

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA
FACOLTA' DI INGEGNERIA



CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA
TESI DI LAUREA MAGISTRALE

ANALISI DI ACCUMULO TERMICO NEL TERRENO PER LO STOCCAGGIO DI CALORE RESIDUO

Relatore: Ch. mo Prof. MICHELE DE CARLI

Correlatori: Ch. mo Prof. ANGELO ZARRELLA
Ch. mo Prof. ANTONIO GALGARO

Laureando: DIEGO FAVARETTO

Anno Accademico 2013/2014

INTRODUZIONE	7
1) GEOTERMIA	11
1.1) Calore contenuto nel terreno	11
1.2) Il terreno come serbatoio di calore	14
2) POMPE DI CALORE	15
2.1) Pompe di calore a compressione di vapore e ad assorbimento	15
2.2) Tipologie di pompe di calore in funzione della sorgente termica	19
2.3) Vantaggi energetici nell'utilizzare le pompe di calore	20
2.4) Tipologie ottimali di terminali d'impianto da accoppiare alle pompe di calore	22
2.4.1) <i>Impianti radianti</i>	22
2.4.2) <i>Impianti con terminali convettivi</i>	24
3) POMPE DI CALORE GEOTERMICHE	27
3.1) Sistemi a circuito aperto	29
3.2) Sistemi a circuito chiuso	31
3.2.1) <i>Sistemi a circuito chiuso con sonde geotermiche orizzontali</i>	31
3.2.2) <i>Sistemi chiusi a circuito verticale</i>	32
4) ASPETTI GEOLOGICI	37
4.1) Test di Risposta Termica	39
5) ANALISI COL CaRM	41
5.1) Descrizione del CaRM	41
5.1.1) <i>Modello matematico su cui si basa il CaRM</i>	42
5.1.2) <i>Modellizzazione del terreno</i>	44
5.1.3) <i>Modellizzazione del pozzo</i>	45
5.1.4) <i>Modellizzazione del fluido</i>	49
5.1.5) <i>Modellizzazione della disposizione delle sonde</i>	51
5.1.6) <i>Sistema complessivo di equazioni</i>	53
5.2) Simulazioni con il CaRM	55

6) CONFRONTO TRA IL CARM E UN SOFTWARE DI TIPO COMMERCIALE	77
6.1) Breve descrizione del COMSOL	77
6.2) Descrizione del modello utilizzato nel COMSOL	78
6.3) Sonda libera di tipo “0”	80
6.4) Campo di 16 sonde di 100 metri di profondità con interasse di 7 metri	88
7) UTILIZZO DELLE SONDE GEOTERMICHE VERTICALI A DOPPIO TUBO AD U PER IMMAGAZZINARE CALORE RESIDUO NEL TERRENO	93
7.1) Descrizione della modalità operativa	93
7.2) Comportamento di un campo di 16 sonde al variare dell’interasse, a parità di flusso termico $q_0(\tau)$ scambiato con il terreno	114
7.3) Comportamento di campi geotermici al variare del numero di sonde, a parità di flusso termico $q_0(\tau)$ scambiato con il terreno	119
7.4) Determinazione dei rapporti $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$ e $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ per i profili di richiesta di energia termica in riscaldamento di 4 tipologie di edifici	123
7.5) Analisi del profilo somma	129
7.6) Calcolo della temperatura d’ingresso e d’uscita del fluido termovettore che fluisce all’interno delle sonde geotermiche	131
8) CONSIDERAZIONI DAL PUNTO DI VISTA DEL CONSUMO ENERGETICO	139
8.1) Confronti tra il consumo energetico di diverse soluzioni impiantistiche a parità di energia termica fornita all’utenza	139
8.1.1) <i>Confronto tra il consumo di energia di una pompa di calore geotermica con COP=3 e con COP=4</i>	142
8.1.2) <i>Confronto tra il consumo di energia di una pompa di calore geotermica utilizzando il primo e il secondo metodo di stoccaggio di calore</i>	144
8.2) Calcolo della potenza della pompa di circolazione del sistema idraulico	146
8.3) Considerazioni relative al consumo energetico in funzione della tipologia di edificio	152

9) ANALISI ECONOMICHE	155
9.1) Considerazioni riguardo ai costi dell'energia primaria consumata e dei tempi di recupero dell'investimento iniziale	155
9.2) Considerazioni riguardo ai costi dell'energia primaria consumata e dei tempi di recupero dell'investimento iniziale considerando un eventuale costo di acquisizione dell'energia residua	157
9.3) Considerazioni di carattere economico in funzione della tipologia di edificio	157
10) TABELLE RIASSUNTIVE	159
CONCLUSIONI	173
BIBLIOGRAFIA	177
SITOGRAFIA	182

INTRODUZIONE

Il tema del consumo energetico è all'ordine del giorno sulla scena politica attuale, in particolar modo nei Paesi dell'Unione Europea in virtù della Strategia Europa 2020 che dal punto di vista della sostenibilità energetica ha fissato il raggiungimento, da parte dei Paesi membri, di 3 obiettivi principali:

1. la riduzione delle emissioni di gas serra del 20% (o persino del 30%, se le condizioni lo permettono) rispetto al 1990;
2. l'utilizzo di fonti rinnovabili tali da soddisfare il 20% del fabbisogno energetico;
3. l'aumento del 20% dell'efficienza energetica.

Ai fini del riscaldamento degli edifici è necessario, quindi, prendere in considerazione delle soluzioni che permettano da un lato di sfruttare il più possibile l'energia rinnovabile e dall'altro di ridurre il consumo di energia primaria derivante dalla combustione dei combustibili fossili responsabili di importanti problemi ambientali come per esempio l'accumulo dei gas serra, l'inquinamento atmosferico, l'inquinamento idrico, il danneggiamento della superficie terrestre e dello strato di ozono.

A tal proposito, si può pensare di utilizzare il calore residuo proveniente per esempio da processi industriali, termovalorizzatori e centrali a biomasse, per il riscaldamento degli edifici. È chiaro, però, che, anche se il calore di scarto è disponibile in maniera costante e continua durante il corso dell'anno, ai fini del riscaldamento urbano può essere utilizzata solo la quota parte da inviare direttamente agli edifici durante il periodo freddo. Per poter sfruttare al meglio il calore residuo si potrebbe pensare di immagazzinarlo nel periodo caldo per poi renderlo disponibile quando le utenze termiche ne hanno necessità. Nella fattispecie, nel seguente elaborato, si è pensato di utilizzare degli scambiatori di calore verticali a doppio tubo ad U, per immagazzinare tale calore residuo nel terreno. Si realizza così, durante il periodo in cui non c'è richiesta di riscaldamento, uno stoccaggio di calore stagionale al terreno. Per mezzo, poi, di opportuni impianti a pompa di calore accoppiati

agli scambiatori di calore al terreno, le cosiddette pompe di calore geotermiche (PDCG) che costituiscono, tra l'altro, un sistema energeticamente molto efficiente, l'energia termica accumulata nel terreno può essere utilizzata per soddisfare le esigenze di riscaldamento degli edifici.

Nel seguente lavoro, quindi, dopo aver evidenziato quali sono gli aspetti a cui si fa riferimento parlando di geotermia e quali sono le peculiarità delle pompe di calore, soffermandosi in modo particolare sulle pompe di calore geotermiche, si focalizza l'attenzione sullo scambio di calore lato terreno, facendo riferimento, in particolare, alle sonde geotermiche verticali (SGV) a doppio tubo ad U.

Inizialmente si lavorerà in input con le temperature del fluido in ingresso alle SGV e, per varie tipologie di campo sonde, si vorrà determinare come cambia il calore accumulato al terreno al variare dell'interasse tra le sonde, cioè della distanza tra gli assi di sonde adiacenti. Per queste analisi verrà utilizzato il software CaRM elaborato dal Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova e descritto nel dettaglio da De Carli [1] e Zarrella [2]. Il CaRM è un software finalizzato a simulare il comportamento degli scambiatori di calore al terreno. In particolare, questo strumento fa riferimento ad un approccio basato sull'analogia elettrica e sfruttando resistenze termiche e capacità termiche concentrate, nota la temperatura del fluido in ingresso alle SGV, permette di calcolare la temperatura del fluido in uscita dalle sonde, la temperatura del terreno a varie distanze dalle sonde e il flusso termico scambiato tra il campo sonde e il terreno, tenendo conto anche delle interferenze termiche tra le SGV.

A questo punto utilizzando due profili di temperatura d'ingresso si procede nella verifica del calore accumulato al terreno attraverso tre campi rispettivamente di 16, 32 e 64 sonde al variare dell'interasse. Come valori di interasse si è scelto di non scendere sotto i 4 m, valore limite suggerito da Omer [3], al di sotto del quale l'interferenza termica tra sonde adiacenti comincia a diventare significativa. Utilizzando un intervallo temporale di 5 anni, si è quindi determinato qual è il calore accumulato al terreno per interassi di 4 m, 5.5 m e 7 m, con l'obiettivo di individuare se ampliando la distanza tra le SGV si ottenga o meno un aumento del calore accumulato al terreno.

Per verificare l'attendibilità dei risultati ottenuti, si procederà, poi, a verificare l'affidabilità del CaRM attraverso il confronto con COMSOL, un software commerciale agli elementi finiti. In particolare, utilizzando il modulo che tratta della trasmissione del calore ("Heat Transfer Module"), si andranno a definire i domini bidimensionali del problema, ovvero i campi di sonde geotermiche, avendo l'accortezza poi di andare ad effettuare i confronti con il CaRM in termini di valori medi sulla lunghezza delle sonde.

I campi sonde realizzati in COMSOL avranno chiaramente le stesse caratteristiche geometriche e termofisiche di quelli utilizzati in CaRM oltre che condizioni al contorno congruenti. Nel dettaglio, come condizione al contorno sulle tracce dei tubi delle sonde geotermiche verrà assegnato il flusso termico scambiato dal campo sonde con il terreno, ricavato nel CaRM sulla base di un certo profilo di temperatura di mandata del fluido termovettore. A questo punto si andranno a confrontare tra loro le temperature a diverse distanze dall'asse delle sonde ottenute attraverso i due software. In particolare verrà analizzato dapprima il caso di sonda libera e poi un campo di 16 sonde per controllare se l'interferenza termica tra sonde adiacenti comporti qualche differenza nei risultati elaborati dai due software.

Nella seconda parte di questo elaborato si lavorerà in termini di flusso termico scambiato tra il campo sonde e il terreno. Si farà riferimento ai profili di richiesta di energia termica in riscaldamento di 4 tipologie di edifici (edifici con o senza isolamento termico e con funzionamento discontinuo o continuo dell'impianto di riscaldamento) e al profilo combinato che può essere assunto come caratteristico di una generica area urbana e a una certa potenza termica residua disponibile con continuità nel corso dell'anno. L'idea è quella di immagazzinare al terreno, attraverso un campo di sonde geotermiche verticali a doppio tubo ad U, il calore residuo durante i periodi in cui non c'è richiesta di energia termica di riscaldamento per poi fornirla all'utenza quando necessario. Si andrà quindi a ricercare qual è la potenza termica massima che può essere fornita alle utenze tale che il calore che viene immesso al terreno sia bilanciato annualmente dal calore estratto, in modo da non avere un progressivo riscaldamento o raffreddamento del terreno nel

corso degli anni di funzionamento del sistema. A questo punto si ricercherà qual è la lunghezza totale degli scambiatori di calore al terreno tale da avere una determinata temperatura minima (4°C, 1°C e -5°C) sulle pareti degli scambiatori stessi. Per raggiungere questo obiettivo si eseguiranno delle simulazioni in COMSOL variando il flusso termico in W/m scambiato dal campo sonde con il terreno fino a che non si raggiungeranno le temperature cercate. Quindi, per ciascuna tipologia di edificio analizzato, a partire da una certa disponibilità di potenza termica residua, si cercherà di risalire alla potenza massima che può essere fornita all'utenza e alla lunghezza degli scambiatori di calore che bisogna utilizzare per realizzare uno stoccaggio di calore stagionale al terreno.

Lavorando quindi su una potenza termica residua di 700 kW e dopo aver ricavato, in funzione del profilo di richiesta termica in riscaldamento, la potenza termica massima e la corrispondente energia termica annuale che può essere fornita all'utenza, si eseguirà un confronto tra il consumo di energia primaria del sistema a pompa di calore accoppiato con il campo di sonde geotermiche, che permette di stoccare calore al terreno, e di un impianto a caldaia che sfrutta però anche la quota parte di calore residuo che è possibile inviare direttamente all'utenza durante il periodo di riscaldamento.

A questo punto si porrà l'attenzione sugli aspetti di carattere economico. In particolare si determinerà dopo quanti anni sarà possibile realizzare il recupero del costo d'investimento del sistema a PDCG, sulla base del risparmio in termini di consumo annuale di energia primaria rispetto a un impianto a caldaia.

1) GEOTERMIA

Il termine geotermia fa riferimento, in senso stretto, al calore prodotto dal decadimento nucleare delle sostanze radioattive presenti nelle rocce del sottosuolo, anche se ormai è generalmente utilizzato per individuare tutto il calore immagazzinato nel terreno. Il sottosuolo, infatti, può essere usato vantaggiosamente anche come serbatoio di calore. Nei paragrafi che seguono si farà dapprima un breve cenno a quello che è il calore generato dal terreno e si vedrà poi cosa si intende parlando del sottosuolo come serbatoio di calore.

1.1) Calore contenuto nel terreno

Il termine geotermia in senso stretto si riferisce al calore presente nel sottosuolo; la terra, infatti, contiene una notevole quantità di energia termica. Secondo le conoscenze attuali, circa il 99% della sua massa si trova a temperature che superano i 1000 °C, con valori compresi tra 6000 e 6500 °C nel nucleo centrale. Questo calore ha sostanzialmente due origini: una esterna, 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 (Figura 1.1).

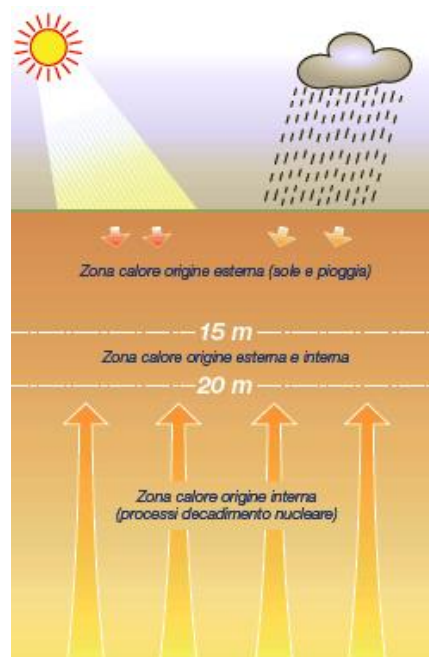


Figura 1.1 Rappresentazione dell'origine interna ed esterna dell'energia geotermica

L'origine interna è dovuta, invece, 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. Ed è questo il solo calore che, in maniera rigorosa, può essere definito geotermico. Tuttavia, anche a livello internazionale, il termine geotermico è ormai generalmente utilizzato per individuare tutto il calore immagazzinato nel sottosuolo.

L'interesse attuale nei confronti di questo calore è dovuto al fatto che può essere un'importante fonte di energia alternativa, utilizzabile ad esempio per produrre energia elettrica, per realizzare processi tecnologici, per riscaldare ambienti e ottenere ACS (acqua calda sanitaria). È comunque una forma di energia che per poter essere utilizzata deve essere portata in superficie. In alcune zone della terra, la natura stessa fornisce i mezzi per convogliare in superficie tale energia: è il caso dei geyser e delle terme. In altri casi, invece, vanno usati sistemi atti a derivare direttamente fluidi caldi dal sottosuolo o a scambiare calore col terreno. L'energia geotermica, rispetto ad altre energie, ha il vantaggio di non dipendere dalle condizioni atmosferiche (ad esempio dal sole, vento o maree) e neppure dalle scorte di sostanze combustibili (ad esempio biomasse). È quindi un tipo di energia stabile ed affidabile.

In base alle temperature di possibile utilizzazione, l'energia geotermica è generalmente suddivisa in:

- Energia geotermica ad alta temperatura: consente l'uso di acqua surriscaldata e vapori a più di 180°C e può essere utilizzata nella produzione di energia elettrica.
- Energia geotermica a media temperatura: consente l'uso di acqua surriscaldata e vapori a temperature comprese fra 100 e 180°C; combinata con un fluido secondario più volatile può essere sfruttata per produrre energia elettrica.
- Energia geotermica a bassa temperatura: consente l'uso di fluidi a temperature comprese fra 30 e 100°C; serve per impieghi industriali e per alimentare stabilimenti termali.
- Energia geotermica a temperatura molto bassa: consente l'uso di fluidi a temperature inferiori a 30°C. Le sue principali applicazioni riguardano:

1. Il riscaldamento degli edifici e la produzione di ACS. In questo caso, l'energia termica a temperatura molto bassa è derivata dal terreno con appositi scambiatori di calore. È poi ceduta alle pompe di calore PDC (Figura 1.2), che sono macchine in grado di innalzarne la temperatura fino a valori che rendono possibile sia riscaldare gli edifici sia produrre ACS.
2. Il raffrescamento degli edifici. In questo caso, l'energia termica a temperatura molto bassa derivata dal terreno può servire sia ad alimentare PDC che lavorano in fase di raffrescamento, sia a servire direttamente gli impianti di climatizzazione: funzionamento quest'ultimo in grado di limitare notevolmente i costi di esercizio.

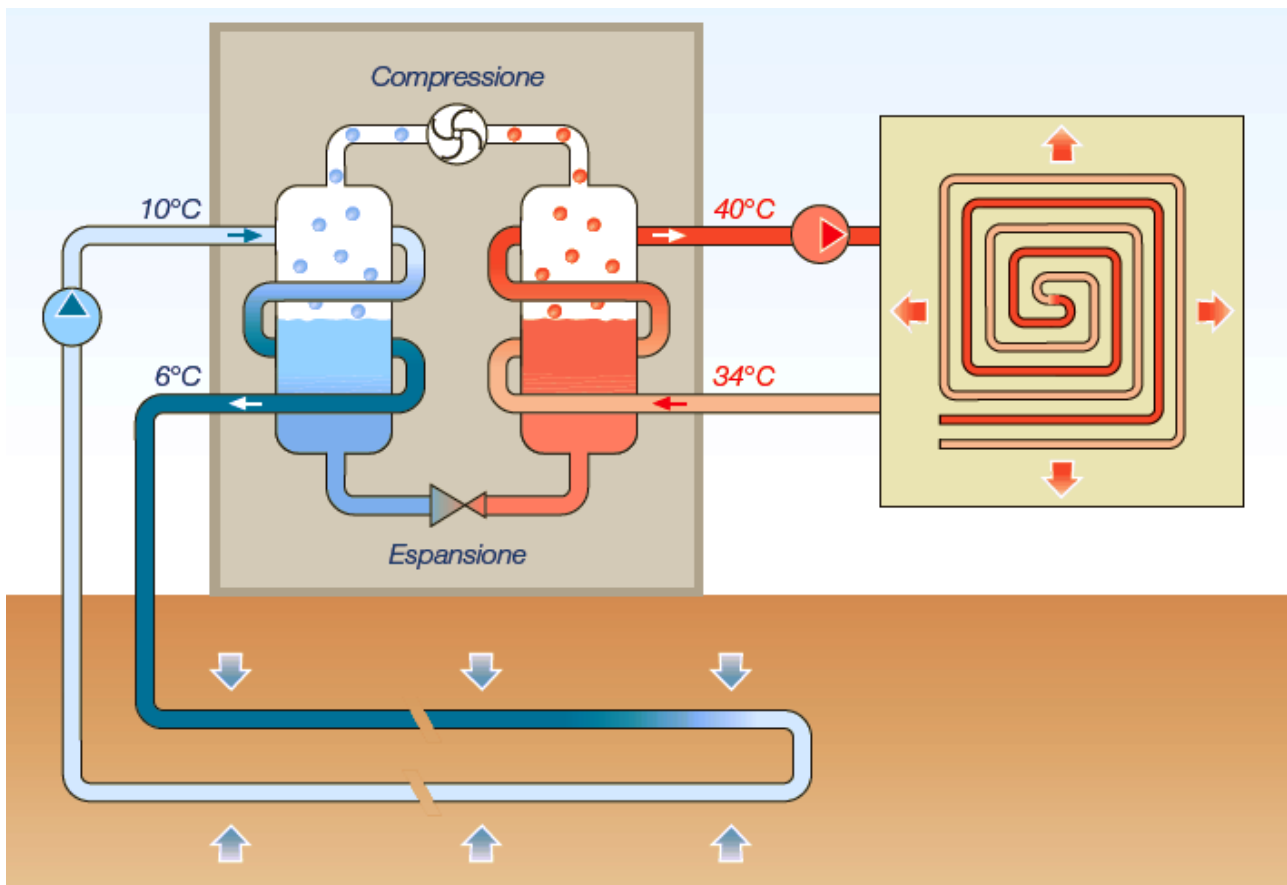


Figura 1.2 Esempio di funzionamento di una pompa di calore geotermica

1.2) Il terreno come serbatoio di calore

Si è detto che il sottosuolo può essere impiegato in maniera vantaggiosa come serbatoio di calore. Supponendo, infatti, di avere a disposizione una certa potenza termica di scarto proveniente per esempio da processi industriali, termovalorizzatori o centrali a biomasse, ai fini del riscaldamento residenziale sarebbe possibile sfruttarne solo la quota parte da inviare in maniera diretta alle utenze durante il periodo freddo. In questa maniera, quindi, nei periodi dell'anno in cui le utenze non hanno esigenze di riscaldamento tale potenza termica residua andrebbe persa. Si può, invece, pensare di utilizzare un opportuno scambiatore di calore al terreno per immagazzinare nel sottosuolo l'energia termica di scarto. Attraverso impianti a pompa di calore accoppiati al terreno, è poi possibile sfruttare il calore immagazzinato. Si realizza così una sorta di stoccaggio stagionale del calore residuo durante la stagione calda da utilizzare per le esigenze di riscaldamento durante il periodo freddo.

