temperatura e umidità relativa dell'aria esterna, velocità dell'aria, radiazione solare, precipitazioni, nevicate, qualità dell'aria richiesta in ogni stanza e le caratteristiche di utilizzo dell'edificio e di comportamento degli occupanti dell'edificio. Nella raccolta di questi dati si fa riferimento ad un anno rappresentativo, di cui si hanno informazioni dettagliate. Inoltre saranno richieste anche le caratteristiche termiche dettagliate del terreno per poter costruire una simulazione dettagliata delle interazioni tra Edificio-Impianto-Terreno.



### **Progettazione dettagliata dell'edificio**

Il progetto preliminare costruito nella fase di pre-design deve essere convertito in un progetto dettagliato che consideri ogni stanza dell'edificio.

Ogni stanza deve essere associata ad una zona energetica e la suddivisione deve essere eseguita in base a questi aspetti:

- Richiesta di diversi livelli di comfort interno con diversi gradi di controllo da parte dell'utente.
- Diverse richieste/esigenze di riscaldamento o raffrescamento.
- Diverse orientazioni delle finestre, diverse tipologie di oscuranti o diverse tipologie di finestre.
- Diverse tipologie di isolamento dell'edificio e di massa termica.
- Diverse richieste di flessibilità nell'utilizzo delle stanze.

Il concetto di zona energetica può essere applicato correttamente quando è possibile garantire il livello di comfort interno richiesto con l'uso di un solo impianto HVAC. Infine in questa fase è fondamentale definire le condizioni al contorno tra le diverse zone energetiche.

### **Dimensionamento del sistema**

Alla base del dimensionamento dell'intero sistema vi è una simulazione dinamica che deve includere tutti i dati e le condizioni al contorno precedentemente indicati e deve includere tutti i sistemi ausiliari dell'impianto compreso il sistema HVAC, lo scambiatore al terreno, il circuito idraulico, il sistema di ventilazione e infine il sistema di controllo.

Per ottenere l'ottimizzazione dell'SPF della pompa di calore si deve evitare il funzionamento On/Off e si dovrà dimensionare la pompa di calore insieme al circuito idraulico dedicato.

Infine si dovrà verificare che il livello di comfort interno ottenuto corrisponda alle richieste del committente.

### **Consumo energetico dell'edificio**

Attraverso la formulazione del bilancio energetico dell'edificio, eseguito utilizzando software come Trnsys, si può determinare il consumo energetico annuale dell'edificio introducendo nella simulazione dinamica tutte le caratteristiche dell'edificio inserite nella simulazione per il dimensionamento dell'impianto. L'analisi deve essere condotta in un intervallo di tempo sufficientemente lungo per poter valutare la stabilità delle caratteristiche del terreno.

### **Qualità del progetto**

In questa fase viene eseguito il calcolo di tutti i criteri per la valutazione della qualità del progetto:

- Rendimento energetico: SPF, produzione annuale di CO<sub>2</sub>, consumo annuale di energia primaria e la quantità di energia prodotta da fonte rinnovabile.
- Riduzione del picco della domanda di energia elettrica.
- Costi.
- Paragone tra la temperatura del suolo in presenza dell'impianto geotermico e la temperatura del terreno indisturbato.
- Stabilità a lungo termine delle caratteristiche del terreno.

Inoltre bisogna verificare che siano soddisfatti tutti i parametri del comfort interno, a tale scopo si può fare riferimento alla norma UNI EN 15251 con la stima dei PPD e dei PMV e tutti i vincoli imposti dalle condizioni al contorno.

In conclusione è opportuno condurre una LCA, life cycle analysis, che restituisce un fattore che descrive l'impatto ambientale dell'intero ciclo di vita dell'edificio.

Se non sono rispettati tutti i vincoli si dovrà considerare una modifica del progetto integrato edificio-sistema-terreno oppure una modifica della strategia di controllo.

Quando tutti i criteri richiesti sono soddisfatti si può ritenere conclusa anche quest'ultima fase. I risultati dell'ottimizzazione dell'impianto devono essere documentati in modo dettagliato e deve essere redatta una lista completa delle condizioni al contorno considerate, includendo le proprietà termofisiche e le ipotesi adottate nella simulazione dell'edificio, del sistema con tutti i suoi componenti, dello scambiatore di calore al terreno ed infine del sistema di controllo scelto.

## 2.2

### Inventory of cases

La terza parte del Progetto GeoTABS si è svolta tra Marzo 2011 e Novembre del 2012. Essa è stata scomposta in tre fasi seguite contemporaneamente da più partners del progetto.

La prima fase ha riguardato la creazione di una descrizione generica del funzionamento dei sistemi in edifici geoTABS reali che è stata affidata a Energydesign Braunschweig GmbH, Technical University of Denmark, Factor4, NILAN A/S.

La seconda parte ha consistito nella selezione dei casi reali da sottoporre all'analisi ed è stata svolta da KU Leuven, Université de Liège, Energydesign Braunschweig GmbH, De Nayer Instituut, University of Applied Sciences Nuremberg, Heimann Ingenieure GmbH, Belvi NV, Studiebureau R. Boydens nv, Rehau NV, COPROMAX ENG. SPRL.

Infine la terza parte riguarda la coordinazione scientifica di questa intera fase del Progetto GeoTABS ed è stata eseguita dall'Energydesign Braunschweig GmbH.

Lo scopo di questa fase del progetto è stato la selezione e l'analisi di edifici non residenziali utilizzando sistemi GEO-HP-TABS e la scelta tra essi di cinque edifici da analizzare in dettaglio. I casi scelti devono essere rappresentativi delle varie tipologie di edifici adibiti ad uffici per poter dare inizio ad un database di riferimento per le nuove costruzioni. Gli edifici che sono stati scelti hanno diverse caratteristiche architettoniche, diverse condizioni climatiche e geografiche e sono serviti da diverse soluzioni impiantistiche.

Per strutturare l'inventario dei casi è stato realizzato un web-based tool partendo dal software Energy-Navigator sviluppato dalla TU Braunschweig e dalla Università RWTH Aachen. Questo software permette di catalogare informazioni come: area superficiale, numero di piani, percentuale di area finestrata, indicatori di massa termica, grado di dettaglio dell'analisi, procedura di progettazione, caratteristiche del circuito idraulico, sistema di controllo, consumo energetico, monitoraggio delle prestazioni energetiche e schemi d'installazione e riassumerle in una scheda informativa specifica per ogni edificio analizzato.

Per selezionare i casi da sottoporre allo studio dettagliato sono stati usati i seguenti criteri di scelta:

- L'età dell'edificio
- Il dettaglio dei dati disponibili nella fase di progetto
- L'accessibilità ai sistemi di gestione
- Il numero e la tipologia di sensori
- Disponibilità di misurazioni climatiche
- Monitoraggio delle prestazioni energetiche
- Monitoraggio del comfort interno
- Tipologia di sistema geotermico
- Tipologia di scambiatore al terreno
- Caratteristiche dei sistemi installati nell'edificio
- Effettuazione di thermal response test al terreno (GEO-HP)
- Volontà degli occupanti a partecipare all'indagine e a fornire informazioni sulle loro interazioni con l'edificio

Le differenze tra i cinque edifici scelti in questi campi sono significative, in modo tale che essi possano costituire un campione rappresentativo delle possibilità nell'attuale design di un ufficio con tecnologia GEO-HP-TABS.

Si deve sottolineare che le elevate prestazioni energetiche dell'edificio sono un prerequisito necessario per l'utilizzo delle TABS, sia per quanto riguarda l'alto livello di isolamento termico richiesto che per l'accuratezza della scelta degli ombreggianti e dei metodi di riduzione dei carichi solari estivi.

Durante questo progetto sono stati analizzati 17 edifici con tecnologia GeoTABS situati in Belgio, Germania, Paesi Bassi e Danimarca. Le schede tecniche degli edifici sono presenti nel sito del progetto (<http://www.geoTABS.eu/Database>) e nel database del progetto (<http://geoTABS.synavision.de/>).

I casi selezionati sono stati i seguenti:

- A. VGH, Germany
- B. Hollandsch Huys, Belgium
- C. Arcadis, Belgium
- D. Infrac West, Belgium
- E. Bayer, Belgium

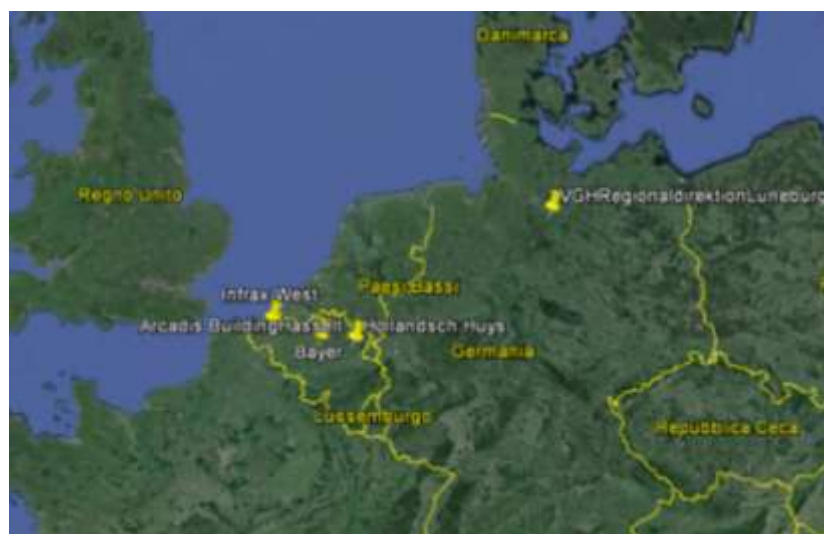


Fig. 2.8 – Ubicazione edifici analizzati

## 2.3

### Monitoraggio dei casi reali

Il monitoraggio dei cinque edifici prescelti ha avuto inizio l'1 Febbraio 2011 e si è sviluppato nei successivi 48 mesi.

Questo lavoro è stato suddiviso in quattro parti affidate a quattro diversi team di ricerca di vari enti scientifici, in particolare:

1. Nella valutazione dei consumi energetici e delle performance energetiche di tutti i componenti degli impianti dei singoli edifici sono stati coinvolti i ricercatori dell' Université de Liège, KU Leuven, Technical University of Denmark, De Nayer Instituut, University of Applied Sciences Nuremberg,

Heimann Ingenieure GmbH, Energydesign Braunschweig GmbH, TU Braunschweig-Institute, MIKROKLIMA s.r.o, Belvi NV, Studiebureau R. Boydens nv, COPROMAX ENG. SPRL, NILAN A/S, BenR Adviseurs voor duurzaamheid, DGMR Bouw B.V., Thermal Comfort Systems BV, Octalix, Slimline Buildings B.V., Vabi Software bv.

2. Lo studio delle strategie di controllo e di raccolta dei dati è stato svolto da rappresentanti del KU Leuven, dell'University of Applied Sciences Nuremberg, dell'Heimann Ingenieure GmbH, del MIKROKLIMA, del Studiebureau R. Boydens nv e del COPROMAX ENG. SPRL.
3. L'analisi dei possibili miglioramenti ai sistemi di controllo mediante simulazioni, trattate singolarmente in fasi successive del progetto, è stata condotta da diversi partners quali il KU Leuven e il MIKROKLIMA s.r.o.
4. Il coordinamento scientifico di questo lavoro è stato eseguito dall' Université de Liège. che ha permesso l'unione di tutte le valutazioni ottenute in un unico documento che ci prestiamo a descrivere nelle sue parti essenziali qui di seguito.

### 2.3.1

## Descrizioni degli edifici

### Edificio A

La superficie netta dell'edificio è di 20,693 m<sup>2</sup> e il sistema geotermico è composto da 196 pali energetici di 9 metri di lunghezza. In inverno il sistema geotermico, accoppiato attraverso uno scambiatore salamoia/acqua alla pompa di calore (106 kW), estrae calore dal terreno per alimentare le TABS che coprono solo una modesta percentuale del carico di riscaldamento richiesto. La restante parte è fornita mediante più sistemi differenziati quali radiatori, riscaldamento a pavimento e dispositivi di aerazione (unità terminali). In estate invece l'impianto geotermico unito alle TABS riesce a soddisfare l'intera richiesta di raffrescamento utilizzando in grande parte il free cooling<sup>4</sup>, denominato anche geocooling.

### Edificio B

L'edificio B presenta una superficie netta di 4000 m<sup>2</sup> accoppiata al terreno attraverso 100 pali energetici con lunghezza tra i 17 e i 22 metri. In inverno l'edificio è riscaldato dall'impianto geotermico unito, attraverso uno scambiatore acqua glicolata/acqua, alla pompa di calore (82 kW). Il sistema opera preriscaldando l'aria fornita all'entrata e alle palestre durante il giorno, mentre durante la notte fornisce calore alle TABS che lo sfruttano per alzare la temperatura del pavimento delle palestre e dell'entrata. Una possibilità aggiuntiva consiste nel preriscaldamento dell'aria fornita all'impianto di ventilazione che permette di migliorarne le prestazioni e ridurne i costi. In estate il raffreddamento dell'edificio può essere effettuato attraverso due modalità. Fino a quando la temperatura del terreno lo permette viene utilizzato il freecooling (80 kW), altrimenti si inverte il funzionamento della pompa di calore facendola agire da chiller (89 kW). Lo sfruttamento del terreno è analogo al periodo invernale cioè l'aria fornita al sistema di ventilazione viene preraffreddata durante il giorno e durante la notte viene raffreddata l'acqua alimento delle TABS permettendo un raffreddamento notturno degli uffici e delle palestre.

### Edificio C

Questo edificio si trova vicino a Hasselt (Flemish Region del Belgio), presenta una superficie di 4600 m<sup>2</sup> e 22 sonde verticali geotermiche che arrivano ad una profondità di 75 metri.

---

<sup>4</sup> Il funzionamento in freecooling prevede l'uso di uno scambiatore intermedio e può raggiungere una potenza massima di 150 kW.

Tutto il piano terra dell'edificio è servito da un sistema di riscaldamento a pavimento alimentato dalle sonde geotermiche mentre l'appartamento al primo piano sfrutta a sua volta l'impianto geotermico integrandone la potenza resa con l'uso di una caldaia apposita.

L'unità principale di produzione è costituita da una pompa di calore (156 kW nominali), due serbatoi, uno caldo e uno freddo, e tre scambiatori di calore. Questo impianto può funzionare in riscaldamento con una potenza di 156 kW, in raffrescamento con una potenza nominale di 142 kW oppure in free cooling (anche detto geocooling o passive cooling) con una potenza di 72 kW nominali ottenuta estraendo l'energia di raffrescamento dal terreno attraverso uno scambiatore diretto tra l'acqua glicolata, che percorre le sonde geotermiche, e il serbatoio freddo. Nell'edificio sono presenti due caldaie ausiliarie modulari per soddisfare i picchi di richiesta di riscaldamento. La prima caldaia presenta una potenza nominale di 35 kW è utilizzata per il riscaldamento a pavimento dell'appartamento, la seconda, con una potenza nominale di 60 kW è responsabile della produzione di calore per la CTA<sup>5</sup>.

### **Edificio D**

Questa costruzione è stata edificata nel 2009, si trova nei pressi di Bruxelles, nella regione fiamminga del Belgio, e si sviluppa su una superficie di circa 10000 m<sup>2</sup>.

Le TABS sono alimentate in inverno da due pompe di calore accoppiate al terreno con una potenza nominale di 70 kW ciascuna. Il sistema geotermico è costituito da 60 sonde verticali di circa 100 metri di profondità. In estate si cerca di sfruttare il più possibile il geocooling con l'accoppiamento diretto tra le TABS e il terreno. Il sistema geotermico non è stato dimensionato per soddisfare né la richiesta di riscaldamento né quella di raffrescamento quindi sono stati previsti dei sistemi ausiliari, per entrambi i funzionamenti, che presentano la seguente configurazione: per il riscaldamento vi sono due caldaie a condensazione da 383 kW ciascuna che serve una rete di radiatori, mentre per il raffrescamento un refrigeratore da 430 kW. Le caldaie a condensazione sono state dimensionate per garantire l'intero carico termico di riscaldamento garantendo così la copertura della richiesta termica dell'edificio anche in caso di mal funzionamento o manutenzione delle TABS o del sistema geotermico. La produzione di acqua calda sanitaria è effettuata tramite una terza pompa di calore accoppiata al terreno con una potenza di 51 kW ed un serbatoio caldo da 60 kW.

Il sistema di ventilazione è anch'esso accoppiato al terreno in modo tale da ottenere un preriscaldamento invernale e un pre-raffrescamento estivo dell'aria in ingresso, inoltre è presente un recuperatore di calore tra l'aria esausta espulsa e l'aria di rinnovo.

Infine per permettere un maggior controllo da parte degli occupanti dei locali in ogni stanza sono presenti dei fan-coils per soddisfare le esigenze individuali.

### **Edificio E**

L'edificio E si trova a Torhout, in Belgio, è stato terminato nel 2009 e presenta una superficie netta di 4000 m<sup>2</sup>. L'impianto di riscaldamento è composto da due pompe di calore accoppiate al terreno ciascuna da 130 kW combinate con un sistema di TABS per il primo e il secondo piano e con un sistema di riscaldamento a pavimento per il piano terra. È presente anche una caldaia a gas ausiliaria da 391 kW che fornisce calore ad un sistema di convettori a pavimento. Sia le pompe di calore che la caldaia hanno il compito di preriscaldare l'aria in ingresso alla CTA. Per quanto riguarda il raffrescamento invece vi sono tre possibilità: la prima consiste nel geocooling, la seconda prevede l'utilizzo delle pompe di calore con inversione di ciclo e la terza è costituita da un refrigeratore (221 kW) coadiuvato dalla CTA.

---

<sup>5</sup> Centrale di trattamento dell'aria (CTA)

### 2.3.2

## Strategie di controllo

### Edificio A

Il sistema di controllo di questo edificio supervisionava solo l'impianto delle TABS. Il loro funzionamento può essere descritto nel modo seguente: la modalità di riscaldamento si attiva solo se la temperatura media esterna nelle ultime 24 ore si mantiene sotto i 14 °C, mentre il raffrescamento inizia solo se la temperatura media esterna delle ultime 24 ore risulta essere superiore ai 20°C. Quando la temperatura media esterna è compresa tra i 14°C e i 20°C, il sistema dovrebbe rimanere spento, ma il monitoraggio ha dimostrato come invece, nel periodo di osservazione, sia in funzione la pompa di circolazione relativa alle TABS pur non sia richiesto né riscaldamento né raffrescamento. Inoltre è stato riscontrato che in estate il terreno risulta essere troppo caldo per raffreddare alla temperatura richiesta il fluido termovettore, portandolo tre gradi sopra alla temperatura di design.

### Edificio B

Ogni sottosistema di questo edificio presenta una propria strategia di controllo:

- I radiatori, serviti dalla caldaia, si attivano di giorno se la temperatura interna è inferiore ai 18°C, di notte se la temperatura esterna scende sotto i 5°C.
- Le TABS, servite dall'impianto geotermico, operano solo la notte tra le 22.00 e le 6.00. Il sistema entra in modalità di riscaldamento solo se la temperatura media esterna tra le 6.00 e le 18.00 del giorno precedente è inferiore ai 17,5°C, mentre vi è raffrescamento solo se la temperatura media esterna del giorno precedente misurata tra le 6.00 e le 18.00 si mantiene superiore ai 22°C e la temperatura interna all'edificio è maggiore di 20°C. Se la temperatura esterna è compresa tra 18°C e 22°C non ci sarà né riscaldamento né raffrescamento.
- Il sistema di ventilazione, servito sia dal sistema geotermico che dalla caldaia, opera solo durante il giorno tra le 6.00 e le 10.00, in riscaldamento se la temperatura esterna è inferiore ai 18°C e in modalità di raffrescamento se la temperatura esterna è maggiore di 22°C. Quando invece la temperatura è compresa tra i 18°C e i 22°C non si avrà né in riscaldamento né in raffrescamento.

Le TABS sono alimentate da acqua alla temperatura di 26°C per il riscaldamento mentre a 18°C per il raffrescamento. Il monitoraggio ha permesso di osservare che il funzionamento delle TABS ha seguito, durante il periodo in analisi, la curva ideale per il riscaldamento mentre si è discostata maggiormente da essa durante il raffrescamento. Anche in questo caso si è rilevato il funzionamento sia del sistema di ventilazione che delle TABS nell'intervallo tra i 18°C e i 22°C, dove dovrebbero essere teoricamente spenti.

### Edificio C

La pompa di calore di questo edificio è composta da tre moduli che possono essere posti in funzionamento o meno dal sistema di controllo.

Il passaggio dal funzionamento in riscaldamento a quello in raffrescamento avviene in base alla temperatura media dei tre giorni precedenti. Il punto di inversione è settato a 14°C con una variazione di  $\pm 1^\circ\text{C}$ .

Nella fase di riscaldamento l'unità di produzione di calore è controllata dalla temperatura dell'acqua del serbatoio caldo. La temperatura di set point è pari a quella delle TABS aumentata/diminuita di 3K. La temperatura di alimentazione delle TABS, della CTA e del riscaldamento a pavimento sono controllate separatamente da valvole di miscelazione, mentre la temperatura di alimentazione della pompa di calore è determinata in base alla massima temperatura di set point tra quella delle TABS, del sistema a pavimento e della CTA.

La fase di raffrescamento invece viene controllata sulla temperatura dell'acqua nel serbatoio freddo. La temperatura di set point è costituita dalla maggiore tra quella della CTA e delle TABS. Il sistema di passive cooling entra in funzionamento per trenta minuti ogni volta che viene raggiunta la temperatura di set point, mentre l'active cooling è consentito solo se la temperatura esterna supera i 30°C per un ora, la temperatura del serbatoio freddo è almeno maggiore di 10°C rispetto alla sua temperatura di set point e se viene dato il permesso manualmente dagli occupanti della stanza in esame.

Per quanto riguarda le TABS il controllo di ciascun piano può essere suddiviso in quattro zone.

Quindi in tutto vi sono quattro zone di riscaldamento a pavimento e ventuno zone di controllo per le TABS, ognuna controllata da una valvola a due vie. Tale valvola si apre per circa dieci minuti ogni ora del giorno, se la temperatura interna è maggiore di due gradi rispetto a quella desiderata la valvola resta aperta per altri 10 minuti evitando così elevati carichi di picco.

La temperatura di alimentazione dell'acqua dipende dalla temperatura media oraria delle sei ore precedenti per il sistema TABS e dalla temperatura media dei tre giorni precedenti per il sistema di riscaldamento a pavimento ed è ottenuta da due valvole di miscelamento a tre vie.

Gli uffici sono dotati di sistemi VAV-boxes<sup>6</sup> a pavimento controllati da un timer con modalità di funzionamento on/off. Il flusso d'aria estratto dai bagni (440 m<sup>3</sup>/h per piano) viene mandato direttamente all'esterno, mentre il restante flusso viene mandato all'unità di recupero di calore nella CTA. Il flusso d'aria di ventilazione per l'appartamento viene trattato separatamente in una CTA minore, mentre l'area garage è servita da due ventilatori di estrazione con portate di 38000 m<sup>3</sup>/h.

La CTA principale è costituita da un ventilatore centrifugo a velocità variabile e da un ventilatore per l'estrazione dell'aria, un fancoil per il riscaldamento e il raffrescamento (con potenza di riscaldamento pari a 83,2 kW e potenza di raffrescamento sensibile pari a 75 kW per 18620 m<sup>3</sup>/h d'aria a 30°C con 50% di umidità e 23,9 m<sup>3</sup>/h d'acqua a 17°C), e una batteria alettata aria/aria con un'efficienza del 60% per una portata di 18620 m<sup>3</sup>/h.

La portata d'aria di rinnovo è determinata in base alla temperatura dell'aria interna e dal livello di CO<sub>2</sub>, se quest'ultimo supera le 750 ppm il controllo sulla CO<sub>2</sub> ha priorità rispetto a quello sulla temperatura. Questo sistema prevede di imporre una portata minima di rinnovo che all'inizio di questo studio era posta pari al 50%.

Il flusso d'acqua di alimento al refrigeratore è costante e pari a 26,4 m<sup>3</sup>/h, la sua temperatura è controllata da una valvola di miscelamento a tre vie controllata a sua volta dalla temperatura dell'aria in ingresso. L'aria viene fatta entrare nell'edificio ad una temperatura pari a 22°C quando la temperatura dell'aria esterna scende sotto i 19°C e a 20°C quando l'aria esterna ha temperatura maggiore di 20°C.

## Edificio D

Le strategie di controllo dei singoli sottosistemi di questo edificio sono le seguenti:

- Le TABS operano ventiquattr'ore su ventiquattro sette giorni su sette. Lo switch tra riscaldamento e raffrescamento è gestito dagli utenti dell'edificio. In inverno la temperatura di mandata dell'acqua è settata a 20°C mentre in estate a 21,5°C.
- I fan coils operano durante il giorno tra le 5.00 e le 21.00 per mantenere una temperatura di set point pari a 22°C per tutto l'anno. Durante la notte i ventilconvettori vengono spenti ameno che non si scenda sotto i 18°C oppure la temperatura sale sopra ai 28°C.
- Il sistema di ventilazione è in funzione solo durante il giorno.

---

<sup>6</sup> Variable Air Volume (VAV) rappresenta una tipologia di sistema di riscaldamento, ventilazione e condizionamento dell'aria (HVAC). Con il termine VAV-boxes si indicano i terminali d'impianto che controllano il flusso d'aria in ingresso alla zona servita.

Il monitoraggio ha dimostrato che la temperatura dell'acqua di alimentazione delle TABS era vicina ai valore di design sia durante il riscaldamento che il raffrescamento con una differenza media di due gradi, ma questo risultato non è molto rilevante in quanto è il gestore dell'impianto che decide quando far funzionare le TABS in modalità di riscaldamento o di raffrescamento.

### **Edificio E**

In questo edificio il sistema di controllo dei sottosistemi si compone in questo modo:

- La temperatura di alimentazione delle TABS è settata a 28°C per il riscaldamento e a 17°C per il raffrescamento. Le TABS possono avere tre modalità di funzionamento: riscaldamento, raffrescamento o stato inattivo. Il passaggio dalla fase di riscaldamento alla fase di raffrescamento, e viceversa, deve avvenire passando dallo stato di inattività. La durata minima di questo stato è di almeno 48 ore. Una volta ogni 24 ore il sistema di controllo verifica se è necessario riscaldare o raffreddare l'ambiente interno.

*Riscaldamento:*

- La temperatura esterna media del giorno precedente deve essere inferiore a 10°C.
- Nelle ultime 48 ore non deve essere stato utilizzato il raffrescamento.

*Raffrescamento:*

- La temperatura media esterna del giorno precedente deve essere superiore a 14°C.
- Nelle ultime 48 non deve essere stato utilizzato il riscaldamento.

In tutti gli altri casi viene attivato lo stato di inattività.

Le TABS sono suddivise in zone di controllo e l'attivazione delle singole zone dipende dalla modalità di funzionamento, dalla temperatura interna e dalla temperatura esterna.

Il riscaldamento di una zona TABS segue queste condizioni:

- Modalità riscaldamento attiva.
- La temperatura esterna media del giorno precedente tra le 8.00 e le 18.00 deve essere inferiore ai 10°C.
- La temperatura interna deve essere inferiore ai 22,5°C.

Il raffrescamento di una zona TABS viene attivata nelle seguenti condizioni:

- Modalità di raffrescamento attivata
- La temperatura media esterna del giorno precedente tra le 8.00 e le 18.00 deve essere maggiore di 16°C oppure la temperatura interna della zona considerata deve essere maggiore di 22,5°C.

Per quanto riguarda i convettori anch'essi sono suddivisi in quattro zone, NO, SW, NW, SO. In ogni zona sono installati dei termostati e l'attivazione della zona dipende dal valore medio dei due valori rilevati dai sensori, confrontato con un valore di set point. Il riscaldamento viene spento solo quando all'interno dell'edificio sono presenti più di 22,5°C.

Infine il sistema di ventilazione è controllato da un timer e la temperatura di set point è fissata a 17°C sia in riscaldamento che in raffrescamento. Quando vi è una differenza di temperatura tra l'aria esausta e quella di set point allora si attiva il sistema di recupero di calore.

### **2.3.3.**

## **Bilancio termico e rendimento del sistema**

### **Monitoraggio dei dati**

Le misurazioni avvengono in modo diverso in ogni edificio, ma la tipologia di dati raccolti è la stessa. I dati principali riguardano sia l'aspetto termico, temperature e portate, sia l'aspetto



elettrico dell'impianto in modo tale che si possano ricavare le potenze termiche e le prestazioni dei sistemi di ogni edificio. Non tutti gli edifici hanno permesso la lettura dei consumi elettrici delle pompe e delle portate, allora per essi sono stati considerati i valori nominali. La qualità e l'attendibilità dei dati varia da un edificio all'altro e dipende anche dalla tipologia dei singoli sottosistemi di ogni edificio.

### Indici di prestazione

Il calcolo della potenza termica trasmessa dai singoli componenti dell'impianto segue la seguente formulazione:

$$\dot{Q}_{heating-cooling} = \dot{M}_w \cdot cp_w \cdot (T_{w,su} - T_{w,ex}) \quad (2.1)$$

in cui:

$\dot{Q}_{heating-cooling}$  rappresenta la potenza termica del componente considerato (TABS, radiatori, ventilazione, sistema a pavimento, DHW<sup>7</sup>), [W].

$\dot{M}_w$  è la portata d'acqua, [kg/s].

$cp_w$  è il calore specifico dell'acqua, [J/kgK].

$T_{w,su}$  è la temperatura di alimentazione dell'acqua in ingresso al circuito, [°C].

$T_{w,ex}$  è la temperatura di ritorno dell'acqua dal circuito, [°C].

I coefficienti stagionali di prestazione del sistema geotermico accoppiato alla pompa di calore calcolati in questo modo<sup>8</sup> permettono di confrontare i 5 edifici:

$$SCOP_1 = \frac{Q_{cd,hp}}{W_{cp,hp}} \quad (2.2)$$

$$SCOP_2 = \frac{Q_{cd,hp}}{W_{cp,hp} + W_{pp,ground}} \quad (2.3)$$

$$SCOP_3 = \frac{Q_{cd,hp}}{W_{cp,hp} + W_{pp,ground} + W_{pp,cd}} \quad (2.4)$$

$$SCOP_4 = \frac{Q_{cd,hp}}{W_{cp,hp} + W_{pp,ground} + W_{pp,cd} + W_{pp,Tabs}} \quad (2.5)$$

dove:

$SCOP_1$  è il coefficiente di performance stagionale della sola pompa di calore.

$SCOP_2$  è il coefficiente di prestazione stagionale della pompa di calore e delle pompe di circolazione dal lato della fonte di calore (terreno).

$SCOP_3$  è il coefficiente di prestazione stagionale della pompa di calore e delle pompe di circolazione sia del terreno che del condensatore.

$SCOP_4$  è il coefficiente di prestazione stagionale della pompa di calore e delle pompe di circolazione del terreno, condensatore e delle TABS.

$Q_{cd,hp}$  è la potenza termica del condensatore della pompa di calore, [kWh].

$W_{cp,hp}$  è la potenza elettrica richiesta dal compressore in riscaldamento, [kWh].

$W_{pp,ground}$  è la potenza elettrica assorbita dalle pompe di circolazione dello scambiatore al terreno in riscaldamento, [kWh].

$W_{pp,cd}$  è la potenza elettrica richiesta dal condensatore, [kWh].

<sup>7</sup> Domestic hot water; sistema di produzione di acqua calda sanitaria.

<sup>8</sup> Metodo simile a quello proposto nel SEPOMO Project, Zottle et al., 2012.

$W_{pp,Tabs}$  è la potenza elettrica usata dalla pompa di circolazione delle TABS, [kWh].

Analoghi indicatori di prestazione sono calcolati in raffrescamento come:

$$SEER_1 = \frac{Q_{ev,ch}}{W_{cp,ch}} \quad (2.6)$$

$$SEER_2 = \frac{Q_{ev,ch}}{W_{cp,ch} + W_{pp,ground}} \quad (2.7)$$

$$SEER_3 = \frac{Q_{ev,ch}}{W_{cp,ch} + W_{pp,ground} + W_{pp,ev}} \quad (2.8)$$

$$SEER_4 = \frac{Q_{ev,ch}}{W_{cp,ch} + W_{pp,ground} + W_{pp,ev} + W_{pp,Tabs}} \quad (2.9)$$

in cui:

$SEER_1$  è l'efficienza energetica stagionale della sola pompa di calore in raffrescamento.

$SEER_2$  è l'efficienza energetica stagionale considerando il chiller e la pompa di circolazione lato terreno.

$SEER_3$  è l'efficienza energetica stagionale considerando il chiller e le pompe di circolazione lato edificio, terreno e condensatore.

$SEER_4$  è l'efficienza energetica stagionale considerando il chiller e le pompe di circolazione lato edificio, terreno, condensatore e TABS.

$Q_{ev,ch}$  è la potenza prodotta dall'evaporatore, [kWh].

$W_{cp,ch}$  è la potenza elettrica assorbita dal compressore in raffrescamento, [kWh].