È importante però tener presente che, per preservare il terreno come serbatoio di calore è necessario che, annualmente, il calore estratto dal terreno sia uguale a quello immesso (Li [4]). Questa considerazione rappresenta un aspetto di rilevanza fondamentale al fine di evitare un riscaldamento o raffreddamento del terreno nel corso degli anni di funzionamento dell'impianto geotermico che comporterebbe da un lato il decadimento delle prestazioni della pompa di calore e dall'altro potrebbe essere pericoloso dal punto di vista ambientale.

2) POMPE DI CALORE

La pompa di calore (PDC) non è una scoperta recente, la sua invenzione risale infatti al 1852 ed è attribuita al fisico ed ingegnere britannico William Thomson, poi nominato Lord Kelvin, la cui fama rimarrà indissolubilmente legata all'omonima scala delle temperature, nonché ad altre scoperte e teorie scientifiche. Per la sua industrializzazione ed il relativo sviluppo commerciale è stato tuttavia necessario attendere fin quasi i nostri giorni, quando la crescente popolarità dei sistemi di refrigerazione e di condizionamento dell'aria ha senza dubbio fatto da traino alla diffusione di queste macchine. La presenza della pompa di calore in Italia è principalmente legata alla sua versatilità, che consente l'erogazione del doppio servizio, di riscaldamento e di condizionamento, per mezzo di un solo dispositivo. Ciò comporta un indubbio vantaggio che, accompagnandosi ai risparmi attesi sui costi di esercizio, possibili grazie alla sua efficienza energetica, la rendono un dispositivo di sicuro interesse per la climatizzazione di buona parte degli edifici situati sul territorio nazionale. Nei paragrafi che seguono, si darà una descrizione delle tipologie di pompe di calore presenti sul mercato, dei vari tipi di sorgenti termiche a cui fanno riferimento, dei vantaggi energetici che è possibile conseguire e dei terminali d'impianto che meglio si accoppiano a queste macchine.

2.1) Pompe di calore a compressione di vapore e ad assorbimento

La pompa di calore è una macchina comunemente usata per la climatizzazione degli ambienti, che è in grado di trasferire il calore da una sorgente a bassa temperatura ad un'altra a temperatura maggiore. Questo processo, non essendo spontaneo, richiede un certo apporto energetico, rappresentato da energia elettrica, da combustibile o da calore ad alta temperatura. In modalità riscaldamento (Figura 2.1) una pompa di calore cattura il calore all'esterno (dall'aria, dalle acque superficiali o di falda, o dal terreno) e lo scarica all'interno dell'edificio. Le macchine reversibili,

grazie alla possibilità di inversione del ciclo, possono funzionare anche in raffrescamento e in questo caso il calore viene prelevato dall'interno dell'edificio e trasferito all'aria esterna, all'acqua o al terreno (Figura 2.2).

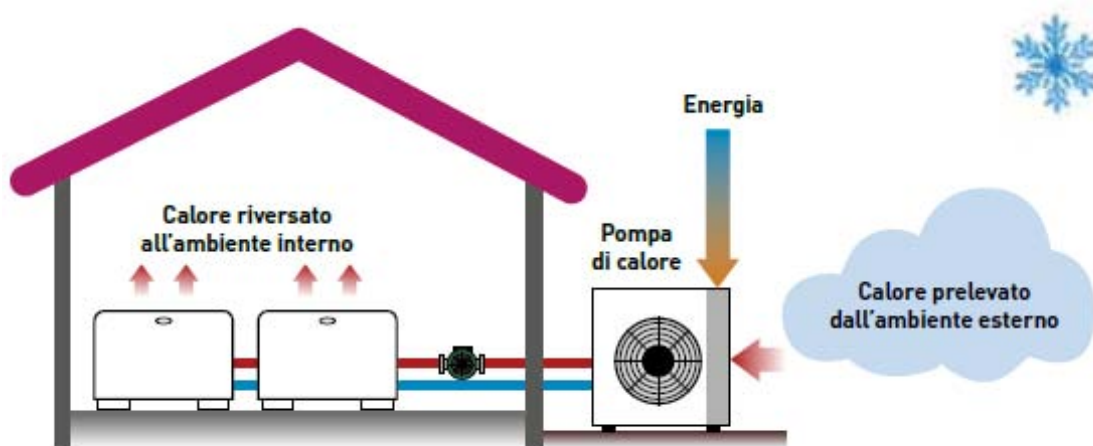


Figura 2.1 Funzionamento invernale di una pompa di calore ad aria

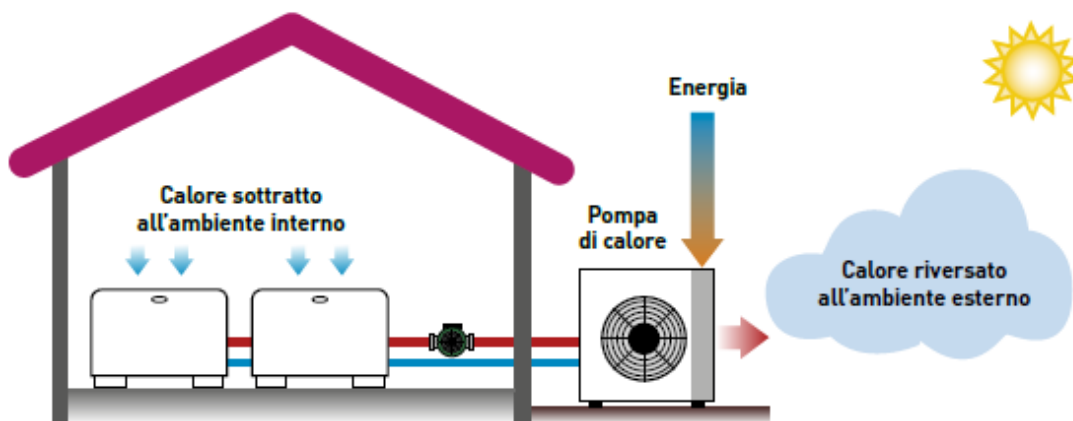


Figura 2.2 Funzionamento estivo di una pompa di calore ad aria

La quasi totalità delle pompe di calore ad oggi in commercio si basa su un ciclo a compressione di vapore o su un ciclo ad assorbimento. La tipologia più diffusa è rappresentata dalle pompe di calore a compressione che sono costituite da quattro componenti principali: il compressore, la valvola di espansione e due scambiatori di calore (il condensatore e l'evaporatore), connessi in modo da formare un ciclo chiuso percorso da un fluido, detto fluido frigorigeno o refrigerante.

Con riferimento alla Figura 2.3, in una prima fase il refrigerante, allo stato di vapore, viene compresso e portato ad un livello di temperatura e pressione maggiori. Nel condensatore, poi, passa dallo stato gassoso a quello liquido, cedendo calore all'esterno. In una terza fase transita attraverso la valvola di laminazione, dove diminuiscono sia la sua pressione che la sua temperatura e si trasforma parzialmente in vapore; infine, nell'evaporatore, il fluido assorbe calore dall'esterno ed evapora completamente.

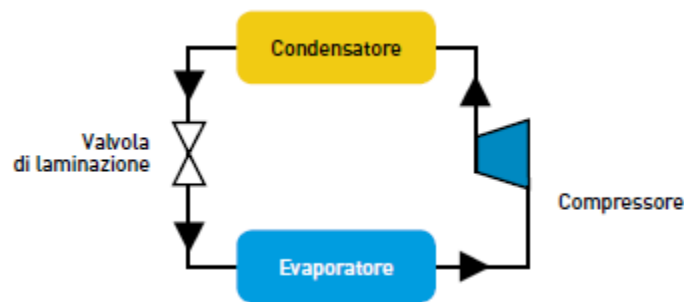


Figura 2.3 Schema di funzionamento di una pompa di calore a compressione

L'efficienza di una pompa di calore a compressione di vapore è definita dai seguenti coefficienti:

- funzionamento invernale: $COP = \frac{|q_c|}{|L|}$ dove COP ("Coefficient Of Performance") è il rapporto tra il calore utile fornito all'utenza q_c e il lavoro meccanico di compressione L ;
- funzionamento estivo: $EER = \frac{q_0}{|L|}$ dove EER ("Energy Efficiency Ratio") è il rapporto tra il calore sottratto all'utenza q_0 e il lavoro meccanico di compressione L .

In particolari applicazioni, poi, possono essere utilizzati due cicli a compressione posti in cascata, in modo cioè che il condensatore del ciclo inferiore ceda calore all'evaporatore di quello superiore. Macchine di questo genere sono particolarmente adatte per la produzione di acqua calda ad alta temperatura.

Nelle pompe di calore ad assorbimento la fase di compressione è sostituita dal gruppo generatore e assorbitore; il ciclo risulta così costituito da sei fasi percorse da due fluidi: il refrigerante e il liquido assorbente. Con riferimento alla Figura 2.4, in una prima fase il refrigerante, allo stato di vapore, viene assorbito nel fluido assorbente con rilascio di energia termica e passa quindi allo stato liquido.

A questo punto la miscela viene pompata nel generatore e portata a un livello maggiore di pressione. Qui, grazie all'apporto esterno di calore ad alta temperatura, il refrigerante evapora e si separa dal liquido assorbente che, tramite una valvola di laminazione, viene inviato nuovamente nell'assorbitore. Il refrigerante allo stato di vapore, invece, passa nel condensatore dove ritorna allo stato liquido cedendo calore all'esterno. Nella fase seguente il fluido frigorigeno transita attraverso la valvola di laminazione dove diminuiscono sia la sua pressione sia la sua temperatura e si trasforma parzialmente in vapore; infine, nell'evaporatore, assorbe calore ed evapora completamente.

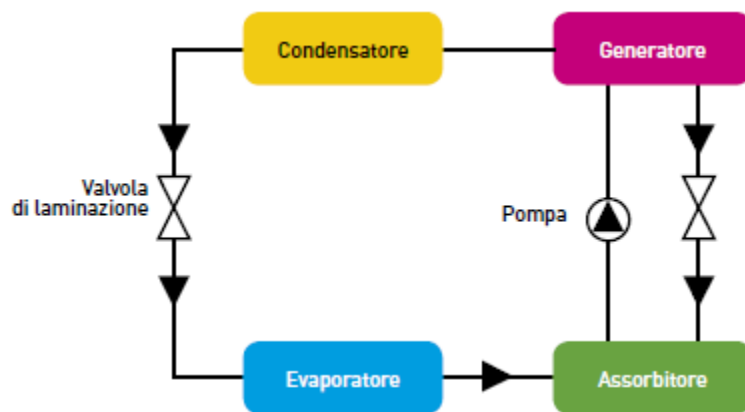


Figura 2.4 Schema di funzionamento di una pompa di calore ad assorbimento

L'efficienza di una pompa di calore ad assorbimento è definita dai seguenti coefficienti:

- funzionamento invernale: $GUE_h = \frac{|q_c| + |q_a|}{|L| + |q_g|}$ dove GUE_h ("Gas Utilization Efficiency" in riscaldamento) è il rapporto tra $|q_c| + |q_a|$, con q_c calore utile fornito all'utenza e q_a calore fornito dall'assorbitore, e la quantità di calore q_g fornita al generatore più il lavoro meccanico di pompaggio L ;
- funzionamento estivo: $GUE_c = \frac{q_0}{|L| + |q_g|}$ dove GUE_c ("Gas Utilization Efficiency" in raffrescamento) è il rapporto tra il calore sottratto all'utenza q_0 e la quantità di calore q_g fornita al generatore più il lavoro meccanico di pompaggio L .

Quindi, le pompe di calore funzionano normalmente secondo un ciclo a compressione di vapore oppure uno ad assorbimento. Le macchine del primo tipo richiedono l'azionamento meccanico del compressore che ha luogo, nella maggior parte di casi, attraverso un motore elettrico o, più raramente, attraverso un motore a combustione interna. Le seconde necessitano invece di attivazione termica mediante la fiamma diretta di un combustibile oppure con del calore recuperato da un impianto di cogenerazione o da un altro processo industriale. Le pompe di calore azionate da un motore elettrico sono oggi di gran lunga le più diffuse e questo certamente grazie agli aspetti positivi legati all'uso dell'elettricità; primo fra tutti, la compatibilità ambientale grazie all'assenza di emissioni nel luogo di consumo e l'ubiquità pressoché totale della rete elettrica che rende utilizzabili le pompe di calore in ogni punto del territorio.

2.2) Tipologie di pompe di calore in funzione della sorgente termica

Le sorgenti termiche, che possono essere utilizzate per realizzare lo scambio termico da parte delle pompe di calore, sono costituite tipicamente dall'aria esterna, dalle acque superficiali e dal sottosuolo. Ciò qualifica rispettivamente come aerotermiche, idrotermiche e geotermiche le pompe di calore che le utilizzano. L'aria ha a suo favore un'inarrivabile facilità di utilizzo, essendo disponibile ovunque e senza particolare sforzo. Le prestazioni delle macchine aerotermiche sono però molto variabili con il clima della località di installazione, per non parlare del problema della formazione di ghiaccio sull'evaporatore che, limitando lo scambio termico con la sorgente, ne pregiudica l'efficienza. Un altro grosso limite delle pompe di calore che utilizzano come sorgente di calore l'aria è che, in inverno, al diminuire della temperatura esterna mentre il carico termico da fornire all'utenza aumenta, il COP della PDC e quindi la potenza termica erogabile dalla macchina diminuiscono.

Inoltre, per conseguire uno scambio termico adeguato è in genere necessario disporre di superfici consistenti e/o di grandi portate d'aria e questo obbliga quasi sempre ad accettare un difficile compromesso tra ingombro della macchina e rumore dei ventilatori.

Le acque di superficie, rappresentate dal mare, dai laghi, dai fiumi e da altri corsi d'acqua, presentano in generale livelli di temperatura più stabili e idonei all'uso di pompe di calore rispetto all'aria. La loro fruibilità è però ristretta alle località rivierasche, con l'ulteriore limitazione nel caso dei fiumi, della variabilità stagionale della portata e della presenza di contaminanti e di solidi in sospensione. Inoltre, nel caso di acque salmastre, il rischio di corrosione implica il ricorso a materiali pregiati per la costruzione degli scambiatori di calore con conseguente aumento del costo degli stessi.

Come descritto nel capitolo precedente, anche il terreno rappresenta una sorgente termica interessante, in genere con caratteristiche migliori e più stabili dell'aria, nonché più disponibile delle acque superficiali. Lo svantaggio principale consiste però, come riporta Hepbasli [5], nell'elevato costo di investimento iniziale, che è anche il 30-50% più alto di quello di un' unità ad aria, a causa dei costi di installazione per interrare gli scambiatori di calore nel sottosuolo. Tuttavia, una volta installato, i costi annuali di esercizio durante la vita del sistema sono inferiori, con conseguente guadagno in termini di costi di funzionamento. Per quanto riguarda le pompe di calore geotermiche, se ne darà una descrizione dettagliata nel §Capitolo 3.

2.3) Vantaggi energetici nell'utilizzare le pompe di calore

Il sistema di riscaldamento più comune in Italia è costituito da una caldaia alimentata normalmente a gas che riscalda un circuito di distribuzione dell'acqua. Il sistema più efficiente è costituito dalla caldaia a condensazione che permette di recuperare il calore di condensazione dei fumi, se la temperatura dell'acqua del circuito di riscaldamento è inferiore a 55 °C. In questo modo è possibile

realizzare dei rendimenti che possono essere del 105% rispetto al potere calorifico inferiore del metano (pari a circa 9.45 kWh/m^3). Un altro sistema semplice è il ricorso a resistenze elettriche che convertono l'energia elettrica in termica mediante la legge di Joule. Tali sistemi possono essere vantaggiosi dal momento che non presentano circolazione di liquido. In questo modo ogni chilowattora elettrico è utilizzato per produrre un chilowattora termico.

Occorre tuttavia considerare che l'energia elettrica e quella termica non sono tra di loro equivalenti; un metodo per poter equiparare le due forme di energia è ricorrere al concetto di energia primaria. Infatti, occorre sottolineare come la combustione permetta di utilizzare energia primaria direttamente. Nel caso di consumo di energia elettrica occorre viceversa considerare l'intera filiera dalla produzione, trasformazione e distribuzione, che comporta una perdita di energia originaria pari al 54 %. L'efficienza della rete elettrica è quindi intorno al 46 %, da cui ne deriva che l'utilizzo di un chilowattora elettrico (kWh_e) corrisponde a circa 2.2 kWh primari (kWh_p).

L'utilizzo pertanto di resistenze elettriche comporta (rispetto a una caldaia a condensazione con rendimento 105 %) un consumo pari a 2.31 volte maggiore in termini di energia primaria.

Un utilizzo più efficiente dell'energia elettrica è costituito dalla pompa di calore a compressione. In questo caso si è visto che viene definito coefficiente di prestazione della macchina (COP) il rapporto tra l'energia resa al circuito di riscaldamento e quella elettrica spesa per azionare la macchina. Normalmente è possibile realizzare con una macchina ad aria un $\text{COP} = 3$, mentre con una macchina geotermica un $\text{COP} = 4.5$. Questo significa che per produrre 1 kWh termico occorrono con una pompa di calore ad aria 0.33 kWh_e e con una pompa di calore geotermica 0.22 kWh_e . In termini di energia primaria, passando attraverso il fattore di conversione dell'energia elettrica, si consumano 0.73 kWh_p con una pompa di calore ad aria e 0.49 kWh_p con una pompa di calore geotermica. Si vede quindi che rispetto alla soluzione con resistenza elettrica (2.2 kWh_p) e rispetto ad una caldaia a condensazione (0.95 kWh_p) il risparmio può essere rilevante.

2.4) Tipologie ottimali di terminali d'impianto da accoppiare alle pompe di calore

Le pompe di calore richiedono l'accoppiamento con terminali di impianto adeguati che consentano un'alimentazione, durante il periodo invernale, con acqua a temperatura non superiore a 40 - 45 °C; ciò, allo scopo di ridurre la temperatura di produzione dell'acqua calda e beneficiare in risparmio energetico, aumentando il coefficiente di effetto utile della macchina (COP).

2.4.1) Impianti radianti

Gli impianti radianti funzionano con acqua a bassa temperatura (25-40°C) e sono pertanto ideali per essere integrati con le pompe di calore. Gli elementi radianti, costituiti da tubi in materiale resistente alle alte temperature ed al calpestio, vengono inseriti sotto il pavimento, nella parete o nel soffitto, a seconda delle esigenze specifiche. La trasmissione del calore avviene principalmente per irraggiamento e non per convezione (come nel caso dei termosifoni). In questo modo si evitano fastidiosi spostamenti d'aria e di polveri e il calore viene diffuso in modo più uniforme.

Una tecnologia particolarmente interessante di impianti radianti è rappresentata dall'attivazione termica della massa (TABS, Thermo-Active Building Systems), illustrata in Figura 2.5.

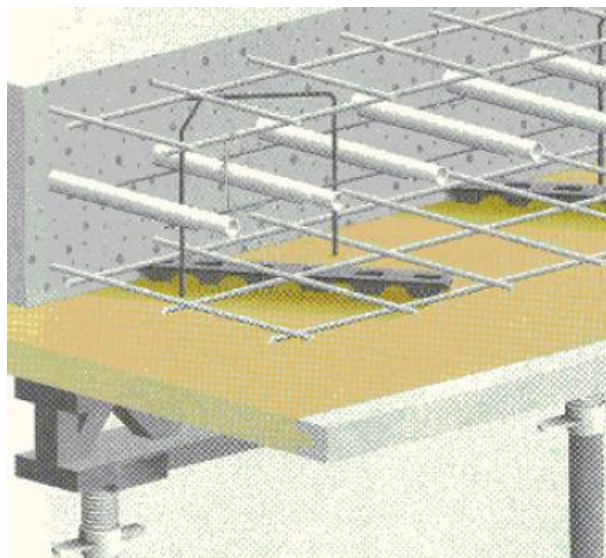


Figura 2.5 Esempio di sistema TABS

Oltre alla possibilità di accoppiamento con le pompe di calore, un aspetto particolarmente interessante di questi sistemi è il cosiddetto “peak-shaving”. Il peak-shaving è la possibilità di accumulare energia termica riscaldando o raffreddando le strutture dell’edificio in un periodo in cui esso non è occupato (per esempio di notte); durante il giorno le strutture cedono o assorbono calore mentre la potenza termica (o frigorifera) dell’impianto è disponibile per il trattamento dell’aria di rinnovo. Si limita così il picco di potenza con conseguente riduzione della potenza installata (e quindi del costo di impianto) e della potenza elettrica eventualmente impegnata (con possibili benefici tariffari); non è da sottovalutare inoltre il minor aggravio nell’assorbimento elettrico dalla rete nelle ore di punta e la possibilità di trasferire parte del consumo energetico nelle ore notturne. La Figura 2.6 si riferisce al funzionamento in raffreddamento e mostra l’andamento della potenza frigorifera in assenza o in presenza di peak-shaving. Si può notare come la potenza frigorifera di picco in presenza di peak-shaving sia notevolmente inferiore rispetto alla potenza frigorifera di picco che fa riferimento ad un sistema tradizionale.