$W_{pp,ground}$  è la potenza elettrica assorbita dalle pompe di calore accoppiate al terreno, [kWh].

$W_{pp,ev}$  è la potenza elettrica assorbita dalle pompe di circolazione dell'evaporatore, [kWh].

$W_{pp,Tabs}$  è la potenza elettrica assorbita dalle pompe di circolazione delle TABS.

Durante il funzionamento in free cooling si considera nulla la potenza elettrica assorbita dal compressore,  $W_{cp,ch}$ , nelle quattro equazioni precedenti.

La potenza al condensatore nei cinque edifici è la seguente:

- 1)  $Q_{cd,hp,A} = Q_{h,Tabs}$
- 2)  $Q_{cd,hp,B} = Q_{h,Tabs} + Q_{h,vent}$
- 3)  $Q_{cd,hp,C} = Q_{h,Tabs} + Q_{h,vent} + Q_{h,floor}$
- 4)  $Q_{cd,hp,D} = Q_{h,Tabs}$
- 5)  $Q_{cd,hp,E} = Q_{h,Tabs} + Q_{h,vent} + Q_{h,floor}$

Nelle quali  $Q_{h,Tabs}$  rappresenta il carico termico fornito dalle TABS,  $Q_{h,vent}$  il carico termico fornito dal sistema di ventilazione ed infine  $Q_{h,floor}$  è il carico di riscaldamento fornito dal sistema a pavimento.

La potenza di raffrescamento fornita dall'evaporatore e dal free cooling è costituita rispettivamente per i cinque edifici:

- 1)  $Q_{fc,A} = Q_{c,Tabs}$
- 2)  $Q_{fc,B} + Q_{ev,ch} = Q_{c,Tabs} + Q_{c,vent}$
- 3)  $Q_{fc,C} + Q_{ev,ch,C} = Q_{c,Tabs} + Q_{c,vent} + Q_{c,floor}$

- 4)  $Q_{fc,D} = Q_{c,Tabs}$   
 5)  $Q_{fc,E} + Q_{ev,ch,E} + Q_{ev,hp,E} = Q_{c,Tabs} + Q_{h,vent} + Q_{h,floor}$

In cui  $Q_{c,Tabs}$  è il carico di raffrescamento prodotto dalle TABS,  $Q_{c,vent}$  il carico di raffrescamento prodotto dal sistema di ventilazione e  $Q_{c,floor}$  quello fornito dal sistema a pavimento.

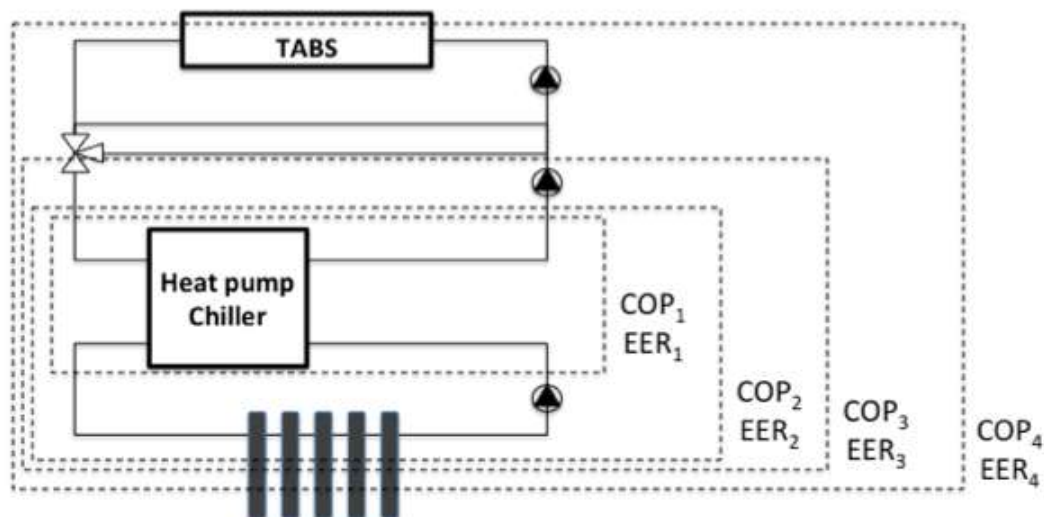


Fig.2.9 - Rappresentazione delle condizioni al contorno assunte per il calcolo degli indici di prestazione

### 2.3.4

## Analisi stagionale

Nei singoli edifici l'analisi ha seguito percorsi differenti e i risultati sono riportati nelle tabelle conclusive, fig.2.3.2 e fig.2.3.3.

### Edifici A e B

Dall'analisi si può vedere come, per entrambi questi edifici, il cooling load richiesto sia molto inferiore rispetto al heating load, e proprio per la sua esiguità il sistema geotermico riesce a fornire l'intero carico di raffrescamento. Per quanto riguarda la richiesta di riscaldamento essa viene coperta solo per il 14,2% dalle TABS per l'edificio A e per il 13,6% per l'edificio B. Il confronto tra le prestazioni energetiche di questi due edifici va a favore del primo che presenta uno SCOP maggiore e anche un SEER maggiore. Questo è dovuto alla potenza nominale inferiore della pompa di calore dell'edificio B che presenta anche un consumo di elettricità maggiore.

### Edificio C

In questo edificio è possibile solo l'analisi delle prestazioni dell'impianto geotermico, inoltre l'utilizzo dei dati è complicato dal fatto che l'edificio dalla sua costruzione fino alla fine dello studio del Progetto GeoTABS è rimasto vuoto e parzialmente incompleto mancando ancora circa il 75% del secondo piano e delle mansarde.

L'analisi è stata condotta considerando i dati rilevati tra l'1 Dicembre 2010 e il 30 Novembre 2011. I consumi elettrici sono stati acquisiti ogni 24 ore, mentre le temperature sono state rilevate ogni 8 minuti.

#### *Valutazione della potenza di riscaldamento e di raffrescamento che attraversa i collettori*

La potenza scambiata dalle TABS è stata calcolata considerando la differenza di temperatura tra il collettore caldo e quello freddo e la portata nominale della pompa di alimentazione (28,5 m<sup>3</sup>/h). Quando in raffrescamento la differenza di temperatura risulta minore di 0,4 la potenza di raffrescamento è stata considerata nulla. Tale accortezza permette di ridurre la possibilità di adoperare misurazioni errate.

La potenza di riscaldamento e raffrescamento della CTA è stata valutata in modo analogo alle TABS e per semplicità la potenza termica trasferita al sistema a pavimento è stata considerata uguale al 20% di quella data alle TABS.

#### *Bilancio energetico della pompa di calore e dei serbatoi di stoccaggio*

Il campionamento dei consumi elettrici della pompa di calore è stato condotto ogni 24 ore per tanto si è potuto ottenere un bilancio termico giornaliero dell'intero sistema. L'analisi ha permesso di evidenziare la presenza di perdite energetiche in alcuni componenti dell'impianto e le cause principali di tali perdite sono le seguenti:

- Parte dell'energia elettrica (compressore e pompa) viene dispersa in ambiente e non può essere convertita in energia termica.
- Dispersione di calore dalla stessa pompa di calore e dalle tubazioni.
- Incertezza nelle misurazioni della portata, nell'energia che attraversa i collettori e sulle temperature.
- Assunzioni imprecise delle potenze scambiate dal sistema a pavimento.

Un altro aspetto da approfondire è l'impossibilità di distinguere i consumi elettrici dell'impianto durante la fase riscaldamento da quelli della fase di raffrescamento. In assenza di richiesta di raffrescamento il consumo elettrico corrisponde alla fase di riscaldamento mentre se non vi è di richiesta di riscaldamento allora corrisponde alla fase di raffrescamento. Se nello stesso giorno è stato richiesto sia riscaldamento che raffrescamento allora i consumi elettrici della pompa di calore che opera in riscaldamento sono stati valutati dividendo la domanda di calore per un valore medio del COP<sub>3</sub> pari a 3,22. Il COP<sub>3</sub> è stato calcolato come il rapporto tra l'energia di riscaldamento trasferita nel collettore caldo (da Dicembre 2010 a Novembre 2011) e l'energia elettrica consumata nello stesso periodo dalla pompa di calore durante il riscaldamento. Lo stesso procedimento è stato seguito per la fase di raffrescamento.

### **Edificio D**

Durante questo progetto furono analizzati solo i dati relativi all'impianto geotermico.

#### *Valutazione dell'energia di riscaldamento fornita dalla pompa di calore geotermica*

Il calore estratto dal terreno è stato rilevato ogni cinque minuti da un calorimetro attraverso la misurazione della differenza di temperatura e della massa che attraversa le sonde e ipotizzando una percentuale di glicole in essa pari al 30%. Il consumo elettrico della pompa di calore è stato misurato ogni trenta minuti. Le misurazioni dopo il 30 Marzo sono state omesse perché errate.

#### *Valutazione dell'energia fornita dal boiler*

La potenza termica scambiata dal boiler è stata calcolata attraverso la misurazione della portata e della differenza di temperatura tra l'alimentazione e l'estrazione dal boiler.

#### *Valutazione del carico di raffrescamento fornito dal sistema geotermico*

Il bilancio energetico durante il raffrescamento è stato espresso dal bilancio tra l'acqua glicolata che attraversa il circuito geotermico e l'acqua che scorre nell'impianto TABS. Le misurazioni delle temperature sulle TABS sono molto complesse quindi si preferisce costruire il bilancio solamente sul terreno.

*Valutazione della potenza di raffrescamento prodotta dai chiller*

La produzione di freddo da parte del chiller è stata stimata con il bilancio all'evaporatore, considerando la portata nominale.

**Edificio E**

La potenza scambiata dai singoli componenti dell'edificio E sono stati misurati da appositi calorimetri. Questi strumenti però hanno delle difficoltà a rilevare le basse differenze di temperatura e la loro accuratezza si abbassa bruscamente quando esse scendono sotto i due o tre gradi. Questo è avvenuto per un intervallo di tempo molto esteso del periodo considerato quindi vi è una certa incertezza sul bilancio energetico annuale della pompa di calore e ciò può giustificare la differenza tra la potenza misurata dal calorimetro e la somma delle potenze prodotte dai singoli componenti di sistema.

## ANALISI MENSILE

**Edifici A e B**

L'analisi mensile delle prestazioni di questi due edifici ha permesso di rilevare che per la maggior parte del tempo riscaldamento e raffrescamento non sono stati forniti contemporaneamente e che la potenza di raffrescamento fornita è molto inferiore alla potenza di riscaldamento.

**Edificio C**

Rispetto ai casi precedenti l'energia di raffrescamento richiesta è risultata molto maggiore e il periodo di raffrescamento va da Marzo a Novembre. Inoltre il fattore di copertura del carico richiesto è quattro volte quello dei casi precedenti.

**Edificio D**

Il sistema di "commutazione" manuale del gestore dell'edificio fa sì che non vi sia mai contemporaneità tra fase di riscaldamento e di raffrescamento. Si è rilevato che tutti i dati riguardanti Marzo e i mesi successivi devono essere esclusi da qualsiasi analisi.

L'energia richiesta in raffrescamento è maggiore di quella richiesta in riscaldamento questo è dovuto in parte all'elevato isolamento dell'edificio e degli alti carichi interni presenti. Inoltre in questo sistema si può utilizzare l'impianto geotermico per preriscaldare l'acqua in ingresso alla caldaia.

## ANALISI GIORNALIERA

**Edificio A***Giornata fredda rappresentativa*

Il giorno preso in esame è stato il 26 Gennaio del 2010 nel quale le temperature sono variate tra -8°C e -12°C. I consumi di energia elettrica da parte della pompa di calore possono essere divisi in tre livelli a seconda che i due compressori che la compongono siano accessi o spenti:

- 2 compressori ON: energia elettrica  $\approx$  20kW
- 1 compressore ON e uno OFF: energia elettrica  $\approx$  10kW
- 2 compressori OFF: energia elettrica  $\approx$  0kW

Dato che il 26 Gennaio è un giorno invernale la pompa di calore ha funzionato a pieno carico producendo una potenza di riscaldamento di circa 85 kW con un COP  $\approx$  4,82 che è inferiore allo SCOP precedentemente calcolato per le condizioni invernali rigide di questa giornata.

*Giornata calda rappresentativa*

Il giorno considerato è il 26 di Giugno del 2010 nel quale la temperatura è variata tra 18°C e i 25°C. Come accennato in precedenza, le esigenze di raffrescamento sono state soddisfatte dal

freecooling quindi gli unici consumi elettrici sono dovuti alle pompe di circolazione, quindi si è ottenuto un EER molto elevato pari a 47,2.

### Edificio C

#### *Settimana rappresentativa di raffrescamento*

Quest'analisi ha permesso di osservare che alla fine della settimana è stato necessario un tempo maggiore per estrarre il calore immagazzinato dall'edificio. Il monitoraggio ha seguito l'evoluzione della temperatura di alimentazione ed estrazione dalle TABS, il grado di apertura della valvola a due vie e il funzionamento del sistema geotermico in freecooling tabellando e graficando i risultati ottenuti in modo da poterli facilmente consultare.

#### *Settimana rappresentativa di riscaldamento*

Le TABS permettono di mantenere le temperature interne stabilmente negli intervalli desiderati sfruttando la grande inerzia dell'edificio e l'elevato grado d'isolamento della struttura.

### Edificio D

#### *Giornata fredda rappresentativa*

Il giorno scelto è stato il 7 Marzo del 2011 ed è stato caratterizzato da una temperatura media di 2,65°C. L'uso delle TABS durante la notte permette di non far crescere rapidamente le temperature durante il giorno. Le TABS permettono di trasferire il calore dalle zone calde alle zone fredde attraverso l'uso di un fluido termovettore, in questo caso acqua. La potenza di riscaldamento prodotta dalle TABS non è stata sufficiente a coprire l'intero carico richiesto e la restante potenza è stata fornita dalla pompa di calore geotermica. Questo sottodimensionamento delle TABS probabilmente è una conseguenza della sovrastima dei carichi interni dell'edificio.

#### *Giornata calda rappresentativa*

Il giorno scelto per l'analisi è stato il 2 Agosto del 2011 nel quale la temperatura media si è mantenuta superiore ai 21,96°C. Dallo studio dell'evoluzione della temperatura esterna e di quella in diverse zone dell'edificio si è potuto calcolare la richiesta di raffrescamento delle diverse zone. Le TABS lavorano tutte le 24 ore del giorno, alle 7 della mattina, quando inizia ad aumentare la temperatura esterna, vengono affiancate dai fancoil e dal sistema di ventilazione. All'una del pomeriggio, per mantenere la temperatura di alimentazione delle TABS costante e pari a 21,5°C il sistema reagisce aumentando la portata di fluido che attraversa le sonde geotermiche e quindi l'energia estratta dal terreno.

Tabelle riassuntive:

|                           |                     |       | A<br>(2010) | B<br>(2009) | C<br>(2011) | D<br>(2011) | E<br>(2010-<br>11) |
|---------------------------|---------------------|-------|-------------|-------------|-------------|-------------|--------------------|
| Annual cooling load       |                     | [MWh] | 46.47       | 19.69       | 60.45       | 92.70       | 68.29              |
| Ventilation               | Chiller             | [MWh] | /           | 4.2         | 4.76        | 6.67        | 6.66               |
|                           | Geocooling          | [MWh] |             |             |             |             |                    |
| Fan coils                 | Chiller             | [MWh] | /           | /           | /           | 21.19       | /                  |
| TABS                      | Geocooling          | [MWh] | 46.47       | 15.2        | 70.46       | 64.84       | 61.69              |
|                           | Chiller             | [MWh] | /           | /           | 4.97        | No data     |                    |
| Electrical<br>consumption | Ground hex<br>pumps | [MWh] | 0.935       | No<br>Data  |             | 17.41       | No data            |
|                           | Brine/water<br>hex  | [MWh] |             |             |             | 9.57        | No data            |
|                           | TABS side<br>pumps  | [MWh] | 1.283       | No<br>Data  |             | 5.04        | No data            |
| SEER <sub>1</sub>         | [-]                 | -     | 10.8        | ND          | -           | ND          |                    |
| SEER <sub>2</sub>         | [-]                 | 49.70 | ND          | ND          | 3.72        | ND          |                    |
| SEER <sub>3</sub>         | [-]                 | 20.95 | ND          | 12.16       | 2.89        | ND          |                    |
| SEER <sub>4</sub>         | [-]                 | -     | ND          | ND          | 2.08        | ND          |                    |

Fig.2.10 - Prestazioni e consumi annuali in cooling mode

|                           |                      |       | A<br>(2010) | B<br>(2009) | C<br>(2011) | D<br>(2011)          | E<br>(2010-<br>11)                |
|---------------------------|----------------------|-------|-------------|-------------|-------------|----------------------|-----------------------------------|
| Annual heating load       |                      | [MWh] | 1200        | 355         | 80.90       | 461.15               | 502.26                            |
| Ventilation               | Boiler               | [MWh] | /           | /           | ND          | 99.55                | 72.28                             |
|                           | District heating     | [MWh] | 109.28      | 5.3         | /           | /                    | /                                 |
|                           | Geothermal HP        | [MWh] | /           | 42.3        | 10.14       | /                    | 51.38                             |
| Fan coils                 | Boiler               | [MWh] | /           | /           | /           | 198.17               | 131.87                            |
| TABS                      | Geothermal HP        | [MWh] | 171.3       | 48.2        | 58.97       | 47.13 <sup>i</sup>   | 32.33                             |
| Heating load by radiators | Boiler               | [MWh] | /           | /           | /           | 39.11 <sup>ii</sup>  | /                                 |
|                           | District heating     | [MWh] | 885.78      | 219.3       | /           | /                    | /                                 |
| Floor heating             | Boiler               | [MWh] | /           | /           | ND          | 65.19 <sup>iii</sup> | 2.70                              |
|                           | District heating     | [MWh] | 33.66       | 23.9        | /           | /                    | /                                 |
|                           | Geothermal HP        | [MWh] | /           | /           | 11.79       | /                    | 107.08                            |
| DHW                       |                      | [MWh] | /           | 15.9        | /           | 12.00 <sup>iv</sup>  | ND                                |
| Electrical consumption    | Heat pump            | [MWh] | 33.24       | 21          | 25.12       | 13.26                | 100.91 <sup>i</sup>               |
|                           | Ground hex pumps     | [MWh] | 3.1         | ND          |             | 10.84 <sup>v</sup>   | ND                                |
|                           | Condenser side pumps | [MWh] | 2.73        | ND          |             | 5.59                 | ND                                |
|                           | TABS pumps           | [MWh] |             |             |             | 8.70                 | ND                                |
| Boiler                    |                      | [MWh] | 0           | 0           | 3.4         | 402,02               | 206,85<br>(232.53) <sup>ii</sup>  |
| District heating          |                      | [MWh] | 1028.72     | 248.5       | 0           | 0                    | 0                                 |
| Geothermal HP             |                      | [MWh] | 171,3       | 90,5        | 80.90       | 47,13                | 190.79<br>(268.73) <sup>iii</sup> |
| SCOP <sub>1</sub>         |                      | [-]   | 5.15        | 3.70        | ND          | 3.56                 | 2.67                              |
| SCOP <sub>2</sub>         |                      | [-]   | 4.71        | ND          | ND          | 1.96                 | ND                                |
| SCOP <sub>3</sub>         |                      | [-]   | -           | ND          | 3.01        | 1.59                 | ND                                |
| SCOP <sub>4</sub>         |                      | [-]   | 4.38        | ND          | ND          | 1.23                 | ND                                |

Fig.2.11 - Prestazioni e consumi annuali in heating mode

### 2.3.5

#### Analisi di comfort interno

Il monitoraggio del comfort interno è stato condotto su tutti gli edifici tranne l'edificio A. L'analisi ha seguito i principi fondamentali riportati nella norma UNI EN 15251:

- Valutazione dei PMV e PPD.
- Calcolo del numero di ore in cui la temperatura interna è uscita dagli intervalli di accettabilità durante il periodo in cui l'edificio è occupato e pesato attraverso un fattore che consideri di quanto si eccedono i valori limite.

#### Edificio A

Non sono stati rilevati dati utilizzabili per l'analisi del comfort interno.

#### Edificio B

L'edificio viene occupato dalle 08.00 alle 18.00 dal Lunedì al Venerdì. Esso appartiene alla seconda categoria della norma UNI EN 15251 a cui corrisponde un intervallo di accettabilità per la temperatura tra i 20°C-24°C in inverno e di 23°C-26°C in estate. In inverno il 10% delle temperature sono risultate troppo basse mentre in estate il 60% delle temperature sono uscite dagli intervalli di accettabilità. Questa differenza può essere spiegata dal fatto che i

requisiti dell'edificio sono stati imposti seguendo lo standard DIN 1946-T2 che permette temperature più basse in estate.

### **Edificio C**

Lo studio del comfort interno dell'edificio C si è basato sulla norma Ashrae 55-2004 che definisce gli intervalli di accettabilità per la temperatura per una persona con vestiario estivo pari a 0,5 clo e un'attività metabolica corrispondente a 1,1 met. L'analisi ha riportato che le temperature all'interno dell'edificio sono state troppo basse, per eliminare tale problema si può considerare un clo più alto pari a 1 oppure si dovrà aumentare la potenza termica fornita.

### **Edificio D**

L'analisi del comfort termico in questo edificio è stato basato sulla norma UNI EN 15251 ed è stata condotta solo nel periodo di occupazione dell'edificio che corrisponde all'intervallo compreso tra le 5.00 e le 21.00 dal Lunedì al Venerdì. Sia quando l'impianto ha funzionato in riscaldamento che in raffrescamento le temperature interne sono uscite dagli intervalli imposti in modo analogo all'edificio B. Durante l'estate la temperatura interna è stata settata a 21°C che esce dall'intervallo imposto dalla normativa (23°C-26°C) e questo spiega l'alta percentuale di valori non desiderati.

### **Edificio E**

In questo edificio è stata analizzata solo la temperatura interna degli edifici open-spaces. L'edificio è occupato dalle 08.00 alle 18.00 dal Lunedì al Venerdì. La temperatura di set point in inverno e in estate può essere imposta manualmente tra i 22,5°C e i 23°C. Il monitoraggio ha permesso di osservare che all'ultimo piano la temperatura si è mantenuta dentro agli intervalli durante l'inverno mentre vi è uscita durante quasi tutto il periodo estivo.

## 2.3.6

### Valutazione economica e ambientale

#### **Riduzione dei costi**

Quest'analisi prevede una stima della riduzione dei running cost data dall'uso dell'energia geotermica. Per valutare tale riduzione i costi devono essere paragonati al costo medio di 0,08 €/kWh per la rete idraulica e a 0,12 €/kWh per l'elettricità per il chiller, il compressore della pompa di calore e alle pompe di circolazione per lo scambiatore al terreno. Inoltre sono stati scelti un COP di 2,5 e un'efficienza di 95% rispettivamente per il chiller e per la rete idraulica. I risultati mostrano che l'uso dell'energia geotermica, per l'edificio A e B rispettivamente, permette di ottenere una riduzione dei costi pari a 12000 €/anno e a 5000 €/anno rispetto ai sistemi tradizionali di riscaldamento e raffreddamento.

#### **Riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub>**

Gli standard per la riduzione delle emissioni di CO<sub>2</sub> sono anch'essi basati sul confronto con i sistemi tradizionali di riscaldamento e raffrescamento. I fattori sono di 219 gCO<sub>2</sub>/kWh e 633 gCO<sub>2</sub>/kWh rispettivamente per la rete idraulica e l'elettricità. Il monitoraggio ha dimostrato che l'uso dell'energia geotermica permette una riduzione delle emissioni dell'ordine di 27 tonnellate di CO<sub>2</sub> per anno e 8 tonnellate di CO<sub>2</sub> per anno rispettivamente per gli edifici A e B.

## 2.4

### Considerazioni finali

L'analisi delle prestazioni stagionali ha evidenziato che la potenza termica fornita dalla pompa di calore accoppiata al terreno è ancora limitata. Negli edifici Tedeschi la maggior parte del carico di riscaldamento è coperto dal teleriscaldamento mentre in Belgio dalle



caldaie. Il limitato uso degli impianti geotermici per il riscaldamento può essere dovuto ad una progettazione troppo conservativa dei sistemi HVAC. Inoltre si è dimostrato che anche la potenza termica prodotta dalle TABS è limitata e non sopperisce da sola alle possibili richieste di un edificio ad uso uffici, provvedendo solo al 8%-14% di esso.

Per quanto riguarda il raffrescamento invece i risultati sono molto differenti. I sistemi geotermici possono coprire la maggior parte del carico richiesto operando sia in modo attivo che in free cooling, mentre le TABS riescono, se accuratamente dimensionate a coprire l'intero carico richiesto.

L'analisi energetica mensile ha permesso di distinguere l'impatto del clima sui carichi di riscaldamento e raffrescamento. Per gli edifici A e B il carico di riscaldamento richiesto viene coperto solo in parte dalle TABS.

I problemi più frequenti riscontrati durante queste analisi sono i seguenti:

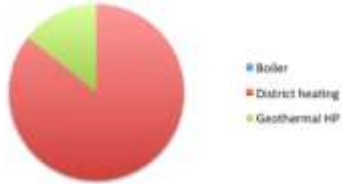
- La mancanza di un numero sufficiente di sensori.
- La bassa differenza di temperatura (inferiore ai due gradi) causa un aumento dell'incertezza delle misurazioni dei calorimetri ed è consigliabile condurre un controllo frequente dei sensori prestando attenzione al posizionamento e all'isolamento di tali sensori.

L'analisi giornaliera ha permesso di comprendere meglio il controllo dell'impianto HVAC e i limiti di tale impianto nei singoli edifici.

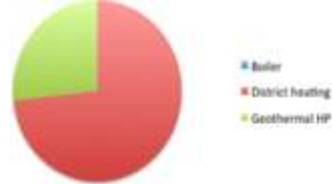
L'analisi del comfort interno invece ha sottolineato come in tre edifici su cinque non siano rispettati i vincoli imposti dalla normativa e che si può facilmente ridurre il consumo di energia andando ad alzare la temperatura di set point all'interno dell'edificio durante il periodo estivo.

Scomposizione del carico di riscaldamento nelle componenti primarie degli impianti nei 5 edifici analizzati:

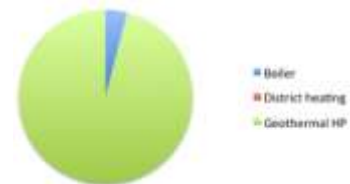
Edificio A



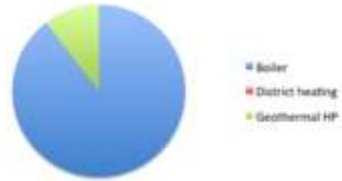
Edificio B



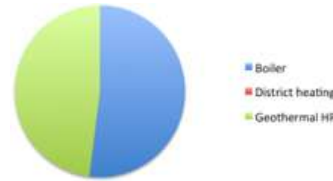
Edificio C



Edificio D



Edificio E



Scomposizione del carico di raffrescamento nelle componenti primarie degli impianti nei 5 edifici analizzati:

Edificio A



Edificio B



Edificio C



Edificio D



Edificio E



## Capitolo 3.

# Analisi di un edificio GeoTABS

### 3.1

#### La sede della Manens-TiFS Ingegneria

L'edificio analizzato è situato nella zona industriale di Padova, in Corso Stati Uniti, e si sviluppa su quattro piani di cui un interrato per una superficie totale di 2200 m<sup>2</sup> e per un volume urbanistico di 8000 m<sup>3</sup>.

Lo stabile è stato costruito seguendo le più innovative scelte architettoniche e tecniche di climatizzazione, il raggiungimento di un elevato comfort ambientale, acustico, termo-igrometrico, percettivo e la costruzione di un edificio a



Fig. 3.1 – Vista notturna dell'edificio da Sud-Est

basso impatto energetico sono stati tra i principali obiettivi. L'involucro edilizio è stato considerato il principale componente dell'impianto ed è stato concepito per garantire il comfort ambientale e un uso razionale dell'energia nei suoi molteplici aspetti.

Nella realizzazione della struttura sono state adottate scelte architettoniche e tecnologiche all'avanguardia, quali:

- ottimizzazione dell'illuminazione naturale e artificiale con l'applicazione di tecnologie di controllo per la gestione del flusso luminoso e di conseguenza dei costi di esercizio;
- facciata a doppia pelle a circolazione naturale che permette, nel periodo estivo di generare nell'intercapedine un moto convettivo naturale che favorisce lo smaltimento del calore verso l'esterno e nel periodo invernale, viceversa, contribuisce allo sfruttamento degli apporti gratuiti derivati della radiazione solare;
- sistema di schermatura mobile motorizzato gestito in modo automatico in base alla radiazione solare incidente;
- pompa di calore a funzionamento invertibile, accoppiata al terreno mediante un circuito a sonde verticali.

L'edificio è stato costruito con una struttura mista di acciaio e calcestruzzo, si presenta compatto e colpisce subito per la copertura dal profilo curvilineo, realizzata con carpenteria metallica, che arriva fino a terra. La scelta della struttura mista acciaio e calcestruzzo ha permesso di creare una struttura snella ma allo



Fig. 3.2 - Copertura esterna

stesso tempo energeticamente ottimale vista le proprietà del calcestruzzo di favorire l'accumulo termico dei solai intermedi. La copertura è composta sul lato interno, da una lamiera grecata, che migliora le proprietà di scambio convettivo grazie alla notevole superficie esposta all'aria, sulla quale è stato effettuato un

getto in calcestruzzo, il tutto coperto poi, da uno strato di isolante in vetro cellulare di spessore 10 cm, rifinito all'esterno con guaina impermeabile e lamiera in zinco-titanio dello spessore di 1 mm.

La struttura, ad uso direzionale, presenta al suo interno un grande atrio a tutta altezza, rivolto a Est, dove avviene l'accesso delle persone, con una scala che consente l'accesso ai piani. Al livello interrato vi sono alcuni spazi comuni (sale d'incontro, sala ristoro) zone di servizio (archivi, depositi, servizi igienici) e gli spazi tecnici (locali impianti generali di edificio), salendo al piano terra e al primo piano trovano collocazione gli uffici organizzati in spazi aperti, open-space, mentre, al secondo piano sono ubicati gli uffici direzionali singoli o doppi. In relazione all'orientamento ed al soleggiamento delle facciate sono state adottate le tecnologie più performanti, parete ventilata per il lato ovest; doppia pelle con un impianto di schermatura orientabile per il prospetto sud; particolari lamelle riflettenti nel vetrocamera del lucernario nel prospetto est, per impedire la radiazione solare diretta. Una particolare attenzione è stata dedicata all'impianto di riscaldamento-raffrescamento, con l'uso di pannelli radianti ad elevata inerzia termica annegati nei solai e di sonde geotermiche per il preriscaldamento-raffrescamento dell'acqua dell'impianto.

La trasparenza è un'altra caratteristica predominante: il vetro è presente sia all'esterno nelle facciate su cui poggia il guscio di copertura, nelle finestre e nel lucernario, sia all'interno nelle porte, nelle partizioni di alcuni spazi e nell'ascensore. Le facciate completamente vetrate sono quelle esposte a sud e a nord, la facciata a est che si raccorda senza soluzione di continuità alla copertura curva è caratterizzata nel mezzo da una grande finestra lucernario, la facciata a ovest è costituita da due setti obliqui in calcestruzzo e nel mezzo da una finestra che comprende i primi due piani mentre sullo stesso lato il secondo piano è completamente vetrato.

Le vetrate hanno una trasmittanza globale (inclusi i telai) di  $1.5 \text{ W}/(\text{m}^2 \text{ K})$ : esse sono realizzate con vetrocamera a bassa emissività e intercapedine riempita di gas inerte (Argon). La facciata Sud è doppia, essendo costituita da un vetrocamera, da un'intercapedine a circolazione naturale di aria (spessore 60 cm) e da una lastra di vetro semplice che confina con l'ambiente esterno.

Le altre superfici vetrate sulla copertura sono invece munite di una schermatura interna a lamelle orientabili che consente un controllo della radiazione solare incidente fungendo da attenuatore della luce naturale e, nel periodo estivo, limitando gli apporti solari termici.

Infine l'edificio è stato dotato di pavimento sopraelevato costituito da pannelli in legno di spessore 5 cm posto sopra ad un'intercapedine di aria di spessore 15 cm, che viene utilizzata sia per il passaggio dei cavidotti degli impianti sia come plenum per la distribuzione dell'aria primaria. Il solaio utilizzato è tipico dell'edilizia italiana: si tratta di una predalle nella quale sono stati annegati i tubi dei pannelli radianti. I tubi dei pannelli radianti sono in polietilene di spessore 2,3 mm, diametro interno 20 mm, portata d'acqua pari a circa  $13.5 \text{ (kg/h)/m}^2$ .

### 3.2

#### L'impianto di climatizzazione

All'interno della sede della Manens-TiFS Ingegneria si possono trovare numerosi accorgimenti costruttivi ed impiantistici per ottimizzare il rendimento energetico e il benessere dei lavoratori.

L'impianto di climatizzazione dell'edificio analizzato è composto dalle seguenti componenti:

1. Pompa di calore;
2. Sonde geotermiche;
3. Centrale trattamento aria;
4. Unità di trattamento aria;
5. Pannelli radianti ad attivazione termica.