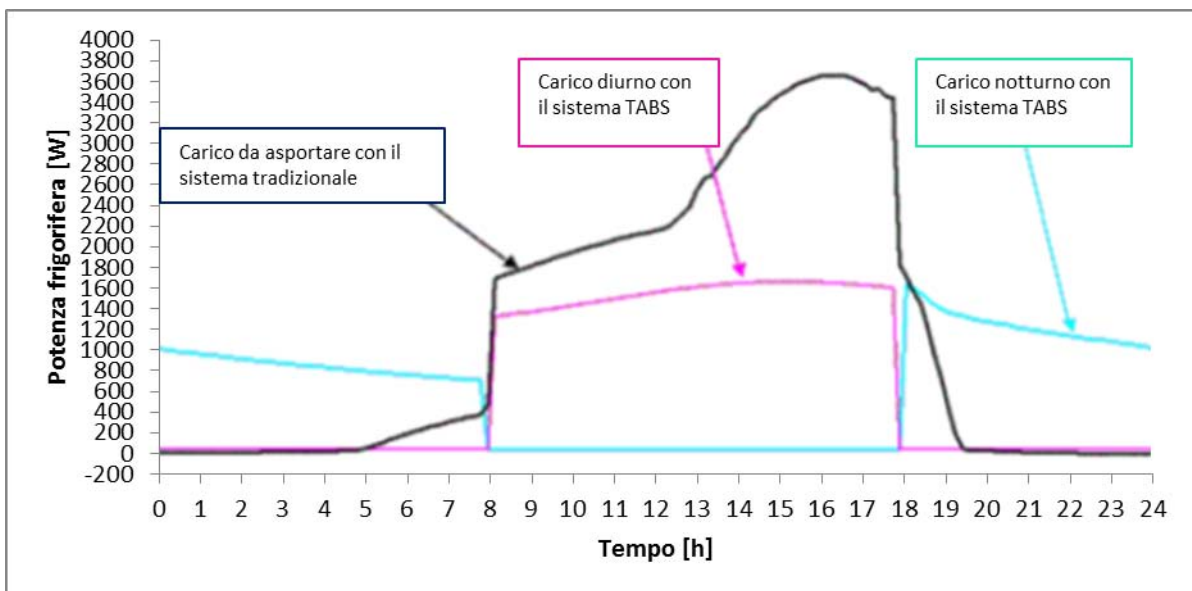


Figura 2.6 Effetto del peak shaving rispetto ad un sistema tradizionale

2.4.2) Impianti con terminali convettivi

Anche gli impianti con terminali di tipo convettivo si prestano all'impiego con pompe di calore. Si citano a titolo di esempio i ventilconvettori, le travi attive, le unità termoventilanti e le centrali di trattamento dell'aria. Per quanto concerne il dimensionamento a bassa temperatura dei ventilconvettori si può osservare quanto segue:

- negli impianti a due tubi il dimensionamento viene effettuato nel caso estivo, pertanto la batteria (a tre o quattro ranghi) risulta generalmente adatta anche all'impiego invernale con acqua a temperatura relativamente bassa;
- negli impianti a quattro tubi la batteria fredda risulta di solito costituita da tre ranghi e la batteria calda da un rango, che è pertanto generalmente insufficiente nel caso di impianti a pompa di calore essendo l'acqua a temperatura tendenzialmente inferiore a quanto previsto per l'alimentazione invernale dai costruttori (generalmente 70-60 °C oppure 50-40°C); si possono tuttavia produrre ventilconvettori con batteria calda a due o tre ranghi (adatti quindi all'impiego con pompa di calore).

Una tipologia di terminale d'impianto che trova attualmente crescente successo è quella delle “travi fredde” o, meglio, “travi attive” (Figura 2.7).



Figura 2.7 Esempio di trave attiva

Per quanto concerne il dimensionamento delle travi attive, usualmente tali terminali sono utilizzati con le seguenti temperature:

- acqua fredda 15/18°C;
- acqua calda 45/55 °C.

Si può notare come le temperature di funzionamento estive siano perfettamente compatibili con l'acqua refrigerata prodotta dalla PDC (tipicamente 7-12 °C, meglio ancora se 8-16 °C per ridurre la portata sul circuito secondario). Viceversa per l'impiego invernale la temperatura richiesta è troppo elevata. E' necessario quindi effettuare un'accurata scelta del modello in base alle temperature dei fluidi disponibili, eventualmente sovradimensionando il terminale rispetto a quello che si farebbe con acqua a temperatura più elevata.

3) POMPE DI CALORE GEOTERMICHE

Nonostante le pompe di calore geotermiche (PDCG) forniscano un metodo pulito per il riscaldamento degli edifici, la diffusione nel mercato di questa tecnologia è ancora nella sua fase iniziale, con i combustibili fossili che dominano il mercato del riscaldamento degli edifici e con le pompe di calore aria-aria, che dominano il mercato del raffrescamento. Per quanto riguarda l'Europa meridionale, secondo quanto riportato da Sannera [6], il primo impianto pilota con pompe di calore che utilizza sonde geotermiche è stato installato in Grecia, con il supporto tecnico svizzero, nel 1993. Questo sforzo ha portato alla successiva attuazione di un progetto sul campus dell'Università Tecnica Nazionale di Atene, dove la sede di ingegneria mineraria è riscaldata e raffreddata per mezzo di pompe di calore geotermiche, che combina un sistema ibrido di acque sotterranee e sonde geotermiche.

Le pompe di calore geotermiche sono essenzialmente una combinazione di una pompa di calore e di un sistema di scambio di calore con il terreno. Il calore può essere estratto dal terreno utilizzando l'acqua di falda attraverso un pozzo (sistema a circuito aperto), oppure utilizzando sistemi a circuito chiuso per mezzo di sonde geotermiche verticali, sonde geotermiche orizzontali o "geostrutture", ovvero pali di fondazione dotati di scambiatori di calore. Proprio la realizzazione degli scambiatori di calore al terreno rappresenta il principale aspetto negativo degli impianti a PDCG. Infatti gli elevati costi delle perforazioni nel terreno, comportano elevati costi di investimento. Una proficua alternativa potrebbe essere quella, impiegata ad esempio nell'impianto di Weggins in Svizzera (Kohl [7]), di utilizzare pozzi già esistenti, realizzati per esempio per applicazioni petrolifere, che poi sono stati abbandonati. In questo caso si potrebbe utilizzare questi pozzi per scopi di scambio di calore, sostenendo così solamente i costi di pulizia dei pozzi e di conversione degli stessi in sonde geotermiche, risparmiando gli esosi costi di perforazione. L'aspetto negativo dovuto ai costi iniziali di investimento viene però mitigato dai bassi costi di manutenzione oltre al risparmio in termini di consumo energetico che questa tipologia di sistemi permette di realizzare. Inoltre, proprio per il

fatto che le pompe di calore consumano meno in termini di energia primaria rispetto ai convenzionali sistemi di riscaldamento (le PDCG consumano fino al 75% di energia elettrica in meno dei sistemi di riscaldamento e raffrescamento convenzionali), questa tecnologia rappresenta una soluzione importante per ridurre le emissioni di gas nocivi per l'ambiente, come il diossido di carbonio CO₂, il diossido di zolfo SO₂ e gli ossidi di azoto NO_x e costituisce, così, una maniera ecologica ed ecosostenibile di fornire energia termica.

Le PDCG utilizzano il terreno come una fonte di calore durante il funzionamento in riscaldamento, con un fluido (tipicamente acqua o acqua in miscela con anticongelanti) che funge da termovettore del calore dal terreno all'evaporatore della pompa di calore. Qualora tali macchine funzionino in modo invertibile, esse possono, nella stagione estiva, raffrescare l'ambiente interno prelevandone il calore; tale calore, unito all'energia (elettrica nelle macchine a compressione, termica in quelle ad assorbimento) fornita dall'esterno per l'azionamento della macchina viene ceduto al terreno.

Il vantaggio delle PDCG, rispetto alle pompe di calore ad aria che utilizzano l'atmosfera come serbatoio di calore, deriva principalmente dal fatto che il terreno è influenzato in maniera molto esigua dalle variazioni climatiche ambientali e permette così alla PDCG di lavorare in condizioni praticamente costanti. Questo comporta che attualmente, per ogni kWh termico fornito, le PDCG richiedano 0.22-0.35 kWh di energia elettrica, che è inferiore del 30-50% rispetto al consumo di energia stagionale delle pompe di calore ad aria. Le PDCG costituiscono, così, un modo efficiente di fornire energia termica a molte applicazioni, utilizzando una sorgente di calore rinnovabile, disponibile ovunque e costante. Il terreno, inoltre, può essere utilizzato come un serbatoio nel quale immagazzinare il calore di scarto proveniente da alcuni processi industriali, da sistemi di raffreddamento (per esempio magazzini frigoriferi o palazzetti del ghiaccio), da sistemi di riscaldamento che utilizzano l'energia solare per esempio utilizzando dei collettori solari.

Come visto nei capitoli precedenti, il rapporto tra energia utile e il consumo di energia elettrica di una pompa di calore a determinate condizioni operative è definito come Coefficient of Performance o COP. Nelle PDCG il COP dipende dalla temperatura dell'acqua in ingresso al

circuito al terreno, dalle condizioni geologiche (parametri termici e idraulici del terreno, regolazione climatica) e da parametri tecnici (lunghezza e tipo di scambiatore di calore a terra, materiale). Altri fattori che influenzano il COP della pompa di calore sono il carico di riscaldamento/raffreddamento, il tipo di sistema di riscaldamento/raffreddamento dell'edificio e le temperature di funzionamento. Anche se il COP massimo delle pompe di calore geotermiche esistenti è di circa 4.5, il loro COP medio durante il funzionamento è inferiore. Questo COP medio, di solito chiamato "Seasonal Performance Factor" (SPF), è definito come il COP medio durante il funzionamento e varia intorno a $SPF = 3.0-3.8$. Dove vengono applicati elevati standard di efficienza sia per la pompa di calore geotermica che per l'edificio, si possono raggiungere $SPF=4$.

Per andare a dimensionare le pompe di calore geotermiche è necessario conoscere le caratteristiche del terreno. A tale scopo a partire da metà degli anni 90 è stato sviluppato, in Svezia e negli Stati Uniti, il TRT o Thermal Response Test (§Capitolo 4), che determina le caratteristiche termiche del sottosuolo. In un TRT un carico termico definito viene fornito alle sonde di calore e vengono valutate le conseguenti variazioni di temperatura del fluido termovettore.

Nei paragrafi seguenti si darà una descrizione delle varie tipologie di circuiti che caratterizzano i sistemi a pompa di calore geotermica. La distinzione è tra quei sistemi in cui come fluido termovettore si utilizza acqua di pozzo o di superficie e che costituiscono i circuiti di tipo aperto e i sistemi a circuito chiuso, in cui il fluido termovettore circola, invece, all'interno di tubi interrati (sonde orizzontali o verticali).

3.1) Sistemi a circuito aperto

Nei sistemi a circuito aperto l'acqua di pozzo (Figura 3.1) o di superficie (Figura 3.2) è utilizzata come vettore termico, e porta direttamente il calore alla pompa di calore.

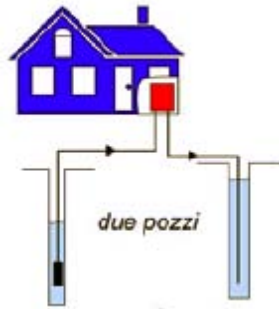


Figura 3.1 Schema di PDCG a circuito aperto che utilizza acqua di pozzo come fluido termovettore: l'acqua viene prelevata dal pozzo di carico e viene rimessa nel terreno attraverso un secondo pozzo, il pozzo di scarico



Figura 3.2 Schema di PDCG a circuito aperto che utilizza acqua di lago, di fiume o di falda come fluido termovettore

Uno degli aspetti principali di cui tener conto in un sistema a circuito aperto è la qualità dell'acqua. Infatti lo scambiatore di calore tra l'acqua e il fluido refrigerante è soggetto a incrostazioni e corrosione e ciò può portare al blocco dello scambiatore stesso. Un altro aspetto importante è che sono necessarie grandi quantità di acqua e questo fatto determina la necessità di un'elevata potenza della pompa di circolazione. L'acqua di scarico deve, poi, essere inviata nuovamente al terreno attraverso pozzi di scarico oppure scaricata in laghi o fiumi. A tal proposito i codici e regolamenti locali riguardo l'ambiente possono influenzare la realizzabilità dei sistemi a circuito aperto.

Il principale vantaggio di questa tipologia di circuiti è che presenta costi d'investimento più bassi rispetto a quelli dei sistemi a circuito chiuso, proprio perché vengono meno i costi di perforazione del terreno, oltre al fatto che non c'è bisogno di ricorrere ad un fluido termovettore secondario, ma è l'acqua freatica a scambiare direttamente calore con il fluido refrigerante.

3.2) Sistemi a circuito chiuso

Nei sistemi chiusi gli scambiatori di calore si trovano nel sottosuolo e un fluido termovettore circola al loro interno trasferendo il calore dal terreno alla pompa di calore e viceversa. A seconda della tipologia del sistema di scambio di calore con il terreno i sistemi a circuito chiuso si distinguono in sistemi con sonde geotermiche orizzontali e sistemi con sonde geotermiche verticali.

3.2.1) *Sistemi a circuito chiuso con sonde geotermiche orizzontali*

I sistemi a circuito chiuso più semplici da installare sono le sonde geotermiche orizzontali (Figura 3.3) in cui le tubazioni messe in opera nel terreno sono installate a qualche metro di profondità con uno sviluppo prettamente orizzontale.

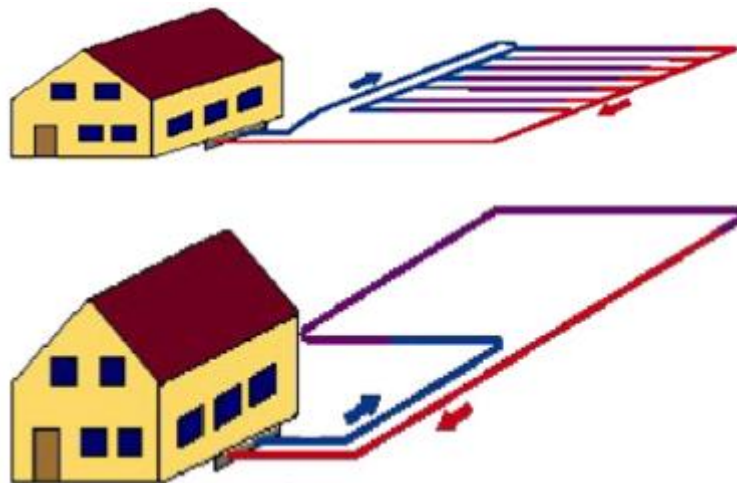


Figura 3.3 Esempi di circuiti a terra orizzontali

I sistemi a circuito orizzontale possono essere interrati sotto prati, giardini e parcheggi e tendono ad essere più popolari dove c'è un'ampia superficie di terreno disponibile.

Il fatto che questa tipologia di circuiti abbia profondità di posa inferiore, da un lato determina una maggiore flessibilità di installazione e dall'altro minori costi iniziali di investimento. D'altro canto però, i sistemi a circuito orizzontale richiedono ampie superfici di terreno e sono maggiormente soggetti alla variabilità climatica stagionale, dal momento che lo scambio di calore avviene con gli strati più superficiali del terreno: le proprietà e la temperatura del terreno in superficie variano,

infatti, con la stagione e la piovosità (ad esempio il suolo è più secco e ha temperature più elevate in una giornata d'estate soleggiata piuttosto che in una giornata invernale piovosa).

Una tipologia particolare di PDCG a sonde orizzontali è quella ad espansione diretta, nella quale il fluido refrigerante della pompa di calore circola direttamente all'interno dei tubi interrati: in sostanza, l'evaporatore si estende direttamente all'interno del terreno. Questa tecnologia permette, così, di evitare lo scambio termico tra il fluido refrigerante e il fluido termovettore dal momento che il fluido refrigerante della pompa di calore scambia calore direttamente con il terreno, permettendo in questa maniera di raggiungere efficienze più elevate; d'altro canto però, in caso di perdite, questa tecnologia presenta il rischio che il terreno venga contaminato dal fluido refrigerante.

3.2.2) Sistemi chiusi a circuito verticale

La temperatura del terreno al di sotto di una certa profondità (circa 20 m) rimane costante durante l'anno. Il fatto di sfruttare strati del terreno che non sono condizionati dalle variazioni climatiche ambientali e la necessità di contenere la superficie di terreno necessaria all'installazione, favorisce, così, l'utilizzo di scambiatori di calore verticali detti anche sonde geotermiche verticali (SGV). Prima di tutto vengono scavati nel terreno dei pozzi verticali tipicamente con un diametro di 75-150 mm. All'interno di questi pozzi, viene poi inserito lo scambiatore di calore vero e proprio, che di solito consiste in un tubo in plastica (solitamente polipropilene o polietilene) a singola o a doppia U. Infine il pozzo deve essere riempito interamente con un materiale speciale, per favorire un contatto termico ottimale tra i tubi dello scambiatore di calore e il terreno. È importante evitare l'ingresso di bolle d'aria, che altrimenti potrebbero provocare una significativa resistenza termica tra lo scambiatore di calore e il terreno.

Il materiale di riempimento deve avere buona conduttività termica e resistenza strutturale a temperature maggiori di 100°C, deve essere facile da maneggiare, deve presentarsi allo stato liquido durante l'iniezione mentre durante il funzionamento deve essere allo stato solido e deve essere innocuo per l'ambiente, così da non incorrere in rischi di inquinamento.

Khol [7] ha dimostrato che i materiali favorevoli sono sospensioni acquose di bentonite (materiale argilloso), cemento e sabbia. In particolare l'aggiunta di sabbia di silice migliora la conducibilità termica e il componente di cemento evita la separazione dell'acqua. Tali sospensioni acquose si presentano allo stato liquido e possono essere iniettate all'interno dei pozzi finché vengono mantenute in movimento. Arrestato il movimento, il materiale si indurisce e assume una consistenza gelatinosa in poche ore. Reuss [8] mostra come la conducibilità termica, che è la proprietà più importante, aumenti leggermente con la temperatura. In particolare per una miscela di acqua (>50%) e sabbia di silice (circa 30%) la conducibilità termica a temperatura ambiente vale $\lambda(20^{\circ}\text{C})=0.82\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ e aumenta a $\lambda(80^{\circ}\text{C})=1.00\text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. Inoltre Hepbasli [5] riferisce che la lunghezza di una sonda geotermica può essere ridotta usando un terreno sabbioso o bentonite termicamente migliorata, al posto della bentonite comune. In particolare conclude che l'utilizzo di materiali con caratteristiche termiche avanzate potrebbe consentire di ridurre la lunghezza delle sonde geotermiche del 15- 20%.

Solitamente si prende in considerazione la soluzione con sonde verticali quando la superficie di terreno disponibile è limitata. I pozzi sono scavati a profondità comprese tipicamente tra i 20 e 200 m. Quando è necessario l'utilizzo di più di una SGV bisogna installare le sonde a una distanza tra loro non inferiore ai 4 m per evitare problemi di cortocircuito termico ed è, inoltre, necessario prevedere un opportuno collettore che permetta di collegare le sonde alla pompa di calore (Figura 3.4).



Figura 3.4 Esempio di impianto con sonde verticali a doppio tubo ad U

Ricapitolando, i principali vantaggi delle SGV sono che richiedono una lunghezza complessiva dei tubi inferiore della maggior parte dei sistemi a circuito chiuso, che necessitano di minore energia di pompaggio rispetto alle sonde orizzontali, che hanno bisogno di una superficie di terreno limitata e che funzionano con temperature del terreno che non sono sensibili alle variazioni stagionali. Il principale aspetto negativo, invece, consiste nel fatto che la perforazione dei pozzi è più costosa rispetto alla realizzazione degli scavi orizzontali.

Ci sono diverse tipologie di sonde geotermiche verticali utilizzate:

- Le SGV con tubo ad U (Figura 3.5), che consistono in un paio di tubi verticali collegati da una curva a 180° nella parte finale del pozzo.

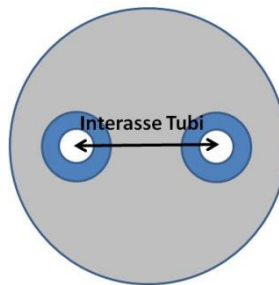


Figura 3.5 Sonda geotermica verticale a singolo tubo ad U

- Le SGV con doppio tubo ad U (Figura 3.6), che costituiscono la soluzione più utilizzata e che prevedono l'installazione all'interno del pozzo di due tubi ad U.

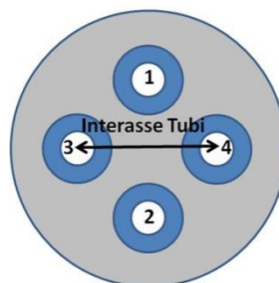


Figura 3.6 Sonda geotermica verticale a doppio tubo ad U: 1 e 2 sono tubi opposti, mentre 1 e 3 sono tubi adiacenti

- Le SGV a tubi coassiali (Figura 3.7), che prevedono due tubi verticali di diverso diametro l'uno all'interno dell'altro.

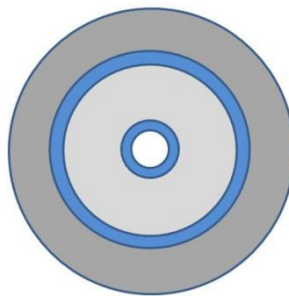


Figura 3.7 Sonda geotermica verticale a tubi coassiali

- Le SGV elicoidali (Figura 3.8) che consistono sostanzialmente in un tubo che prevede un tratto rettilineo (il tubo interno) e un tratto avvolto a spirale (il tubo elicoidale).

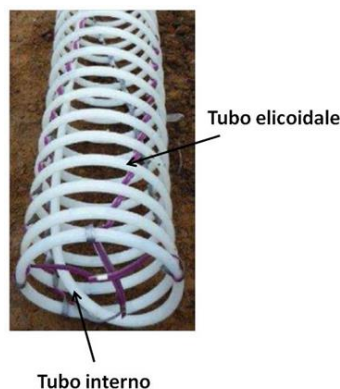


Figura 3.8 Sonda geotermica verticale di tipo elicoidale

Le più comuni sono quelle realizzate inserendo uno o due tubi a U in polietilene in pozzi verticali. I pozzi devono poi essere stuccati per ottenere una migliore conducibilità termica e per evitare contaminazioni da parte delle acque sotterranee. La realizzazione di base delle sonde geotermiche verticali a doppia U consiste di due tubi ad U immessi in un pozzo e poi collegati tra loro in serie o in parallelo. È evidente che la configurazione con doppio tubo ad U fornisce maggiore superficie di scambio termico tra il fluido e il terreno rispetto alla configurazione con singolo tubo ad U e riduce la resistenza termica del pozzo. Zeng [9] dimostra, infatti, che le sonde con singolo tubo ad U

hanno una resistenza termica notevolmente superiore (tra il 30 % al 90 %) rispetto alle sonde con doppio tubo ad U. In particolare Li [10] mostra come il flusso termico scambiato con il terreno dalla configurazione a singolo tubo ad U sia quasi del 50% più bassa rispetto al tubo a doppia U nella modalità emissione di calore, e del 45% in modalità estrazione di calore e che le sonde con doppio tubo ad U con configurazione in parallelo forniscono migliori prestazioni termiche rispetto alle configurazioni in serie.

Inoltre, la resistenza termica del pozzo diminuisce notevolmente con l'aumento della spaziatura tra i due gambi del tubo ad U. Ciò è facilmente comprensibile, perché l'aumento della distanza tra i gambi è favorevole per la conduzione termica tra i tubi e la parete del foro, mentre allevia l'interferenza termica tra i gambi del tubo ad U.

Un'alternativa alle sonde verticali usuali sono le sonde verticali inclinate. A tal proposito Cui [11] fornisce un algoritmo pratico per la progettazione e l'analisi delle PDCG con sonde inclinate. Il vantaggio della configurazione a pozzi inclinati, rispetto a quella a pozzi verticali, consiste nella possibilità di ridurre le dimensioni del terreno richieste per l'installazione degli scambiatori di calore al terreno, aspetto di notevole interesse in particolar modo nelle aree densamente abitate.

4) ASPETTI GEOLOGICI

Uno degli argomenti più importanti nella progettazione di pompe di calore geotermiche è costituito dagli aspetti geologici del sottosuolo.

La distribuzione della temperatura nel terreno è influenzata dai seguenti fattori:

- a) La struttura e le proprietà fisiche del terreno
- b) La copertura della superficie del terreno (per esempio terra nuda, erba, neve)
- c) Le interazioni climatiche determinate dalla temperatura dell'aria, dal vento, dalla radiazione solare, dall'umidità dell'aria e dalla piovosità.

Dal punto di vista della distribuzione di temperatura, si possono distinguere 3 zone nel terreno:

1. una zona superficiale (che raggiunge una profondità di circa 1 m) nella quale la temperatura del terreno è molto sensibile alle variazioni climatiche nel breve periodo;
2. una zona poco profonda che si estende dalla profondità di circa 1-8 m (per terreni secchi) o di 20 m (per terreni sabbiosi umidi) dove la temperatura è quasi costante: in questa zona la distribuzione di temperatura dipende principalmente dal ciclo climatico stagionale;
3. una zona profonda (sotto circa 8-20 m), dove la temperatura del terreno è praticamente costante .

Le prime due zone (sopra ai 20 m di profondità) costituiscono uno strato instabile dal punto di vista termico e tale strato viene prevalentemente sfruttato con sistemi di scambio orizzontali. La terza zona (sotto i 20 m di profondità) rappresenta invece uno strato termicamente stabile ed è prevalentemente sfruttato con sistemi di scambio verticali.

Quindi, lo strato termicamente instabile è la porzione di terreno in cui la temperatura è variabile, prevalentemente influenzata dalle fluttuazioni climatiche atmosferiche, mentre lo strato termicamente stabile è la porzione di terreno la cui temperatura non è influenzata dalle fluttuazioni climatiche, ma dipende principalmente dal flusso geotermico e dalla presenza di falde sotterranee.

In entrambi gli strati le condizioni termiche del terreno sono alterate dalla presenza di acqua di falda, la quale, in funzione della sua velocità di scorrimento nel terreno, generalmente influisce sulla capacità di scambio del campo geotermico e sulla capacità di accumulo di energia.

Per calcolare la distribuzione di temperatura nel terreno sono disponibili in letteratura alcune formulazioni di tipo analitico come per esempio la formula di Baggs (Popiel [12]):

$$T(x, t) = (T_m \pm \Delta T_m) - 1.07 \cdot k_v \cdot A_s \cdot e^{-(0.00031552 \cdot x \cdot a^{-0.5})} \cdot \cos \left[\frac{2 \cdot \pi}{365} \cdot (t - t_0 + 0.018335 \cdot x \cdot a^{-0.5}) \right] \quad (4.1)$$

dove T_m [°C] è la temperatura media annuale del terreno, ΔT_m [°C] è il differenziale di temperatura del terreno, k_v il coefficiente di vegetazione ($k_v=1$ se la superficie del terreno è completamente libera mentre vale $k_v=0.22$ se l'ombra della vegetazione copre del tutto il terreno), A_s [°C] l'ampiezza dell'oscillazione media annuale della temperatura dell'aria, x [m] la profondità sotto la superficie, a [m²/s] la diffusività termica media annuale del terreno indisturbato, t il tempo in giorni e t_0 la fase dell'oscillazione della temperatura dell'aria in giorni.

La temperatura dello strato termicamente stabile può, però, essere calcolata molto più semplicemente assumendola coincidente al valore della media annuale delle temperature dell'aria esterna T_m . Bisogna però tenere conto del fatto che il valore di temperatura nello strato stabile cresce in funzione della profondità in ragione di un gradiente termico pari a 0.03 °C/m (ovvero ogni 100 m di profondità si ha un aumento di temperatura di 3°C).

Lo scambio di calore tra la sonda geotermica verticale e il terreno adiacente avviene principalmente per conduzione e in parte per migrazione dell'umidità. Pertanto lo scambio termico dipende fortemente dal tipo di terreno, dalla temperatura e dal gradiente di umidità.

In particolare, la diffusività termica del suolo $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$ è una proprietà definita ed è il rapporto tra la conduttività termica λ e la capacità termica ($\rho \cdot c_p$). Pertanto, le tre proprietà del suolo, conduttività termica λ , densità ρ e calore specifico c_p , devono essere conosciute o stimate per prevedere il comportamento termico della sonda geotermica. Tali caratteristiche termofisiche del terreno

possono essere determinate mediante indagine geologica dell'area d'installazione dello scambiatore di calore attraverso un test di risposta termica (il cosiddetto TRT).

4.1) Test di Risposta Termica

Il Test di Risposta Termica (TRT) del terreno è una metodologia sperimentale finalizzata alla determinazione in situ delle proprietà termofisiche fondamentali del terreno e dello scambiatore a terreno, necessarie per un accurato dimensionamento degli stessi. Il TRT consente infatti di determinare la conduttività termica equivalente λ_g del terreno, la temperatura del terreno indisturbato θ_g e la resistenza termica per unità di lunghezza R_b di uno scambiatore a terreno di tipo verticale. Il valore di λ_g tiene conto del terreno, del materiale di riempimento e del materiale della tubazione.

La procedura standard di un TRT prevede:

- l'installazione di uno scambiatore a terreno e di un circuito idraulico chiuso di prova, comprensivo di un generatore termico/frigorifero e di un circolatore;
- la circolazione forzata del fluido termovettore nello scambiatore a terreno e la contestuale misura della sua temperatura media fino al raggiungimento dell'equilibrio termico con il terreno circostante;
- l'immissione nel terreno di una potenza termica/frigorifera nota e costante nel tempo tramite circolazione nello scambiatore di calore di un fluido termovettore riscaldato/raffreddato dal generatore;
- la misura dell'andamento temporale delle temperature di mandata e di ritorno del fluido termovettore allo scambiatore a terreno;
- l'interpretazione dei profili termici rilevati con un opportuno modello fisico.

Le misurazioni fornite dal TRT forniscono un dato aggregato che tiene conto dell'eventuale presenza di acqua di falda in movimento, qualora la velocità della falda non determini fenomeni convettivi rilevanti. I risultati del TRT devono, poi, essere utilizzati per verificare la resa termica dello scambiatore di calore ai fini della verifica del progetto. E' pertanto uno strumento di progettazione e la sua esecuzione è particolarmente rilevante qualora le caratteristiche termofisiche del terreno e le particolari condizioni di utilizzo dello stesso siano tali da suggerire indagini approfondite.

5) ANALISI COL CaRM

Nel Capitolo 3 si è visto come l'impiego di circuiti chiusi a sonde geotermiche verticali permetta di lavorare con strati del sottosuolo termicamente stabili e di ridurre la superficie di terreno occupata dal campo sonde. Inoltre si è visto come una soluzione particolarmente vantaggiosa sotto il profilo dello scambio termico sia l'utilizzo di SGV di tipo a doppio tubo ad U. Nelle analisi che seguiranno nei prossimi capitoli, si farà così riferimento a SGV a doppio tubo ad U di geometria standard. Nel dettaglio, in questo capitolo utilizzando come input le temperature del fluido in ingresso alle SGV e per varie tipologie di campo sonde con disposizione matriciale si vuole determinare come cambia il calore che viene accumulato al terreno al variare dell'interasse tra le sonde, cioè al variare della distanza tra gli assi di sonde adiacenti. Per queste analisi verrà utilizzato il software CaRM elaborato dal Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova. Prima di procedere con l'analisi delle simulazioni effettuate, viene di seguito presentata una descrizione del CaRM, sintesi di quanto riportato in De Carli [1] e Zarrella [2].

5.1) Descrizione del CaRM

Il CaRM è un software elaborato dal Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova finalizzato a simulare il comportamento degli scambiatori di calore al terreno. Questo strumento fa riferimento ad un approccio basato sull'analogia elettrica, e proprio per questo motivo è stato denominato CaRM (Capacity Resistance Model). Nota la temperatura di mandata del fluido termovettore in uno scambiatore al terreno verticale a doppio tubo ad U, il CaRM, sfruttando resistenze termiche e capacità termiche concentrate, permette di calcolare la temperatura del fluido in uscita dalle sonde, la temperatura del terreno a varie distanze dalla sonda e il flusso termico scambiato tra il campo sonde e il terreno, tenendo conto anche delle interferenze termiche tra le sonde.

Il modello matematico che sta alla base del CaRM, viene descritto in De Carli [1] e Zarrella [2]; di seguito se ne riporta una sintesi.

5.1.1) Modello matematico su cui si basa il CaRM

In base alla legge di Fourier, l'equazione generale di conduzione del calore senza generazione interna di calore è :

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \cdot \nabla^2 T \quad (5.1)$$

dove $a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \left[\frac{m^2}{s} \right]$ è la diffusività termica del mezzo fisico soggetto allo scambio termico ($\lambda \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$,

$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$ e $c \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$ sono rispettivamente la conduttività termica, la densità e il calore specifico del

mezzo fisico). Per un solido privo di capacità di accumulo termico, omogeneo e con proprietà termiche costanti, il flusso termico $q \left[W \right]$ dalla generica superficie 1 alla generica superficie 2, rispettivamente alle temperature T_1 e T_2 , può essere scritto utilizzando la resistenza termica

$R_{12} \left[\frac{K}{W} \right]$ tra le superfici 1 e 2:

$$q = \frac{T_1 - T_2}{R_{12}} \quad (5.2)$$

Un tipico problema stazionario è la conduzione di calore attraverso la parete di un tubo cilindrico, che può essere risolto attraverso la relazione:

$$R_{12} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot \lambda} \cdot \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \quad (5.3)$$

dove L è la lunghezza del cilindro, r_1 e r_2 sono rispettivamente il raggio interno e il raggio esterno del tubo. Se il corpo può immagazzinare calore, trascurando gradienti di temperatura all'interno del solido, il flusso di calore q scambiato alla sua superficie è legato all'entità della variazione dell'energia interna:

$$q = C \cdot \frac{dT}{d\tau} \quad (5.4)$$

dove $C = \rho \cdot c \cdot V \left[\frac{J}{K} \right]$ è la capacità termica del corpo ($\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$, $c \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$ e $V [m^3]$ sono rispettivamente la densità, il calore specifico e il volume del corpo). Per discretizzare l'equazione differenziale della conduzione termica, può essere utilizzato l'approccio del volume di controllo. Facendo riferimento alla Figura 5.1, e applicando il bilancio di energia al volume di controllo del nodo i -esimo, l'equazione (5.4) può essere scritta come:

$$q(i-1, i) + q(i, i+1) = \rho(i) \cdot c(i) \cdot V(i) \cdot \frac{dT(i)}{d\tau} \quad (5.5)$$

In termini di passi temporali finiti $\Delta\tau$, l'equazione (5.5) diventa:

$$\frac{T(i-1) - T(i)}{R(i-1, i)} + \frac{T(i+1) - T(i)}{R(i, i+1)} = \frac{\rho(i) \cdot c(i) \cdot V(i)}{\Delta\tau} \cdot [T(i) - T(i)_{-\Delta\tau}] \quad (5.6)$$

dove R è la resistenza termica tra i nodi e $T(i)_{-\Delta\tau}$ è la temperatura dell'elemento i -esimo al precedente step temporale. Con questa analisi, si può calcolare la temperatura in ogni punto e in ogni istante all'interno del corpo analizzato.

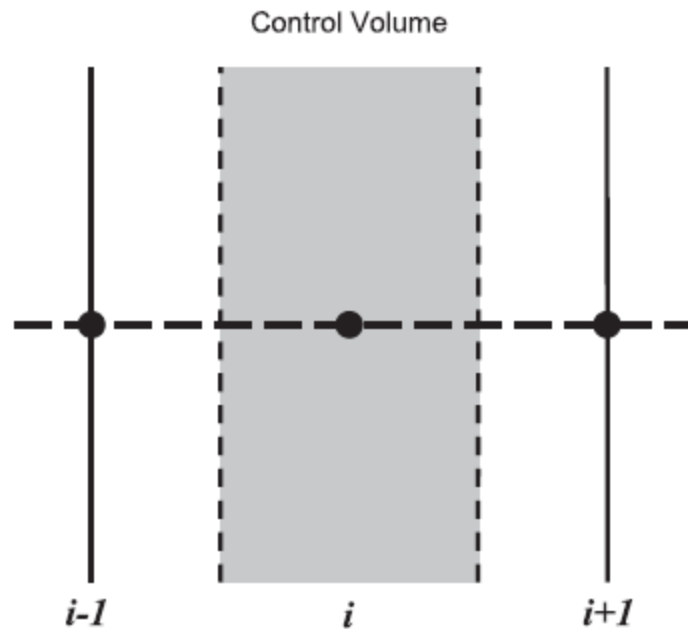


Figura 5.1 Volume di controllo per lo scambio di calore per conduzione, monodimensionale

5.1.2) Modellizzazione del terreno

Nel CaRM lo scambio di calore nel terreno avviene solamente per conduzione. Viene quindi trascurato lo scambio di calore che avviene per convezione a seguito del movimento delle acque freatiche e per convezione naturale dovuta al gradiente di temperatura che viene a crearsi nell'area di stoccaggio del calore. Lo spazio tra i tubi dello scambiatore di calore e le pareti della sonda, solitamente, è riempito con un materiale adatto a incrementare il contatto termico tra il fluido termovettore e il terreno. La capacità termica della sonda è importante quando l'intervallo temporale della simulazione è relativamente breve e fa riferimento ad un flusso termico che varia nel tempo.

Il terreno è composto di diverse sotto-regioni, ognuna delle quali è caratterizzata da proprietà termofisiche differenti, determinate principalmente dalla composizione minerale, dalla porosità e dal grado di saturazione d'acqua. Solitamente si tiene conto di tutti questi aspetti facendo riferimento alla cosiddetta conduttività termica equivalente del terreno che può essere determinata attraverso un thermal response test (§Capitolo 4).

Lo strato di terreno più superficiale è influenzato dai cambiamenti delle condizioni climatiche. Tale disturbo dovuto alla temperatura dell'aria penetra in profondità di alcuni metri e, considerando che solitamente la profondità delle sonde geotermiche verticali è di circa 100 metri, la sua influenza può essere considerata trascurabile; se invece la lunghezza del pozzo è limitata (≤ 20 m), tale disturbo non può essere ignorato. Nel CaRM, il flusso di calore tra il fluido nella prima parte del pozzo vicino alla superficie del terreno e l'aria esterna viene trascurato. È trascurato anche lo scambio di calore tra il fluido all'interno della parte più bassa del pozzo e il terreno sottostante la sua estremità.

Il modello utilizzato fa riferimento ad una sonda geotermica verticale a doppio tubo ad U. Ai fini della modellizzazione il terreno circostante il pozzo viene diviso in un numero "m" di strati sovrapposti. Lo scambio di calore in direzione verticale tra due sezioni sovrapposte non è preso in considerazione (è considerato solo il flusso termico lungo la direzione radiale). Quindi la temperatura all'interno di ciascuna regione anulare è assunta dipendere dal raggio e dal tempo. Ogni

sezione verticale è divisa quindi in “n” regioni anulari a differenti distanze dall’asse del pozzo. Sotto l’ipotesi di simmetria cilindrica attorno al singolo pozzo verticale, per l’ i-esima regione anulare del generico j-esimo strato di terreno può essere scritta la seguente equazione:

$$\frac{T(j,i-1)-T(j,i)}{R(j,i-1)} + \frac{T(j,i+1)-T(j,i)}{R(j,i)} = C(j,i) \cdot \frac{T(j,i)-T(j,i)-\Delta\tau}{\Delta\tau} \quad (5.7)$$

dove, facendo riferimento alla i-esima regione anulare e alla j-esima sezione: C(j,i) è la capacità termica, R(j,i) è la resistenza termica tra due regioni anulari adiacenti, T(j,i) è la temperatura media all’istante corrente, T(j,i)_{-Δτ} è la temperatura media all’istante precedente. Per calcolare la capacità termica viene utilizzata la seguente equazione:

$$C(j,i) = \rho \cdot c \cdot \pi \cdot [r(i)^2 - r(i-1)^2] \cdot \Delta z(j) \quad (5.8)$$

dove, facendo riferimento alla regione anulare, r(i) e r(i-1) sono i raggi e ρ e c sono rispettivamente la densità e il calore specifico dello strato di terreno. La capacità termica dell’i-esima regione anulare è concentrata nel raggio baricentrico $r_m(i)$ che è equivalente a:

$$r_m(i) = \sqrt{\frac{[r(i)^2 + r(i-1)^2]}{2}} \quad (5.9)$$

I valori delle resistenze R(j,i) sono calcolate attraverso l’equazione (5.3), utilizzando l’equazione (5.9).

5.1.3) Modellizzazione del pozzo

Lo scambio di calore tra le pareti dei tubi ad U e la parete del pozzo dipende dal numero dei tubi, dalla loro posizione e dal loro materiale, oltre che dal materiale di riempimento. Nel CaRM si assume che lo scambio di calore avviene principalmente per conduzione. Facendo riferimento alla Figura 5.2 il materiale di riempimento è diviso in due zone:

- il nucleo (core), che è la zona centrale tra i tubi;
- il guscio (shell), che è la parte esterna, compresa tra i tubi e la parete del pozzo.

Le due aree sono contrassegnate dal cerchio avente un diametro pari alla distanza tra i centri dei tubi opposti.

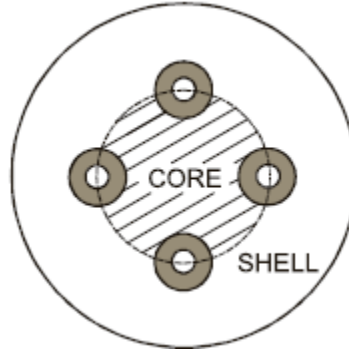


Figura 5.2 Rappresentazione delle due zone in cui è suddivisa la sonda, il nucleo (core) e il guscio (shell)

Facendo riferimento alla Figura 5.3, di seguito sono riportate le equazioni di bilancio del nodo del nucleo, di ciascun tubo e della parete del pozzo.