### **Pompa di calore**

L'impianto dell'edificio ha come generatore di energia termica e frigorifera una pompa di calore invertibile del tipo acqua/acqua con una potenza termica e frigorifera resa rispettivamente di 70 kW e 76 kW.

Le principali caratteristiche della pompa di calore sono:

- Quattro compressori scroll, che permettono un buon grado di parzializzazione consentendo un adeguato inseguimento del diagramma di carico e riducendo anche i costi di esercizio;
- Due circuiti frigoriferi indipendenti, per riuscire a produrre acqua a temperatura diversa;
- Valvola di laminazione elettronica, che permette di ottimizzare le condizioni di funzionamento nella variazione notturna e diurna della temperatura di evaporazione estiva (7°C o 17°C);
- Invertibilità di funzionamento lato refrigerante e lato idronico per mantenere il flusso controcorrente negli scambiatori in tutte le condizioni di funzionamento;
- Scambiatori a piastre in acciaio austenitico AISI 304;
- Refrigerante R407C.

### **Sonde geotermiche**

Gli scambiatori geotermici impiegati sono 16 sonde verticali che raggiungono una profondità massima di 95 m disposte in configurazione a "L" sul lato Sud e sul lato Est dell'edificio. Esse sono collegate a due a due tramite un pozzetto interrato baricentrico rispetto alla posizione delle sonde stesse, sul quale si attestano le tubazioni di collegamento con la pompa di calore. Le sonde hanno una reciproca distanza di 7 m l'una dall'altra, sufficiente ad evitare apprezzabili interferenze di tipo termico. Vista la possibilità in fase realizzativa si è potuto preparare lo spazio per eseguire un ampliamento in caso di necessità di ulteriori 2/3 sonde, in caso di un futuro aumento della richiesta di energia.

Viste le caratteristiche geologiche del terreno si è optato per l'installazione di sonde composte da un tubo in polietilene con diametro esterno di 32 mm e attraversati da una portata d'acqua per ciascuna sonda pari a 1250 kg/h.

La configurazione scelta è a "doppio U" con collegamento alle estremità in parallelo, questo implica che ogni circuito è indipendente e ha un estremo collegato alla tubazione di mandata, il secondo estremo alla tubazione di ritorno.

La pompa di calore è stata realizzata appositamente per l'impiego con sonde geotermiche e pannelli radianti. Essa può lavorare a due differenti livelli di temperatura, ovvero:

- in raffreddamento a 7 °C nel periodo diurno (a servizio della centrale di trattamento aria) e a 15 °C nel periodo notturno (a servizio dei pannelli radianti);
- in riscaldamento a 35 °C in entrambi i periodi.

All'interno delle sonde si è scelto di utilizzare acqua senza anticongelante come fluido termoconvettore per evitare inquinamento del terreno circostante in caso di rottura dell'impianto, non tralasciando la differenza dei coefficienti di scambio termico e le minori perdite di carico.

L'impianto geotermico sopradescritto è abbinato ad una caldaia che entrerà in funzione solo nel caso in cui l'apporto energetico richiesto sia maggiore di quello prodotto dalle sonde, è doveroso ricordare che tale caldaia non è mai entrata in funzione. Le ipotesi principali di questa mancata accensione sono imputabili a due situazioni, la prima è il susseguirsi di inverni sempre più miti, la seconda, che la maggior richiesta di carico avviene nei mesi estivi.

### **Centrale trattamento aria**

Le centrali di trattamento dell'aria nel corso dell'anno possono svolgere diverse funzioni di trattamento:

- Miscelazione, filtrazione e movimento tra aria di ricircolo e aria esterna;

- Pre-riscaldamento e post-riscaldamento dell'aria;
- Raffreddamento dell'aria;
- Umidificazione e deumidificazione dell'aria.

L'utilizzo di un impianto misto aria-acqua permetterà di ottenere una maggiore flessibilità dell'impianto stesso e una buona capacità di controllo delle condizioni ambientali, in quanto con l'utilizzo di un solo impianto ad acqua non si riuscirebbe a far fronte al carico di vapore ed a garantire ricambio dell'aria degli ambienti.

La centrale di trattamento d'aria installata nella sede della Manens TiFS Ingegneria tratta una portata di 7000m<sup>3</sup>/h, ed è composta da un recuperatore di calore a flussi incrociati e ventilatori di mandata e ripresa dotati di inverter.

In particolare le caratteristiche dei ventilatori sono:

|                                   | Ventilatore di mandata | Ventilatore di ripresa |
|-----------------------------------|------------------------|------------------------|
| <b>Portata</b>                    | 7000m <sup>3</sup> /h  | 6000m <sup>3</sup> /h  |
| <b>Prevalenza statica massima</b> | 400Pa                  | 400Pa                  |
| <b>Potenza nominale</b>           | 3000W                  | 2200W                  |
| <b>Rendimento</b>                 | 0.8                    | 0.8                    |
| <b>Potenza assorbita</b>          | 870W                   | 641W                   |

Durante il periodo di raffrescamento, oltre alla centrale di trattamento dell'aria vi sono anche tre unità di trattamento a riciclo d'aria che integrano, solitamente nei mesi più caldi, il sistema radiante posto nell'atrio. L'inserimento delle tre unità di trattamento è dovuto al fatto che i soli pannelli radianti non sono sufficienti a raffrescare tutto il volume interessato.

#### Unità di trattamento aria

Le unità di trattamento sono disposte sui tre livelli dell'edificio e le loro caratteristiche sono le seguenti:

- Potenza termica: 20.90kW
- Potenza frigorifera: 8.75kW
- Potenza assorbita massima: 200W

#### Pannelli radianti ad attivazione termica della massa

Questa soluzione impiantistica, caratterizzata dall'assenza di corpi scaldanti esterni, emette energia termica per convezione e irraggiamento da una superficie (pavimento o parete) riscaldata da tubi, percorsi da acqua calda a moderata temperatura.

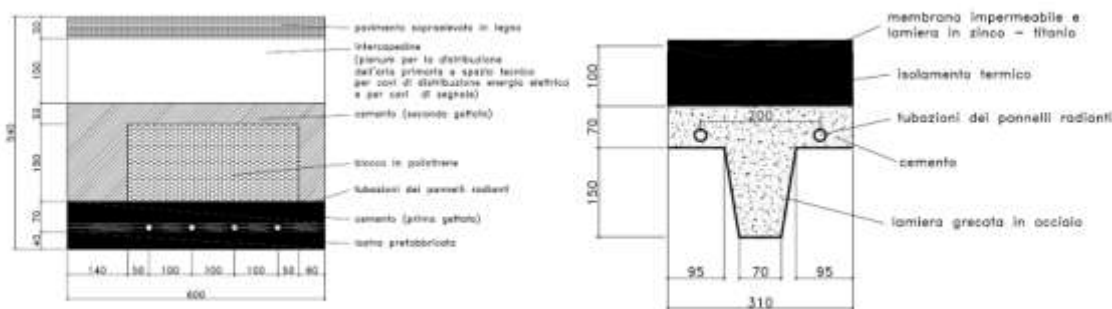
Il riscaldamento a pannelli radianti presenta i seguenti vantaggi per l'edilizia:

- Minori costi di esercizio: è un sistema a bassa temperatura, con l'acqua che circola a circa 30°C all'interno delle tubazioni, molto basse rispetto ai comuni caloriferi nei quali si necessita di 70-80°C. I costi ed i consumi si riducono ulteriormente accoppiando il sistema a generatori ad alta efficienza, come in questo caso impianto dove viene usata una pompa di calore.
- Un migliore comfort abitativo: il calore viene trasferito all'ambiente e alle persone soprattutto per irraggiamento e in limitata parte per convezione. La temperatura si mantiene molto più uniforme e non si verificano stratificazioni o moti convettivi dell'aria che trasportano polveri e batteri. Il corpo umano avverte meglio il calore ricevuto con l'irraggiamento; quindi, con i pannelli radianti si possono mantenere temperature ambiente più basse, fornendo tuttavia la medesima sensazione di caldo.

- **Libertà nell'arredo:** la presenza di caloriferi può limitare la creatività progettuale al contrario con i pannelli radianti si liberano spazi e si può sfruttare ogni angolo del locale.

I pannelli radianti sono annegati nei solai interpiano e nella struttura della copertura in questo modo possono sfruttare la struttura dell'edificio come accumulo di energia riducendo così i picchi di carico e traslandoli nel tempo verso le ore notturne, alle quali corrispondono le tariffazioni energetiche più vantaggiose. Nel solaio interpiano è presente un'intercapedine d'aria di 15cm che ha la funzione di passaggio per i cavi dell'impianto elettrico e di plenum per la distribuzione dell'aria primaria.

Data la geometria della struttura e per non creare zone di discomfort, ad esempio vicino alle pareti vetrate, non è stato possibile installare sistemi radianti a soffitto. In queste situazioni si è optato per un'installazione a pavimento.



Schema dei pannelli radianti nel solaio dei piani intermedi

Schema dei pannelli radianti nella copertura dell'edificio

### L'impianto di controllo

Il sistema di controllo centralizzato chiamato DDC (Digital Direct Control) permette di regolare gli impianti e consente di monitorare ed archiviare tutti i dati provenienti dai vari sensori disposti su tutto l'edificio.

La rilevazione dei dati viene effettuata ogni cinque minuti e mediante il software installato, si calcolano le medie orarie e giornaliere, successivamente i dati vengono archiviati manualmente con un intervallo di tre mesi. Il sistema DDC è in funzione solo dal 2008 quindi negli anni precedenti l'archiviazione dei dati è stata più frammentaria e ha portato ad una cospicua perdita di rilevazioni.

I dati relativi allo scambio di calore tra terreno e edificio vengono trattati da un secondo sistema di controllo che però non prevede un'archiviazione automatica dei dati ma una lettura e una registrazione manuale, che è stata fatta metodicamente ogni settimana.

Sono presenti poi dei normali contatori di energia elettrica di piano che verranno descritti nel paragrafo relativo ai consumi dell'edificio.

Per quanto riguarda un'unità UPS, essa è incaricata di garantire l'alimentazione delle utenze informatiche e dei sistemi di controllo. L'UPS presenta una potenza nominale di 40kVA e tutte le sue attività vengono archiviate automaticamente da un apposito software.

### 3.3

#### Catalogazione dei dati

I dati vengono raccolti in cartelle che sono denominate in base al periodo temporale a cui fanno riferimento. Nelle cartelle si possono trovare numerosi files, apribili con l'uso di Microsoft Excel, nominati attraverso una specifica codifica alfanumerica associata alle sensori e per ognuno di essi sono presenti tre files. Il primo riporta le misurazioni rilevate

ogni cinque minuti, presentando un'estensione .DB1, i secondi con estensione .DB2 le rilevazioni medie orarie ed infine i terzi (.DB3) le medie giornaliere.

Dato che prima del 2008 l'archiviazione non seguiva questo metodo si è preferito analizzare il comportamento dell'impianto esclusivamente negli anni tra il 2008 e il 2012.

I sensori che rilevano le temperature interne nelle stanze dell'edificio sono i primi 14 della lista seguente mentre i restanti in ordine riportano la radiazione solare, la temperatura esterna e l'umidità seguiti dai sensori relativi al funzionamento della pompa di calore, della CTA e delle UTA:

1. **N014M001**: open space 212 sud;
2. **N016M000**: open space 212 nord;
3. **N005M001**: open space 312 sud;
4. **N006M003**: open space 312 nord;
5. **N006M000**: stanza 323;
6. **N009M003**: stanza 426;
7. **N009M002**: stanza 427;
8. **N009M001**: stanza 428;
9. **N009M000**: stanza 429;
10. **N010M001**: stanza 430;
11. **N011M000**: stanza 433;
12. **N011M001**: stanza 434;
13. **N011M003**: stanza 436;
14. **N012M000**: stanza 437.
15. **N024M010**: radiazione solare;
16. **N024M004**: temperatura esterna;
17. **N024M009**: umidità relativa esterna;
18. **N018X223**: temperatura ingresso lato sonde;
19. **N018X222**: temperatura in uscita lato sonde;
20. **N018X221**: temperatura ingresso lato utenze;
21. **N018X220**: temperatura in uscita lato utenze;
22. **N024M003**: temperatura ingresso CTA;
23. **N018M008**: umidità relativa ripresa CTA;
24. **N018M003**: temperatura mandata CTA;
25. **N018M000**: temperatura ripresa CTA;
26. **N016M001**: temperatura ripresa UTA1;
27. **N005M002**: temperatura ripresa UTA2;
28. **N010M002**: temperatura ripresa UTA3;
29. **N022Z050**: energia lato sonde;
30. **N022Z051**: energia lato utenze.

### 3.4

#### Analisi Comfort Interno

Grazie al monitoraggio dei dati e alla loro catalogazione è stato possibile utilizzare le temperature reali rilevate dal 2008 al 2012 nelle varie stanze dell'edificio per effettuare una verifica dell'accettabilità delle temperature interne appoggiandosi, per la sola prima analisi, alla normativa EN UNI 15251. Successivamente le stanze che si sono rivelate sedi delle maggiori variazioni di temperatura sono state sottoposte ad un'altra trattazione che ha permesso di analizzare il valore delle temperature interne in funzione delle ore di occupazione dell'edificio e di costruire dei grafici per esprimere tali osservazioni.

#### 3.4.1

#### UNI EN 15251 e UNI EN 7730

La norma UNI EN ISO 7730 fornisce i requisiti per degli ambienti termici accettabili, ovvero definisce dei parametri, quali i PMV (Predicted Mean Vote) e il PPD (Predicted Percentage of



Dissatisfied), che permettono di legare la sensazione termica dell'uomo al bilancio di energia termica del corpo umano espresso in funzione dell'attività fisica [met], dell'abbigliamento [clo], oltre che dalla temperatura dell'aria e dalla temperatura media radiante dalla velocità e dall'umidità dell'aria nella stanza.

La teoria di Fanger, creatore degli indici sopra riportati, (1970), nasce dalla necessità di correlare i parametri di tipo fisico a sensazioni soggettive delle persone esposte.

In base a tale indagine, Fanger propose un legame funzionale tra la votazione mediamente espressa da individui sottoposti al medesimo microclima, in uguali condizioni di attività ed abbigliamento, ed carico termico.

Fanger associò al PMV l'indice PPD, "Percentuale prevista di insoddisfatti", intendendo con soggetto insoddisfatto una persona che, sottoposta ad un determinato carico termico, esprima una votazione di +3, +2, -2 o -3 della scala di sensazione termica, attribuendo a 0 la sensazione di neutralità rispetto all'ambiente circostante.

Per ciascun valore del PMV è determinato un corrispondente valore di PPD: il legame tra i due parametri è esprimibile dal grafico seguente Fig. 3.3. Non esiste una condizione nella quale tutti i soggetti risultano soddisfatti ed anche per valori di PMV uguali a zero, cioè in condizioni previste di comfort, il valore di PPD è pari al 5%.

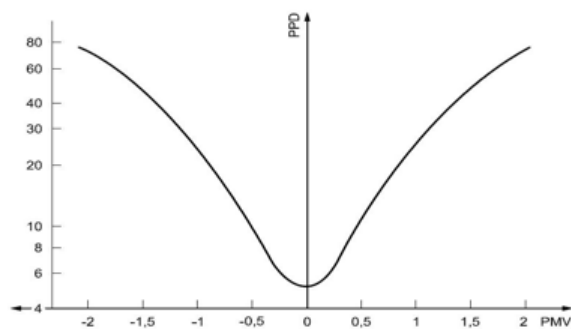


Fig. 3.3 - Percentuale prevista di insoddisfatti in funzione del voto medio previsto

| Category | Thermal state of the body as a whole |                           |
|----------|--------------------------------------|---------------------------|
|          | PPD %                                | Predicted Mean Vote       |
| I        | < 6                                  | -0,2 < PMV < + 0,2        |
| II       | < 10                                 | -0,5 < PMV < + 0,5        |
| III      | < 15                                 | -0,7 < PMV < + 0,7        |
| IV       | > 15                                 | PMV < -0,7; or +0,7 < PMV |

Fig. 3.4 - Categorie raccomandate per la Progettazione di Edifici Climatizzati

Gli edifici possono essere suddivisi in categorie a seconda delle diverse richieste di comfort interno e dell'uso della struttura stessa. Nella figura 3.5 sono definite le categorie della UNI EN 7733, esse sono le medesime anche per altre normative come la UNI EN 15251 anche se le denominazioni in certi casi possono essere differenti come A, B etc.

#### Categorie Definizione

- I Alto livello di aspettativa ed è raccomandata per spazi occupati da persone molto sensibili e fragili con esigenze particolari, come disabili, persone malate, bambini piccoli e persone anziane.
- II Livello normale di aspettativa e dovrebbe essere usata per edifici nuovi e ristrutturati.
- III Un livello accettabile, livello moderato di aspettativa: potrebbe essere utilizzata per edifici esistenti.
- IV Valori fuori dai criteri delle precedenti categorie. Questa categoria dovrebbe essere accettata solo per una parte limitata dell'anno.

Fig. 3.5 - Categorizzazione degli edifici.

In base alla tipologia di edificio e allo scopo d'uso la normativa ha individuato e definito una temperatura minima ammissibile durante il periodo di riscaldamento e una massima accettabile durante la stagione di raffrescamento. I valori di nostro interesse riguardano Uffici singoli o open space e la categoria adeguata da considerare sarebbe la II a cui corrisponde un range di accettabilità tra i 20-26°C mentre per cercare di minimizzare l'impatto di possibili errori nelle letture delle temperature da parte dei termostati e soprattutto del sistema di

catalogazione dei dati che ha riportato tali temperature con una sola cifra dopo la virgola si è deciso di considerare come intervallo di accettabilità per la valutazione delle temperature interne delle stanze la terza categoria a cui corrisponde un range più largo pari a 19°C-27°C.

| Tipo di edificio/ambienti   | Categoria | Temperatura operativa °C                        |  |
|---|-----------|---|--|
|   |           | Minima per riscaldamento (inverno)<br>~ 1,0 clo | Massima per raffrescamento (estate)<br>~ 0,5 clo |
| Edifici residenziali: spazi di permanenza (camere da letto, salotto, cucina, etc)<br>Sedentario ~ 1,2 met | I         | 21,0  | 25,5   |
|   | II        | <b>20,0</b>                                     | <b>26,0</b>                                      |
|   | III       | 18,0  | 27,0   |
|   | IV        | < 18  | > 27   |
| Ufficio singolo<br>Open space Sala conferenze<br>Sedentario ~ 1,2 met                                     | I         | 21,0  | 25,5   |
|   | II        | <b>20,0</b>                                     | <b>26,0</b>                                      |
|   | III       | 19,0  | 27,0   |
|   | IV        | < 19  | > 27   |

Fig.3.5 – Intervallo di accettabilità della temperatura operativa

La normativa UNI EN 15251 permette di costruire dei grafici in cui plottare la temperatura operativa (delle stanze interne) di uffici, o edifici ad uso simile, occupati per molto tempo da personale che svolga attività sedentarie, dove vi sia la possibilità di accedere a finestre apribili e in cui il personale abbia la possibilità di adattare il proprio vestiario alla condizione climatica interna.

Questi grafici evidenziano un range di accettabilità applicabile esclusivamente ad edifici privi di ventilazione meccanica o di climatizzazione estiva. Ovviamente la Manens-Tifs non rientra in questa categoria ma è interessante comunque osservare come la temperatura interna nelle stanze, che dovrebbe restare pressoché costante al valore settato dal personale al sistema di condizionamento, segua, in alcune, un andamento oscillante raggiungendo valori che escono dai limiti imposti dalla EN ISO 7730.

La UNI EN 15251 permette di considerare la temperatura interna delle stanze in funzione della outdoor running mean temperature, cioè permette di relazionare tale temperatura con la temperatura esterna considerando anche il contributo ponderato della temperatura esterna dei giorni precedenti. Questo può essere interessante per poter capire come l'impianto dell'edificio riesca a rispondere alla variazione della temperatura esterna e se riesca comunque, sia alle basse che alle alte temperature esterne, a mantenere la temperatura interna dentro agli intervalli prestabiliti dalla EN ISO 7730.

Per poter ottenere i grafici si è dovuta ricostruire la Outdoor running mean temperature. Essa rappresenta la temperatura media ponderata delle temperature medie giornaliere dei sette giorni precedenti al giorno preso in esame e segue l'equazione:

$$\theta_{rm} = \frac{(\theta_{ed-1} + 0,8 \cdot \theta_{ed-2} + 0,6 \cdot \theta_{ed-3} + 0,5 \cdot \theta_{ed-4} + 0,4 \cdot \theta_{ed-5} + 0,3 \cdot \theta_{ed-6} + 0,2 \cdot \theta_{ed-7})}{3,8} \quad (3.1)$$

in cui:

$\theta_{rm}$  è la outdoor running temperature del giorno considerato

$\theta_{ed-1}$  è la temperatura media esterna del giorno precedente

$\theta_{ed-2}$  è la temperatura media esterna di due giorni prima e così via.

Per costruire invece le linee limite si sono utilizzate le seguenti formule:

Category III: Upper limit:  $\theta_{i,max} = 0,33 \cdot \theta_{rm} + 18,8 + 4$  (3.2)

Lower limit:  $\theta_{i,min} = 0,33 \cdot \theta_{rm} + 18,8 - 4$  (3.3)

Prima di iniziare la presentazione dei grafici è opportuno riportare le piante dei tre piani fuori terra della struttura per comprendere come sono denominate e orientate le stanze. Per la gran parte di esse le temperature sono comprese tra i 20 e i 26°C mentre le stanze più interessanti da analizzare per la loro collocazione all'interno dell'edificio e per i dati ottenuti sono state l'open space del piano terra e del primo piano, le stanze 426 e 433 e le stanze che presentano due lati completamente finestrati quali la 429 e la 437.

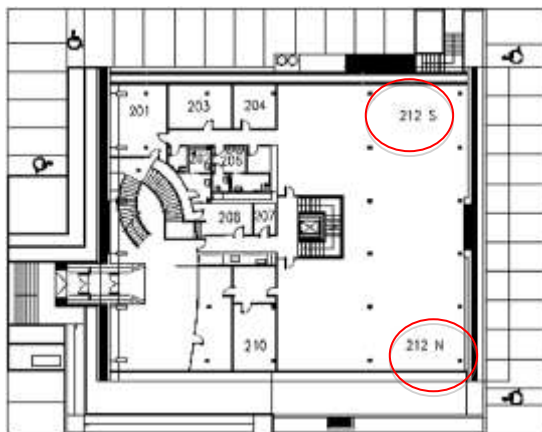


Fig. 3.6 – Pianta Piano Terra

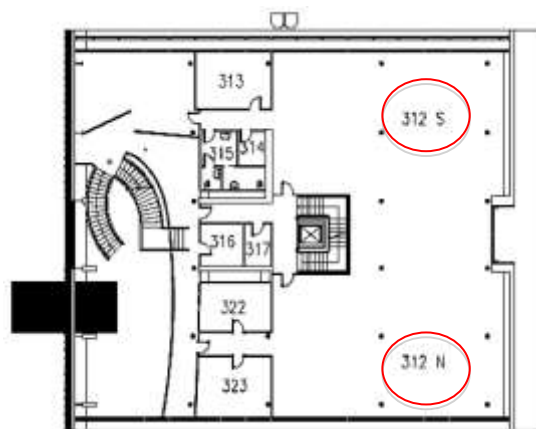


Fig. 3.7 – Pianta Primo Piano



Fig. 3.8 – Pianta Secondo Piano

L'analisi delle stanze 212 S e 312 S ha permesso di affermare che queste stanze presentano un comportamento molto simile e i valori delle temperature si mantengono pienamente all'interno dell'intervallo definito come si può constatare dalle figure 3.10 e 3.11. Analogamente le stanze 212 N e 312 N presentano temperature simili tra loro, in questo caso si può osservare dalle figure 3.12 e 3.13 che alle basse outdoor running temperature corrispondono valori di temperatura operativa elevati soprattutto nel 2012, dove a  $\theta_{rm}$  vicine allo zero corrispondono temperature interne tra i 22 e i 25°C.

I problemi maggiori sono stati rilevati all'interno delle stanze 429 e 437.

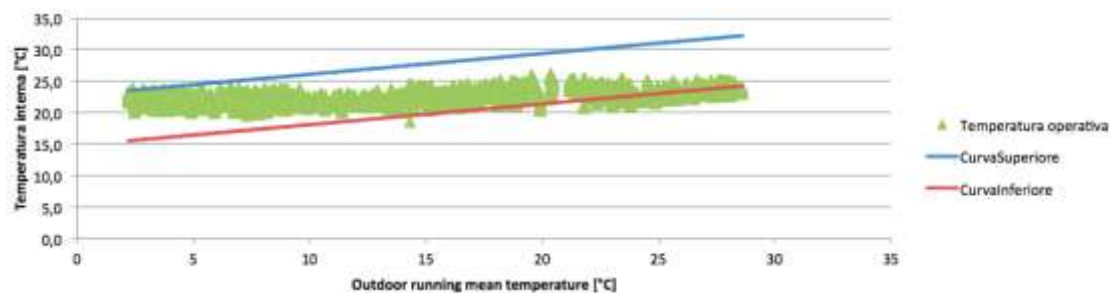


Fig. 3.9 – Open space lato Sud 212 anno 2008

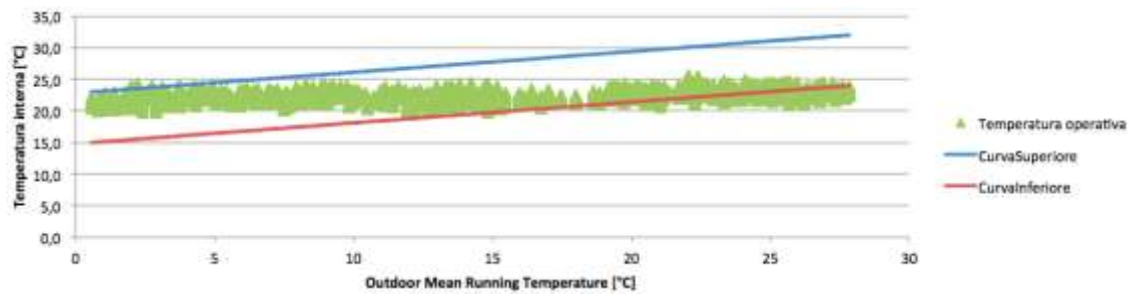


Fig. 3.10 – Open space lato Sud 212 anno 2009

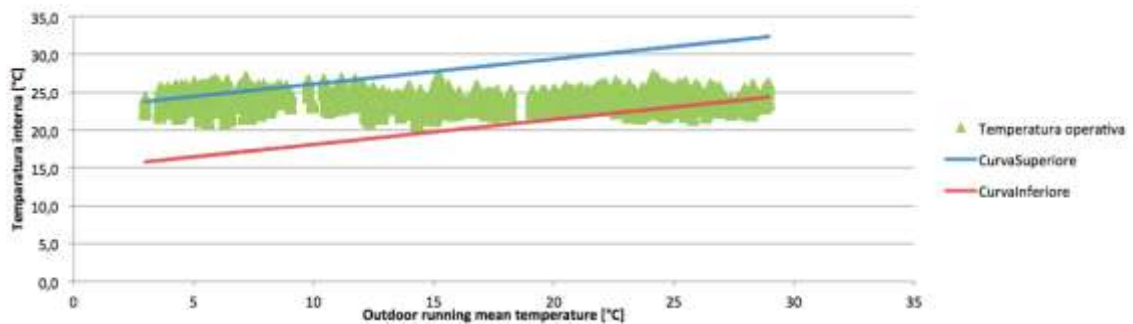


Fig. 3.11 – Open space lato Nord 312 anno 2011

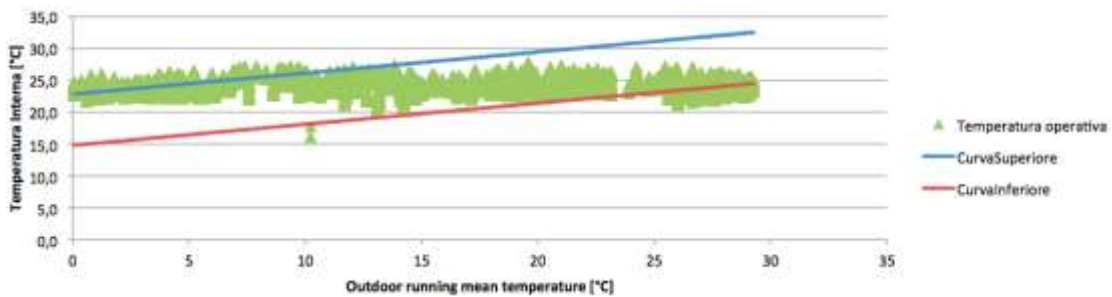


Fig. 3.12 – Open space lato Nord 312 anno 2012

Come si può vedere nelle figure 3.14 e 3.15 all'interno della 429 per  $\theta_{rm}$  superiori ai 26°C corrispondono temperature interne vicine ai 30°C nettamente superiori ai limiti imposti dalla UNI EN 7730. Allo stesso modo anche all'interno della 437 le temperature interne escono dagli intervalli alle elevate  $\theta_{rm}$  in modo lieve durante il 2008 in modo più marcato nel 2012, figure 3.16 e 3.17.

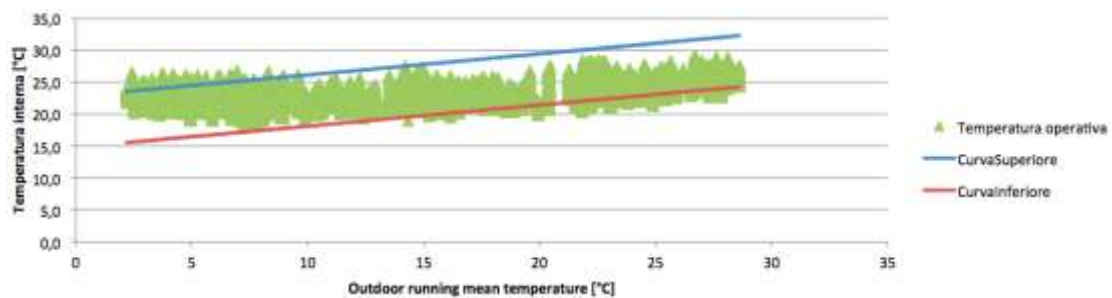


Fig. 3.13 – Stanza 429 anno 2008

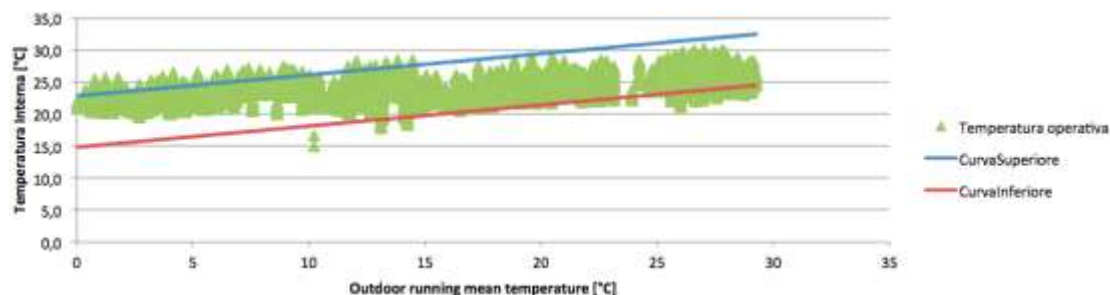


Fig.3.14 – Stanza 429 anno 2012

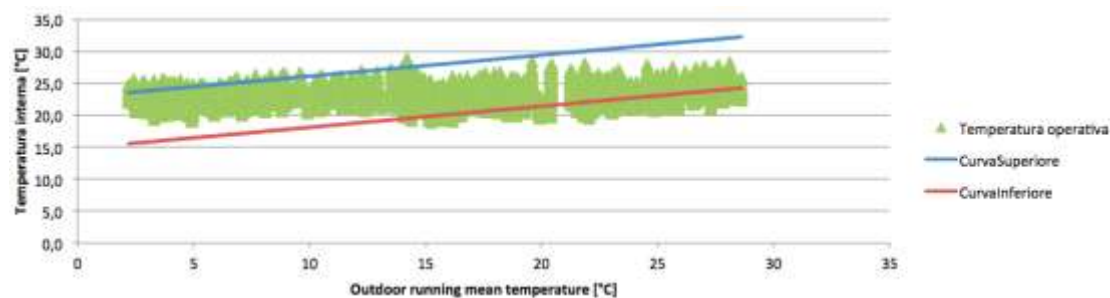


Fig 3.15 – Stanza 437 anno 2008

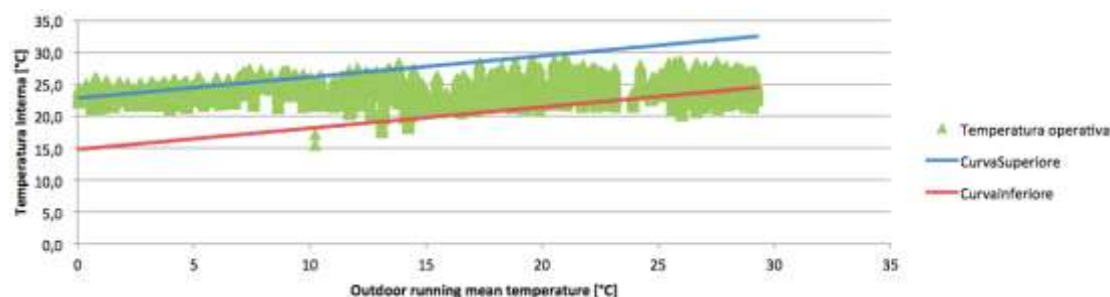


Fig 3.16 – Stanza 437 anno 2012

Questi grafici però non si prestano a mostrare a che ora del giorno avvengono i picchi di temperatura e nemmeno ad osservare come si comporta l'impianto nelle ore di non occupazione dell'edificio come ad esempio nei week end o durante la notte. Per soddisfare queste richieste sono stati sviluppati i seguenti grafici per analizzare le stanze più problematiche.