Per il nodo del nucleo:

$$\frac{T_{p,1}(j)-T_{Core}(j)}{0.5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,2}(j)-T_{Core}(j)}{0.5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,3}(j)-T_{Core}(j)}{0.5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,4}(j)-T_{Core}(j)}{0.5 \cdot R_{ppB}(j)} = \frac{C_{Core}(j)}{\Delta z(j)} \cdot \frac{T_{Core}(j)-T_{Core}(j)-\Delta\tau}{\Delta\tau} \quad (5.10)$$

Per il tubo 1:

$$\frac{T_{Core}(j)-T_{p,1}(j)}{0.5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,3}(j)-T_{p,1}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,4}(j)-T_{p,1}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_0(j)-T_{p,1}(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{w1}(j)-T_{p,1}(j)}{R_{conv}(j)} = 0 \quad (5.11)$$

Per il tubo 2:

$$\frac{T_{Core}(j)-T_{p,2}(j)}{0.5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,3}(j)-T_{p,2}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,4}(j)-T_{p,2}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_0(j)-T_{p,2}(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{w2}(j)-T_{p,2}(j)}{R_{conv}(j)} = 0 \quad (5.12)$$

Per il tubo 3:

$$\frac{T_{Core}(j)-T_{p,3}(j)}{0.5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,1}(j)-T_{p,3}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,2}(j)-T_{p,3}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_0(j)-T_{p,3}(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{w3}(j)-T_{p,3}(j)}{R_{conv}(j)} = 0 \quad (5.13)$$

Per il tubo 4:

$$\frac{T_{Core}(j)-T_{p,4}(j)}{0.5 \cdot R_{ppB}(j)} + \frac{T_{p,1}(j)-T_{p,4}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_{p,2}(j)-T_{p,4}(j)}{R_{ppA}(j)} + \frac{T_0(j)-T_{p,4}(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{w4}(j)-T_{p,4}(j)}{R_{conv}(j)} = 0 \quad (5.14)$$

Per la parete del pozzo:

$$\frac{T(j,1)-T_0(j)}{R(j,0)} + \frac{T_{p,1}(j)-T_0(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{p,2}(j)-T_0(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{p,3}(j)-T_0(j)}{R_{p0}(j)} + \frac{T_{p,4}(j)-T_0(j)}{R_{p0}(j)} = \frac{C_{Shell}(j)}{\Delta z(j)} \cdot \frac{T_0(j)-T_0(j)-\Delta\tau}{\Delta\tau} \quad (5.15)$$

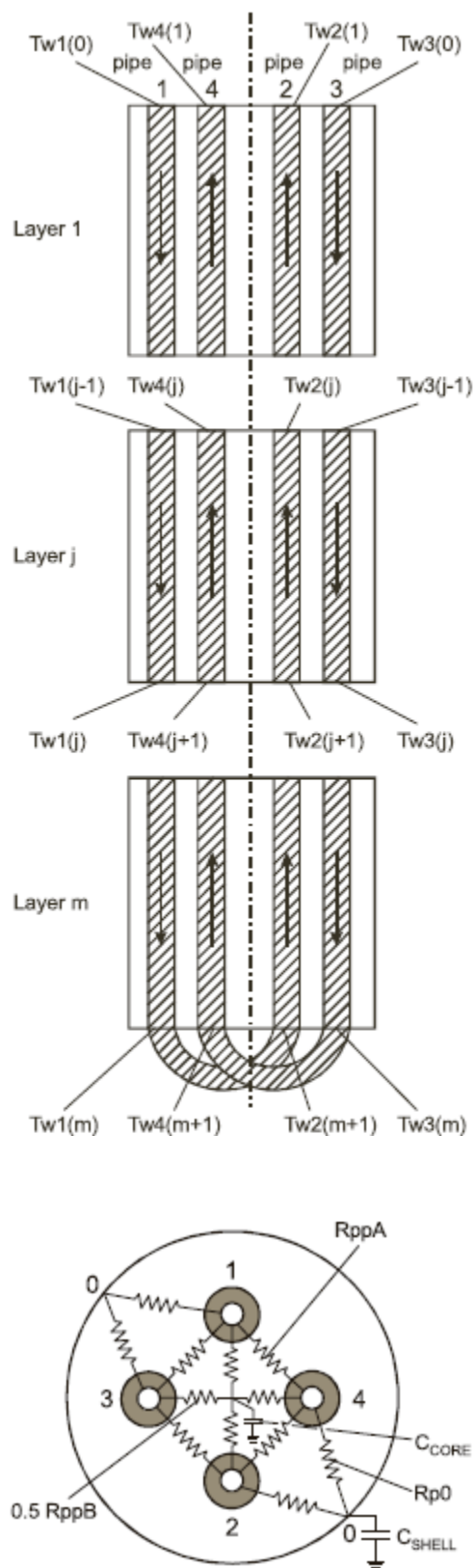


Figura 5.3 Schema della modellizzazione della sonda geotermica verticale a doppio tubo ad U

Le resistenze termiche (R_{ppA} , R_{ppB} , R_{p0}) sono un input per il CaRM e possono essere calcolate attraverso delle espressioni disponibili in letteratura o attraverso la simulazione bidimensionale della conduzione di calore della sezione orizzontale del pozzo. Per calcolare le capacità termiche del nucleo e del guscio sono usate le equazioni seguenti che fanno riferimento alla Figura 5.4:

$$C_{core}(j) = \rho_{riempimento} \cdot c_{riempimento} \cdot \Delta z(j) \cdot \left\{ \pi \cdot L_{s,p}^2 - n_{tubi} \cdot \left[\frac{L_{s,p}^2}{2} \cdot (2\delta - \sin 2\delta) + \frac{r_e^2}{2} \cdot (\pi - \delta - \sin \delta) \right] \right\} \quad (5.16)$$

$$C_{shell}(j) = \rho_{riempimento} \cdot c_{riempimento} \cdot \Delta z(j) \cdot \left\{ \pi \cdot (r_{sgv}^2 - L_{s,p}^2) + n_{tubi} \cdot \left[\frac{L_{s,p}^2}{2} \cdot (2\delta - \sin 2\delta) + \frac{r_e^2}{2} \cdot (\pi - \delta - \sin \delta) \right] - n_{tubi} \cdot \pi \cdot r_e^2 \right\} \quad (5.17)$$

dove $\rho_{riempimento}$ e $c_{riempimento}$ sono la densità e il calore specifico del materiale di riempimento, $L_{s,p}$ è metà della distanza tra il centro di due tubi opposti all'interno della sonda, r_e è il raggio esterno dei tubi, r_{sgv} è il raggio della sonda e n_{tubi} è il numero di tubi all'interno della sonda considerata ($n_{tubi} = 4$ perché stiamo analizzando una sonda a doppio tubo ad U).

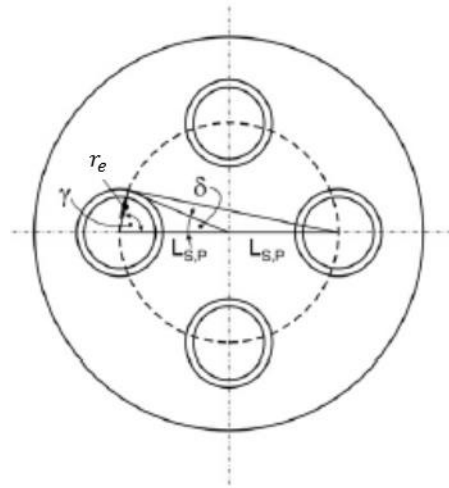


Figura 5.4 Rappresentazione delle variabili geometriche utilizzate nelle equazioni (5.16) e (5.17)

Le superfici effettive del nucleo e del guscio sono calcolate considerando la posizione dei tubi utilizzando l'angolo δ , derivato dall'angolo γ ; quest'ultimi sono calcolati dalle equazioni seguenti:

$$\delta = \pi - 2 \cdot \gamma \quad (5.18)$$

$$\cos \gamma = \frac{r_e}{2 \cdot L_{s,p}} \quad (5.19)$$

E' chiaro che la somma delle capacità termiche del nucleo e del guscio devono essere uguali alla capacità termica totale del materiale di riempimento:

$$C_{core}(j) + C_{shell}(j) = \rho_{riempimento} \cdot c_{riempimento} \cdot \Delta z(j) \cdot (\pi \cdot r_{sgv}^2 - n_{tubi} \cdot \pi \cdot r_e^2) \quad (5.20)$$

5.1.4 Modellizzazione del fluido

Il coefficiente di scambio termico convettivo $\alpha_i \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$ può essere valutato sulla base del numero di Nusselt Nu:

$$Nu = \frac{\alpha_i \cdot D_i}{\lambda_{fluido}} \quad (5.21)$$

dove D_i è il diametro interno del tubo e λ_{fluido} è la conduttività termica del fluido termovettore.

A sua volta il numero di Nusselt è funzione del numero di Reynolds Re e del numero di Prandtl Pr ed è determinato sulla base delle equazioni (5.22), (5.23) e (5.24) a seconda del regime di moto del fluido che scorre all'interno dei tubi. Per velocità di flusso con un numero di Reynolds inferiore a 2100-2300 il deflusso è considerato laminare. Quando la velocità aumenta, ci sarà un graduale passaggio da moto laminare a moto turbolento, che è considerato pienamente sviluppato per numero di Reynolds superiore a 10000. Tra questi due valori il flusso si trova in una zona detta di transizione. Per questa ragione, nel CaRM il coefficiente di scambio termico per convezione è calcolato attraverso le equazioni:

$$Nu = 1.61 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_i}{L} \right)^{1/3} \quad \text{per moto in regime laminare (Re < 2000)} \quad (5.22)$$

$$Nu = 0.116 \cdot \left(Re^{2/3} - 125 \right) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[1 + \left(\frac{D_i}{L} \right)^{2/3} \right] \quad \text{per moto in regime transitorio (2000 < Re < 10000)} \quad (5.23)$$

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad \text{per moto in regime turbolento (Re > 10000)} \quad (5.24)$$

dove D_i è il diametro interno del tubo e L la lunghezza del tubo.

Nella versione del CaRM utilizzata, si tiene conto della capacità termica del fluido e di conseguenza, il bilancio termico all'interno di ogni tubo per il j-esimo strato di lunghezza $\Delta z(j)$ può essere scritto nel seguente modo:

$$\dot{m}_{fluido} \cdot c_{fluido} \cdot [T_{fluido,in}(j) - T_{fluido,out}(j)] - 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot \alpha_i \cdot \Delta z(j) \cdot [\bar{T}_{fluido}(j) - T_p(j)] = \rho_{fluido} \cdot c_{fluido} \cdot \pi \cdot r_i^2 \cdot \Delta z(j) \cdot \frac{T_{fluido}(j) - T_{fluido}(j) - \Delta \tau}{\Delta \tau} \quad (5.25)$$

dove \dot{m}_{fluido} è la portata di fluido nel tubo, $T_{fluido,in}$ e $T_{fluido,out}$ sono rispettivamente la temperatura d'ingresso e quella d'uscita, \bar{T}_{fluido} è la temperatura media del fluido nel tubo considerato, T_p è la temperatura media della superficie interna del tubo, α_i è il coefficiente di scambio di calore per convezione, ρ_{fluido} è la densità del fluido, c_{fluido} è il calore specifico del fluido e r_i è il raggio interno del tubo. Per semplificare la scrittura del sistema lineare e dei calcoli, la temperatura di uscita è considerata uguale alla temperatura media \bar{T}_{fluido} del fluido per la fetta j-esima; questa ipotesi è tanto più accurata quanto maggiore è la discretizzazione lungo la direzione dell'asse del pozzo. L'errore dovuto a questa assunzione è, comunque, di piccola entità dato che solitamente la differenza tra la temperatura d'ingresso e quella d'uscita è limitata. L'effetto sul breve tempo dovuto alla capacità del fluido termovettore può essere piuttosto importante. Il flusso di calore dovuto alla variazione della temperatura del fluido lungo l'intera sonda, durante la circolazione del fluido nel tubo, è calcolato dalla seguente relazione:

$$q = \rho_{fluido} \cdot c_{fluido} \cdot \pi r_i^2 \cdot L \cdot \frac{\bar{T}_{fluido} - \bar{T}_{fluido-\Delta\tau}}{\frac{L}{u_{fluido}}} \quad (5.26)$$

dove L è la lunghezza del tubo e u_{fluido} è la velocità del fluido nel tubo; il loro rapporto $\frac{L}{u_{fluido}}$ è l'intervallo temporale durante il quale il fluido scorre lungo il tubo. Per un doppio tubo ad U (con collegamento in parallelo) con un diametro interno dei tubi di 26 mm, con le tipiche proprietà dell'acqua (1000 kg/m³ di densità e 4186 J/(kg· K) per il calore specifico), e con una velocità del fluido nei tubi di 0.5 m/s, dall'equazione (5.26), il flusso di calore necessario per cambiare la temperatura di 1 K è di circa 1100 W.

5.1.5) Modellizzazione della disposizione delle sonde

Il modello per un campo sonde può essere implementato, tenendo conto dell'influenza tra sonde adiacenti. Se due sonde si trovano alla distanza d , può essere assunta una superficie adiabatica alla distanza $d/2$. In modo più generale, considerando una certa distribuzione delle sonde nel campo è possibile assumere delle superfici adiabatiche a metà strada tra due sonde adiacenti. Per la modellizzazione di queste superfici, è utilizzata una condizione al contorno adiabatica ($q=0$).

A tal fine sono state considerate 6 tipologie di sonde:

- Tipo "0", sonda libera;
- Tipo "1", sonda in prossimità di un'altra sonda (una superficie adiabatica);
- Tipo "2A", sonda vicina a due sonde su lati adiacenti;
- Tipo "2B", sonda vicina a due sonde su lati opposti;
- Tipo "3", sonda circondata da tre sonde;
- Tipo "4", sonda circondata da quattro sonde.

Fino al raggio medio $r_m(i) \leq \frac{d}{2}$, le resistenze e le capacità sono calcolate come mostrato precedentemente (equazioni (5.3) e (5.8)); oltre questo limite per i calcoli delle resistenze e delle capacità vengono utilizzate le equazioni (5.27) e (5.28):

$$R(j, i)_{corrected} = R(j, i) \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{a} \quad (5.27)$$

$$C(i, j)_{corrected} = C(i, j) \cdot \frac{a}{2 \cdot \pi} \quad (5.28)$$

$$a = k_1 \cdot \pi - k_2 \cdot b \quad \text{quando} \quad \frac{d}{2} < r_m(i) \leq \frac{d}{\sqrt{2}} \quad (5.29)$$

$$a = k_3 \cdot \pi - k_4 \cdot b \quad \text{quando} \quad \frac{d}{\sqrt{2}} < r_m(i) \leq r_{max} \quad (5.30)$$

$$\cos(b) = \frac{d}{2} \cdot \frac{1}{r_m(i)} \quad (5.31)$$

In queste equazioni si fa riferimento al settore angolare effettivo a , il quale dipende dal tipo di sonda ed è calcolato attraverso le equazioni (5.29) e (5.30), usando l'equazione (5.31) e la Tabella 5.1.

Tabella 5.1 Coefficienti per la valutazione delle effettive resistenze e capacità termiche

Tipo	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	-	-

Nella Figura 5.5 è mostrata una rappresentazione delle diverse tipologie di sonde. Attraverso la loro combinazione è possibile ottenere qualsiasi campo sonde.

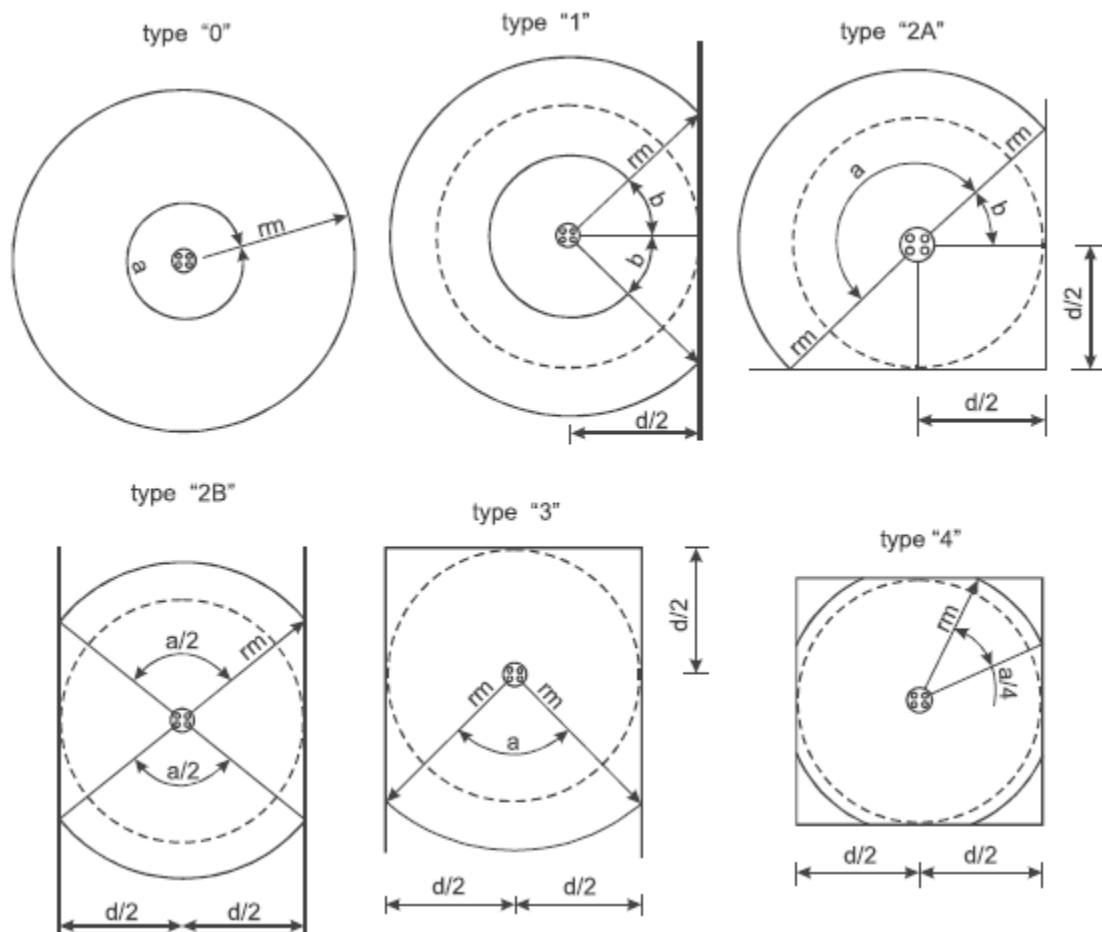


Figura 5.5 Esempificazione della modellizzazione delle diverse tipologie di sonde

5.1.6) Sistema complessivo di equazioni

Riassumendo i diversi problemi discussi, il modello finale prevede quindi un problema di tipo matriciale:

$$[A]\{X\} = \{B\} \quad (5.32)$$

dove $[A]$ è la matrice dei coefficienti, $\{X\}$ è il vettore delle temperature incognite e $\{B\}$ è il vettore colonna dei termini noti; il sistema di equazioni lineari può essere facilmente risolto attraverso l'inversione della matrice $[A]$.

Dato che il problema è di tipo transitorio, deve essere assegnata la temperatura iniziale di ogni nodo e a tale fine viene scelta la temperatura indisturbata del terreno. Riassumendo, i dati in ingresso necessari al CaRM sono:

- le proprietà del terreno per ogni sotto-regione: spessore, conduttività termica, calore specifico, densità, temperatura indisturbata del terreno;
- proprietà del fluido: portata di massa, calore specifico, densità, viscosità, conduttività termica;
- caratteristiche della sonda: diametro esterno della sonda, dimensione dei tubi, resistenza termica tra tubo e tubo e tra tubi e superficie esterna della sonda;
- distanza tra le sonde nel campo sonde;
- modalità di funzionamento: arco temporale di simulazione, temperatura d'ingresso del fluido termovettore nelle sonde, connessione delle sonde;
- variabili di discretizzazione: step temporali della simulazione e mesh (raggio massimo R_{max} , numero di suddivisioni in profondità, numero di suddivisioni radiali).

Gli outputs del modello sono le temperature in ogni nodo $T(j, 1), \dots, T(j, i), \dots, T(j, n)$ e il flusso termico per ogni strato $q(1), \dots, q(j), \dots, q(m)$. Inoltre è calcolata anche la temperatura di uscita del fluido termovettore e il flusso termico totale scambiato con il terreno circostante.

5.2) Simulazioni con il CaRM

Attraverso il software CaRM sopra descritto, in questo paragrafo vengono presentate le analisi che sono state effettuate per determinare se, a parità di layout del campo di sonde analizzato, del numero di sonde di cui è costituito il campo e a parità di superficie di scambio termico con il terreno, di portata di massa del sistema e per un determinato profilo di temperatura d'ingresso del fluido termovettore nelle sonde, al fine di immagazzinare calore al terreno è opportuno aumentare o diminuire la distanza tra le sonde (intesa come distanza tra l'asse di due sonde adiacenti). Per quel che riguarda la superficie di scambio con il terreno viene preso come riferimento un campo di $n_{sonde} = 16$ sonde geotermiche verticali a doppio tubo ad U di profondità $L_{sgv} = 100 \text{ m}$ ciascuna e di diametro $D_{sgv} = 0.14 \text{ m}$; la superficie di scambio termico di riferimento vale quindi:

$$S_{sgv-terreno} = n_{sonde} \cdot (\pi \cdot D_{sgv}) \cdot L_{sgv} = 703.717 \text{ m}^2.$$

La portata di massa del sistema, è stata scelta in modo che il fluido che scorre nei tubi all'interno della sonda sia in regime di moto turbolento pienamente sviluppato. Per determinare qual è il regime del moto del fluido all'interno dei tubi si fa riferimento al numero di Reynolds

$$Re = \frac{D_i \cdot \rho_{fluido} \cdot u_{fluido}}{\mu_{fluido}} \quad (5.33)$$

dove D_i è il diametro interno dei tubi, ρ_{fluido} è la densità del fluido termovettore, μ_{fluido} è la viscosità dinamica del fluido e u_{fluido} è la velocità del fluido nei tubi. Utilizzando l'acqua come fluido termovettore ($\rho_{fluido} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, $\mu_{fluido} = 0.0014 \frac{\text{kg}}{\text{m}\cdot\text{s}}$) e per $D_i = 0.0026 \text{ m}$ (le proprietà del fluido termovettore e la geometria della SGV sono riportati nel dettaglio in Tabella 5.3) e facendo riferimento alle relazioni (5.22), (5.23) e (5.24), si è determinato che per avere moto turbolento pienamente sviluppato ($Re=13000$) la velocità del fluido nei tubi deve essere pari a $u_{fluido} = 0.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. A tale velocità di deflusso del fluido nei tubi corrisponde una portata di massa per ciascun tubo \dot{m}_{1tubo} pari a:

$$\dot{m}_{1tubo} = \rho_{fluido} \cdot [u_{fluido} \cdot (\pi \cdot D_i^2)] = 1.488 \frac{kg}{s} \quad (5.34)$$

Ora considerando che si fa riferimento a sonde a doppio tubo ad U, la portata di massa di fluido termovettore che circola all'interno di ciascuna sonda è:

$$\dot{m}_{1sonda} = 2 \cdot \dot{m}_{1tubo} = 2.976 \frac{kg}{s} \quad (5.35)$$

La portata di fluido termovettore che fluisce all'interno del campo sonde è quindi:

$$\dot{m}_{sistema} = n_{sonde} \cdot \dot{m}_{1sonda} = 47.62 \frac{kg}{s} \quad (5.36)$$

Mantenendo come parametri costanti la lunghezza totale di scambio termico con il terreno e la portata di massa del sistema, sono state eseguite delle simulazioni prendendo in esame dei campi sonde con layout matriciale. Si è fatto riferimento (Tabella 5.2) a 3 tipologie di campi rispettivamente di 16, 32 e 64 sonde, variando per ciascuna tipologia l'interasse tra le sonde.

Tabella 5.2 Tipologie di campi sonde prese in esame

Simulazione	Numero di sonde	Profondità delle sonde [m]	Interasse [m]
1	16	100	7
2	16	100	5.5
3	16	100	4
4	32	50	7
5	32	50	5.5
6	32	50	4
7	64	25	7
8	64	25	5.5
9	64	25	4

I campi di sonde analizzati hanno, come detto, una disposizione di tipo matriciale: un esempio qualitativo del campo di 16 sonde è mostrato in Figura 5.6. In tale figura, si può vedere come un campo di 16 sonde sia caratterizzato, secondo la convenzione utilizzata dal CaRM e presentata al Paragrafo 5.1, da 4 sonde di tipo 4, ovvero aventi 4 superfici a contatto con altrettante sonde adiacenti, da 8 sonde di tipo 3 aventi 3 superfici a contatto con altrettante sonde adiacenti e da 4

sonde di tipo 2A caratterizzate da 2 superfici adiacenti a contatto con altrettante sonde. I campi di 32 e di 64 sonde riportano un layout simile a quello riportato in Figura 5.6, ma caratterizzati rispettivamente da 12 sonde di tipo 4, 16 sonde di tipo 3 e 4 di tipo 2A e da 36 sonde di tipo 4, 24 sonde di tipo 3 e 4 sonde di tipo 2A.

Dalla Tabella 5.2, si vede come la scelta dell'interasse minimo analizzato sia di 4 m. Infatti, in Omer [3] si assume 4 m come valore minimo per la distanza tra l'asse di due sonde adiacenti. Per valori inferiori, infatti, le sonde risulterebbero troppo vicine con problemi di cortocircuito termico tra le stesse che ne comprometterebbe la capacità di scambio termico con il terreno circostante. Vengono poi scelti altri due valori di interasse di 5.5 m e di 7 m, con l'obiettivo di appurare se l'andamento dell'energia termica immagazzinata sia direttamente proporzionale all'aumento dell'interasse oppure il contrario. La scelta poi di analizzare dei campi sonde che a parità di superficie di scambio termico con il terreno aumentano il numero di sonde utilizzate, deriva dalla necessità di capire se per immagazzinare calore nel terreno a parità di superficie di scambio termico e a parità di portata di massa complessiva del sistema sia necessario aumentare o meno il numero di sonde.

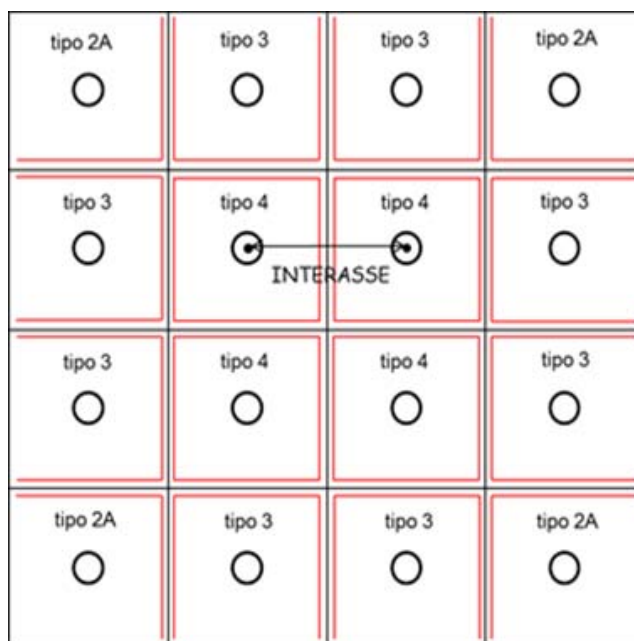


Figura 5.6 Esempio qualitativo del layout matriciale del campo di 16 sonde preso in esame. Si può notare come un simile campo, secondo le convenzioni utilizzate nel CaRM e presentate al Paragrafo 6.1, sia caratterizzato da 4 sonde di tipo 4, da 8 sonde di tipo 3 e da 4 sonde di tipo 2A.

Nelle varie simulazioni, al fine di semplificare l'analisi, il suolo reale non omogeneo viene sostituito da un suolo omogeneo, in particolare per quel che riguarda le caratteristiche termiche. A tal proposito il terreno omogeneo che si prende come riferimento avrà delle caratteristiche termiche medie rispetto al terreno reale, come conduttività termica e diffusività termica medie.

Per quel che riguarda la trasmissione del calore un parametro importante è la distanza tra i due lati del tubo ad U all'interno di ciascuna sonda. In particolare, maggiore è la distanza tra i due lati del tubo ad U e maggiore è la velocità di trasferimento di calore a causa della ridotta interazione tra i due gambi (Breger [18]).

In Zarrella [2] si utilizza una disposizione simmetrica dei 4 tubi all'interno della sonda con due soluzioni per la distanza tra l'interasse di tubi opposti: 0.048 m e 0.0826 m. Pahud [19] dimostra come sia possibile aumentare le prestazioni termiche di una sonda geotermica a doppio tubo ad U senza creare problemi addizionali nella sua realizzazione mantenendo i tubi il più possibile distanti l'uno dall'altro e vicini alle pareti della sonda. Sulla base di questa considerazione è stata scelta una disposizione simmetrica dei 4 tubi con distanza di 0.0826 m tra tubi opposti. È da sottolineare, inoltre, il fatto che nelle analisi si utilizza un collegamento in parallelo sia tra le varie sonde, sia tra i due tubi ad U all'interno di ciascuna sonda. A questo punto, per quanto riguarda le caratteristiche termiche del materiale di riempimento e delle resistenze termiche all'interno del pozzo si sono utilizzati i valori relativi alla distanza di 0.0826 m riportati in Zarrella [2] Tabelle 1 e 2. I valori delle variabili utilizzate nelle simulazioni sono comunque riportati in dettaglio nella Tabella 5.3: la geometria delle sonde fa riferimento alle dimensioni standard presenti sul mercato. Per quanto riguarda il profilo della temperatura d'ingresso alle SGV si è fatto riferimento ai seguenti due profili semplificati, rappresentativi il primo per esempio di un impianto solare termico e il secondo di un refluo termico a più alta temperatura:

- 1) 6 mesi a 5 °C e 6 mesi a 25°C
- 2) 6 mesi a 5 °C e 6 mesi a 50°C

Tabella 5.3 Dati utilizzati nelle simulazioni effettuate col CaRM

Tempo di indagine $\Delta\tau$ [s]	3600
Numero di ore	8760
Numero di anni	5
Portata di massa del fluido termovettore nel sistema \dot{m}_{fluido} [kg/s]	47.62
Temperatura del terreno indisturbato $t_{terreno\ indisturbato}$ [°C]	13
Calore Specifico del fluido $c_{pfluido}$ [J/(kg·K)]	4186
Conducibilità termica del fluido λ_{fluido} [W/(m·K)]	0.60
Viscosità dinamica del fluido μ_{fluido} [kg/(m·s)]	0.0014
Densità del fluido ρ_{fluido} [kg/m ³]	1000
Calore Specifico del terreno $c_{pterreno}$ [J/(kg·K)]	1460
Conducibilità termica del terreno $\lambda_{terreno}$ [W/(m·K)]	1.50
Densità del terreno $\rho_{terreno}$ [kg/m ³]	1438
Diametro Interno tubo D_i [mm]	26
Diametro Esterno tubo D_e [mm]	32
Conducibilità termica dei tubi in polietilene λ_{tubi} [W/(m·K)]	0.40
Interasse dei tubi in cui scorre il fluido [m]	0.0826
Diametro esterno della SGV D_{sgv} [m]	0.14
Resistenza termica specifica tra tubo e tubo adiacenti [m·K/W]	0.41
Resistenza termica specifica tra tubo e tubo opposti [m·K/W]	0.265
Resistenza termica specifica tra tubo e bordo esterno della SGV [m·K/W]	0.19
Calore Specifico del materiale di riempimento $c_{priempimento}$ [J/(kg·K)]	2000
Conducibilità termica del materiale di riempimento $\lambda_{riempimento}$ [W/(m·K)]	2.5
Densità del materiale di riempimento $\rho_{terreno}$ [kg/m ³]	1850
Raggio massimo di indagine r_{max} [m]	10
Tipo connessione	in parallelo

In particolare, è stato utilizzato un numero $n = 20$ di regioni anulari (corone circolari o numero di mesh in direzione radiale) e un numero di strati in cui viene suddiviso il terreno adiacente alla sonda pari a $m = 10$ (numero di mesh in direzione assiale).

È importante sottolineare, inoltre, che si è utilizzato un passo di indagine orario e un intervallo di indagine di 5 anni; quest'ultima scelta è dovuta ad un compromesso tra due esigenze contrapposte, ovvero quella di allontanare le analisi dagli istanti iniziali di simulazione e la necessità di contenere i tempi di elaborazione del software.

Come detto nel §Paragrafo 5.1, il software CaRM permette di ottenere in output le temperature in ogni nodo, il flusso termico per ogni strato, la temperatura di uscita del fluido termovettore e il flusso termico totale scambiato con il terreno circostante. Proprio sulla base di quest'ultimo dato sono state eseguite una serie di valutazioni.

Prima di tutto, però, per poter leggere i risultati forniti dal CaRM bisogna indicare la convezione di segno per il flusso termico utilizzata nel software: il flusso termico scambiato con il terreno nel CaRM è negativo quando è entrante nel terreno e positivo quando è uscente. Più precisamente, durante i 6 mesi a temperatura di ingresso del fluido nello scambiatore pari a 5 °C (cioè quando il fluido si riscalda circolando nelle sonde) il flusso termico è positivo, mentre nei restanti 6 mesi rispettivamente a 25 °C e a 50°C, il flusso termico è negativo (Figura 5.7).

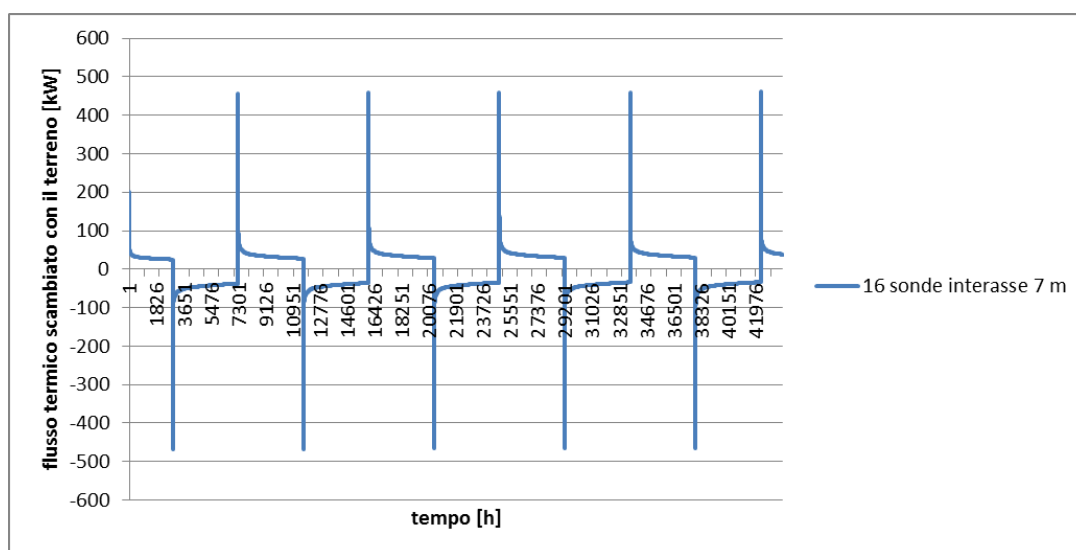


Figura 5.7 Andamento del flusso termico scambiato dal campo di 16 sonde con interasse 7 m con il terreno, dove come profilo delle temperature d'ingresso del fluido nelle sonde si è utilizzato un profilo con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 25°C

In Figura 5.7 si può vedere, come esempio, l'andamento temporale del flusso termico scambiato con il terreno dal campo di 16 sonde con interasse 7 m per il primo profilo di temperature d'ingresso. Si notano dei picchi positivi e negativi in corrispondenza del passaggio dalla temperatura d'ingresso di 5°C a quella di 25°C. Tali valori sono dovuti a degli errori numerici del software, ma sono ininfluenti nella valutazione del calore annuale immagazzinato con il terreno:

questo perché il calore annuale immagazzinato nel terreno è dato dalla somma algebrica del calore estratto dal terreno e del calore immesso nel terreno; in questa valutazione quindi, per ciascun anno, il picco negativo e quello positivo si elidono reciprocamente.

Sempre facendo riferimento al campo di 16 sonde con interasse 7 m e al primo profilo di temperature d'ingresso si riportano in Tabella 5.4 e in Figura 5.8 i valori del calore annuale immagazzinato nel terreno attraverso il campo sonde.

Tabella 5.4 Calore annuale immagazzinato nel terreno (5 anni di analisi) attraverso il campo di 16 sonde con interasse 7 m, dove come profilo delle temperature d'ingresso del fluido nelle sonde si è utilizzato il profilo con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 25°C

Anno	Calore immagazzinato nel terreno[MWh]
1°	-51.93
2°	-37.24
3°	-26.62
4°	-19.80
5°	-15.21

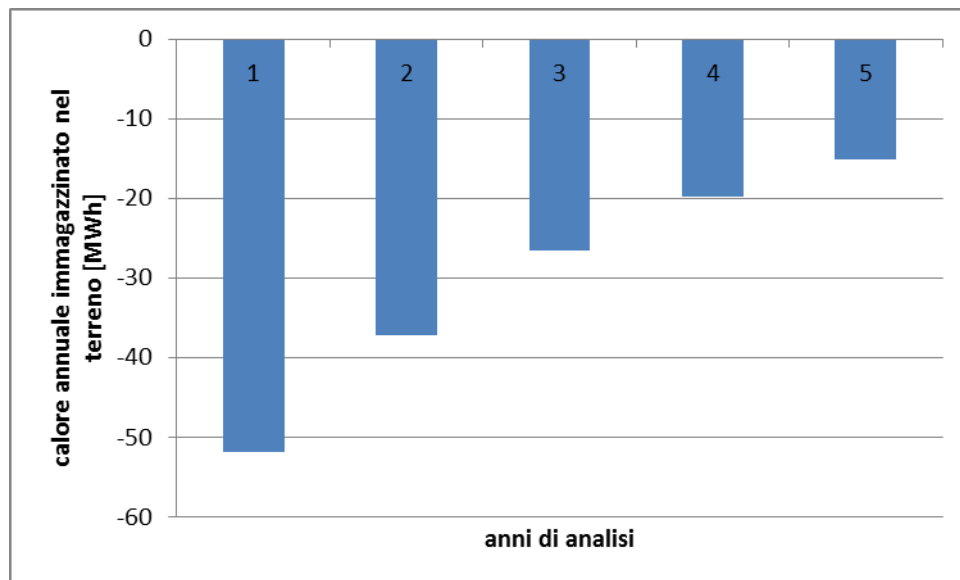


Figura 5.8 Rappresentazione del calore annuale immagazzinato nel terreno (5 anni di analisi) attraverso il campo di 16 sonde con interasse 7 m, dove come profilo delle temperature d'ingresso del fluido nelle sonde si è utilizzato il profilo con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 25°C

Dalla Figura 5.8 si nota come il calore immagazzinato nel terreno per mezzo del campo sonde diminuisca nel corso degli anni di funzionamento dell'impianto. Ciò è dovuto al fatto che il terreno nel corso degli anni di funzionamento del sistema tende a saturarsi termicamente. Questo fatto viene messo maggiormente in risalto nelle Tabella 5.5 e 5.6 e nelle Figure 5.9 e 5.10, dove viene riportato il calore immagazzinato nel terreno sulla base di 20 anni di analisi. A tal fine vengono eseguite le simulazioni del campo di 16 sonde con interasse 7 m su 20 anni rispettivamente con il profilo di temperature con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 25°C e con quello con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 50°C.

Tabella 5.5 Calore annuale immagazzinato nel terreno (20 anni di analisi) attraverso il campo di 16 sonde con interasse 7 m, dove come profilo delle temperature d'ingresso del fluido nelle sonde si è utilizzato il profilo con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 25°C

Anno	Calore immagazzinato nel terreno [MWh]
1°	-51.93
2°	-37.24
3°	-26.62
4°	-19.80
5°	-15.21
6°	-12.00
7°	-9.69
8°	-8.01
9°	-6.75
10°	-5.81
11°	-5.09
12°	-4.54
13°	-4.12
14°	-3.79
15°	-3.53
16°	-3.33
17°	-3.17
18°	-3.04
19°	-2.94
20°	-2.86

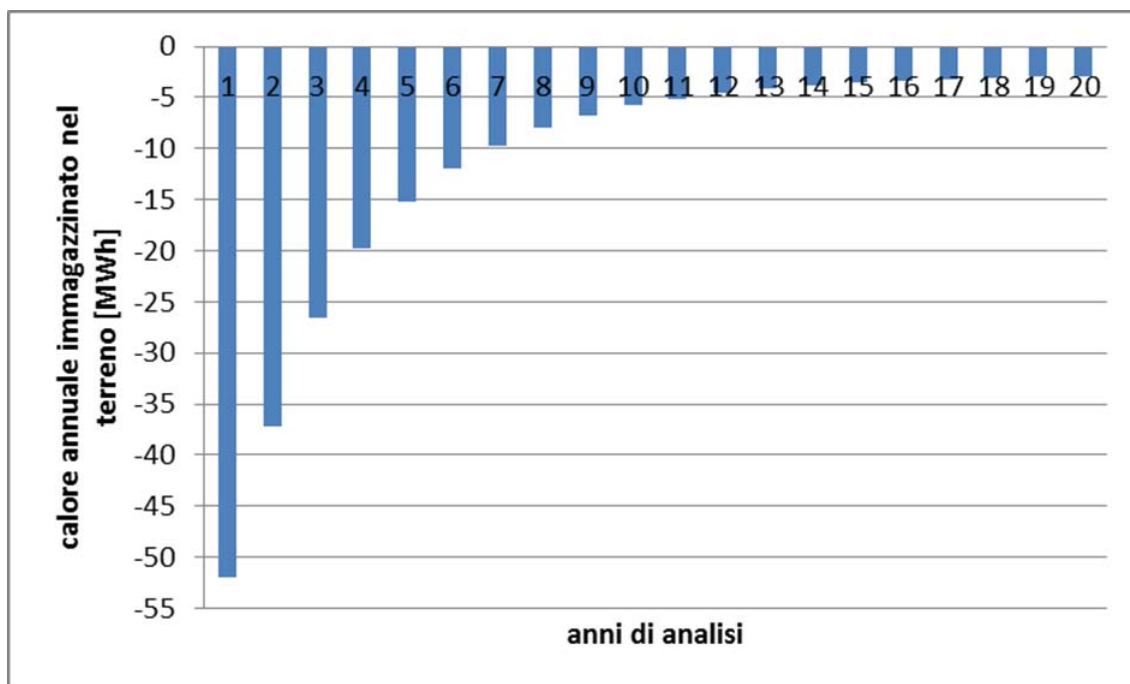


Figura 5.9 Calore annuale immagazzinato nel terreno (20 anni di analisi) attraverso il campo di 16 sonde con interasse 7 m, dove come profilo delle temperature d'ingresso del fluido nelle sonde si è utilizzato il profilo con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 25°C

Tabella 5.6 Calore annuale immagazzinato nel terreno (20 anni di analisi) attraverso il campo di 16 sonde con interasse 7 m, dove come profilo delle temperature d'ingresso del fluido nelle sonde si è utilizzato il profilo con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 50°C

Anno	Calore immagazzinato nel terreno [MWh]
1°	-380.38
2°	-253.53
3°	-182.41
4°	-136.56
5°	-105.44
6°	-83.58
7°	-67.84
8°	-56.28
9°	-47.67
10°	-41.17
11°	-36.23
12°	-32.44
13°	-29.51
14°	-27.23
15°	-25.45
16°	-24.05
17°	-22.94
18°	-22.06
19°	-21.36
20°	-20.79

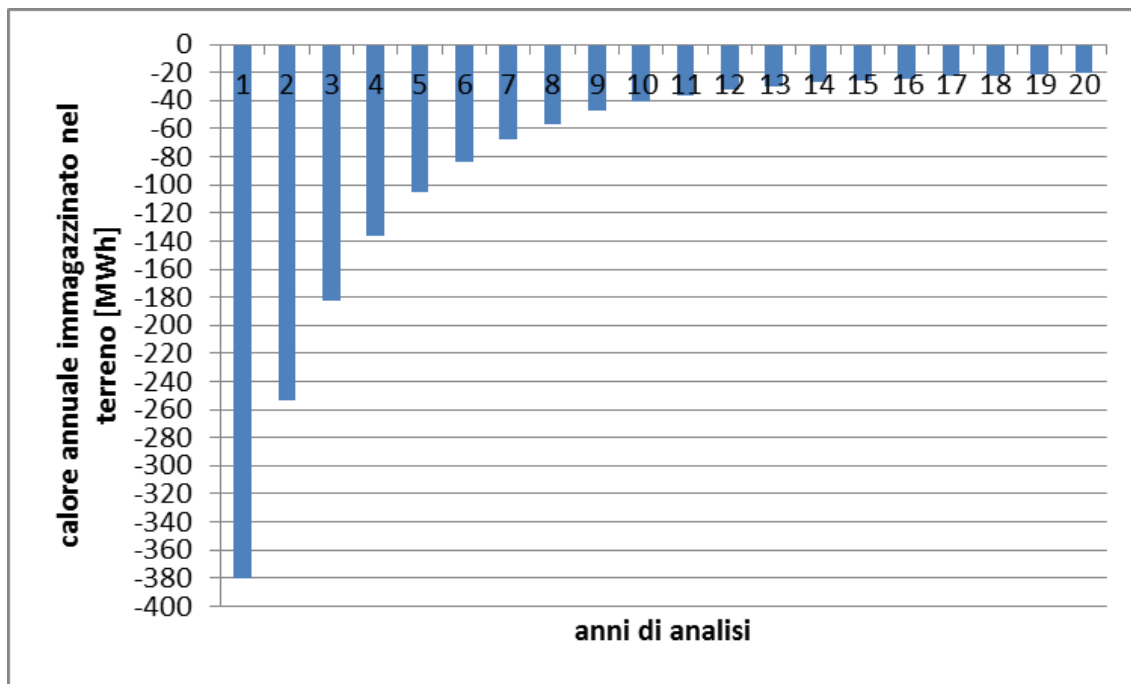


Figura 5.10 Calore annuale immagazzinato nel terreno (20 anni di analisi) attraverso il campo di 16 sonde con interasse 7 m, dove come profilo delle temperature d'ingresso del fluido nelle sonde si è utilizzato il profilo con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 50°C

Sulla base dei valori riportati nelle Tabelle 5.5 e 5.6 e nelle Figure 5.9 e 5.10, è importante osservare, anche qual è l'andamento della temperatura del terreno circostante il campo di 16 sonde. A tal proposito si faccia riferimento alle Figure 5.11 e 5.12, dove sono riportati gli andamenti delle temperature del terreno a distanza $R_m=9.190$ m (che è il raggio baricentrico più esterno a cui fa riferimento il CaRM sulla base di $r_{max}=10$ m (Tabella 5.3)) dalla sonda più esterna del campo sonde, ovvero la sonda di tipo 2A, rispettivamente per il primo e per il secondo profilo di temperatura.