La variazione della temperatura interna viene presentata in funzione dei giorni dell'anno in ascissa e delle ore del giorno in ordinata, è stata definita una scala colore che associa alla temperatura più alta rilevata nell'anno e nella stanza di osservazione, il colore rosso e alla più bassa il blu. In questo modo è possibile capire se i picchi di temperatura si verificano durante le ore lavorative oppure durante un periodo di chiusura estivo dell'azienda. Anche questa analisi ha portato a dimostrare che nella maggior parte delle stanze l'impianto riesce a mantenere temperature adatte al comfort interno negli anni osservati. L'open space al pian terreno composto dalle "stanze" 212 S e 212 N non ha manifestato grossi problemi mantenendo una temperatura pressoché prossima a 21-22°C per la maggior parte dell'anno e raggiungendo picchi di temperatura mai superiori a 26,2°C. Le bande verticali che sono visibili in figura 3.18, come quella blu relativa all'ottantacinquesimo giorno, sono dovute ai fine settimana in cui l'impianto non entra in funzione e quindi le temperature tendono ad abbassarsi in inverno e ad alzarsi in estate. L'open space del primo piano presenta un comportamento analogo al sottostante, le temperature massime raggiunte negli anni di analisi sono state di 29,2°C nel 2008 e nel 2011, relative a fine settimana estivi, comunque come si può notare dai grafici riportati in Appendice A per il resto dell'anno le temperature si sono mantenute ben al di sotto di tale valore.



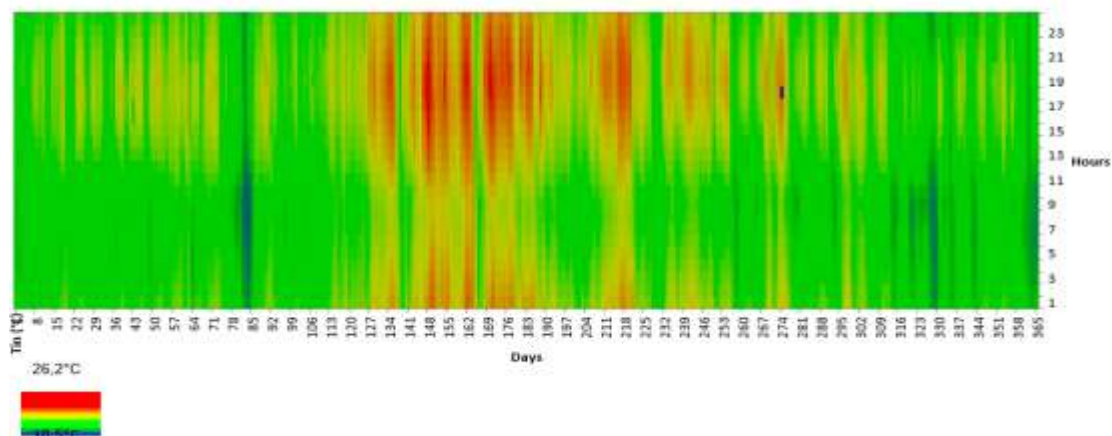


Fig. 3.17 – Open space piano terra 212 S

Le stanze più problematiche si sono rivelate essere anche questa volta la 429 e la 437. In esse sono stati raggiunti i 30°C durante possibili week end estivi ma come si può vedere dai grafici seguenti le temperature si mantengono elevate nei pomeriggi di gran parte del periodo estivo in particolar modo nella 429.

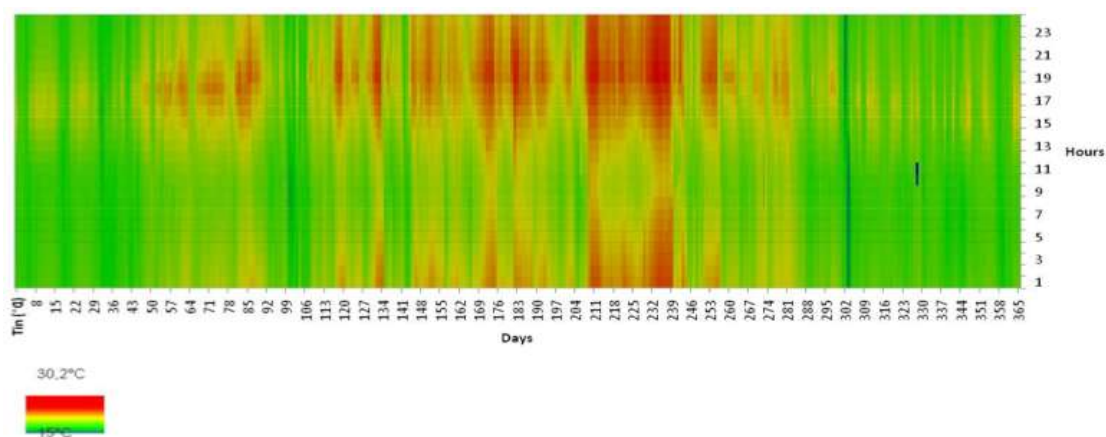


Fig. 3.18 – Stanza 429 anno 2012

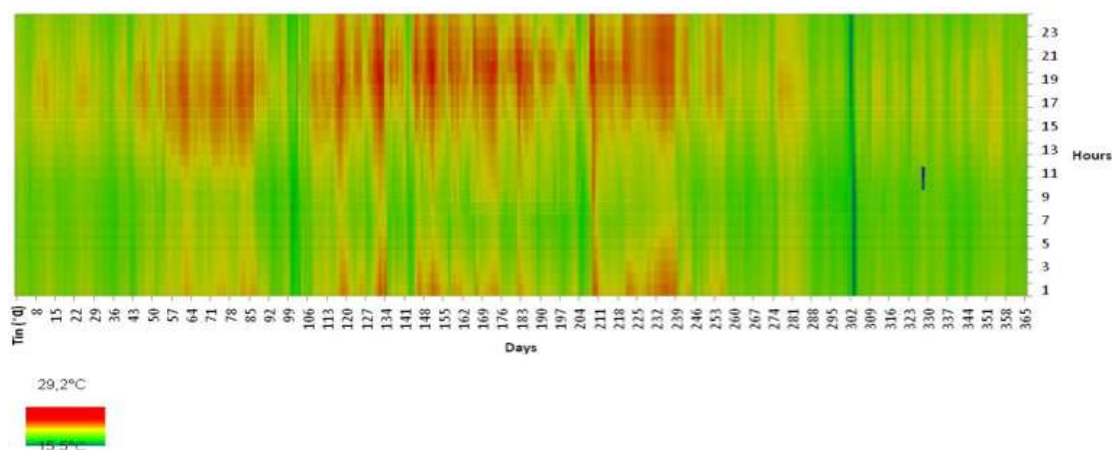


Fig. 3.19 – Stanza 437 anno 2012

In Appendice A sono riportati tutti i grafici analoghi per le stanze analizzate, in modo tale da poter confrontare l'andamento delle temperature nei vari anni.

Grazie alla normativa UNI EN 15251, che fornisce gli intervalli per il calcolo dell'accettabilità oraria della temperatura interna agli edifici, figura 3.21, si è potuto calcolare la percentuale del numero di ore in cui le temperature interne soddisfano gli intervalli imposti dalle categorie I, II e III.

|  |     |                    |                    |
|--|-----|--------------------|--------------------|
| Residential buildings, other spaces (kitchens, storages etc.)<br>Standing-walking activity ~1,5 met  | I   | 18,0-25,0          |                    |
|  | II  | <b>16,0-25,0</b>   |                    |
|  | III | 14,0-25,0          |                    |
| Offices and spaces with similar activity (single offices, open plan offices, conference rooms, auditorium, cafeteria, restaurants, class rooms,<br>Sedentary activity ~1,2 met | I   | 21,0 – 23,0        | 23,5 - 25,5        |
|  | II  | <b>20,0 – 24,0</b> | <b>23,0 - 26,0</b> |
|  | III | 19,0 – 25,0        | 22,0 - 27,0        |

Fig. 3.20 – Intervalli di temperatura interna indicati dalla UNI EN 15251

Sono stati costruiti dei grafici che permettono di confrontare il comportamento termico delle singole stanze per quanto riguarda l'anno complessivo, il periodo di riscaldamento e quello di raffrescamento. Di seguito sono stati riportati i grafici inerenti al 2008 e al 2012. Per consultare i grafici relativi a tutti gli anni analizzati si consulti l'appendice B.

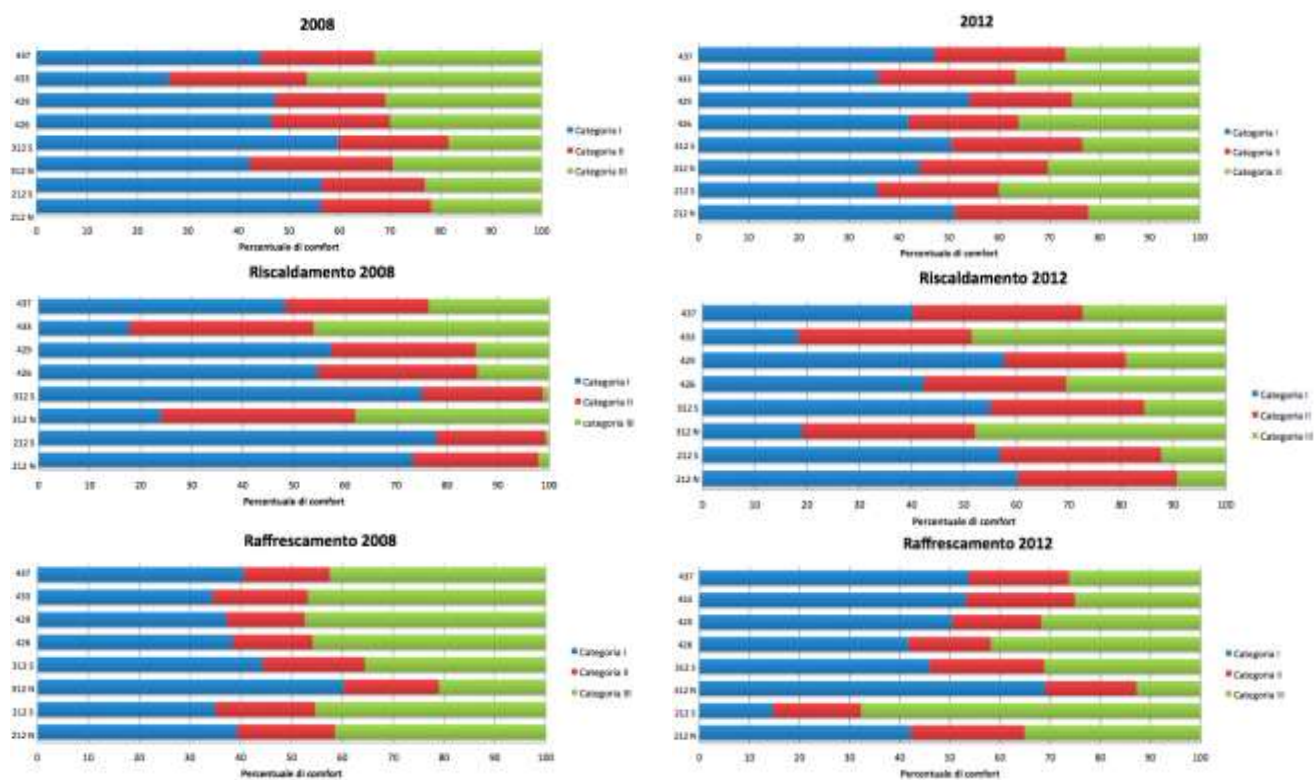


Fig. 3.21 – Percentuali di comfort secondo la UNI EN 15251

Sulla base dei risultati rappresentati si può notare come durante il periodo di riscaldamento le percentuali di comfort interno nelle varie stanze siano nettamente superiori al periodo di raffrescamento. Si distinguono per l'ottimo comportamento le stanze relative all'open space al pian terreno, 212 S e 212 N. Per quanto riguarda il periodo di raffrescamento, si può notare come nel 2008 le ore in cui quasi la totalità delle stanze analizzate si mantengono all'interno della seconda categoria siano poco superiori al 50%. In appendice C si possono osservare i

profili della temperatura esterna media mensile negli anni analizzati, necessari a comprendere l'effettiva esigenza di riscaldamento o raffrescamento da parte dell'edificio.

### 3.5

#### Efficienza della pompa di calore

Gli indici che caratterizzano l'efficienza della pompa di calore sono il coefficiente di prestazione COP, relativo al funzionamento in riscaldamento e l'energy efficiency ratio EER per il funzionamento estivo. Essi possono essere definiti come:

$$COP = \frac{Q_{fornito}}{|L|} \quad EER = \frac{Q_{estratto}}{|L|} \quad (3.4)$$

Si è cercato di ricavare l'energia termica scambiata dalle sonde geotermiche con il fluido termovettore dalle temperature monitorate e catalogate dal sistema DDC. Il sistema di catalogazione ha assunto una nomenclatura considerando il funzionamento in raffrescamento dell'impianto quindi definendo evaporatore lo scambiatore nell'edificio e condensatore gli scambiatori al terreno. Il primo passo è stato quello di capire quando l'impianto funzioni in riscaldamento o in raffrescamento. Questo è stato fatto con un semplice controllo sulla temperatura media all'evaporatore e la temperatura media al condensatore. Se la temperatura media all'evaporatore è maggiore della temperatura media al condensatore (con nomenclatura imposta dal sistema di raccolta dati) allora l'impianto opera in modalità di riscaldamento altrimenti in modalità di raffrescamento. Con questa tipologia di controllo però non si riesce a capire quando l'impianto entri in modalità di free cooling.

Noto lo stato del sistema allora si può facilmente ricavare l'energia scambiata attraverso la formula:

$$Q = m \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (3.5)$$

in cui  $m$  è la portata di fluido termovettore, che in questo impianto è acqua pura, attraversante le sonde espressa in kg/s,  $c_p$  il calore specifico dell'acqua pari a 4186 [J/(kg K)] e il  $\Delta t$  rappresenta la differenza tra la temperatura in ingresso e in uscita dalle sonde, scegliendo evaporatore o condensatore a seconda della modalità di funzionamento. L'energia elettrica spesa è stata calcolata come differenza tra l'energia scambiata al condensatore e all'evaporatore,  $E_{el} = |E_{cond}| - |E_{evap}|$ , escludendo i dati per cui  $E_{cond} > E_{evap}$ . Infine si è calcolato il COP come  $E_{cond}/E_{el}$  e l'EER come  $E_{evap}/E_{el}$  escludendo i dati che si presentano essere più elevati dei relativi coefficienti di Carnot.

Quest'analisi però non ha portato ad ottenere valori attendibili e accettabili di tali coefficienti. La causa risiede nell'elevato errore riscontrato nelle misurazioni delle temperature e nei numerosi periodi in cui i dati non sono stati rilevati. Infatti anche un piccolo errore di rilevazione sulle temperature viene amplificato dalla moltiplicazione per il valore molto elevato della portata che consiste di 21000 [l/h] ossia 5,83 [kg/s].

Le temperature sono state rilevate e memorizzate con una sola cifra dopo la virgola e quindi è facile determinare l'errore introdotto per ogni centesimo di temperatura:

$$e = 0,01 \cdot 4186 \cdot 5,83 = 244,183 \text{ W}$$

I grafici che riportano l'andamento medio mensile delle temperature del fluido termovettore in ingresso e in uscita da condensatore ed evaporatore sono disponibili in Appendice B.

La casa costruttrice della pompa di calore ha fornito le relazioni seguenti per il calcolo delle prestazioni:

$$COP_{diurno} = 0,0043 \cdot T_{inEV}^2 + 0,077 \cdot T_{inEV} + 3,4941 \quad (3.6)$$

$$COP_{notturno} = 0,0047 \cdot T_{inEV}^2 + 0,0393 \cdot T_{inEV} + 2,8341 \quad (3.7)$$

$$EER_{diurno} = 4 \cdot 10^{-6} \cdot T_{inCOND}^3 + 0,0005 \cdot T_{inCOND}^2 - 0,1796 \cdot T_{inCOND} + 8,8784 \quad (3.8)$$



$$EER_{notturmo} = 0,0004 \cdot T_{inCOND}^3 - 0,0291 \cdot T_{inCOND}^2 + 0,57 \cdot T_{inCOND} + 4,132 \quad (3.9)$$

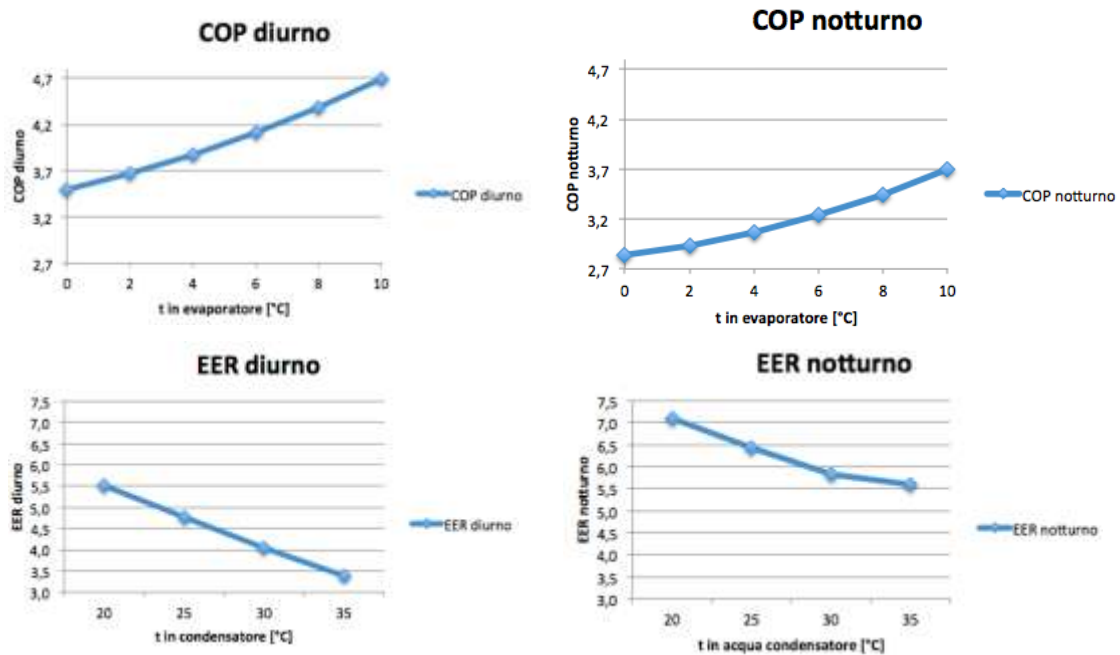


Fig. 3.22 – Rappresentazione grafica delle equazioni 3.6, 3.7, 3.8 e 3.9.

Date le temperature in ingresso all'evaporatore e al condensatore si sono ricavati i valori medi mensili per gli anni tra il 2008 e il 2012 e sono stati riportati nei grafici seguenti.

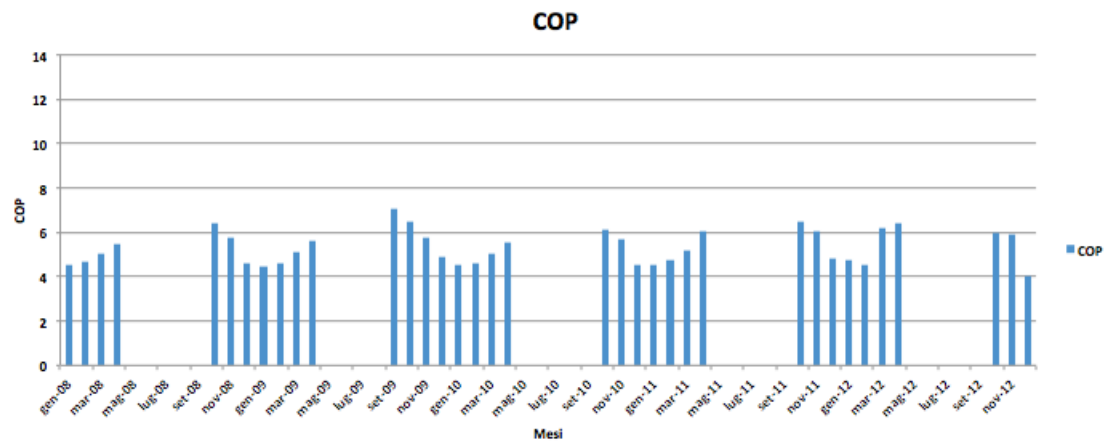


Fig. 3.23 – COP medi mensili

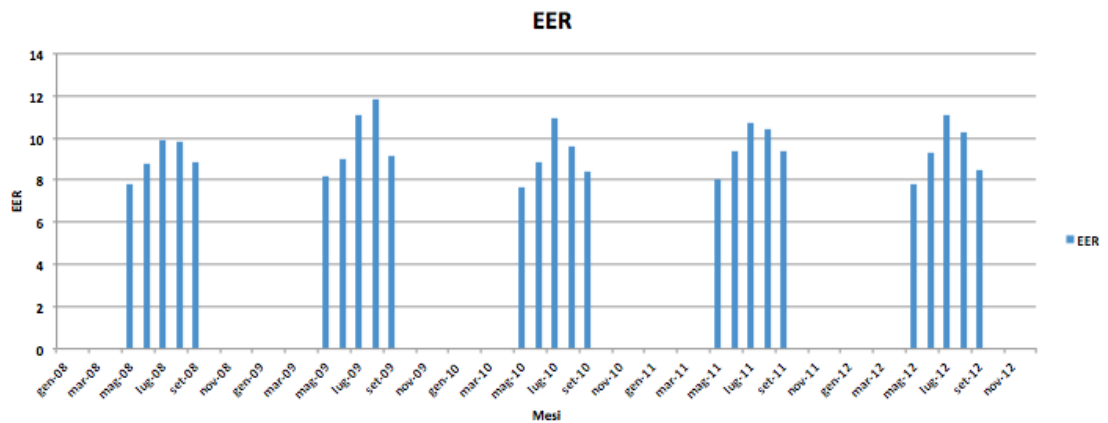


Fig. 3.24 – EER medi mensili

I valori medi annuali del COP variano tra 5,1 e 5,5 mentre l'indice di efficienza EER medio annuale risulta compreso tra 6,4 e 7,1. Questi valori possono essere confrontati con quelli ottenuti dalla simulazione effettuata con il programma GeoHP-Calc che sarà presentata nel prossimo capitolo.

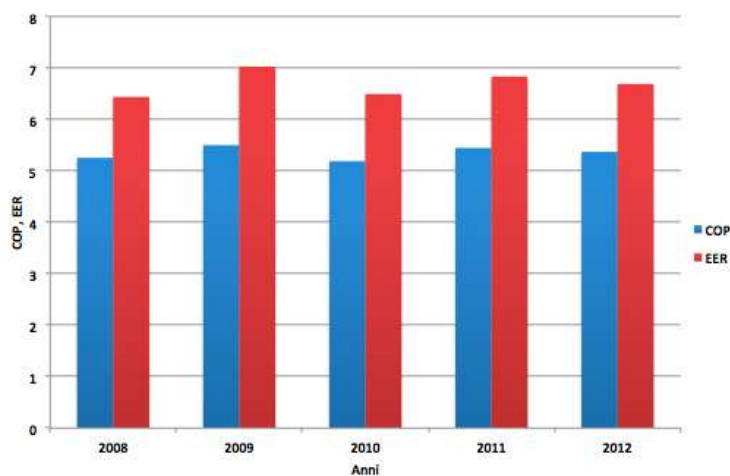


Fig. 3.25 - Indici di prestazione medi annuali

### 3.6

#### Consumi

L'edificio viene alimentato in bassa tensione con una potenza elettrica complessiva contrattuale pari a 80kW.

L'energia elettrica entra nell'edificio e viene sezionata nel quadro generale di impianto e viene ripartita in varie linee, una linea di continuità che alimenta il quadro della UPS, quattro linee che giungono al quadro dei quattro piani ed infine la linea che giunge agli impianti tecnologici nel Q\_TEC.

Nella figura 3.19 sono indicate con C le posizioni dei singoli contatori elettrici, L indica una linea elettrica per sola illuminazione mentre FM indica una linea per la forza motrice. Come si può vedere non vi è un quadro elettrico che permetta la lettura dei soli consumi della pompa di calore.

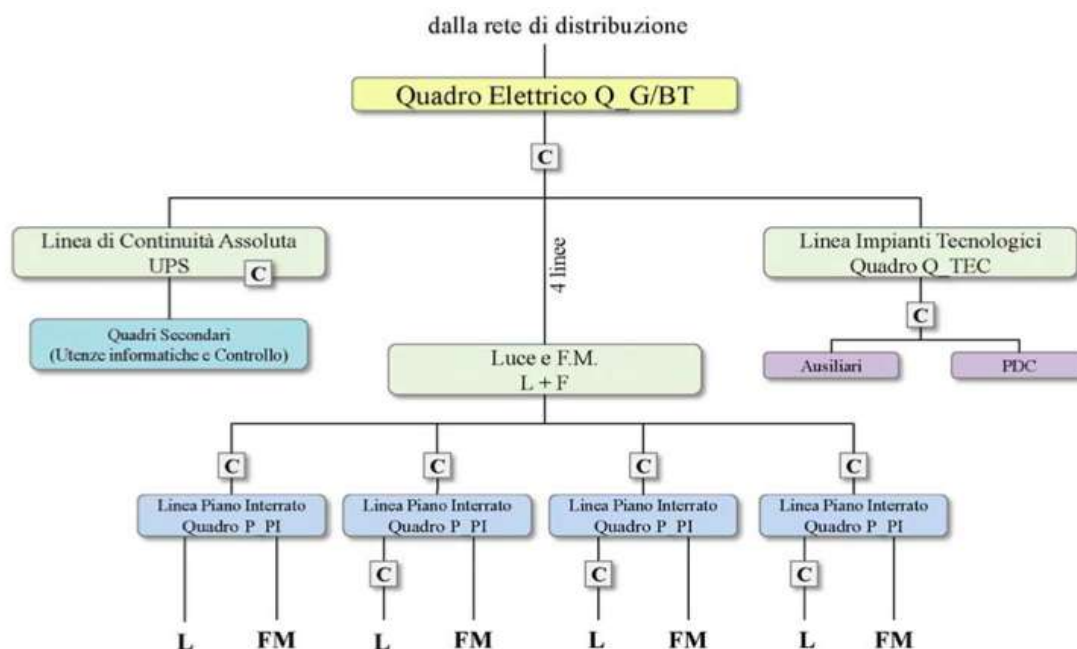


Fig. 3.26 – Schema dell'impianto elettrico

Nella figura sono indicate con C le posizioni dei singoli contatori elettrici, L indica una linea elettrica per sola illuminazione mentre FM indica una linea per la forza motrice. Come si può vedere non vi è un quadro elettrico che permetta la lettura dei soli consumi della pompa di calore. Nel quadro tecnico sono compresi i consumi della centrale di trattamento dell'aria, le unità motocondensanti per i locali server e per la UPS, la pompa di calore invertibile, le pompe della UTA e anche i consumi del sistema di irrigazione. La lettura dei quadri viene eseguita automaticamente dal sistema DDC per i quadri dei singoli piani e per il quadro generale di edificio mentre la lettura del quadro tecnico viene eseguita manualmente una volta la settimana. Solo dal 25/09/2013 è stato introdotto un nuovo contatore che permette la lettura dei consumi della sola pompa di calore.

L'energia annuale assorbita dai quadri dei quattro piani dell'edificio sono riportati qui di seguito per gli anni dal 2008 al 2012.

| Anno | Periodo | Quadro PI<br>L+F<br>kWhe | Quadro PT   |           | Quadro P1   |           | Quadro P2   |           |
|------|---------|--------------------------|-------------|-----------|-------------|-----------|-------------|-----------|
|      |         |                          | L+F<br>kWhe | L<br>kWhe | L+F<br>kWhe | L<br>kWhe | L+F<br>kWhe | L<br>kWhe |
| 2008 | Tot.    | 34335                    | 16670       | 13178     | 14763       | 14778     | 9039        | 7008      |
|      | Risc.   | 16768                    | 9722        | 7965      | 8020        | 8140      | 5853        | 4839      |
|      | Raffr.  | 16088                    | 6256        | 4663      | 6149        | 6038      | 2874        | 1941      |
| 2009 | Tot.    | 33603                    | 16600       | 13320     | 13607       | 14256     | 9714        | 7955      |
|      | Risc.   | 16115                    | 9186        | 7496      | 7230        | 7674      | 5480        | 4651      |
|      | Raffr.  | 15816                    | 6579        | 5143      | 5701        | 5878      | 3767        | 2917      |
| 2010 | Tot.    | 33565                    | 16203       | 13209     | 13007       | 14155     | 9870        | 7895      |
|      | Risc.   | 18143                    | 11174       | 8005      | 7031        | 8326      | 8326        | 5640      |
|      | Raffr.  | 15422                    | 5028        | 5203      | 5976        | 5828      | 4230        | 3110      |
| 2011 | Tot.    | 33066                    | 15654       | 12834     | 13306       | 13913     | 10330       | 7708      |
|      | Risc.   | 15620                    | 9091        | 7408      | 7205        | 7511      | 5823        | 4673      |
|      | Raffr.  | 16037                    | 5951        | 4922      | 5570        | 5847      | 3996        | 2733      |
| 2012 | Tot.    | 23685                    | 14520       | 11974     | 11879       | 12644     | 8604        | 6530      |
|      | Risc.   | 11241                    | 8429        | 6610      | 6299        | 6571      | 4933        | 3722      |
|      | Raffr.  | 15198                    | 5698        | 4745      | 5237        | 5421      | 3847        | 2472      |

L'energia elettrica espressa in kWh può essere convertita in energia primaria attraverso un fattore di conversione pari a 0,36 e si ottengono i seguenti valori per quanto riguarda l'energia totale consumata dai singoli piani nei cinque anni considerati.

| Anno        | Quadro PI          | Quadro PT          |      | Quadro P1          |      | Quadro P2          |      |
|-------------|--------------------|--------------------|------|--------------------|------|--------------------|------|
|             | L+F<br>En.Primaria | L+F<br>En.Primaria | L    | L+F<br>En.Primaria | L    | L+F<br>En.Primaria | L    |
| <b>2008</b> | 12361              | 6001               | 4744 | 5315               | 5320 | 3254               | 2523 |
| <b>2009</b> | 12097              | 5976               | 4795 | 4899               | 5132 | 3497               | 2864 |
| <b>2010</b> | 12083              | 5833               | 4755 | 4683               | 5096 | 3553               | 2842 |
| <b>2011</b> | 11904              | 5635               | 4620 | 4790               | 5009 | 3719               | 2775 |
| <b>2012</b> | 8527               | 5227               | 4311 | 4276               | 4552 | 3097               | 2351 |

Infine i consumi generali dell'impianto e del quadro tecnico sono riportati in questa tabella sia espressi in kWh che in energia primaria.

| Ann<br>o    | Periodo | Generale<br>kWh | Generale<br>Energia<br>Primaria | Quadro<br>Tecnico<br>kWh | Quadro Tecnico<br>Energia<br>Primaria |
|-------------|---------|-----------------|---------------------------------|--------------------------|---------------------------------------|
| <b>2008</b> | Tot.    | 127271          | 45818                           | 32439                    | 11678                                 |
|             | Risc.   | 60197           | 21671                           | 12780                    | 4601                                  |
|             | Raffr.  | 61988           | 22316                           | 18797                    | 6767                                  |
| <b>2009</b> | Tot.    | 123971          | 44630                           | 37818                    | 13615                                 |
|             | Risc.   | 61826           | 22257                           | 13534                    | 4872,19                               |
|             | Raffr.  | 62145           | 22372                           | 23149                    | 8333,52                               |
| <b>2010</b> | Tot.    | 142231          | 5120                            | 34662                    | 12478                                 |
|             | Risc.   | 66151           | 2382                            | 16460                    | 5925                                  |
|             | Raffr.  | 76081           | 2739                            | 18202                    | 6553                                  |
| <b>2011</b> | Tot.    | 145861          | 52510                           | 33547                    | 12077                                 |
|             | Risc.   | 69448           | 25001                           | 13397                    | 4823                                  |
|             | Raffr.  | 70311           | 25312                           | 19295                    | 6946                                  |
| <b>2012</b> | Tot.    | 144760          | 52114                           | 34713                    | 12497                                 |
|             | Risc.   | 73540           | 26474                           | 12943                    | 4659                                  |
|             | Raffr.  | 64694           | 23290                           | 20975                    | 7551                                  |

## Capitolo 4.

---

# Simulazioni dell'impianto

---

Nella letteratura sono presenti numerosi modelli per la simulazione di scambiatori di calore geotermici verticali. In questo capitolo verrà presentato un programma di simulazione, sviluppato dal Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova, che permette di calcolare le prestazioni energetiche dei classici SGV a singola U, a doppia U e coassiali, attraverso un analogia elettrica, chiamato per questo motivo CaRM ( CApacity Resistance Model ).