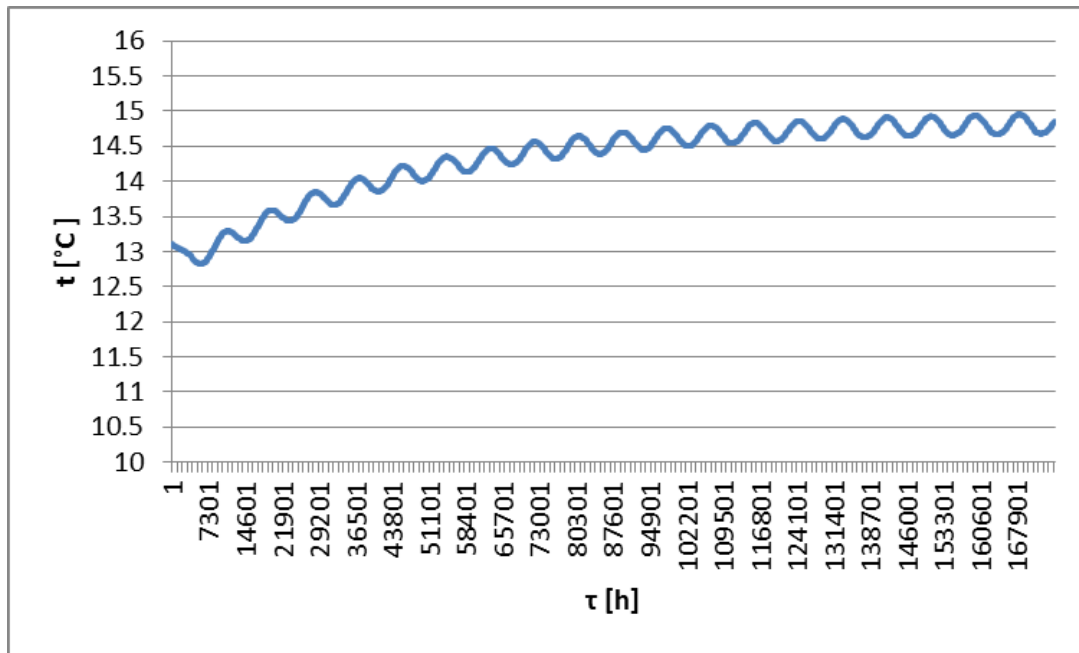


Figura 5.11 Andamento della temperatura del terreno a distanza $R_m=9.190$ m dalla sonda più esterna del campo di 16 sonde, dove come profilo delle temperature d'ingresso del fluido nelle sonde si è utilizzato il profilo con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 25°C

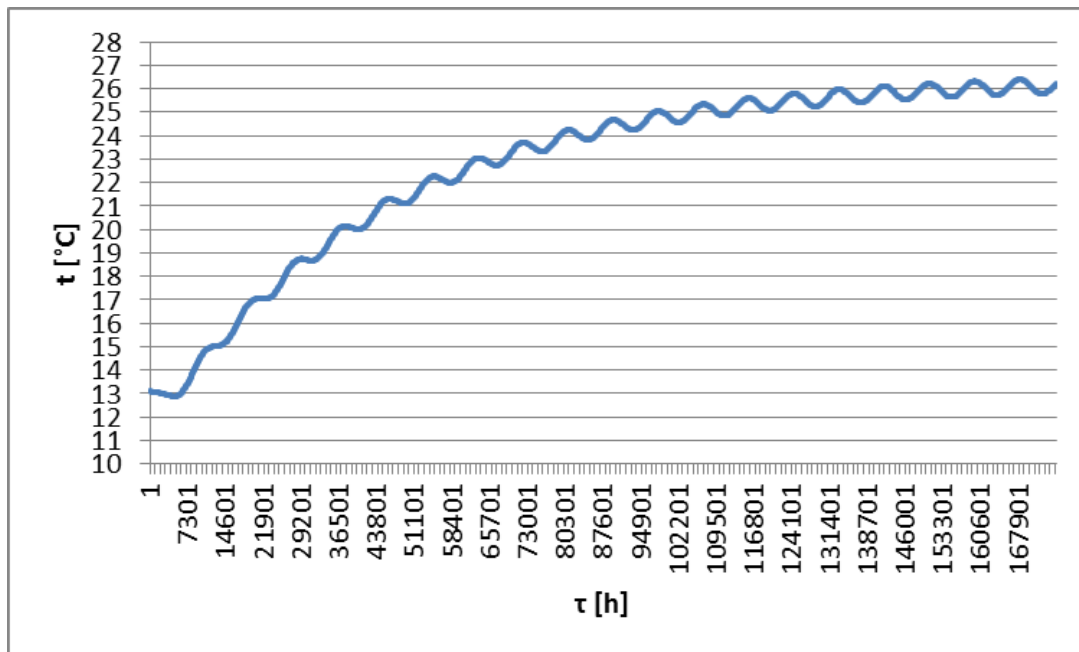


Figura 5.12 Andamento della temperatura del terreno a distanza $R_m=9.190$ m dalla sonda più esterna del campo di 16 sonde, dove come profilo delle temperature d'ingresso del fluido nelle sonde si è utilizzato il profilo con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 50°C

Dalle Figura 5.11 e 5.12, si nota come l'accumulo annuale di calore determini un aumento della temperatura del terreno circostante le sonde e ciò è tanto più evidente quanto maggiore è l'entità di

calore immagazzinato al terreno: si vede infatti che, per il profilo di temperature con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 50°C (Figura 5.12), la temperatura del terreno aumenta addirittura del doppio (26 °C) rispetto al valore iniziale (13°C). Si nota inoltre che maggiore è il calore accumulato al terreno e maggiore è il tempo che impiega il terreno a raggiungere una nuova stabilità termica (10 anni in Figura 5.11 e 15 anni in Figura 5.12).

A questo punto si va ad effettuare un confronto tra il calore immagazzinato nel terreno al quinto anno di indagine per ciascuna delle simulazioni di Tabella 5.2. I risultati per i due profili di temperatura d'ingresso del fluido termovettore sono riportati rispettivamente nelle Tabelle 5.7 e 5.8 e nelle Figure 5.13 e 5.14.

Tabella 5.7 Valori del flusso termico al quinto anno per il 1° profilo di temperatura

	Interasse [m]	Calore estratto dal terreno [MWh]	Calore immesso nel terreno [MWh]	Calore immagazzinato nel terreno [MWh]
16 sonde	7	167.88	-183.09	-15.21
	5.5	171.69	-182.92	-11.23
	4	170.27	-178.52	-8.24
32 sonde	7	169.03	-183.59	-14.57
	5.5	173.31	-183.48	-10.17
	4	171.77	-178.62	-6.85
64 sonde	7	170.75	-186.17	-15.42
	5.5	175.50	-185.86	-10.36
	4	173.81	-180.51	-6.71

Tabella 5.8 Valori del flusso termico al quinto anno per il 2° profilo di temperatura

	Interasse [m]	Calore estratto dal terreno [MWh]	Calore immesso nel terreno [MWh]	Calore immagazzinato nel terreno [MWh]
16 sonde	7	341.34	-446.78	-105.44
	5.5	359.47	-437.20	-77.74
	4	363.34	-420.54	-57.21
32 sonde	7	346.69	-445.30	-98.62
	5.5	366.52	-435.27	-68.75
	4	370.35	-417.35	-47.00
64 sonde	7	348.99	-452.94	-103.95
	5.5	371.05	-441.32	-70.28
	4	375.39	-421.41	-46.02

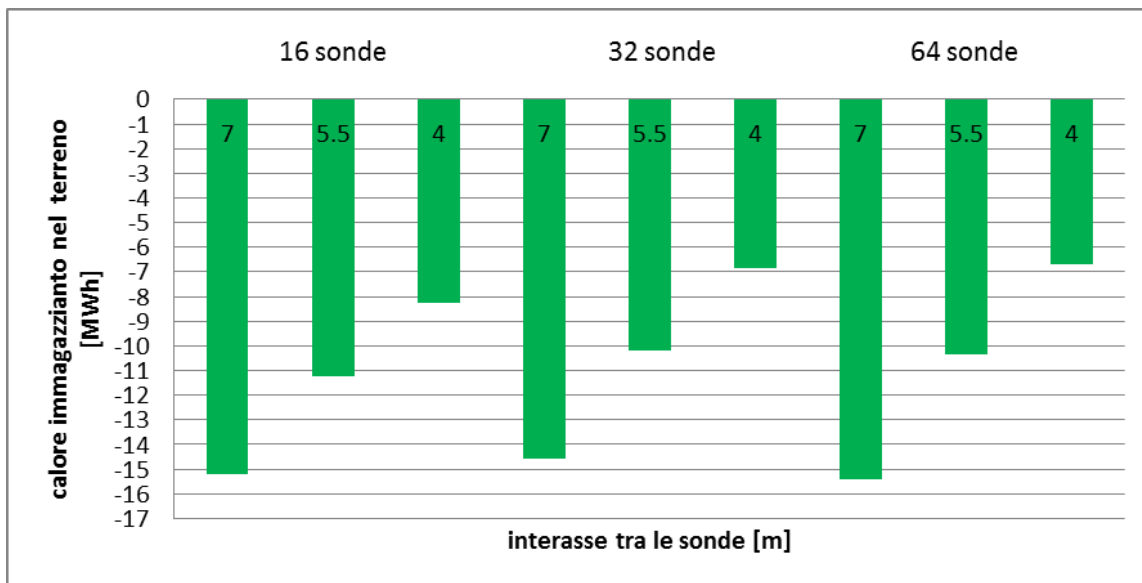


Figura 5.13 Rappresentazione grafica del calore annuale immagazzinato nel terreno al quinto anno per il 1° profilo di temperatura

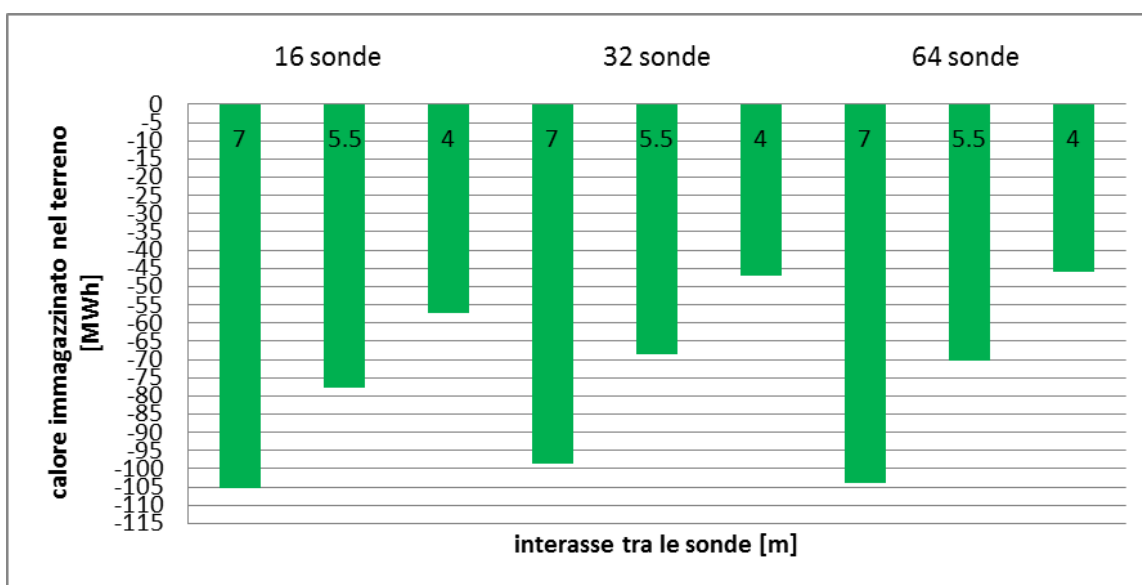


Figura 5.14 Rappresentazione grafica del calore annuale immagazzinato nel terreno al quinto anno per il 2° profilo di temperatura

Sulla base delle Figure 5.13 e 5.14 si può notare, innanzitutto, che dal punto di vista del calore immagazzinato nel terreno, a parità di profilo di temperatura d'ingresso, di superficie di scambio termico e di portata di massa del sistema, è conveniente utilizzare 16 sonde di 100 m di profondità, piuttosto che 32 sonde di 50 m o 64 sonde di 25 m. Quindi, dal punto di vista del calore immagazzinato al terreno a parità di superficie di scambio con il terreno, è conveniente utilizzare un numero di sonde minore ma installate ad una profondità più elevata. Chiaramente questa

considerazione si scontra poi con il limite tecnologico che non permette di realizzare sonde geotermiche profonde oltre i 150 m. Risulta comunque vantaggioso, dal punto di vista logistico, ridurre il più possibile il numero di sonde, in quanto è opportuno limitare il più possibile l'area interessata dal campo sonde soprattutto in aree geografiche dove gli edifici si trovano uno vicino all'altro, così come risulta conveniente utilizzare sonde tanto più profonde perché permettono di lavorare con strati di terreno la cui temperatura non è influenzata dalle variazioni climatiche (come detto nei paragrafi precedenti, infatti, sopra i 20 m di profondità la temperatura del terreno è soggetta alla stagionalità ambientale).

È importante vedere anche cosa succede dal punto di vista delle temperature d'uscita dell'acqua dalle sonde. A tal proposito si riportano nelle Figure 5.15, 5.16 e 5.17, i risultati ottenuti dai confronti effettuati tra le temperature d'uscita dalle sonde di tipo 4 (che sono le sonde centrali al campo sonde e quindi soggette a variazioni di temperature più accentuate) a parità di interasse tra le sonde (interasse pari 7 m) e al variare del numero delle sonde.

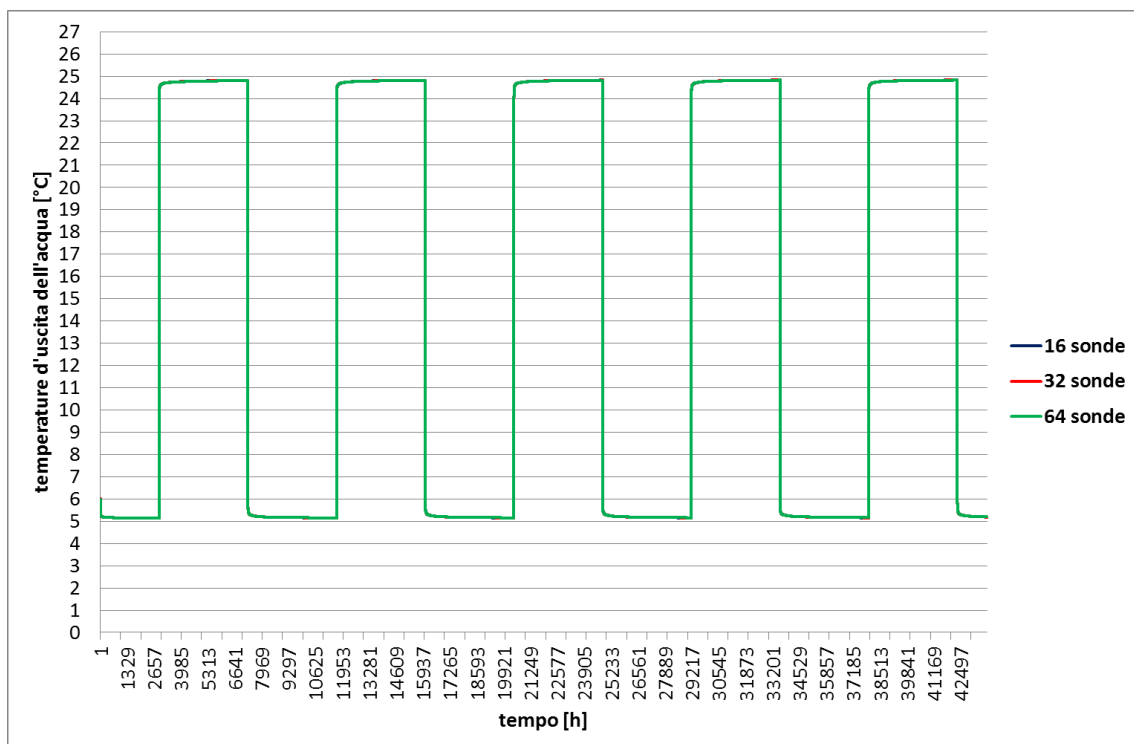


Figura 5.15 Confronto tra le temperature d'uscita dell'acqua dalle sonde a parità di interasse pari a 7 m e al variare del numero di sonde (16 sonde di 100 m di profondità, 32 sonde di 50 m di profondità e 64 sonde di 25 m di profondità) mantenendo costante l'area di scambio totale con il terreno e la portata di massa del sistema

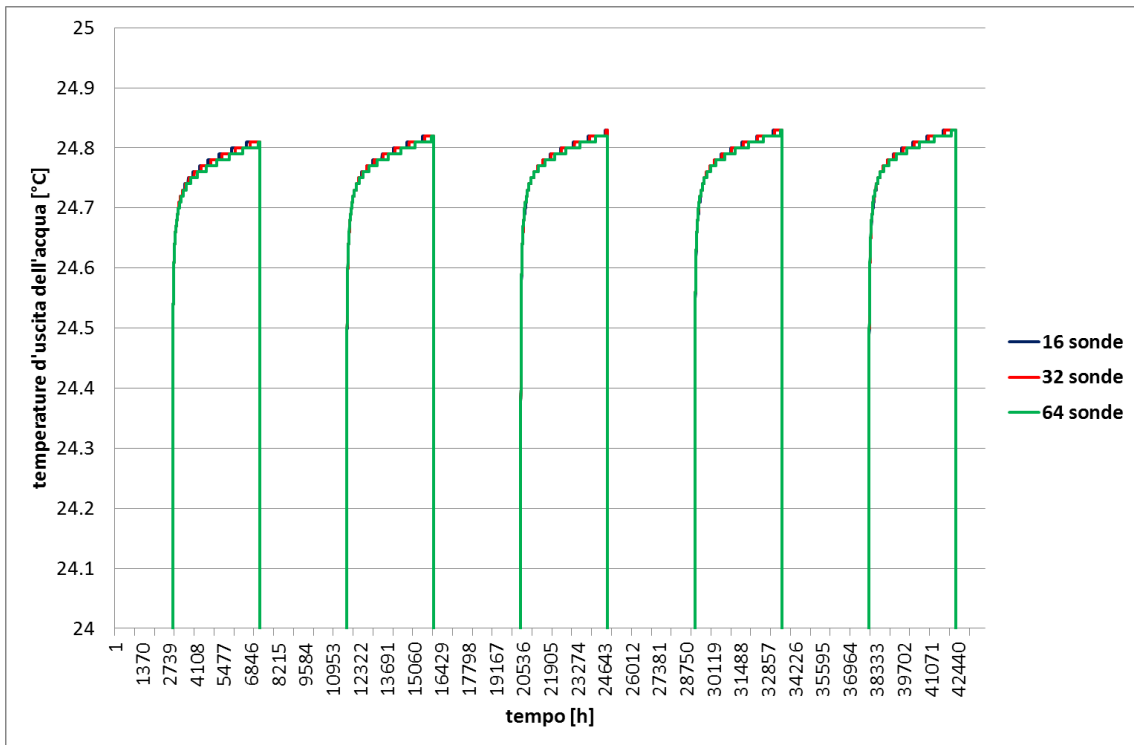


Figura 5.16 Dettaglio dei valori superiori dei profili riportati nella Figura 5.15

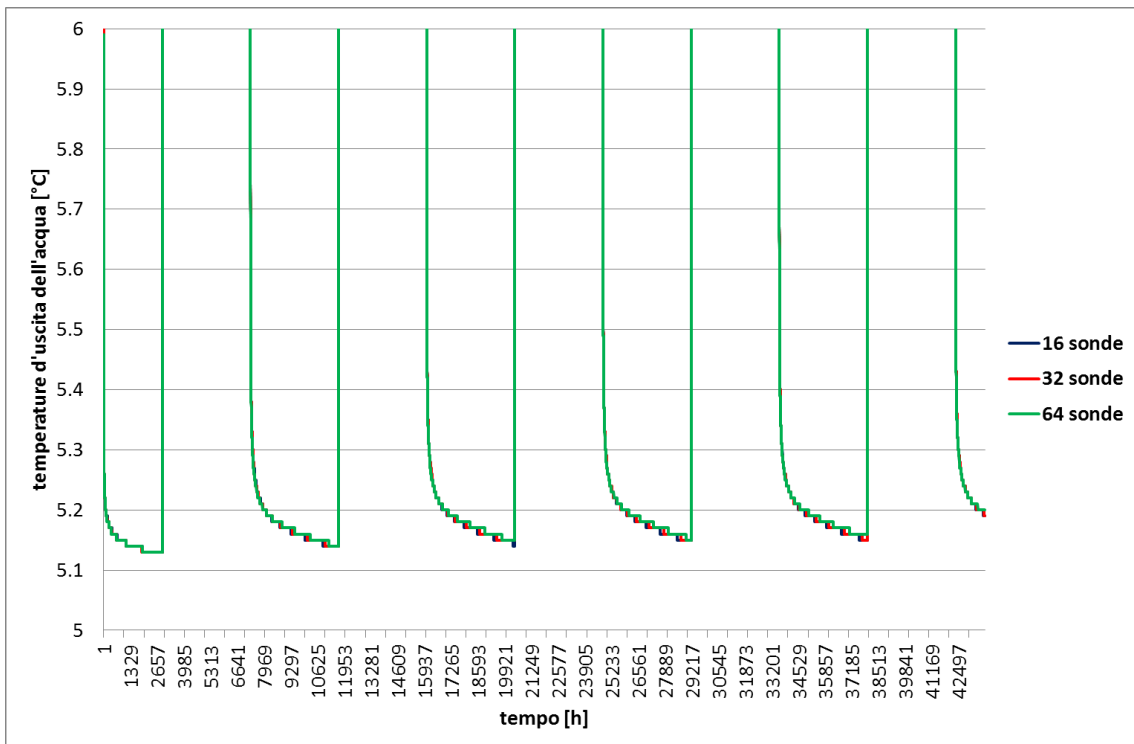


Figura 5.17 Dettaglio dei valori inferiori dei profili riportati nella Figura 5.15

Dalle Figure 5.15, 5.16 e 5.17 si nota come, a parità di superficie di scambio con il terreno e di portata di massa del sistema e a parità di interasse tra le sonde, le temperature d'uscita dell'acqua dalle sonde restino praticamente invariata nei 3 casi.