### 4.1

#### Cos'è CaRM?

##### 4.1.1

##### Approcci precedenti

Gli scambiatori di calore al terreno sono stati l'oggetto di ampi studi negli ultimi dieci anni, ed hanno permesso di evidenziare e risolvere i problemi principali incontrati nella costruzione di un modello completo per la simulazione del loro funzionamento.

Lo studio svolto da Kavanaugh e Rafferty<sup>9</sup> ha portato alla formulazione di due equazioni che permettono di calcolare la lunghezza richiesta in raffrescamento e in riscaldamento dalle sonde geotermiche considerando l'interazione termica tra sonde attigue attraverso un fattore di penalizzazione termica. L'approccio adottato da Eskilson<sup>10</sup>, basato sul metodo delle differenze finite, costituisce il fondamento per due strumenti di simulazione molto noti quali EED e GLHEPRO. Questi programmi permettono di analizzare l'impatto sulle condizioni del terreno dato dall'uso degli scambiatori geotermici potendo fornire in input il carico stagionale dell'impianto e riproducendo la simulazione per più anni successivi. Inoltre GLHEPRO presenta anche la possibilità di svolgere una simulazione integrata tra gli scambiatori al terreno e l'eventuale pompa di calore presente nell'edificio da analizzare. Il metodo di Eskilson è basato su un diverso modello di simulazione prestazionale che permette di considerare diverse tipologie di terreno e diverse configurazioni di sonde geotermiche attraverso l'uso di parametri adimensionali chiamati g-functions.

L'analisi svolta da Hellstrom<sup>11</sup> si è focalizzata nell'intento di determinare la resistenza termica della perforazione integrando metodi analitici e numerici basati sul concetto di sorgente lineare. Inoltre, grazie allo studio sulla conduzione termica tra superfici cilindriche svolto da Carslaw e Jaeger<sup>12</sup>, è stata determinata la resistenza termica tra la superficie della sonda geotermica e il terreno circostante.

Le simulazioni integrate di sonde e pompe di calore richiedono spesso un time step orario per riuscire a descrivere a pieno il funzionamento del sistema complessivo ed è importante considerare in esse l'impatto della diffusione del calore nel terreno. A tale scopo Yavuzturk e

---

<sup>9</sup> Kavanaugh SP, Rafferty K. Ground source heat pumps – design of geothermal systems for commercial and institutional buildings. Ashrae Applications Handbook 1997.

<sup>10</sup> Eskilson P. Thermal analysis of heat extraction boreholes. Doctoral Thesis, Department of Mathematical Physics and Building Technology, University of Lund, Sweden, 1987.

<sup>11</sup> Hellstrom G. Ground heat storage. Thermal analysis of duct storage systems: theory. Doctoral Thesis, Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden, 1991.

<sup>12</sup> Carslaw HS, Jaeger JC. Conduction of heat in solids. Oxford: Clarendon Press; 1959.

Spitler<sup>13</sup> hanno costruito le short-time-g-functions che permettono di studiare la propagazione nel terreno del calore considerando la conducibilità del materiale della sonda e del materiale di riempimento della perforazione. Infine il modello CaRM ha preso spunto anche dallo studio riguardante lo scambio di calore assiale svolto da Zeng et al. e ripreso nell'approccio di Lamarche e Beauchamp<sup>14</sup> che ha costituito un nuovo metodo analitico applicabile a cilindri concentrici e a sonde a singola o a doppia U.

#### 4.1.2

### Modello matematico di CaRM

L'equazione generale per la conduzione del calore in assenza di generazione interna di calore viene espressa dalla seguente legge di Fourier:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \cdot \nabla^2 T \quad (4.1)$$

in cui  $a = \lambda / (c_p \cdot \rho)$  è la diffusività termica del materiale. Per un solido senza capacità di accumulo termico, omogeneo e con caratteristiche costanti, il flusso di calore che passa dalla superficie 1, alla temperatura  $T_1$ , alla superficie 2 che si trova alla temperatura  $T_2$  può essere calcolato nel modo seguente:

$$q = \frac{T_1 - T_2}{R_{12}} \quad (4.2)$$

in cui  $R_{12}$  è la resistenza termica tra le sue superfici.

Nel caso di uno scambiatore geotermico a parete cilindrica la resistenza  $R_{12}$  può essere definita in questo modo:

$$R_{12} = \frac{1}{2\pi \cdot L \cdot \lambda} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \quad (4.3)$$

dove  $\lambda$  è la conducibilità termica del materiale della tubazione,  $L$  è la lunghezza del cilindro e  $r_1$  e  $r_2$  sono rispettivamente il raggio interno ed esterno della tubazione. Nel caso in cui non si possa risolvere quest'equazione ma si conoscano gli elementi della equazione precedente, cioè il calore scambiato  $q$  e le temperature  $T_1$  e  $T_2$ , allora si può ricavare direttamente da essa il valore di  $R_{12}$ .

Se il corpo può accumulare calore, trascurando eventuali gradienti termici interni, si può stimare il flusso termico in funzione della variazione dell'energia interna:

$$q = \rho \cdot c \cdot V \cdot \frac{dT}{d\tau} \quad (4.4)$$

in cui  $\rho \cdot c \cdot V$  è la capacità termica del corpo. Per discretizzare questa equazione può essere utilizzato il metodo del volume di controllo applicando il bilancio energetico al volume di controllo del nodo  $i$ -esimo nel modo seguente:

$$q(i-1, i) + q(i, i+1) = \rho(i) \cdot c(i) \cdot V(i) \cdot \frac{dT(i)}{d\tau} \quad (4.5)$$

<sup>13</sup> Yavuzturk C. Modeling of vertical ground loop heat exchangers for ground source heat pump systems. Doctoral Thesis, Oklahoma State University, 1999.

<sup>14</sup> Lamarche L, Beauchamp B. A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes. Energy and Buildings 2006;39:188–98.

Lamarche L, Beauchamp B. New solutions for the short-time analysis of geothermal vertical boreholes. International Journal of Heat and Mass Transfer 2007;50:1408–19.

Per un intervallo di tempo finito  $\Delta\tau$  l'equazione diventa:

$$\frac{T(i-1) - T(i)}{R(i-1, i)} + \frac{T(i+1) - T(i)}{R(i, i+1)} = \frac{\rho(i) \cdot c(i) \cdot V(i)}{\Delta\tau} [T(i) - T(i)_{-\Delta\tau}] \quad (4.6)$$

dove  $R$  è la resistenza termica tra i nodi e  $T(i)_{-\Delta\tau}$  è la temperatura dell'elemento  $i$ -esimo al time step precedente. Attraverso queste equazioni è possibile conoscere la temperatura in ogni momento e in ogni punto all'interno del corpo.

### 4.1.3

## Modellazione del terreno

Nel primo modello di CaRM sviluppato nel 2010 il trasferimento di calore all'interno del terreno avveniva solamente per conduzione, considerando anche il possibile contributo dovuto al movimento dell'acqua nel terreno, causato da gradienti idraulici, che generavano uno scambio convettivo di calore.

Per favorire lo scambio termico con il terreno si dovrà utilizzare un materiale di riempimento, con un valore della conducibilità termica il più elevato possibile. In questo modello è stata trascurata la resistenza termica del materiale di riempimento essendo molto inferiore rispetto a quella del terreno.

Le proprietà termofisiche e la capacità termica del terreno variano notevolmente di zona in zona a causa delle diverse composizioni, percentuali di umidità e porosità dei minerali presenti, quindi per determinarne la conduttività è opportuno, quando possibile, condurre un Test di Risposta Termica (TRT) altrimenti si potrà fare riferimento ai valori standardizzati presenti in letteratura.

Le perturbazioni climatiche influenzano lo scambio termico con il terreno solo ad una limitata profondità pertanto per gli scambiatori geotermici verticali possono essere trascurate senza generare un errore elevato. In questo modello non è stato considerato lo scambio termico tra il fluido che scorre nella parte superiore dello scambiatore verticale e l'aria esterna (sia EED che GLHEPRO impongono la temperatura superficiale costante e pari alla temperatura esterna media annuale).

Allo stesso modo non è stato valutato lo scambio termico tra il fluido nella parte più bassa della sonda e il terreno sottostante.

Per analizzare l'interferenza termica tra gli scambiatori geotermici è stata definita una distanza dall'asse dello scambiatore oltre la quale la temperatura può essere considerata pari a quella del terreno indisturbato. Il valore di questo raggio massimo  $r_{max}$  dipende dalla conduttività termica del terreno e dal tempo totale della simulazione. Di solito il calore viene diffuso fino ad una distanza di 8-10 metri dallo scambiatore indipendentemente dalla presenza e dal moto dell'acqua nel terreno, dato che tali movimenti facilitano lo smaltimento dell'accumulo di calore che si può avere nel terreno durante il funzionamento in modalità di raffreddamento del sistema.

Il terreno che circonda la perforazione e lo scambiatore di calore sono stati suddivisi verticalmente in  $m$  fette sovrapposte ed ogni sezione verticale è stata suddivisa in  $n$  regioni anulari a diverse distanze dall'asse del foro, come può essere osservato in figura 4.1.

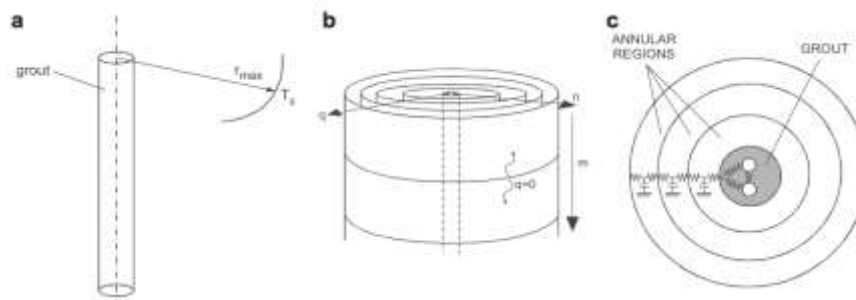


Fig. 4.1 – Approccio del modello

A ciascuna fetta deve essere attribuito un valore della temperatura del terreno indisturbato  $T_g$  in modo tale da costruire un profilo verticale di temperature di riferimento.

La caratteristica fondamentale di questo modello consiste nel considerare solamente lo scambio termico in direzione radiale tra il terreno e lo scambiatore trascurando lo scambio in direzione verticale e quindi l'interazione tra le fette sovrapposte della sonda geotermica.

Sono anche stati trascurati i disturbi locali che possono essere creati dalla posizione del tubo nella perforazione assumendo simmetria circolare attorno ad ogni pozzo verticale.

Grazie a queste ipotesi si può scrivere l'equazione seguente per la  $i$ -esima regione anulare dello scambiatore e per la  $j$ -esima sezione del terreno:

$$\frac{T(j, i-1) - T(j, i)}{R(j, i-1)} + \frac{T(j, i+1) - T(j, i)}{R(j, i)} = C(j, i) \cdot \frac{T(j, i) - T_{-\Delta\tau}(j, i)}{\Delta\tau} \quad (4.7)$$

mentre per l'ultima regione anulare, tenendo in considerazione la temperatura di terreno indisturbato imposta come condizione al contorno per la sezione di terreno si ottiene:

$$\frac{T(j, n-1) - T(j, n)}{R(j, n-1)} + \frac{T_g(j) - T(j, n)}{R(j, n)} = C(j, n) \cdot \frac{T(j, n) - T_{-\Delta\tau}(j, n)}{\Delta\tau} \quad (4.8)$$

dove, riferendosi alla  $i$ -esima regione anulare e alla sezione  $j$ -esima si considera  $C(j, n)$  pari alla capacità termica,  $R(j, i)$  alla resistenza termica tra due regioni anulari adiacenti,  $T(j, i)$  alla temperatura media nell'istante considerato,  $T_{-\Delta\tau}(j, i)$  alla temperatura media al time step precedente ed infine la  $T_g(j)$  rappresenta la temperatura indisturbata del terreno.

Per calcolare la capacità termica si può sfruttare la relazione seguente:

$$C(j, i) = \rho \cdot c \cdot \pi \cdot [r^2(i) - r^2(i-1)] \cdot \Delta z(j) \quad (4.9)$$

dove, facendo riferimento alla regione anulare si sono assunti  $r(i)$  e  $r(i-1)$  pari ai raggi,  $\rho$  alla densità dello strato di terreno,  $c$  alla capacità termica dello strato di terreno.

La capacità termica della  $i$ -esima regione anulare è legata al valore del raggio baricentrico  $r_m(i)$  che è equivalente a:

$$r_m(i) = \sqrt{r^2(i) - r^2(i-1)}/2 \quad (4.10)$$

Per poter meglio comprendere il significato delle equazioni precedenti si consideri la seguente figura che mostra lo schema elettrico attribuito al terreno circostante lo scambiatore.

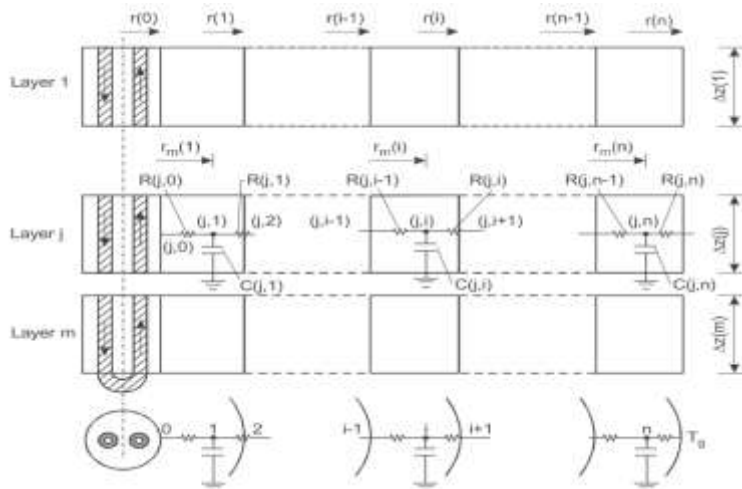


Fig.4.2 – Modello del terreno circostante



## 4.1.4

## Modellazione dello scambiatore

Il flusso di calore trasferito tra la parete della tubazione dello scambiatore e la parete del terreno della perforazione dipende dalla posizione dello scambiatore, dalle proprietà del materiale di riempimento, in particolar modo dalla conduttività termica di quest'ultimo, e dalle proprietà di scambio termico del materiale dei tubi. Nel modello si deve considerare anche la resistenza dei tubi stessi allo scambio termico per convezione interna e tutti questi effetti sono stati uniti all'interno della resistenza termica della perforazione,  $R_b$ . La valutazione di  $R_b$  dipende dalla configurazione dello scambiatore di calore e si possono sfruttare a tale scopo le equazioni proposte da Paul and Remund<sup>15</sup> oppure le formule elaborate da Hellstrom<sup>16</sup>.

Nel software CaRM la resistenza termica della perforazione deve essere fornita in ingresso come input. I diversi contributi sono introdotti nel modello attraverso resistenze termiche indipendenti dal tempo poste tra tubo e tubo e tra tubo e perforazione come può essere osservato nella figura 4.3.

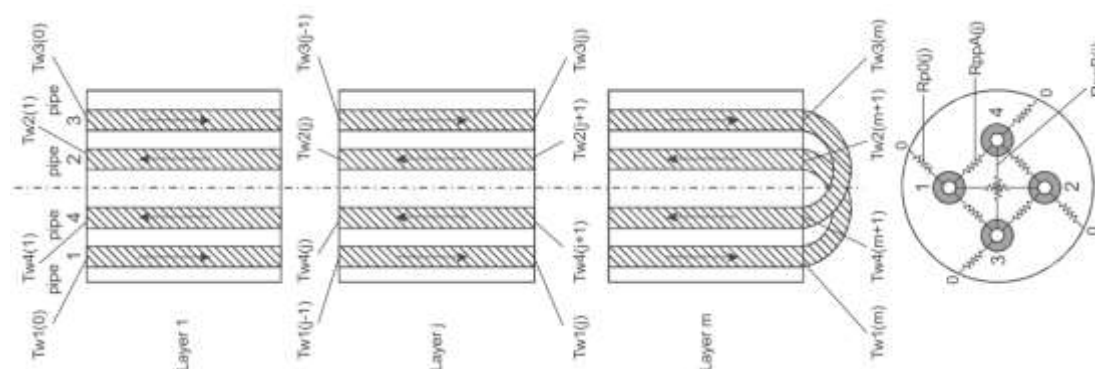


Fig.4.3 – Modello per scambiatori a Doppia U

Nel modello sono state costruite delle equazioni che descrivono il bilancio termico tra il fluido termovettore e le pareti delle perforazioni per tre tipologie di scambiatori di calore: scambiatori a singola U, scambiatori a doppia U e scambiatori concentrici. In questo bilancio è stato considerato sia lo scambio termico per conduzione che per convezione e si può considerare un regime locale stazionario finché la capacità termica della perforazione raggiunge un valore trascurabile.

Per gli *scambiatori a Doppia U*, come si può vedere in figura 4.3 si ha:

Per il tubo 1:

$$\frac{T_{w1}(j) - T_{p,1}(j)}{R_{conv}(j)} + \frac{T_{p,3}(j) - T_{p,1}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,2}(j) - T_{p,1}(j)}{R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,4}(j) - T_{p,1}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_0(j) - T_{p,2}(j)}{R_{po}(j)} = 0 \quad (4.11)$$

Per il tubo 2:

$$\frac{T_{w2}(j) - T_{p,2}(j)}{R_{conv}(j)} + \frac{T_{p,1}(j) - T_{p,2}(j)}{R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,3}(j) - T_{p,2}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,4}(j) - T_{p,2}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_0(j) - T_{p,2}(j)}{R_{po}(j)} = 0 \quad (4.12)$$

<sup>15</sup> Remund CP. Borehole thermal resistance: laboratory and field studies. Ashrae Transactions 1999;105(1).

<sup>16</sup> Hellstrom in G. Ground heat storage. Thermal analysis of duct storage systems: theory. Doctoral Thesis, Department of Mathematical Physics, University of Lund, Sweden, 1991.

Per il tubo 3:

$$\frac{T_{w3}(j) - T_{p,3}(j)}{R_{conv}(j)} + \frac{T_{p,1}(j) - T_{p,3}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,4}(j) - T_{p,3}(j)}{R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,2}(j) - T_{p,3}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_0(j) - T_{p,3}(j)}{R_{p0}(j)} = 0 \quad (4.13)$$

Per il tubo 4:

$$\frac{T_{w4}(j) - T_{p,4}(j)}{R_{conv}(j)} + \frac{T_{p,1}(j) - T_{p,4}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,2}(j) - T_{p,4}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,3}(j) - T_{p,4}(j)}{R_{ppB}(j)} + \frac{T_0(j) - T_{p,4}(j)}{R_{p0}(j)} = 0 \quad (4.14)$$

Per la superficie esterna della sonda:

$$\frac{T(j, 1) - T_0(j)}{R(j, 0)} + \frac{T_{p,1}(j) - T_0(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{p,2}(j) - T_0(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{p,3}(j) - T_0(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{p,4}(j) - T_0(j)}{R_{p0}(j)} = 0 \quad (4.15)$$

### 4.1.5

#### Modellazione del fluido termovettore

Il valore del numero di Reynolds ci permette di determinare facilmente la tipologia di deflusso in un determinato istante all'interno dello scambiatore. Fintanto che il numero di Reynolds resti inferiore a 2100-2300 il flusso si mantiene laminare, quando questi valori vengono superati si passa gradualmente da deflusso laminare a deflusso in moto turbolento, attraversando la zona di transizione. Il deflusso in moto turbolento sarà completamente sviluppato con valori del numero di Reynolds maggiori di 10000.

In questo modello il coefficiente di scambio termico convettivo è stato calcolato tramite le seguenti equazioni:

$$Nu = 1,61 \cdot \left( Re \cdot Pr \cdot \frac{D}{L} \right)^{1/3} \quad \text{per } (Re < 2000) \quad (4.16)$$

$$Nu = 0,116 \cdot (Re^{2/3} - 125) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[ 1 + \left( \frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] \quad \text{per } (2000 < Re < 10000) \quad (4.17)$$

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{1/3} \quad \text{per } (Re > 10000)^{17} \quad (4.18)$$

in cui D è il diametro interno del tubo mentre L è la sua lunghezza.

Il bilancio termico interno ad ogni tubo per lo strato j-esimo può essere scritto in questo modo:

$$\dot{m}_w \cdot c_{pw} \cdot [T_{w,in}(j) - T_{w,out}(j)] = 2\pi r_i \cdot \alpha \cdot \Delta z(j) \cdot [T_w(j) - T_p(j)] \quad (4.19)$$

dove  $\dot{m}_w$  è la portata di fluido che attraversa lo scambiatore,  $c_{pw}$  è la capacità termica del fluido termovettore,  $T_{w,in}$  e  $T_{w,out}$  sono le temperature di ingresso e uscita,  $T_w$  è la temperatura media nel tubo considerato,  $T_p$  è la temperatura media della parete interna del tubo e  $\alpha$  è il coefficiente di trasferimento di calore. La  $T_w$  viene considerata pari alla temperatura d'uscita per lo strato preso in considerazione, questa approssimazione è tanto più accurata tanto più il numero di strati è elevato e la distanza tra essi è esigua e fintanto che la differenza di temperatura tra ingresso e uscita è piccola. Le condizioni di continuità vengono applicate anche nella direzione verticale.

<sup>17</sup> Equazione di Dittus-Boelter

## 4.1.6

## Geometria del campo sonde

L'influenza termica tra sonde adiacenti viene valutata costruendo una rete fittizia di superfici adiabatiche ( $q=0$ ) che permette di tenere in considerazione solamente l'effettivo volume di terreno responsabile dell'accumulo termico. Le superfici adiabatiche sono posizionate in modo tale da essere a metà distanza tra le due sonde geotermiche adiacenti considerate. Il programma fornisce una lista di possibili configurazioni di queste superfici adiabatiche e l'utente dovrà inserire il numero di scambiatori geotermici che corrispondono ad ogni tipologia indicata.

Le tipologie sono:

- “tipo 0”, sonda in campo libero. (Nessuna superficie adiabatica viene considerata)
- “tipo 1”, sonda adiacente a un'altra sonda. (Una superficie adiabatica)
- “tipo 2A”, sonda vicina a due sonde adiacenti. (Due superfici adiabatiche continue)
- “tipo 2B”, sonda in linea tra altre due sonde. (Due superfici adiabatiche opposte)
- “tipo 3”, sonda circondata da tre sonde. (Tre superfici adiabatiche)
- “tipo 4”, sonda circondata da quattro sonde. (Quattro superfici adiabatiche)

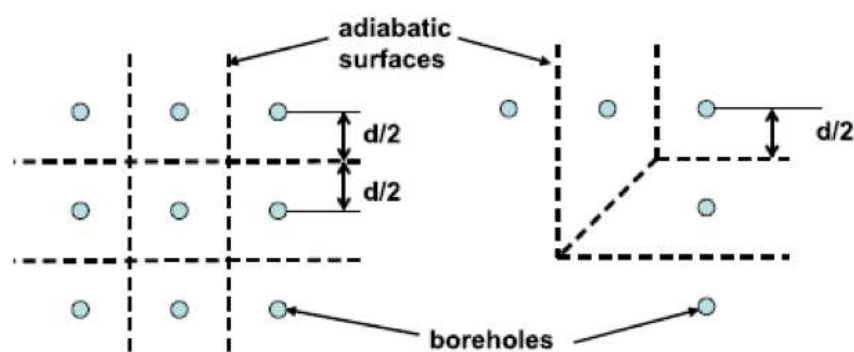


Fig. 4.4 – Schema di un campo di sonde

Il modello perfettamente cilindrico su cui è stata costruita la simulazione del terreno è valido fintanto che non si superi il raggio massimo, in caso contrario si devono considerare le formule seguenti per il calcolo della resistenza e della capacità del nodo anulare  $i$  nella corona  $j$ .

$$R(j, i)_{corrected} = R(j, i) \cdot 2\pi/a \quad (4.20)$$

$$C(j, i)_{corrected} = C(j, i) \cdot a/(2\pi) \quad (4.21)$$

In cui  $a$  è l'effettivo settore angolare e viene calcolato grazie alle formule seguenti ricavando i coefficienti dalla Tabella 4.1.

$$a = k_1\pi - k_2b \quad \text{quando } d/2 < r_m(i) \leq d/\sqrt{2} \quad (4.22)$$

$$a = k_3\pi - k_4b \quad \text{quando } d/\sqrt{2} < r_m(i) \leq r_{max} \quad (4.23)$$

$$\cos(b) = \frac{d}{2} \cdot \frac{1}{r_m(i)} \quad (4.24)$$

| Tipologia | $k_1$ | $k_2$ | $k_3$ | $k_4$ |
|-----------|-------|-------|-------|-------|
| 1         | 2     | 2     | -     | -     |
| 2A        | 2     | 4     | 1,5   | 2     |
| 2B        | 2     | 4     | -     | -     |
| 3         | 2     | 6     | 1     | 2     |
| 4         | 2     | 8     | -     | -     |

Tabella 4.1 – Coefficienti per il calcolo del settore angolare

Nella figura 4.5 sono riportate tutte le tipologie di sonde e la linea tratteggiata rappresenta il raggio massimo.

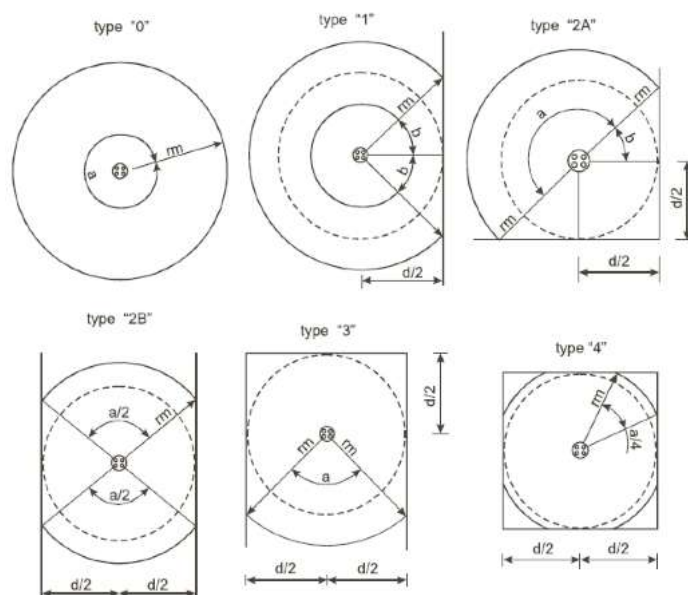


Fig.4.5 – Tipologie di scambiatori geotermici

#### 4.1.7

### Sistema completo di equazioni

Considerando tutti i problemi finora discussi per sonde a doppia U si possono scrivere un numero di equazioni pari a  $m \cdot (n + 5 + 4)$ . In ogni caso il modello finale impone la soluzione di una matrice:

$$[A]\{X\} = \{B\} \quad (4.25)$$

dove  $[A]$  è la matrice dei coefficienti,  $\{X\}$  il vettore delle temperature incognite e  $\{B\}$  il vettore dei termini noti. Il sistema può essere facilmente risolto con l'inversione della matrice  $[A]$ . Ogni tipologia di perforazione ha il proprio sistema di equazioni. Per ridurre il tempo richiesto dalla simulazione le equazioni relative ad ogni singola sonda presente nel campo geotermico vengono risolte separatamente.

## 4.2

### Il nuovo modello: CaRM-He

Nel 2013 è nato CaRM-He, un'evoluzione del programma CaRM. Tra le innovazioni introdotte le principali riguardano il modello di simulazione dello scambio di calore tra lo scambiatore geotermico e il terreno, in questo caso infatti oltre allo scambio in direzione radiale è stato simulato anche lo scambio di calore in direzione assiale. Un'altra modifica apportata al programma iniziale riguarda le condizioni climatiche che non vengono più trascurate ma possono essere inserite dall'utente come dati di input. È quindi possibile creare una descrizione ancora più accurata del parco geotermico ottenendo informazioni più veritiere sulle prestazioni energetiche.

Infine oltre alle sonde modellate con CaRM, con l'uso di CaRM-He è possibile svolgere anche la simulazione delle sonde elicoidali, sonde sempre più analizzate per la riduzione di costi a parità di carico richiesto.

Di seguito saranno trattate le sostanziali differenze introdotte nel CaRM-He.

## 4.2.1

## Modello del terreno

Lo scambio termico nel terreno considera solo la conduzione tralasciando la convezione dovuta ai moti dell'acqua presente nel sottosuolo come avveniva nel CaRM. Le modifiche introdotte riguardano la concezione stessa del terreno.

Il terreno è stato suddiviso in tre regioni:

- Una zona denominata della sonda geotermica
- Una zona superficiale
- Una zona profonda

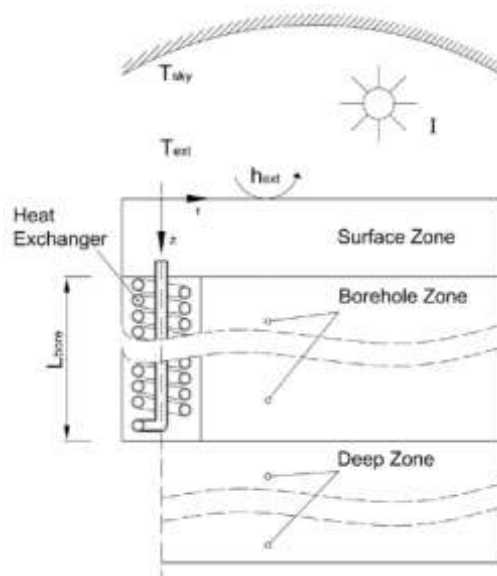


Fig.4.6 – Sottoregioni del terreno

## 4.2.2

## Zona superficiale

In questa zona lo scambio termico nel terreno avviene solamente in direzione assiale. Da questa ipotesi nasce la necessità di suddividere la zona in esame in  $m_s$  strati aventi capacità termica concentrata nel baricentro. Il bilancio termico può essere espresso nel modo seguente:

$$\frac{T(j_s - 1) - T(j_s)}{0,5 \cdot R_z^s(j_s - 1) + 0,5 \cdot R_z^s(j_s)} + \frac{T(j_s + 1) - T(j_s)}{0,5 \cdot R_z^s(j_s + 1) + 0,5 \cdot R_z^s(j_s)} = C(j_s) \cdot \frac{T(j_s) - T(j_s) - \Delta\tau}{\Delta\tau} \quad (4.26)$$

Dove  $R_z^s$  indica la resistenza termica assiale tra due elementi adiacenti e  $C$  la capacità termica della sezione in esame e posso essere calcolati nel modo seguente:

$$R_z^s(j_s) = \frac{\Delta z_s(j_s)}{\lambda(j_s)} \cdot \frac{1}{\pi \cdot r^2(n)} \quad (4.27)$$

$$C(j_s) = \rho(j_s) \cdot c(j_s) \cdot \Delta z_s(j_s) \cdot \pi \cdot r^2(n) \quad (4.28)$$

Il primo elemento della zona superficiale, coincidente con la quota  $\pm 0.00$ , è a contatto con l'ambiente esterno con il quale scambia calore, da cui ne deriva il seguente bilancio termico:

$$\pi \cdot r^2(n) \cdot h_{ext} \cdot (T_{ext} - T_{Se}) + \frac{T(1) - T_{Se}}{0,5 \cdot R_z^s(1)} + \alpha \cdot I \cdot \pi \cdot r^2(n) - \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{Se}^4 - T_{Sky}^4) \cdot \pi \cdot r^2(n) = 0 \quad (4.29)$$

In cui  $h_{ext}$  è il coefficiente di scambio termico convettivo superficiale,  $T_{ext}$  è la temperatura esterna dell'aria,  $T(1)$  e  $R_z^s(1)$  sono la temperatura e la resistenza termica del primo elemento della zona superficiale,  $\alpha$  è il coefficiente di assorbimento della superficie,  $I$  la radiazione solare totale incidente sul terreno,  $\varepsilon$  è l'emissività della superficie,  $\sigma$  è la costante di Stefan-Boltzmann,  $T_{Se}$  è la temperatura superficiale del terreno ed infine  $T_{Sky}$  è la temperatura del cielo.

Il bilancio viene linearizzato nel seguente modo:

$$(T_{Se}^4 - T_{Sky}^4)_\tau \cong 4 \cdot \left( \frac{T_{Se} - T_{Sky}}{2} \right)_{-\Delta\tau}^3 \cdot (T_{Se} - T_{Sky})_\tau \quad (4.30)$$

In cui si considera il valore medio tra la temperatura del cielo e della superficie. La temperatura del cielo viene ricavata dalla temperatura dell'aria esterna espressa in gradi Kelvin attraverso la seguente relazione di Swinbank:

$$T_{Sky} = 0,0552 \cdot T_{ext}^{1,5} \quad (4.31)$$

L'ultimo elemento della zona superficiale  $j_s = m_s$  è connesso al primo nodo termico della zona della sonda.

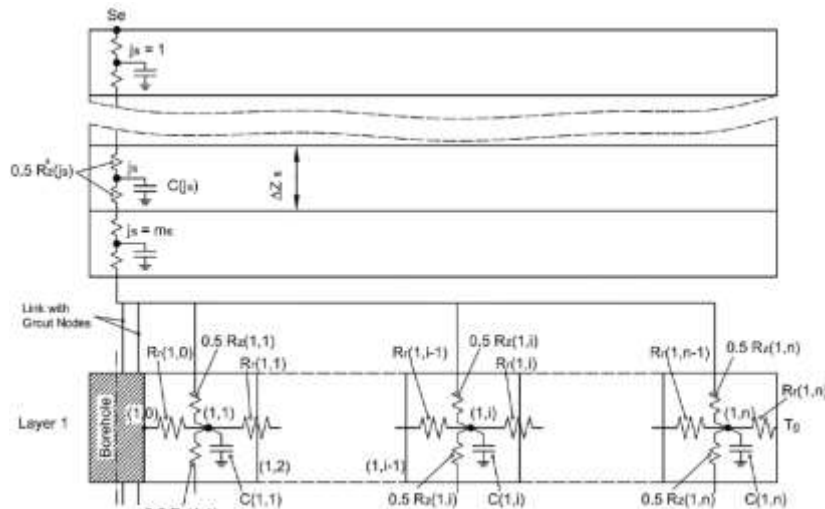


Fig. 4.7 – Modello della zona superficiale

### 4.2.3

#### Zona della sonda geotermica

Anche in questo caso la perforazione e la sonda vengono suddivisi in  $m$  fette sovrapposte e in  $n$  regioni anulari concentriche, ma il bilancio termico per il cilindro  $j$ -esimo e per la regione anulare  $i$ -esima vengono espressi dalla seguente relazione:

$$\frac{T(j, i-1) - T(j, i)}{R_r(j, i-1)} + \frac{T(j, i+1) - T(j, i)}{R_r(j, i)} + \frac{T(j-1, i) - T(j, i)}{0,5 \cdot R_z(j-1, i) + 0,5 \cdot R_z(j, i)} + \frac{T(j+1, i) - T(j, i)}{0,5 \cdot R_z(j+1, i) + 0,5 \cdot R_z(j, i)} = C(j, i) \cdot \frac{T(j, i) - T(j, i)_{-\Delta\tau}}{\Delta\tau} \quad (4.32)$$

In cui  $C$  rappresenta la capacità termica mentre  $R_r$  e  $R_z$  sono rispettivamente la resistenza termica in direzione radiale e la resistenza termica in direzione assiale. Queste ultime possono essere calcolate attraverso le relazioni seguenti:

$$R_r(j, i) = \frac{1}{2\pi \cdot \Delta z_b(j) \lambda(j)} \cdot \ln\left(\frac{r_m(i)}{r_m(i-1)}\right) \quad (4.33)$$

$$R_z(j, i) = \frac{\Delta z_b(j)}{\lambda(j)} \cdot \frac{1}{\pi \cdot [r^2(i) - r^2(i-1)]} \quad (4.34)$$

Mentre per l'ultima regione anulare si ha che  $r = r_{max}$ , per essa si assume un valore costante di temperatura pari alla temperatura indisturbata del terreno  $T_g$ .

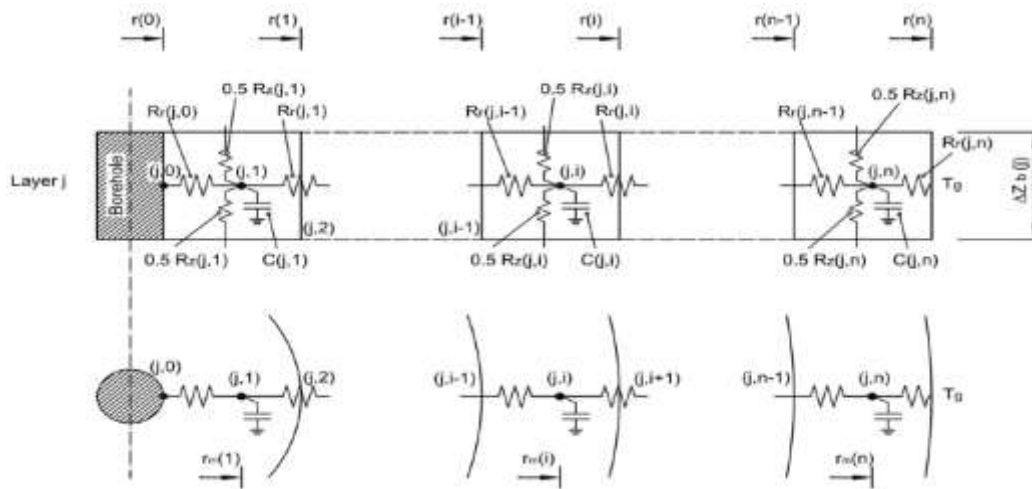


Fig. 4.8 – Modello della zona della sonda

#### 4.2.4

### Zona profonda

In questa zona sono state considerate le stesse ipotesi poste alla base della modellazione della zona superficiale. In questo caso il nodo termico iniziale è connesso con l'ultimo nodo termico della zona della sonda.

All'ultimo nodo della zona profonda si attribuisce una temperatura costante nel tempo, pari alla temperatura indisturbata del terreno  $T_g$ , determinata attraverso il seguente bilancio:

$$\frac{T(m_d - 1) - T(m_d)}{0,5 \cdot R_z^d(m_d - 1) + 0,5 \cdot R_z(m_d)} + \frac{T_g - T(m_d)}{0,5 \cdot R_z^d(m_d)} = C(m_d) \cdot \frac{T(m_d) - T(m_d)_{-\Delta\tau}}{\Delta\tau} \quad (4.35)$$

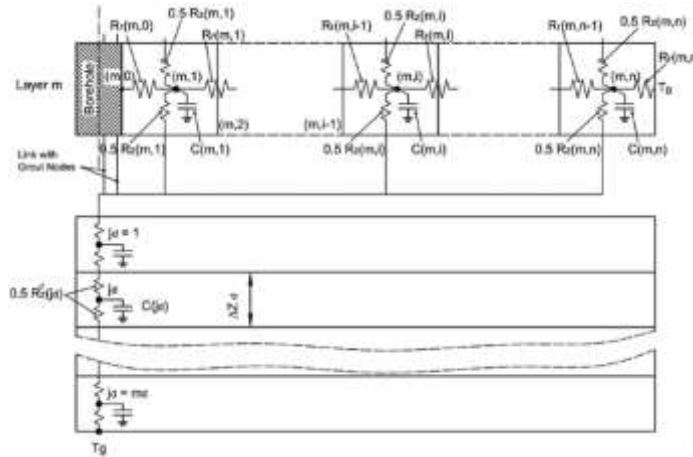


Fig. 4.9 – Modello della zona profonda

All'inizio della simulazione la temperatura associata ad ogni nodo viene ricavata dalla seguente relazione di Kusuda e Achenback, che esprime la temperatura come funzione del tempo e della profondità:

$$T(z, \tau) = T_m - A_T \cdot \exp\left(-z \sqrt{\frac{\pi}{\tau_y \cdot a}}\right) \cdot \cos\left[\frac{2\pi}{\tau_y} \cdot \left(\tau - \tau_{shift} - \frac{z}{2} \cdot \sqrt{\frac{\tau_y}{\pi \cdot a}}\right)\right] \quad (4.36)$$

Dove  $T_m$  è la temperatura media annuale,  $A_T$  l'ampiezza annuale delle temperatura media dell'aria esterna e  $a$  rappresenta la diffusività termica.

#### 4.2.5

### Modellazione dello scambiatore

La simulazione delle sonde a singola e a doppia U è stata modificata rispetto a quella implementata nel modello CaRM, introducendo una suddivisione in due zone della sezione orizzontale della sonda. La regione interna della sezione è stata denominata "Core", mentre la corona esterna è stata chiamata "Shell" come si può osservare in figura 4.10.

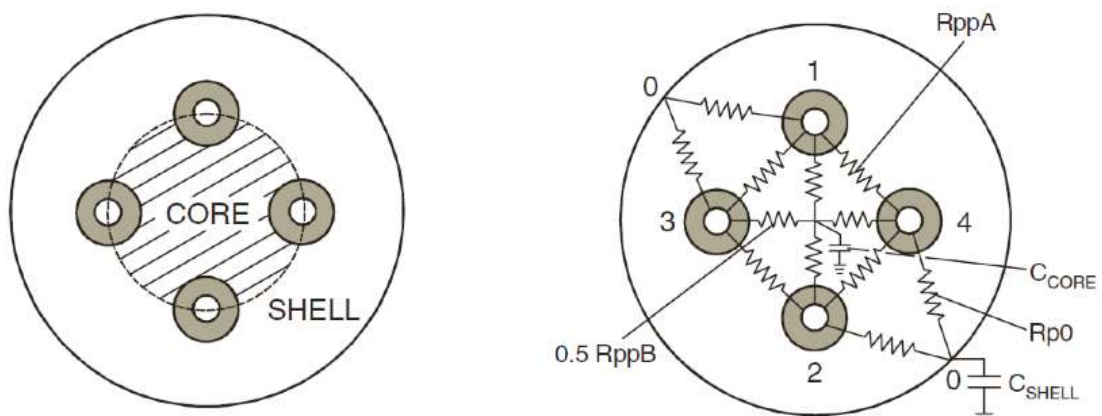


Fig. 4.10 – Schema delle suddivisioni della sonda geotermica

Le seguenti equazioni descrivono il bilancio termico rispettivamente della zona Core, del tubo 1, del tubo 2, del tubo 3, del tubo 4 e l'ultima il bilancio della superficie esterna della sonda.



Per la zona “Core”:

$$\begin{aligned} \frac{T_{p,1}(j) - T_{Core}(j)}{0,5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,2}(j) - T_{Core}(j)}{0,5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,3}(j) - T_{Core}(j)}{0,5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,4}(j) - T_{Core}(j)}{0,5 \cdot R_{ppB}(j)} = \\ = \frac{C_{Core}(j)}{\Delta z(j)} \cdot \frac{T_{Core}(j) - T_{Core}(j) - \Delta\tau}{\Delta\tau} \end{aligned} \quad (4.37)$$

Per il Tubo 1:

$$\frac{T_{Core}(j) - T_{p,1}(j)}{0,5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,3}(j) - T_{p,1}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,4}(j) - T_{p,1}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_0(j) - T_{p,1}(j)}{R_{p0}(j)} = 0 \quad (4.38)$$

Per il Tubo 2:

$$\frac{T_{Core}(j) - T_{p,2}(j)}{0,5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,3}(j) - T_{p,2}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,4}(j) - T_{p,2}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_0(j) - T_{p,2}(j)}{R_{p0}(j)} = 0 \quad (4.39)$$

Per il Tubo 3:

$$\frac{T_{Core}(j) - T_{p,3}(j)}{0,5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,1}(j) - T_{p,3}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,2}(j) - T_{p,3}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_0(j) - T_{p,3}(j)}{R_{p0}(j)} = 0 \quad (4.40)$$

Per il Tubo 4:

$$\frac{T_{Core}(j) - T_{p,4}(j)}{0,5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,1}(j) - T_{p,4}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,2}(j) - T_{p,4}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_0(j) - T_{p,4}(j)}{R_{p0}(j)} = 0 \quad (4.41)$$

Per la superficie esterna dello scambiatore:

$$\begin{aligned} \frac{T(j, 1) - T_0(j)}{R(j, 0)} + \frac{T_{p,1}(j) - T_0(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{p,2}(j) - T_0(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{p,3}(j) - T_0(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{p,4}(j) - T_0(j)}{R_{p0}(j)} \\ = \frac{C_{Shell}(j)}{\Delta z(j)} \cdot \frac{T_0(j) - T_0(j) - \Delta\tau}{\Delta\tau} \end{aligned} \quad (4.42)$$

Nelle quali  $R_{ppA}(j)$ ,  $R_{ppB}(j)$  e  $R_{p0}(j)$  sono facilmente calcolabili e devono essere fornite in input al modello. La valutazione del valore delle capacità termiche delle due regioni Core e Shell viene eseguita dal programma attraverso l'uso di formule molto complesse che ne esplicitano la dipendenza dalle caratteristiche del terreno e degli scambiatori geotermici. Per controllare la correttezza dei valori ottenuti si deve verificare che la somma di  $C_{Core}(j)$  e  $C_{Shell}(j)$  sia uguale alla capacità termica complessiva dell'intero scambiatore rispettando l'uguaglianza seguente:

$$C_{Core}(j) + C_{Shell}(j) = \rho_{grout} \cdot c_{grout} \cdot \Delta z(j) \cdot (\pi r_b^2 - n_{pipes} \cdot \pi r_{p,0}^2) \quad (4.43)$$

#### 4.2.6

### Modellazione del fluido termovettore

La modellazione del fluido vettore segue la stessa teoria del modello CaRM portando al seguente bilancio termico eseguito sulla j-esima sezione verticale dello scambiatore:

$$\begin{aligned}
m_w \cdot c_w \cdot [T_{w,in}(j) - T_{w,out}(j)] - 2\pi r_{p,i} \cdot h \cdot \Delta z(j) \cdot [T_w(j) - T_p(j)] = \\
= \rho_w \cdot c_w \cdot \pi r_{p,i}^2 \cdot \Delta z(j) \cdot \frac{T_w(j) - T_w(j)_{-\Delta\tau}}{\Delta\tau}
\end{aligned} \tag{4.44}$$

Il flusso termico dovuto alla variazione di temperatura del fluido termovettore lungo la sonda può essere determinato nel modo seguente:

$$q = \rho_w \cdot c_w \cdot \pi r_{p,i}^2 \cdot L \cdot \frac{T_w(j) - T_w(j)_{-\Delta\tau}}{L/v_w} \tag{4.45}$$

in cui  $L/v_w$  è il tempo speso dal fluido termovettore per percorrere l'intera sonda essendo  $L$  la lunghezza del tubo e  $v_w$  la velocità del fluido nel tubo. Questo flusso termico ha significato solamente se il tempo impiegato dal fluido termovettore per percorrere l'intero scambiatore è inferiore al passo di simulazione.

La geometria del campo sonde segue lo stesso metodo adottato nel CaRM.

Riassumendo i dati di Input da fornire al sistema CaRM sono:

- Proprietà del terreno per ogni regione in cui è suddiviso il dominio di calcolo: conduttività termica, calore specifico densità, temperatura indisturbata del terreno;
- Proprietà del fluido: portata di massa, calore specifico, densità, viscosità, conducibilità termica;
- Caratteristiche termiche del riempimento: tipo di scambiatore di calore, diametro esterno della sonda, dimensioni dei tubi resistenza termica tra tubo e tubo e tra tubi e superficie esterna della sonda (per singola U e per doppia U);
- Campo sonde: distanza tra sonde e tipi di sonde;
- Modalità operativa: intervallo di tempo della simulazione, temperatura di mandata per ogni step temporale, stato di funzionamento dell'impianto (on/off), connessione delle sonde;
- Discretizzazione variabili: time step di simulazione, mesh (raggio massimo  $r_{max}$ , numero di suddivisioni in profondità, numero di suddivisioni in senso radiale).

I risultati forniti dal modello sono le temperature di ciascun nodo attraverso le quali si può determinare il flusso termico in ogni sezione.

## 4.3

## Applicazione di GeoHP-Calc all'edificio di Manens-TiFS Ingegneria

Il programma GeoHP-Calc integra il modello CaRM-He per la simulazione degli scambiatori geotermici e un modello per la simulazione della pompa di calore, in modo tale da poter analizzare il comportamento termico dell'impianto della Manens-TiFS.

Il modello della pompa di calore è stato costruito attraverso una descrizione fisica del ciclo termodinamico della pompa di calore in modo da essere affidabile anche quando ci si discosta dalle condizioni nominali di esercizio. Il programma fornisce in output le temperature del fluido in ingresso e in uscita agli scambiatori e l'efficienza dell'impianto.

Lo scopo delle seguenti simulazioni non è la verifica dell'analisi dei dati reali ottenuti dal monitoraggio dell'impianto e nemmeno avvalorare il funzionamento del programma ma di studiare l'impatto della presenza degli scambiatori geotermici sulle condizioni del terreno. In particolar modo si vuole osservare le differenti variazioni delle prestazioni della pompa di calore e delle temperature in uscita agli scambiatori in condizioni di scambio termico in direzione radiale e assiale, puramente radiale oppure tralasciando il contributo delle condizioni climatiche esterne.

Per ogni caso studiato le simulazioni sono state condotte su un arco temporale di 10 anni con un passo di simulazione orario.

Per tutte le simulazioni eseguite sono stati considerati costanti i valori dei carichi di riscaldamento e raffrescamento lato edificio, la temperatura di ritorno dal lato utenza e le portate di fluido termovettore. Al programma sono stati forniti i dati ricavati dal monitoraggio dell'anno 2008 che è risultato essere il più completo e il più attendibile.

Il fluido termovettore utilizzato dall'impianto è acqua pura con portata costante pari a 5,84 [kg/s] lato sonde e di 3,55 [kg/s] lato edificio. Nella figura 4.11 è riportato l'andamento dei carichi della pompa di calore lato edificio.

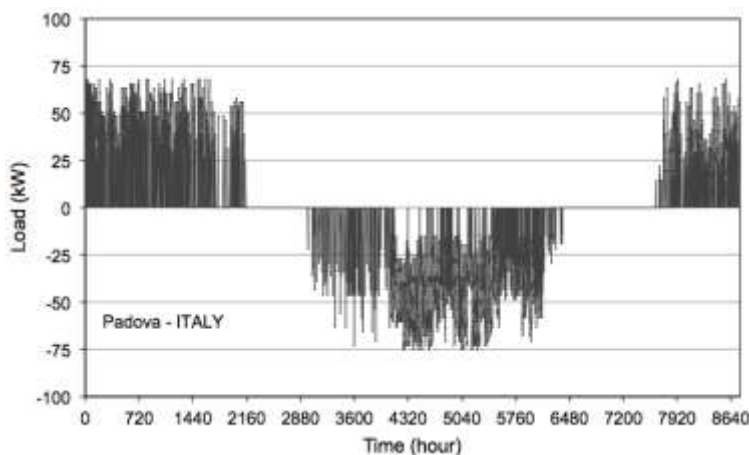


Fig. 4.11 – Carico richiesto dall'edificio nel 2008

La descrizione dettagliata dell'impianto implementato nell'edificio della Manens-TiFS è stata presentata in precedenza. Nella Tabella 4.2 vengono riassunti i valori nominali di funzionamento della pompa di calore che devono essere forniti alla simulazione. Si deve ricordare che l'impianto è stato dimensionato per soddisfare il carico estivo quindi si presenta sbilanciato, infatti il rapporto tra l'energia richiesta in riscaldamento e in raffrescamento è pari a  $E_{heating}/E_{cooling} = 0,7$

| Pompa di calore             | Riscaldamento | Raffrescamento |
|-----------------------------|---------------|----------------|
| Potenza Termica [kW]        | 70 [kW]       | 76 [kW]        |
| Coefficiente di prestazione | 4             | 4.2            |
| Temperature lato terreno    | 5/2 [°C]      | 30/33 [°C]     |
| Temperature lato edificio   | 30/35 [°C]    | 12/7 [°C]      |
| Energia annuale [kWh]       | 57680 [kWh]   | -82986 [kWh]   |

Tabella 4.2 – Valori nominali della pompa di calore

Il programma richiede in ingresso anche i dati relativi alle condizioni climatiche, in particolare il valore della temperatura esterna e della radiazione solare totale incidente al suolo. Per soddisfare queste richieste è stato utilizzato il Test Reference Year di Venezia ed è stato deciso di imporre un resistenza termica convettiva superficiale pari a  $R_{ext} = 0,04$  [m<sup>2</sup>K/W], un coefficiente d'assorbimento  $\alpha = 0,7$  e un emissività pari a  $\varepsilon = 0,9$ , valori scelti per la rara presenza di neve a Padova.

Il calcolo della temperatura di ciascun nodo termico, secondo l'equazione 4.36, richiede la temperatura media annuale  $T_m$  della località considerata, pari a 14°C, la semi ampiezza dell'oscillazione della temperatura, pari a 11°C, e lo sfasamento considerato tra il 1 Gennaio e il giorno in cui si verifica la temperatura minima assunto pari a 30 giorni.

Per quanto riguarda la modellazione del terreno il programma necessita di ricevere in input le caratteristiche termiche del terreno, la configurazione degli scambiatori geotermici e i parametri che influenzano lo scambio termico.

Il terreno è stato suddiviso in 20 regioni anulari ed è stato imposto un raggio massimo pari a  $r_{max} = 10$  metri oltre il quale si considera il terreno indisturbato. Lo scambiatore e il terreno circostante sono stati suddivisi in 95 sezioni verticali di spessore pari a 1 metro mentre la zona profonda e la zona superficiale sono state suddivise rispettivamente in 40 e 4 sezioni di spessore di 0,25 metri. La profondità di posa riferita alla testa dello scambiatore è di 1 metro mentre l'estensione del terreno oltre la testa dello scambiatore è pari a 10 metri. Il programma richiede di definire le caratteristiche termiche di ogni sezione, esse sono state imposte pari alla media pesata sullo spessore dei valori delle reali componenti minerarie del terreno come può essere osservato in Tabella 4.3.

| Tipo di terreno                              | Spessore [m] | $\lambda$ [W/(m K)] | $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ] | $c_p$ [J/kg K] |
|--|--------------|---------------------|-----------------------------|----------------|
| clay and sand                                | 8            | 1.9                 | 1920                        | 1110           |
| sand   | 7            | 2.1                 | 1920                        | 1005           |
| clay and sand                                | 10           | 1.8                 | 1920                        | 1110           |
| sand   | 13           | 2.1                 | 1920                        | 1005           |
| clay   | 22           | 1.7                 | 1920                        | 1530           |
| sand   | 18           | 2.1                 | 1920                        | 1005           |
| clay and sand                                | 17           | 1.9                 | 1920                        | 1110           |
| <b>Sezione equivalente sonda</b>             | 95           | 1.9                 | 1920                        | 1165           |
| <b>Sezione equivalente zona superficiale</b> | 1            | 1.9                 | 1920                        | 1165           |
| <b>Sezione equivalente zona profonda</b>     | 10           | 1.9                 | 1920                        | 1165           |

Tabella 4.3 – Proprietà termiche del terreno

I valori delle resistenze termiche tra tubi adiacenti, tra tubi opposti e tra un tubo e la parete della perforazione sono stati calcolati con l'uso di COMSOL un codice agli elementi finiti, e sono riportate in Tabella 4.4.

|  | Valori |
|--|--------|
| Resistenza termica tra tubi opposti $R_{pp,B}$ [m K/W]                   | 0,53   |
| Resistenza termica tra tubi adiacenti $R_{pp,A}$ [m K/W]                 | 0,41   |
| Resistenza termica tra tubi e parete della perforazione $R_{p0}$ [m K/W] | 0,19   |

Tabella 4.4

Gli scambiatori di calore che costituiscono il campo geotermico della Manens-TiFS sono 16 sonde verticali a doppia U disposte ad L che presentano le caratteristiche riportate in Tabella 4.5.

| Scambiatore                                       | Unità di misura     |                                    |
|---|---------------------|------------------------------------|
| Materiale   |                     | Polietilene ad alta densità (HDPE) |
| Conduttività termica                              | [W/(m K)]           | 0.4                                |
| Diametro esterno                                  | [mm]                | 32                                 |
| Diametro interno                                  | [mm]                | 26                                 |
| Diametro della perforazione                       | [mm]                | 140                                |
| Interasse tra i tubi (da centro a centro)         | [mm]                | 82.5                               |
| Lunghezza dei tubi                                | [m]                 | 95                                 |
| Connessione tra due scambiatori                   |                     | Parallelo                          |
| Portata di fluido termovettore (acqua pura)       | [kg/s]              | 5.84                               |
| Conduttività termica del materiale di riempimento | [W/(m K)]           | 2.5                                |
| Diffusività termica del materiale di riempimento  | [m <sup>2</sup> /s] | 0.676 x 10 <sup>-6</sup>           |

Fig. 4.5 – Descrizione dello scambiatore

### 4.3.1

#### Casi simulati

Sono state svolte tre tipologie di simulazioni:

- Tipo A: in questa simulazione si considera lo scambio termico lungo la sola direzione radiale trascurando lo scambio termico assiale e l'effetto delle condizioni climatiche.
- Tipo B: In questa simulazione lo scambio termico avviene sia lungo la direzione assiale sia lungo quella radiale trascurando però lo scambio termico con l'aria esterna e quindi imponendo sulla superficie un valore costante di temperatura pari alla temperatura indisturbata del terreno.
- Tipo C: La simulazione considera sia lo scambio termico radiale sia quello assiale e gli scambi termici per convezione e radiazione sulla superficie del terreno.

Inoltre sono stati studiati i seguenti quattro casi:

- Caso 1: Stato di fatto del campo geotermico della Manens-TiFS.
- Caso 2: In questa simulazione si è variata la disposizione delle sonde ponendole secondo una matrice 4x4.
- Caso 3: nel caso seguente è stato aumentato il numero di sonde da 16 a 20 mantenendo la disposizione ad L e la spaziatura di 7 metri tra due sonde attigue.
- Caso 4: in questa simulazione si è ridotto lo sbilanciamento dell'impianto diminuendo il carico estivo in modo tale da rendere il rapporto  $E_{heating}/E_{cooling} = 1$  come se si fosse predisposto l'uso di una torre evaporativa in parallelo alla pompa di calore geotermica.

Tutte le otto simulazioni effettuate possono essere riassunte come indicato in Tabella 4.6.

| Caso | Tipologia |   |   | Numero di sonde | Campo di sonde | Note                          |
|------|-----------|---|---|-----------------|----------------|-------------------------------|
|      | A         | B | C |                 |                |                               |
| 1    | x         | x | x | 16              | L              | Stato di fatto                |
| 2    | x         | x | x | 16              | Quadrato 4x4   | Variazione del campo di sonde |
| 3    | -         | - | x | 20              | L              | Variazione numero di sonde    |
| 4    | -         | - | x | 16              | L              | Variazione del carico         |

Tabella 4.6 – Simulazioni effettuate

## 4.3.2

## Simulazione Stato di Fatto: Caso 1

Il caso 1 riguarda lo stato di fatto dell'impianto che si presenta con 16 sonde disposte ad L come può essere osservato in figurata 4.12 dove sono state riportate anche le superfici adiabatiche definite per costruire il modello del campo di sonde. Le sonde sono state nominate per semplicità in modo progressivo da S1 a S16 ed affianco alla figura si può trovare la leggenda che riporta per ognuna di esse la tipologia scelta.

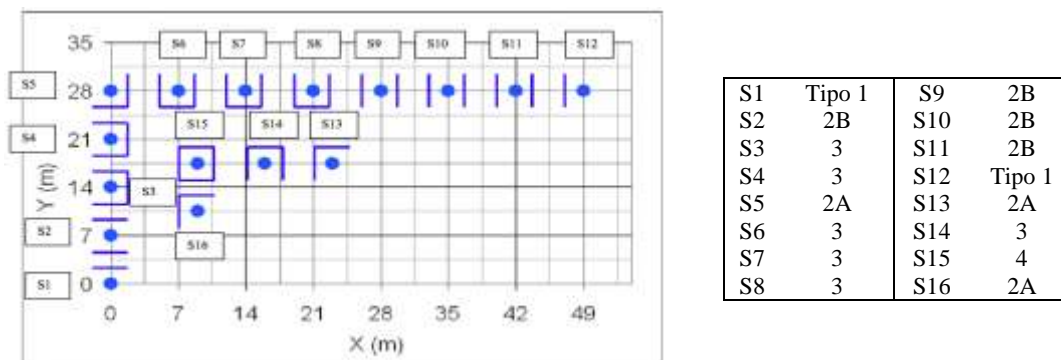


Fig. 4.12 – Schema del campo di sonde

Come si può osservare dalle figure, in tutti i tre casi le temperature aumentano progressivamente passando dal primo anno di analisi fino al decimo e ultimo anno.

Nel Caso 1A la temperatura massima rilevata nel periodo estivo relativo al primo anno simulato è pari a 28,2°C, il funzionamento dell'impianto nei successivi cinque anni ha portato ad attestare un incremento della temperatura di 2,4°C ottenendo in questo modo una temperatura massima al quinto anno di analisi pari a 30,6°C. Dopo dieci anni di esercizio dell'impianto l'incremento della temperatura è aumentato ulteriormente, risultando pari a 5°C e portando quindi ad una temperatura massima di 33,2°C.

Nel Caso 1B la temperatura massima rilevata al decimo anno di simulazione è eguale a 31,6°C mentre nel Caso 1C essa è pari a 31,4°C. Il motivo per cui le temperature massime ottenute dalla simulazione 1A sono maggiori rispetto a quelle dei casi 1B e 1C è dato dalla costruzione stessa del modello dello scambio termico che prevedendo la sola trasmissione di calore in direzione radiale, ostacolando la reale diffusione nel terreno facendo sì

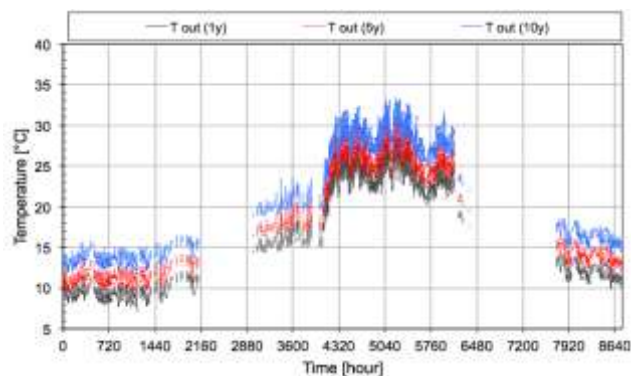


Fig.4.13 – Temperature in uscita agli scambiatori nel Caso 1A

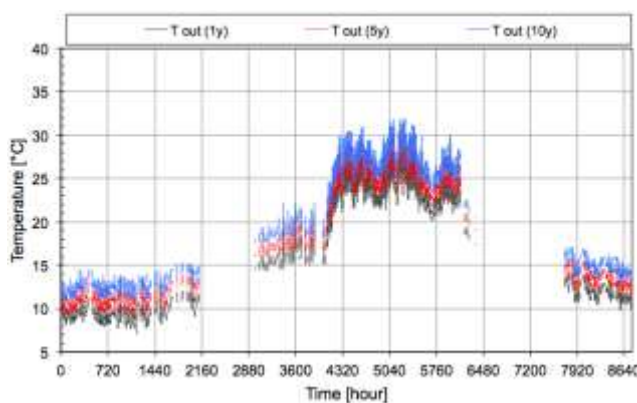


Fig.4.14 – Temperature in uscita agli scambiatori nel Caso 1B

che si crei una maggiore concentrazione di calore nel sottosuolo e quindi un maggiore incremento delle temperature. I profili delle temperature del caso 1B e 1C sono pressoché simili questo dimostra la scarsa influenza delle temperature dell'aria esterna e della radiazione solare incidente sul piano orizzontale ai fini dello scambio termico con il terreno per sonde geotermiche verticali che giungono ad elevate profondità.

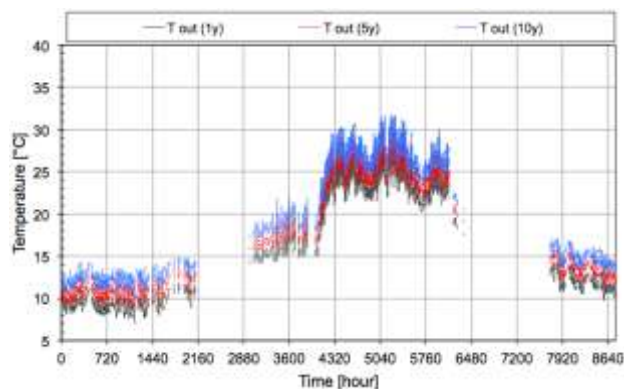


Fig.4.15 – Temperature in uscita agli scambiatori nel Caso 1C

Le tre diverse simulazioni hanno permesso di rappresentare nello stesso grafico i COP e gli EER medi stagionali della pompa di calore per i tre casi considerati, figure 4.16 e 4.17.

I COP seguono sostanzialmente lo stesso andamento, incrementandosi negli anni. Questo è dovuto allo sbilanciamento dell'impianto verso il funzionamento estivo che lo porta ad operare rigettando molto più calore al terreno durante il raffreddamento di quanto ne estragga durante l'inverno, causando così un incremento della temperatura del terreno. Aumentando la temperatura del terreno anche la temperatura di evaporazione del fluido frigorifero della macchina tende ad aumentare e di conseguenza aumenta il valore del COP.

Dall'altro lato nella stagione estiva la temperatura di condensazione tenderà ad aumentare comportando una diminuzione dell'EER.

È importante osservare che la diminuzione dell'EER è quasi doppia all'aumento del COP.

Per quanto riguarda il funzionamento in riscaldamento dell'impianto il valore del COP nel primo anno di analisi è uguale per tutti i tre casi e pari a 3,97, successivamente il valore massimo ottenuto nel caso 1C corrisponde al decimo anno di funzionamento dell'impianto e equivale a 4,08, analogo al valore restituito dal caso 1B pari a 4,10. Il caso 1A porta ad ottenere un valore massimo più elevato pari a 4,18.

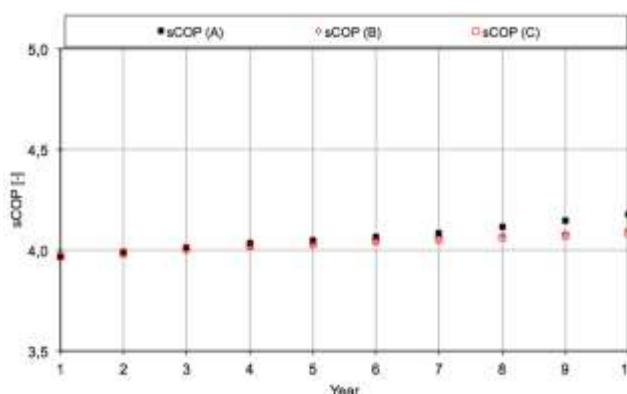


Fig. 4.16 – COP relativi ai Casi 1A, 1B e 1C

Nel funzionamento estivo i valori dei EER minimi riportati dal caso 1C e dal caso 1B sono prossimi e uguali rispettivamente a 4,14 e 4,12 partendo da un EER relativo al primo anno uguale e pari a 4,59, mentre per la simulazione 1A si ottiene un EER minimo pari a 3,95 inferiore ai precedenti.

In questo caso il calo è molto più marcato nel modello 1A perché come si è detto in precedenza, il flusso di calore trova più resistenze termiche nel suo percorso e non riesce a diffondersi nel terreno alzando ulteriormente le temperature rispetto al caso 1C.

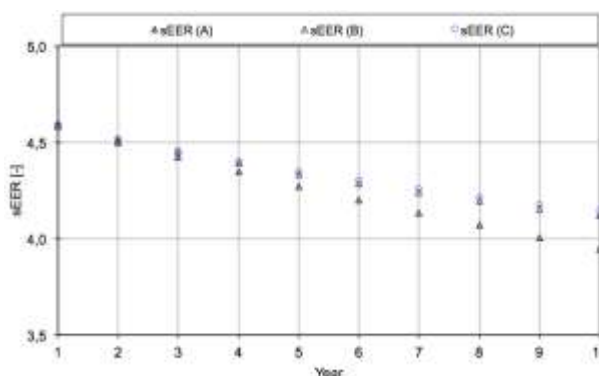


Fig. 4.17 – EER relativi ai Casi 1A, 1B e 1C

Infine dalle tre simulazioni eseguite si sono potuti ricavare i consumi elettrici annuali della sola pompa di calore.

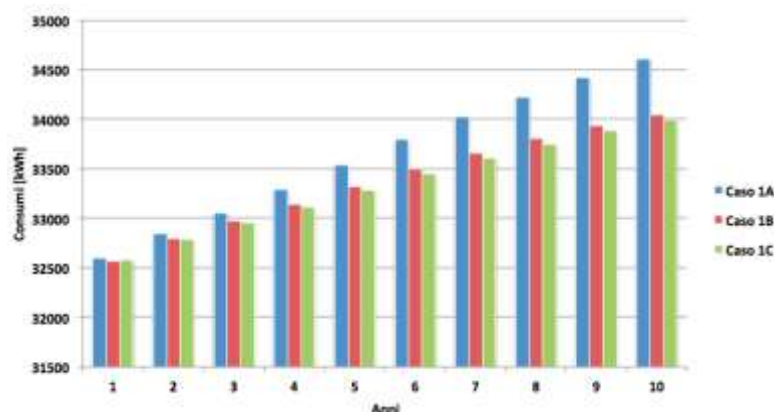


Fig. 4.18 – Energia elettrica in [kWh] nel caso 1A , 1B e 1C

Come si può vedere in figura 4.18, negli anni i consumi elettrici della pompa di calore in tutti i tre casi considerati subiscono un netto incremento che si evidenzia maggiormente nel caso 1A. L'aumento dei consumi è una conseguenza del peggioramento delle prestazioni complessive del sistema.

È possibile osservare come i valori ottenuti siano molto simili ai consumi elettrici ricavati dal quadro tecnico della Manens-Tifs (figura 3.18) bisogna però tenere presente che tali rilievi comprendono i consumi della pompa di calore e degli ausiliari.

Questa diversità nei risultati è causata da due fattori:

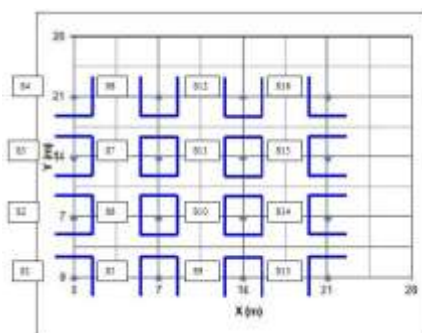
- I valori di COP e EER ottenuti dalle simulazioni sono maggiori di quelli reali calcolati attraverso le equazioni fornite dall'azienda costruttrice della pompa di calore. Questo comporta che l'impianto nelle simulazioni sia portato a consumare più energia elettrica per soddisfare il carico richiesto;
- Le simulazioni sono state eseguite con un profilo di carico richiesto alla pompa di calore imposto costante per tutti gli anni analizzati, nella realtà, il carico richiesto alla PDC è funzione delle condizioni climatiche esterne e dei carichi interni.

Per confrontare le possibili soluzioni atte ad incrementare le prestazioni della pompa di calore e ridurre di conseguenza i consumi dell'impianto sono stati simulati i casi 2, 3 e 4.

### 4.3.3

#### Simulazione variazione disposizione sonde: Caso 2

Nel caso 2 si è analizzata l'influenza della disposizione degli scambiatori di calore all'interno del campo geotermico sulle temperature del terreno e sullo scambio di calore. Le 16 sonde sono state disposte secondo un quadrato 4x4 come viene rappresentato in figura 4.18.



|    |    |     |    |
|----|----|-----|----|
| S1 | 2A | S9  | 3  |
| S2 | 3  | S10 | 4  |
| S3 | 3  | S11 | 4  |
| S4 | 2A | S12 | 3  |
| S5 | 3  | S13 | 2A |
| S6 | 4  | S14 | 3  |
| S7 | 4  | S15 | 3  |
| S8 | 3  | S16 | 3  |

Fig. 4.19 – Campo sonde con disposizione 4x4



Le temperature in uscita alle sonde aumentano notevolmente rispetto a quelle rilevate nella simulazione dello stato di fatto, come può essere notato dalle figure 4.19, 4.20 e 4.21. Questo effetto è causato dalla configurazione stessa delle sonde che intrappola il calore all'interno del griglia formata dagli scambiatori e ne impedisce la diffusione nel terreno.

Nel Caso 2A la temperatura massima relativa al periodo estivo del decimo anno analizzato è uguale a 34,6°C.

Si è rilevato un aumento della temperatura massima rispetto al quinto anno di funzionamento dell'impianto di 3,1°C e di 6,3°C rispetto al primo anno di esercizio dell'impianto. Nei casi 2B e 2C le temperature massime rilevate sono rispettivamente di 32,9°C e di 32,7°C.

Le temperature massime sono aumentate in tutti e tre i casi di 1°C rispetto alle simulazioni 1A,1B e 1C.

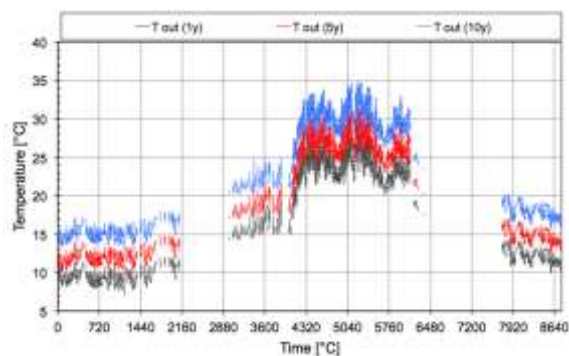


Fig. 4.20 – Temperature in uscita dalle sonde Caso 2A

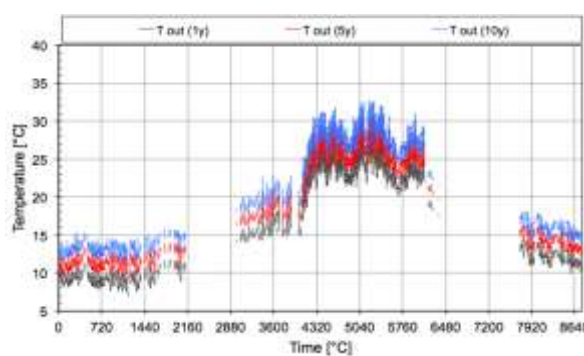


Fig. 4.21 – Temperature in uscita dalle sonde Caso 2B

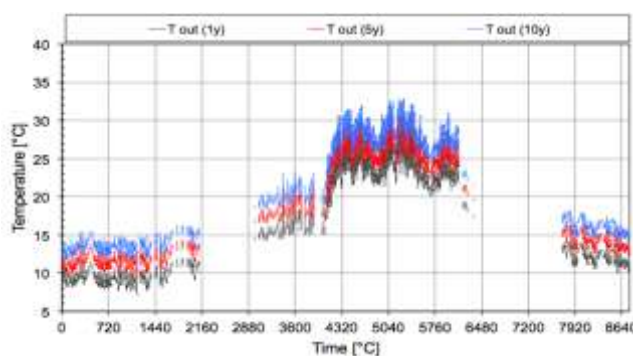


Fig. 4.22 – Temperature in uscita dalle sonde Caso 2C

Aumentando ulteriormente le temperature del terreno questa disposizione comporta una diminuzione ulteriore delle prestazioni della pompa di calore, come viene dimostrato dalle figure 4.22 e 4.23. Nel caso 2A l'EER raggiunge un valore minimo pari 3,78 mentre nei casi 2B e 2C si ottengono valori pari a 4 in entrambi i casi.

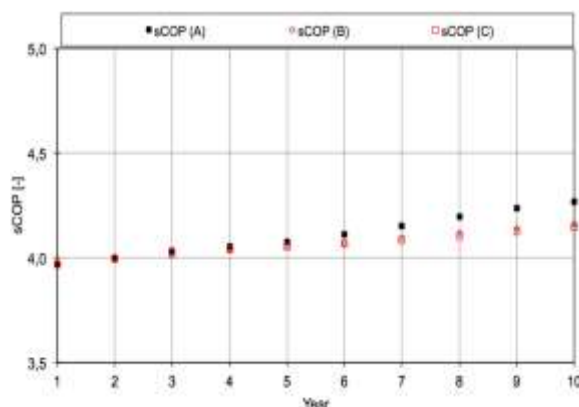


Fig. 4.23 – Confronto tra i COP dei casi 2A ,2B e 2C

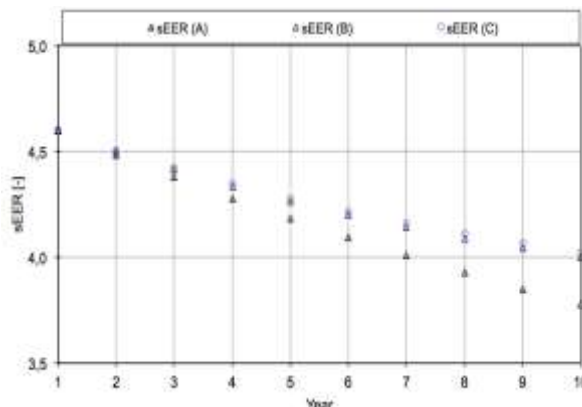


Fig. 4.24 – Confronto tra i EER dei casi 2A ,2B e 2C

## 4.3.4

## Simulazione aumento numero di sonde: Caso 3

Questa simulazione è stata condotta solamente utilizzando l'analisi di tipo C, i dati ottenuti potranno essere confrontati direttamente con la simulazione 1C dello stato di fatto dell'impianto per determinare se la variazione introdotta possa comportare un miglioramento delle prestazioni del sistema.

In questo caso si è variato il numero di sonde portandolo da 16 a 20, mantenendo la disposizione ad L e ottenendo la configurazione del campo di sonde riportata in figura 4.24.

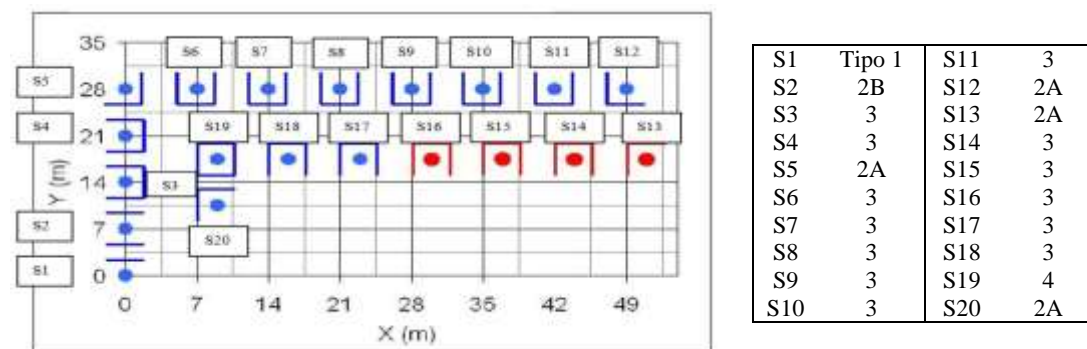


Fig. 4.25 – Schema del campo di sonde

Aumentando il numero di sonde si è notato un decremento delle temperature massime del terreno rispetto allo stato di fatto dell'impianto.

Dopo il primo anno di esercizio la temperatura massima rilevata nel periodo estivo corrisponde al primo anno di esercizio dell'impianto è stata pari a 25,2°C nettamente inferiore rispetto a quella rilevata dalla simulazione 1C dello stato di fatto. In seguito ai successivi cinque anni di funzionamento dell'impianto la temperatura massima si è incrementata solo di 1,7°C giungendo ad un valore di 26,9°C. Al decimo anno si è riscontrata una temperatura massima di 28,3°C con un incremento rispetto al primo anno di 3,1°C. La figura 4.26 dimostra come aumentando il numero di sonde e quindi riducendo rispetto allo stato di fatto la temperatura massima raggiungibile negli anni si ottengano prestazioni migliori della pompa di calore in funzionamento estivo. La variazione dell'EER negli anni si mantiene parallela a quella relativa al caso 1C perché non si è variato il carico richiesto alla pompa di calore. Al primo anno corrisponde un valore di EER pari a 4,93 che diminuisce negli anni fino ad un valore di 4,49 relativo all'ultimo anno simulato.

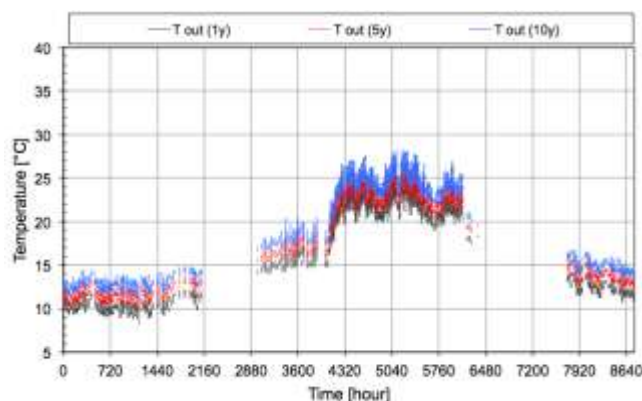


Fig. 4.26 – Temperatura in uscita dagli scambiatori: simulazione 3C

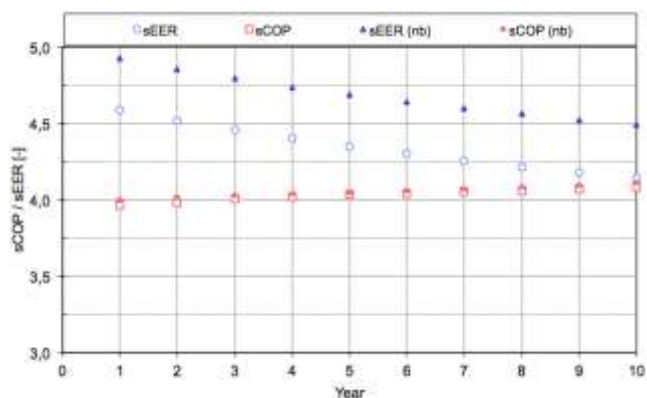


Fig. 4.27 – Confronto tra le prestazioni della pompa di calore relative ai casi 1C e 3C

## 4.3.5

## Simulazione riduzione del carico estivo: Caso 4

L'analisi è stata svolta solamente attraverso la tipologia C di simulazione che è considerata quella che meglio riesce a rappresentare la reale configurazione del sistema. In questa simulazione si è mantenuto invariato il numero e la disposizione delle sonde geotermiche agendo direttamente sullo sbilanciamento dell'impianto portando a 1 il rapporto tra l'energia richiesta in riscaldamento e quella richiesta in raffreddamento alla pompa di calore. La figura 4.27 rappresenta il profilo di carico che è stato fornito alla simulazione in input e mantenuto costante per tutti i dieci anni simulati.

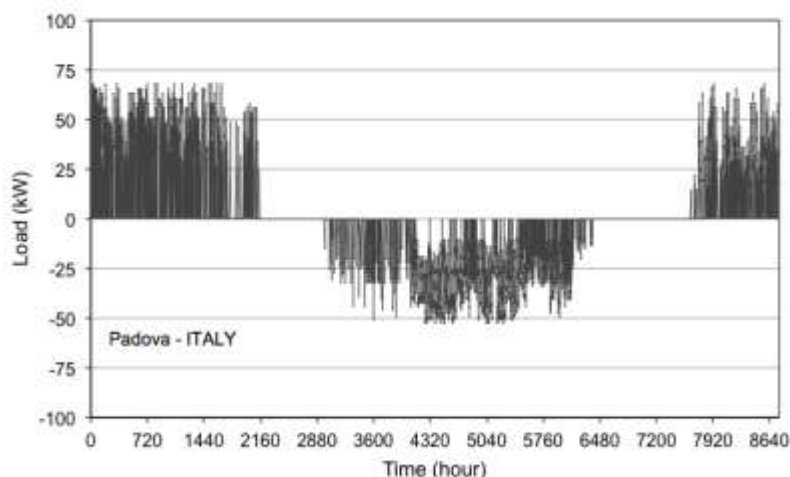


Fig. 4.28 – Profilo di carico imposto al Caso 4C

Come si può vedere la potenza di picco richiesta alla pompa di calore in modalità estiva si è ridotta a 50 kW ipotizzando che i restanti 25 kW richiesti all'impianto siano forniti da una torre evaporativa posta in parallelo alla pompa di calore.

La simulazione ha restituito il seguente profilo della temperatura di uscita dagli scambiatori geotermici, figura 4.27, in cui si nota immediatamente come essa pur aumentando negli anni non raggiunga mai i valori massimi ottenuti con le simulazioni precedenti.

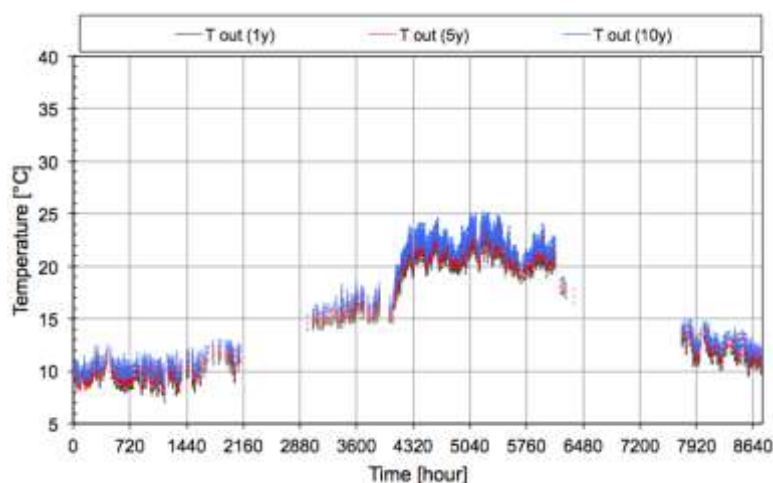


Fig. 4.29 – Temperatura in uscita dagli scambiatori: simulazione 4C

Il primo anno di simulazione ha portato ad ottenere un valore massimo di tale temperatura pari a 23,8°C, dopo cinque anni questo valore si è incrementato fino a 24,7°C giungendo ad un valore finale, relativo al decimo anno di simulazione, pari a 25,2°C.

Anche le prestazioni medie annue stagionali della pompa di calore sono migliorate rispetto al caso 1C.

Il COP si incrementa negli anni partendo da un valore di 3,97 comune alla simulazione 1C e giungendo ad un valore di 4,1 al decimo anno di simulazione. L'EER si decrementa negli anni passando da un valore iniziale di 4,8 ad un valore di 4,6 relativo all'ultimo anno simulato, come si può vedere in figura 4.28.

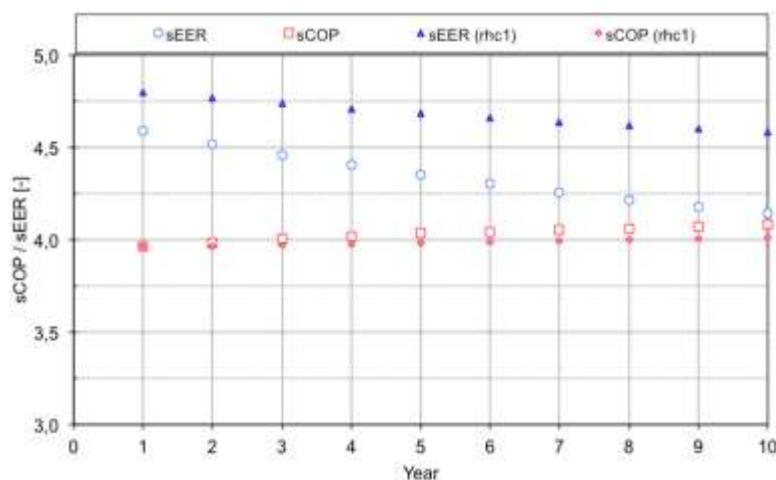


Fig. 4.30 – Confronto tra le prestazioni della pompa di calore relative ai casi 1C e 4C

## 4.4

### Conclusioni

Lo studio svolto ha permesso di osservare come lo sbilanciamento dell'impianto verso il carico estivo comporti un incremento progressivo delle temperature del terreno facendo così aumentare negli anni i consumi elettrici della pompa di calore. Si è cercata una possibile soluzione alternativa alla configurazione odierna dell'impianto proponendo tre casi. L'analisi del caso 2 ha permesso di dimostrare come la configurazione ad L degli scambiatori geotermici verticali permetta di alterare meno le temperature del terreno rispetto ad una configurazione a matrice che è da evitare. Si deve porre particolare attenzione alla possibilità di aumentare il numero delle sonde geotermiche e alla possibilità di ridurre il carico richiesto alla pompa di calore affiancandole un altro sistema, in questo caso particolare per ridurre lo sbilanciamento dell'impianto verso il carico estivo. Pertanto le soluzioni da valutare con attenzione sono i casi 3C e 4C.

Il grafico seguente permette di confrontare le temperature massime in uscita agli scambiatori dello studio dello stato di fatto dell'impianto 1C e dei casi 3C e 4C.

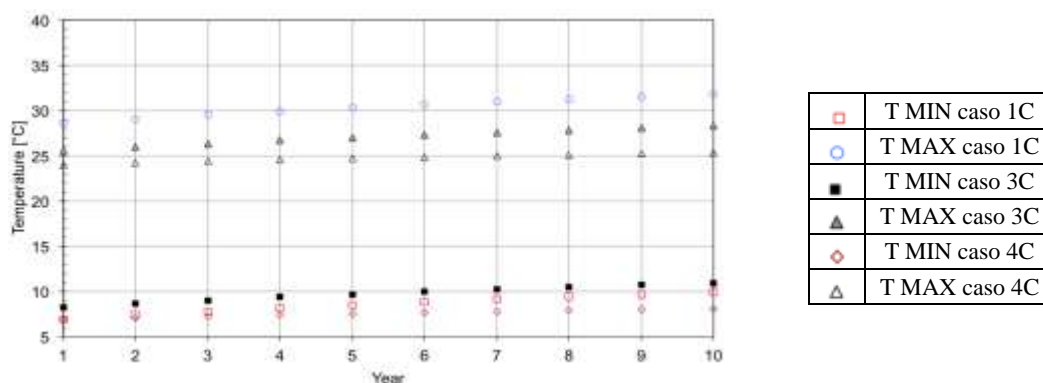


Fig. 4.31 – Temperature massime e minime di uscita dagli scambiatori casi 1C, 3C e 4C

Come si può vedere le temperature massime aumentano in modo molto contenuto nel caso 4C rispetto agli altri in esame e questo comporta un uguale decremento delle prestazioni estive

della pompa di calore. Le temperature minime aumentano maggiormente nel caso 3C e questo si traduce in un incremento maggiore del COP rispetto agli altri due casi.

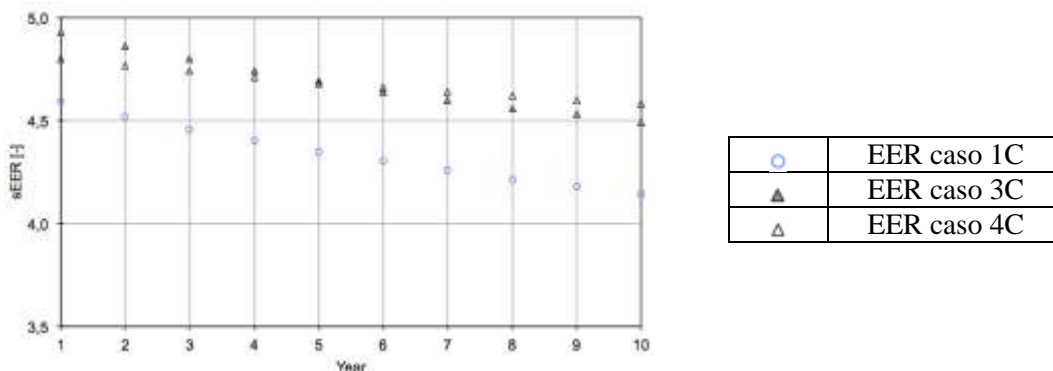


Fig. 4.32 – EER medi annui dei casi 1C, 3C e 4C

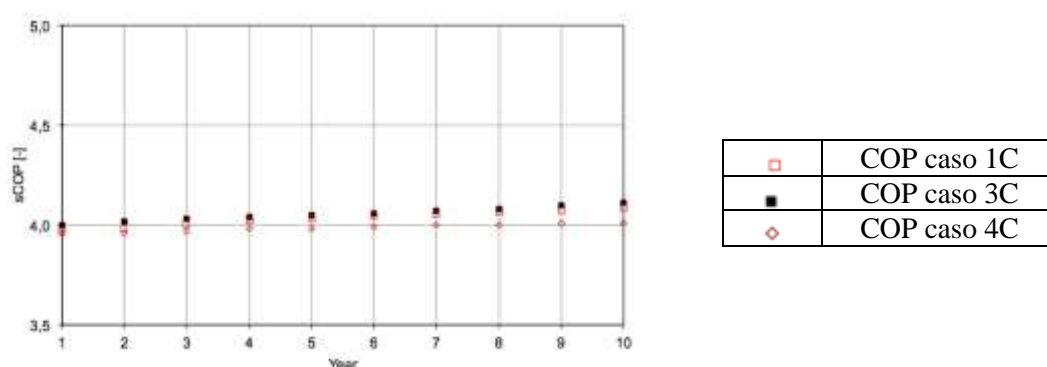


Fig. 4.33 – COP medi annui dei casi 1C, 3C e 4C

La figura 4.32 riporta il confronto tra i consumi elettrici annuali della pompa di calore rilevati dalle simulazioni dei tre casi in esame.

Come si può notare la simulazione dello stato di fatto dell'impianto, 1C, ha restituito i consumi maggiori, i quali sono aumentati, dal primo al decimo anno analizzato, di 1420 kWh. Il caso 3C comporta una riduzione modesta dei consumi rispetto al caso 1C, ma anche da questa simulazione si è evidenziato un incremento dell'energia elettrica utilizzata pari a 1140 kWh.

Il caso 4C invece presenta una riduzione cospicua dei consumi elettrici della pompa di calore rispetto allo stato di fatto dell'impianto, 1C. Il risparmio medio annuo risulta essere pari a 6356 kWh. Anche in questo caso si è riscontrato un incremento, seppur lieve, dei consumi durante i dieci anni simulati pari a 351 kWh.

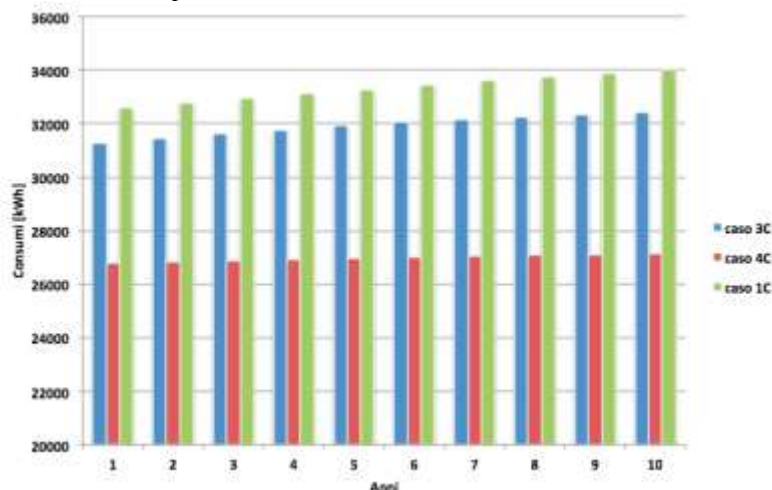


Fig. 4.34 – Consumi elettrici annuali dei casi 1C, 3C e 4C.

Ovviamente la scelta tra la possibile installazione di quattro nuovi scambiatori geotermici e la possibile installazione di una torre evaporativa non può essere fatta basandosi esclusivamente sulle valutazioni delle prestazioni ma deve essere cercato un compromesso tra molti fattori tra cui: i costi d'installazione, lo spazio disponibile per la collocazione di questi nuovi componenti, le richieste aggiuntive d'acqua, i consumi elettrici, la manutenzione richiesta dagli impianti e l'impatto ambientale prodotto. A titolo indicativo il costo al metro, complessivo dell'installazione, del materiale richiesto e della manodopera, di uno scambiatore verticale a doppia U è mediamente compreso tra i 30 e i 40 €/m. Pertanto per l'installazione di quattro nuove sonde l'azienda dovrebbe sostenere una spesa media pari a  $30 \text{ [€/m]} \cdot 95 \text{ [m]} \cdot 4 = 11400\text{€}$ .

Per quanto riguarda il costo di una torre evaporativa esso dipende dalla potenza nominale richiesta e dalle componenti impiantistiche scelte.

Una torre evaporativa con ventilatori centrifughi atta a raffreddare acqua ad una temperatura prossima a quella del bulbo umido dell'aria esterna, costituita da una carcassa metallica autoportante, un pacco di scambio in materiale sintetico, un collettore di distribuzione acqua e un separatore di gocce con potenza nominale prossima ai 25kW ha un costo medio di 2000 €. Invece una torre evaporativa assiale comprensiva di bacino e contenitore in vetroresina, pacco di scambio termico in PVC rigido, distributore dell'acqua rotante con separatore di gocce e ventilatore assiale a basso consumo di energia, con potenza nominale pari a 25kW ha un costo medio di 1800€. Il prezzo comprende la fornitura e posa in opera della torre evaporativa comprensiva dei collegamenti idraulici ed elettrici con esclusione delle linee idrauliche ed elettriche di adduzione.

Alla luce dei costi sopra riportati e dei risultati ottenuti dalle simulazioni dei due casi la scelta 3C e 4C ottimale appare essere l'introduzione di una torre evaporativa assiale.



# Appendice A

In questa appendice si ritrovano i grafici delle temperature interne alle stanze suddivise per anni.

2008

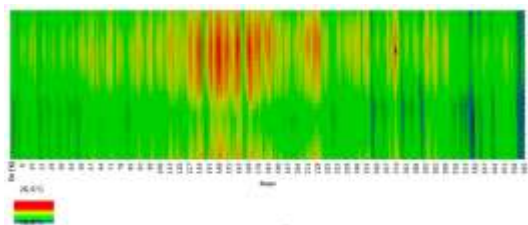


Fig. A1 – Temperatura interna stanza 212 N

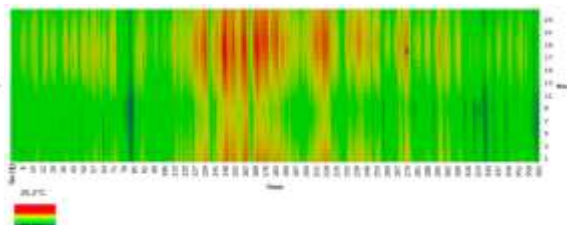


Fig. A2 – Temperatura interna stanza 212 S

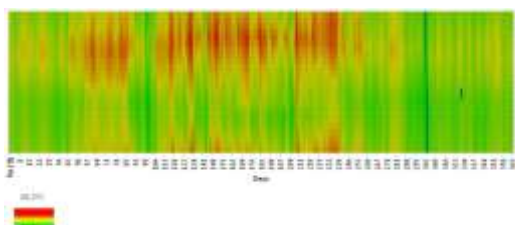


Fig. A3 – Temperatura interna stanza 312 S

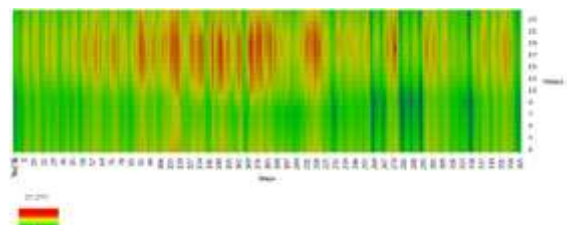


Fig. A4 – Temperatura interna stanza 312 N

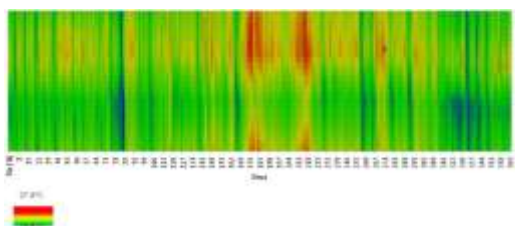


Fig. A5 – Temperatura interna stanza 426

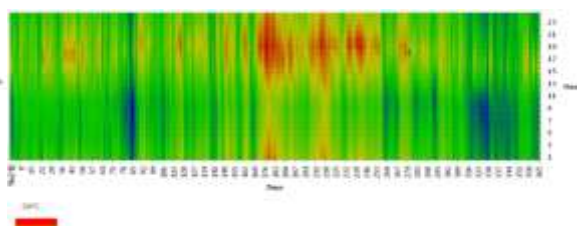


Fig. A6 – Temperatura interna stanza 429

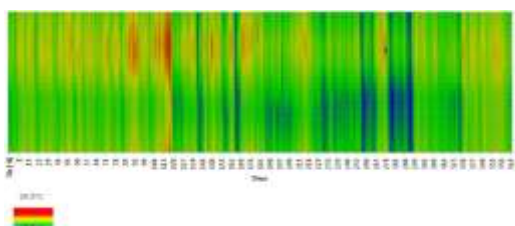


Fig. A7 – Temperatura interna stanza 433

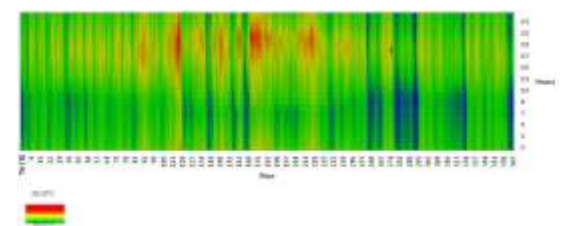


Fig. A8 – Temperatura interna stanza 437

| Stanza | T max [°C] | T min [°C] |
|--------|------------|------------|
| 212 N  | 26,6       | 18,8       |
| 212 S  | 26,2       | 18,5       |
| 312 S  | 29,2       | 15,5       |
| 312 N  | 27,3       | 19,9       |
| 426    | 27,9       | 18,4       |
| 429    | 30,2       | 15         |
| 433    | 28,5       | 19,4       |
| 436    | 28,9       | 18,8       |

2009

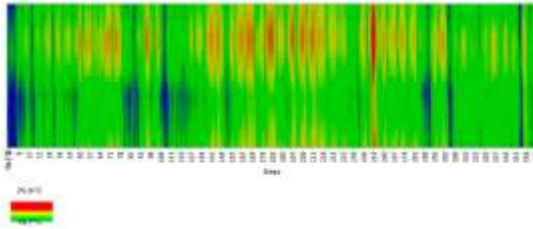


Fig. A9 – Temperatura interna stanza 212 N

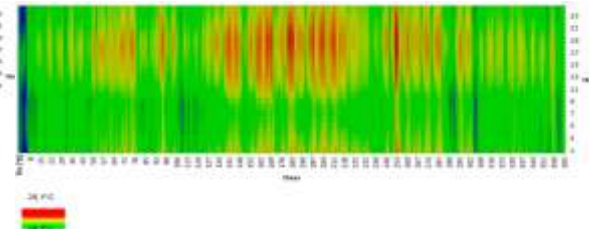


Fig. A10 – Temperatura interna stanza 212 S

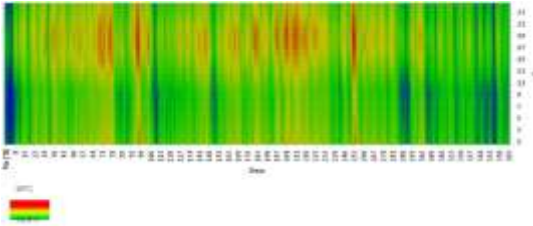


Fig. A11 – Temperatura interna stanza 312 S

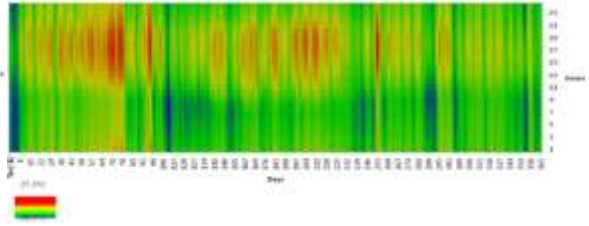


Fig. A12 – Temperatura interna stanza 312 N

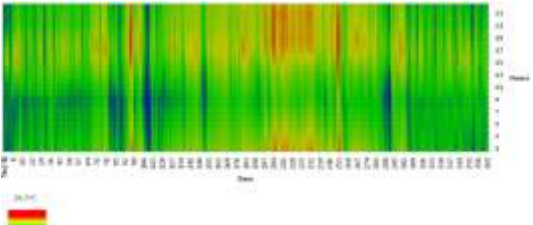


Fig. A13 – Temperatura interna stanza 426

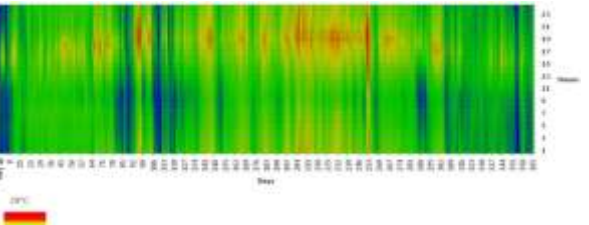


Fig. A14 – Temperatura interna stanza 429

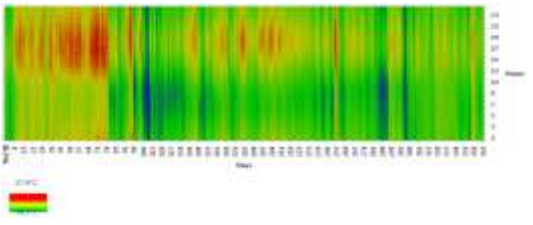


Fig. A15 – Temperatura interna stanza 433

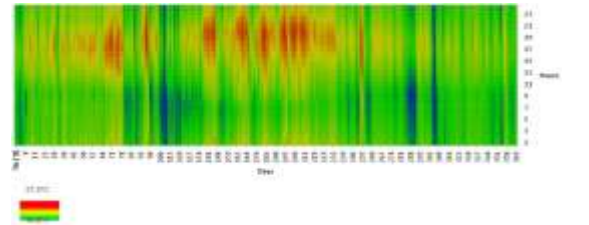


Fig. A16 – Temperatura interna stanza 437

| Stanza | T max [°C] | T min [°C] |
|--------|------------|------------|
| 212 N  | 25,6       | 19,7       |
| 212 S  | 26,1       | 18,7       |
| 312 S  | 26         | 19         |
| 312 N  | 27,3       | 15,6       |
| 426    | 28,3       | 19,4       |
| 429    | 29         | 18,9       |
| 433    | 27,9       | 19,3       |
| 437    | 27,8       | 18,6       |



2010

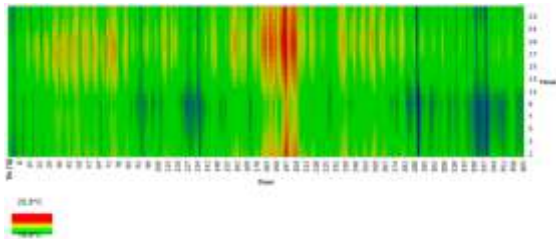


Fig. A17 – Temperatura interna stanza 212 N

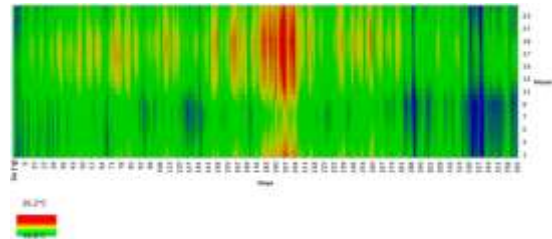


Fig. A18 – Temperatura interna stanza 212 S

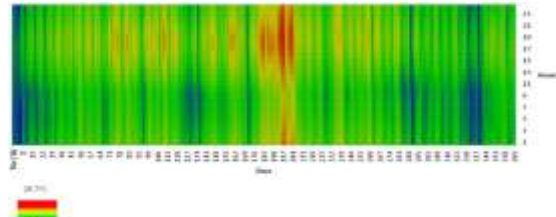


Fig. A19 – Temperatura interna stanza 312 S

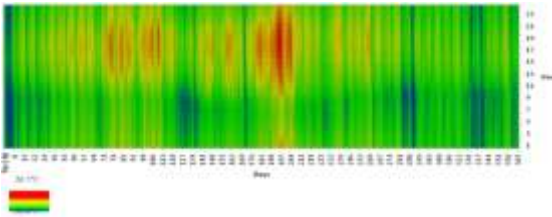


Fig. A20 – Temperatura interna stanza 312 N

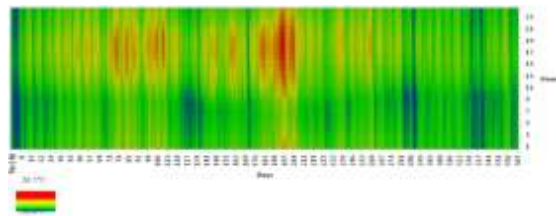


Fig. A21 – Temperatura interna stanza 426

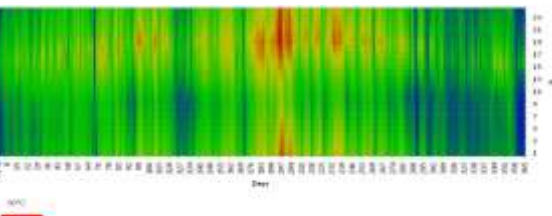


Fig. A22 – Temperatura interna stanza 429

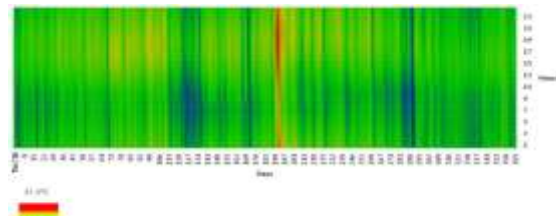


Fig. A23 – Temperatura interna stanza 433

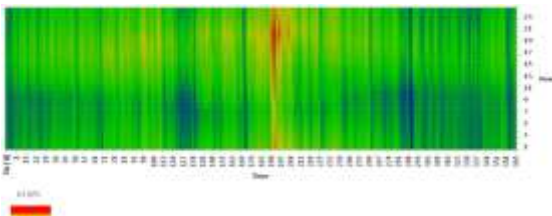


Fig. A24 – Temperatura interna stanza 437

| Stanza | T max [°C] | T min [°C] |
|--------|------------|------------|
| 212 N  | 25,9       | 19,6       |
| 212 S  | 26,2       | 19,6       |
| 312 S  | 26,7       | 19,6       |
| 312 N  | 28,1       | 20,4       |
| 426    | 28,7       | 19         |
| 429    | 30         | 18,5       |
| 433    | 31,2       | 19,1       |
| 437    | 31,8       | 16,3       |

2011

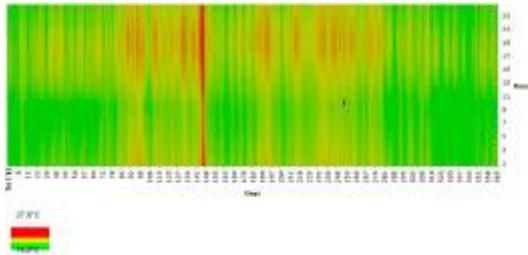


Fig. A25 – Temperatura interna stanza 212 N

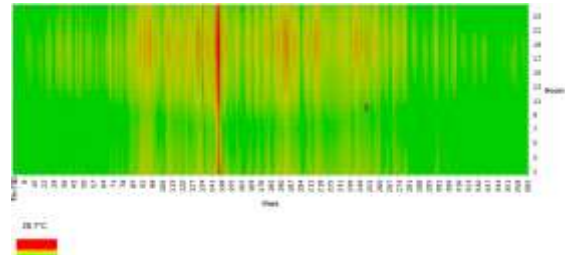


Fig. A26 – Temperatura interna stanza 212 S

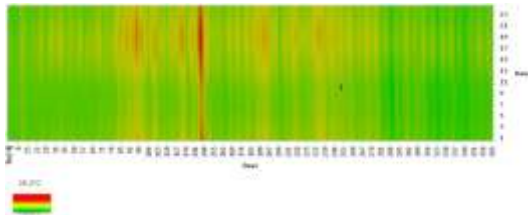


Fig. A27 – Temperatura interna stanza 312 S

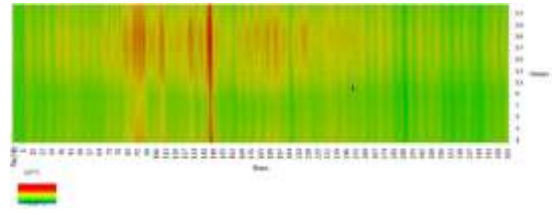


Fig. A28 – Temperatura interna stanza 312 N

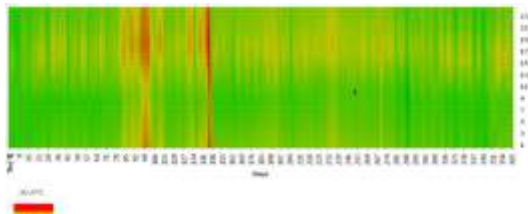


Fig. A29 – Temperatura interna stanza 426

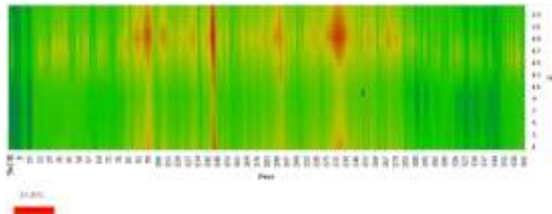


Fig. A30 – Temperatura interna stanza 429

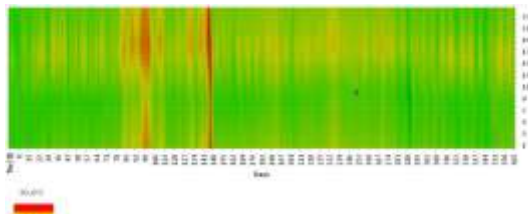


Fig. A31 – Temperatura interna stanza 433

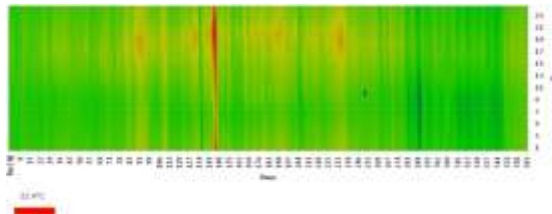


Fig. A32 – Temperatura interna stanza 437

| Stanza | T max [°C] | T min [°C] |
|--------|------------|------------|
| 212 N  | 27,6       | 15,2       |
| 212 S  | 28,7       | 15,5       |
| 312 S  | 29,2       | 25,5       |
| 312 N  | 30         | 15,6       |
| 426    | 30,4       | 14,9       |
| 429    | 31,6       | 15,1       |
| 433    | 30,4       | 14,9       |
| 437    | 31,8       | 18,3       |

2012

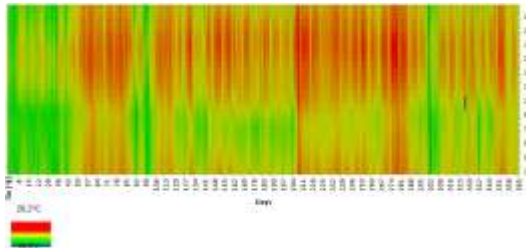


Fig. A33 – Temperatura interna stanza 212 N

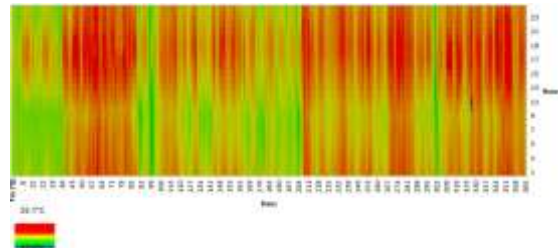


Fig. A34 – Temperatura interna stanza 212 S

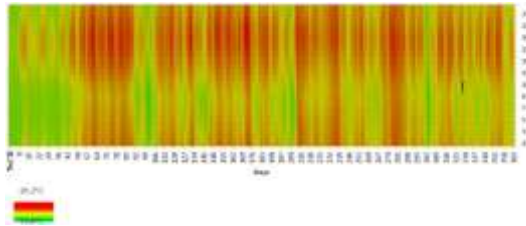


Fig. A35 – Temperatura interna stanza 312 S

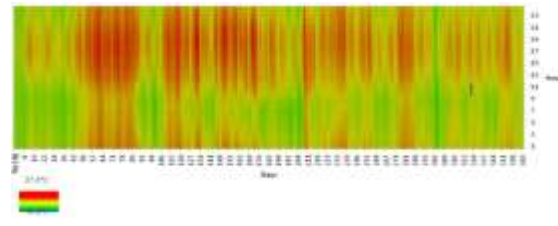


Fig. A36 – Temperatura interna stanza 312 N

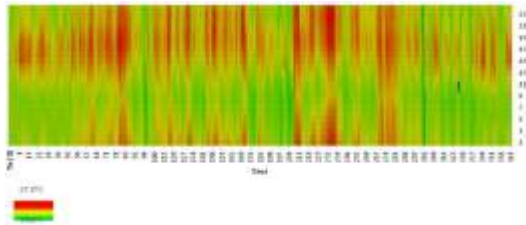


Fig. A37 – Temperatura interna stanza 426

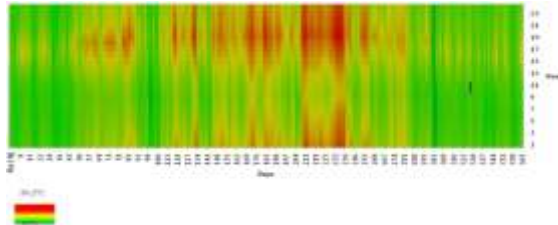


Fig. A38 – Temperatura interna stanza 429

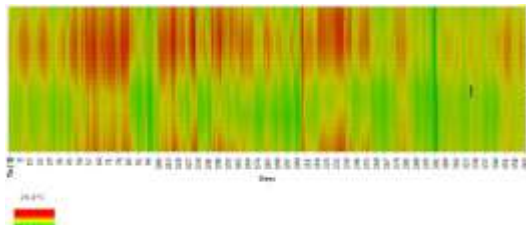


Fig. A39 – Temperatura interna stanza 433

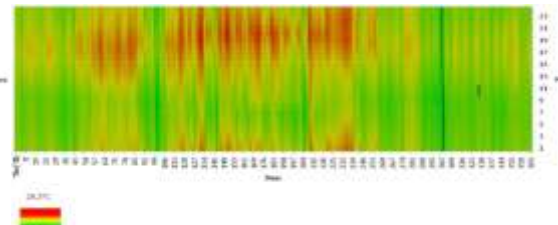


Fig. A40 – Temperatura interna stanza 437

| Stanza | T max [°C] | T min [°C] |
|--------|------------|------------|
| 212 N  | 26,2       | 15,5       |
| 212 S  | 25,1       | 15,6       |
| 312 S  | 26,2       | 15,4       |
| 312 N  | 30         | 15,6       |
| 426    | 27,6       | 15,4       |
| 429    | 30,2       | 15         |
| 433    | 28,4       | 15,9       |
| 437    | 29,3       | 15,5       |

# Appendice B

Sono riportati i grafici riguardanti le temperature del fluido termovettore in ingresso e uscita dalle sonde e dalla pompa di calore e la temperatura esterna medie mensili degli anni compresi tra il 2008 e il 2012.

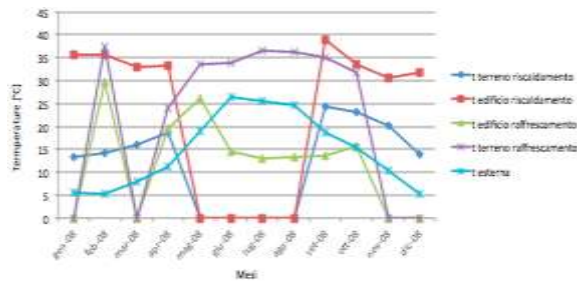


Fig. B1 – Temperature rilevate nel 2008

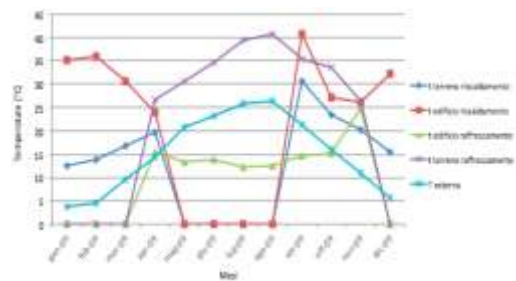


Fig. B2 – Temperature rilevate nel 2009

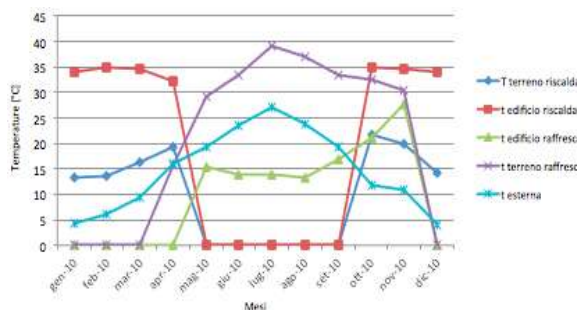


Fig. B3 – Temperature rilevate nel 2010

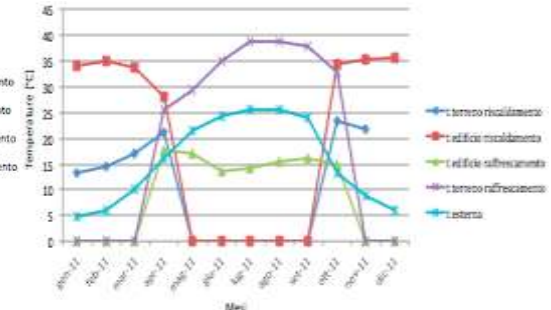


Fig. B4 – Temperature rilevate nel 2011

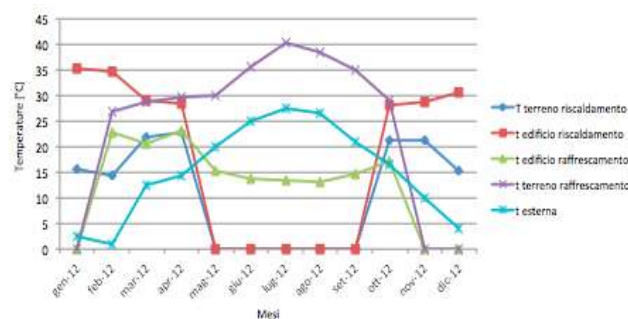
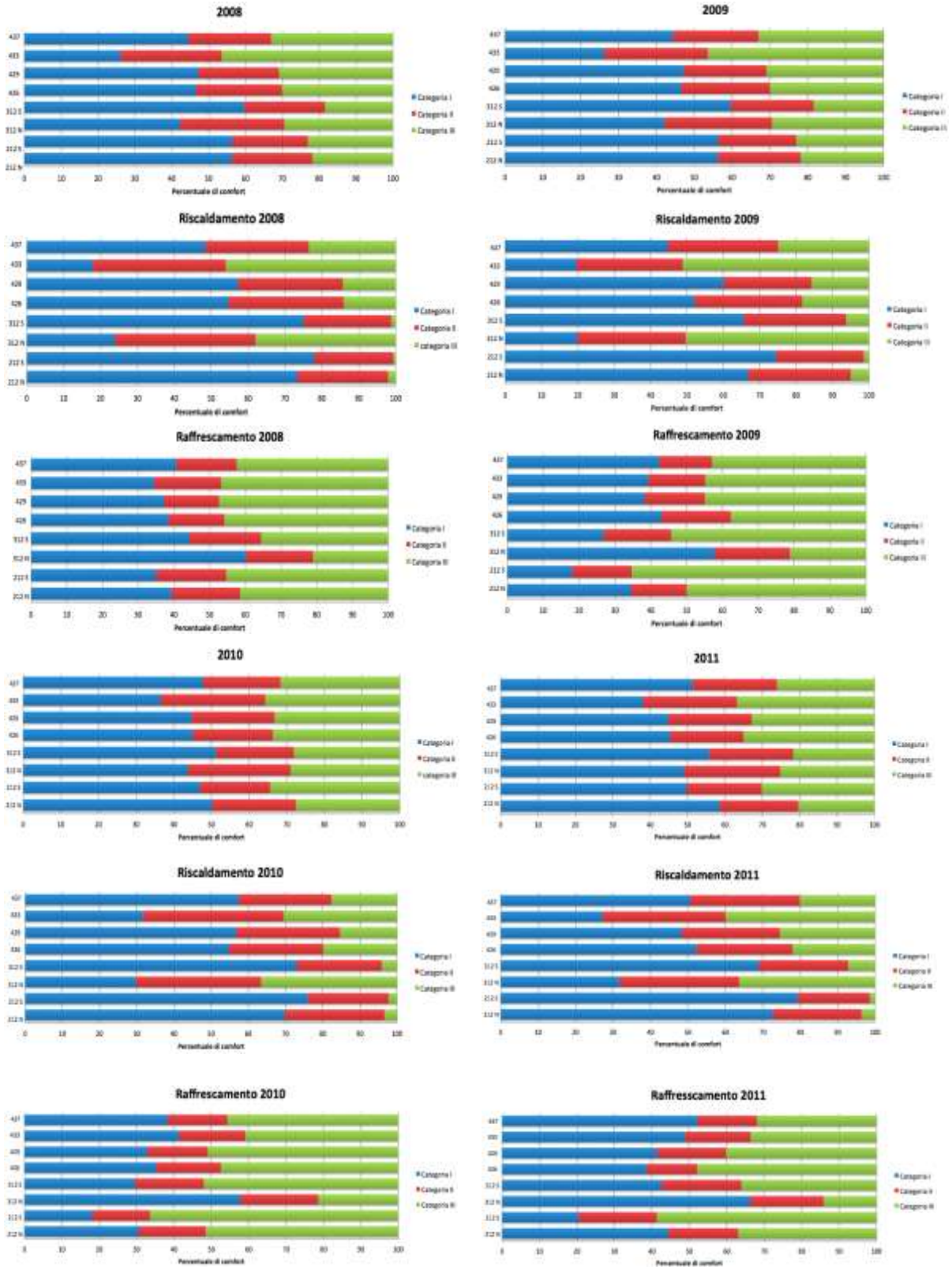


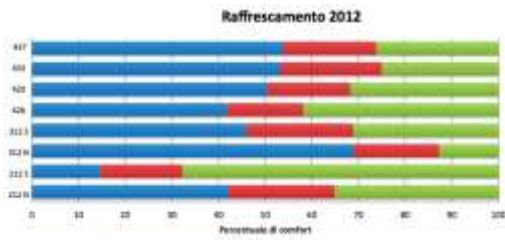
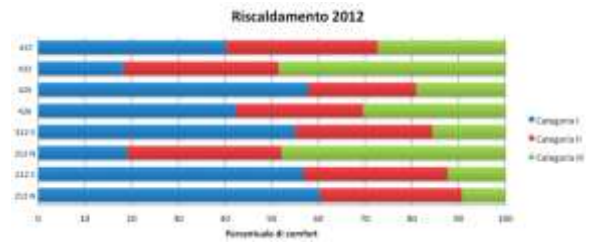
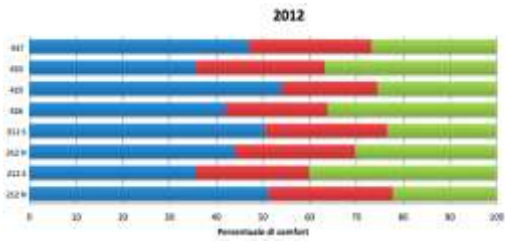
Fig. B5 – Temperature rilevate nel 2012



# Appendice C

Grafici per il confronto del comportamento termico delle singole stanze per quanto riguarda l'anno complessivo, il periodo di riscaldamento e quello di raffrescamento





# Bibliografia

---

## Testi e Articoli:

- [1] M. De Carli, M. Koschenz, B. W. Olesen, M. Scarpa, “Valutazione delle prestazioni termiche di sistemi con solai termoattivi in regime non stazionario”, 46° Convegno Internazionale AICARR, Milano, Marzo 2008.
- [2] Brunello, P., De Carli, M., Tonon, M., Zecchin, R., “Applications of heating and cooling thermal slabs for different buildings and climate”, ASHRAE Annual meeting, Kansas City, 2003.
- [3] AICARR, “Manuale d’ausilio alla progettazione termodinamica II edizione”.
- [4] 2013, Jan Hoogmartens, Lieve Helsen, “GEOTABS Final report”, Project GeoTABS.
- [5] 2013, Geeraart Franck, Jan Verheyen, “Decision/design tree for GEO-HP-TABS buildings”, Project GeoTABS.
- [6] 2012, Jan Verheyen, Geeraart Franck “Detailed analysis of design procedures”, Project GeoTABS.
- [7] 2012, Franziska Bockelmann, “Inventory of cases”, Project GeoTABS.
- [8] 2013, Vincent Lemort, “Monitoring of real GEO-HP-TABS”, Project GeoTABS.
- [9] Francesco Fellin, Giorgio Finotti, Gianluca Turchetto, Roberto Zecchin, “Efficienza energetica di un edificio pilota: consuntivo di un anno di esercizio”, 46° Convegno Internazionale AICARR, Milano, Marzo 2008.
- [10] M.Bizzaro, G. Finotti, M. Levorato, S. Valenti “Integrazione della luce in un edificio ad uso uffici”, Lighting Project Engineer, 2004.
- [11] UNI-EN-ISO 7730, "Ambienti termici moderati – Determinazione degli indici PMV e PPD e specifica delle condizioni di benessere termico", UNI, 1996.
- [12] UNI EN 15251 “Indoor environmental input parameters for design and assessment of energy performance of buildings addressing indoor air quality, thermal environment, lighting and acoustics”, 2007.
- [13] Angelo Zarrella, Antonio Capozza, Michele De Carli, “Performance analysis of short helical borehole heat exchangers via integrated modelling of a borefield and a heat pump: A case study”, Elsevier, Applied Thermal Engineering 61 (2013) 36-47.
- [14] Michele De Carli, Massimo Tonon, Angelo Zarrella, Roberto Zecchin, “A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground-coupled heat exchangers”, Elsevier, Renewable Energy 35 (2010) 1537–1550.
- [15] Giunta regionale della regione Umbria, “Bollettino ufficiale della regione Umbria”, 2012.
- [16] Giunta regionale della regione Valle d’Aosta, “Bollettino ufficiale della regione Valle d’Aosta”, 2012.

## Siti Web:

- [1] <http://www.geotabs>.

# Ringraziamenti:

---

Desidero innanzitutto ringraziare il Professor Michele De Carli e l'Ingegnere Angelo Zarrella per le numerose ore dedicate alla mia tesi e per essere sempre stati disponibili a dirimere i miei dubbi durante lo svolgimento di questo lavoro.

Intendo poi ringraziare gli ingegneri Andrea Fornasiero e Sara Reoletti della Manens - TiFS Ingegneria per avermi fornito testi e dati indispensabili per la realizzazione di questa tesi.

Infine esprimo la mia più grande gratitudine alla mia famiglia per il continuo sostegno e il grande aiuto.