L'altra considerazione importante che si può trarre sulla base delle Figure 5.13 e 5.14, è che il calore immagazzinato nel terreno è tanto maggiore quanto maggiore è l'interasse tra le sonde e ciò è vero per tutti e 3 i campi sonde analizzati. Si vede infatti che il calore annuale immagazzinato al terreno al quinto anno è maggiore in valore assoluto per i layout che prevedono un interasse tra le sonde di 7 m. Di conseguenza si deduce che lavorando in input con le temperature di mandata del fluido termovettore, il calore immagazzinato al terreno è tanto maggiore quanto più elevata è la distanza tra le sonde.

Per quanto riguarda le temperature, invece, si faccia riferimento ai grafici di Figure 5.18, 5.19 e 5.20 dove sono riportati i confronti tra gli andamenti delle temperature d'uscita dell'acqua dalle sonde geotermiche a parità di numero sonde (16 sonde) e al variare dell'interasse.

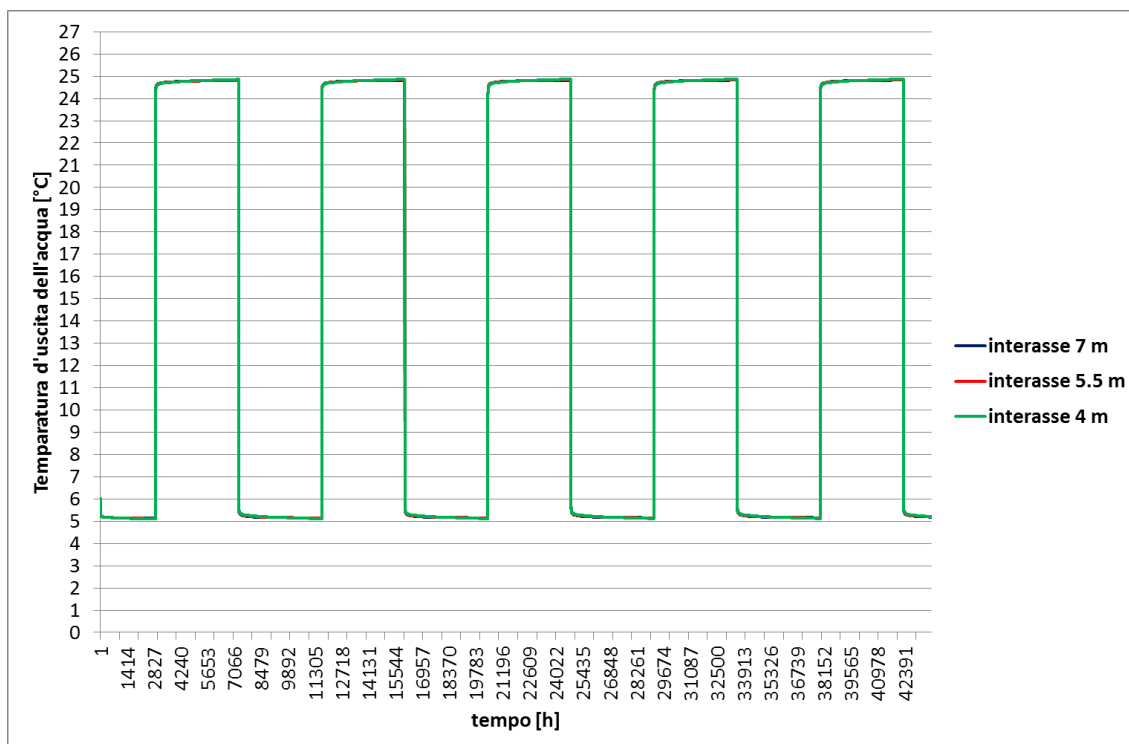


Figura 5.18 Confronto tra le temperature d'uscita dell'acqua dalle sonde nel campo di 16 sonde (con 100 m di profondità) al variare di interasse (7 m, 5.5 m e 4 m), mantenendo costante l'area di scambio totale con il terreno e la portata di massa del sistema

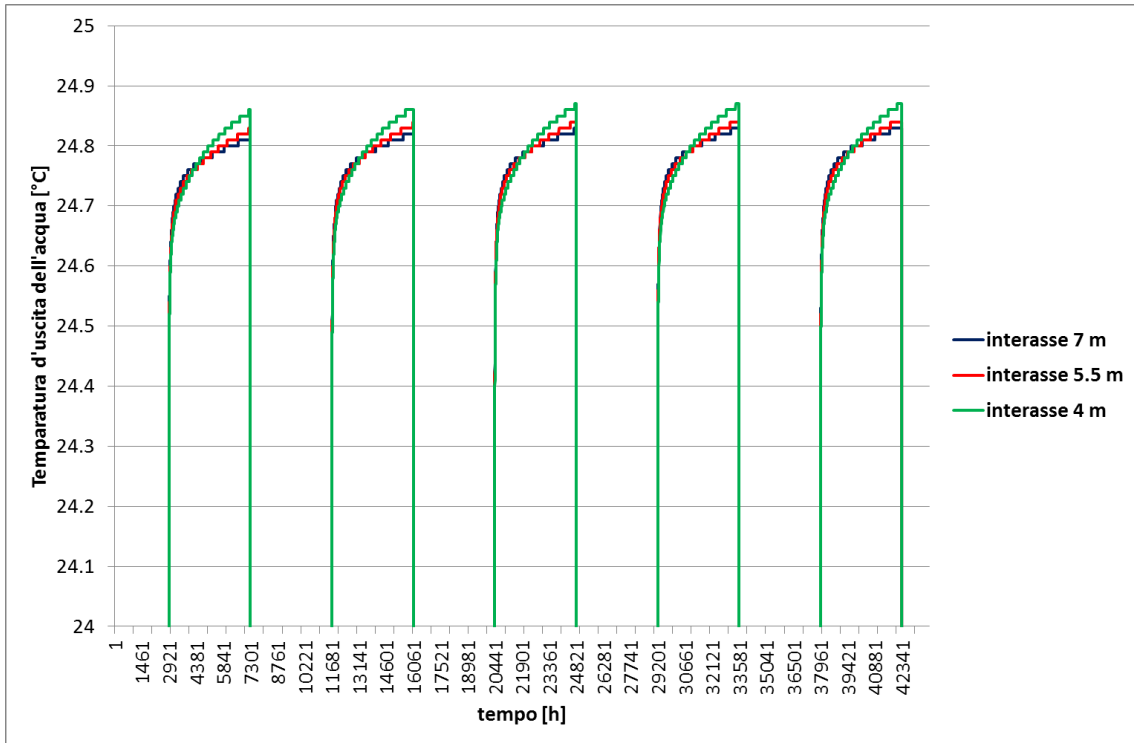


Figura 5.19 Dettaglio dei valori superiori dei profili riportati nella Figura 5.18

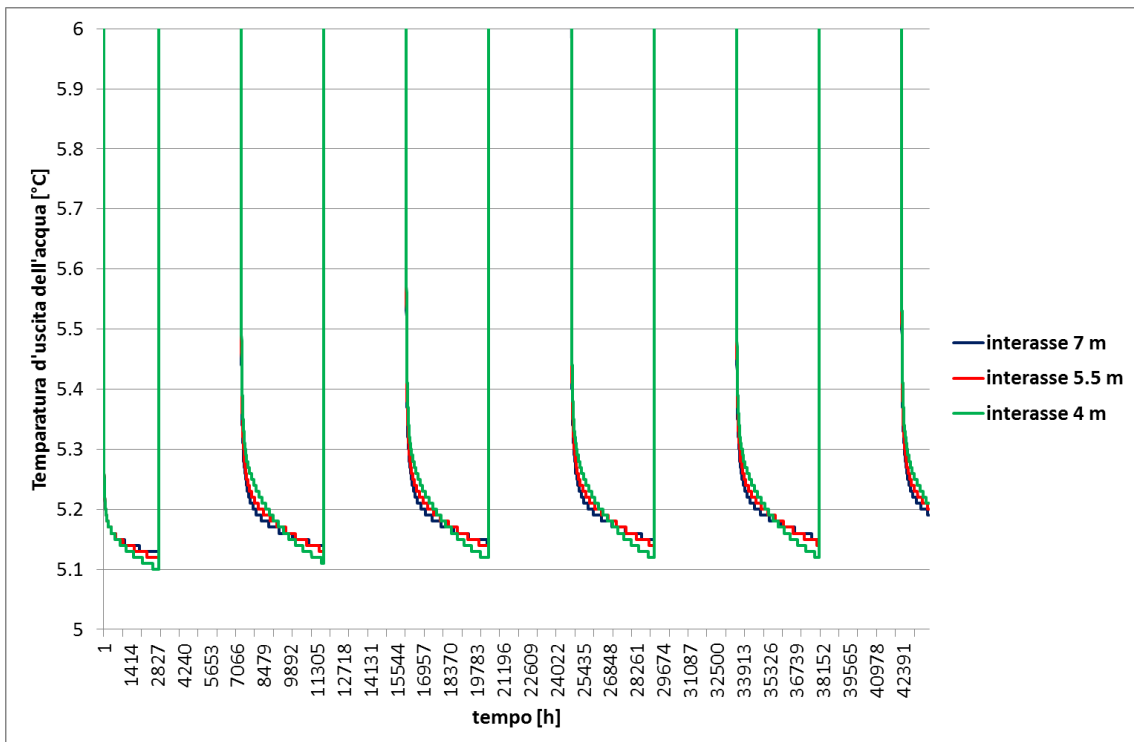


Figura 5.20 Dettaglio dei valori inferiori dei profili riportati nella Figura 5.18

Dalle Figure 5.18, 5.19 e 5.20 si può notare come al diminuire dell'interasse tra le sonde la temperatura massima d'uscita dell'acqua aumenti in fase di immissione di calore nel terreno (Figura 5.19) e la temperatura minima d'uscita dell'acqua diminuisca in fase di estrazione di calore dal terreno (Figura 5.20). Per notare meglio questo fatto si osservi l'andamento delle temperatura d'uscita di Figura 5.21 che fa riferimento sempre ad un campo di 16 sonde al variare dell'interasse e al primo profilo di temperatura (6 mesi 5°C e 6 mesi 25°C) ma che prende in considerazione una velocità dell'acqua all'interno dei tubi di $u_{fluido} = 0.06 \frac{m}{s}$ (Re=1114, moto laminare) a cui corrisponde, attraverso le equazioni (5.34), (5.35) e (5.36), una portata di massa di $\dot{m}_{sonda} = 0.25 \frac{kg}{s}$ per ciascuna sonda e quindi una portata di $\dot{m}_{sistema} = 4.00 \frac{kg}{s}$ per il sistema.

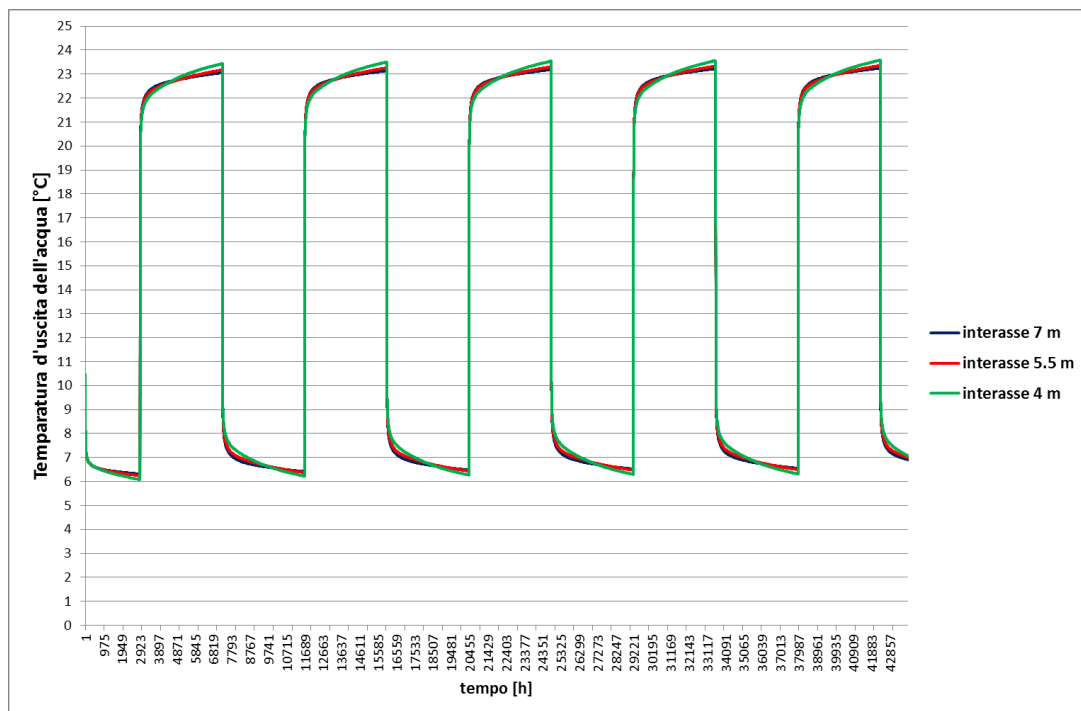


Figura 5.21 Confronto tra le temperature d'uscita dell'acqua dalle sonde nel campo di 16 sonde (con 100 m di profondità) al variare di interasse mantenendo costante l'area di scambio totale con il terreno e per una portata di massa del sistema di $\dot{m}_{sistema} = 4.00 \frac{kg}{s}$

In Tabella 5.9 e Figura 5.22, inoltre, è riportato il calore immagazzinato al terreno al quinto anno di indagine per le simulazioni 1, 2 e 3 (Tabella 5.2). Si osserva che, anche in questo caso, il calore immagazzinato al terreno è maggiore quando l'interasse tra le sonde è più elevato.

Tabella 5.9 Valori del calore annuale immagazzinato nel terreno al quinto anno per il 1° profilo di temperatura per il campo di 16 sonde al variare di interasse per una portata di massa del sistema di $\dot{m}_{sistema} = 4.00 \frac{kg}{s}$

	Interasse [m]	calore estratto dal terreno [MWh]	calore immesso nel terreno [MWh]	calore immagazzinato nel terreno [MWh]
16 sonde	7	139.04	-154.48	-15.44
	5.5	142.56	-154.07	-11.51
	4	142.96	-151.41	-8.45

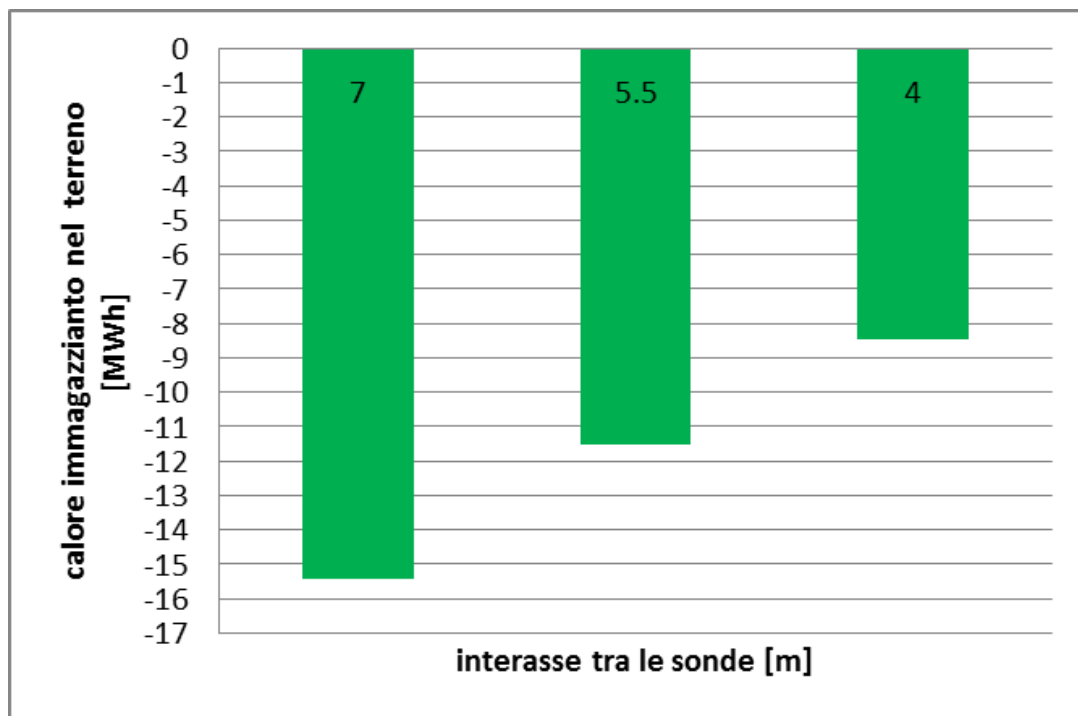


Figura 5.22 Rappresentazione grafica del calore annuale immagazzinato nel terreno al quinto anno per il 1° profilo di temperatura per il campo di 16 sonde al variare di interasse per una portata di massa del sistema di $\dot{m}_{sistema} = 4.00 \frac{kg}{s}$

Quindi, si osserva che, indipendentemente dal numero di sonde e dalla portata di massa del sistema, il calore immagazzinato nel terreno è tanto maggiore quanto maggiore è l'interasse tra le sonde.

Questa considerazione è stata verificata per il quinto anno di indagine. Si vuole, quindi, constatare se quanto precedentemente appurato può essere ritenuto valido per ciascun anno di funzionamento del sistema. A tal proposito, assumendo un intervallo temporale di 20 anni, in Tabella 5.10 e in Figura 5.23 sono riportati i valori del calore accumulato al terreno in ciascun anno di funzionamento del sistema per il campo di 16 sonde al variare dell'interasse. Si può osservare che, come visto precedentemente (Figure 5.9 e 5.10), a causa della saturazione termica del terreno, in tutti e tre i casi analizzati il calore immagazzinato nel sottosuolo diminuisce nel corso degli anni di funzionamento del sistema ma che comunque il calore accumulato in un campo con interasse maggiore rimane più elevato nel corso degli anni.

Tabella 5.10 Valori del calore accumulato al terreno in ciascun anno di funzionamento del sistema per il campo di 16 sonde al variare dell'interasse

		interasse 7 m	interasse 5.5 m	interasse 4 m
calore annuale immagazzinato nel terreno	1°anno	-51.93	-48.59	-38.11
	2°anno	-37.24	-29.84	-21.64
	3°anno	-26.62	-20.27	-14.88
	4°anno	-19.80	-14.78	-10.88
	5°anno	-15.21	-11.23	-8.24
	6°anno	-12.00	-8.80	-6.45
	7°anno	-9.69	-7.09	-5.21
	8°anno	-8.01	-5.85	-4.32
	9°anno	-6.75	-4.95	-3.68
	10°anno	-5.81	-4.29	-3.21
	11°anno	-5.09	-3.79	-2.85
	12°anno	-4.54	-3.41	-2.58
	13°anno	-4.12	-3.12	-2.37
	14°anno	-3.79	-2.90	-2.21
	15°anno	-3.53	-2.73	-2.08
	16°anno	-3.33	-2.59	-1.98
	17°anno	-3.17	-2.48	-1.90
	18°anno	-3.04	-2.40	-1.84
	19°anno	-2.94	-2.33	-1.79
	20°anno	-2.86	-2.28	-1.75

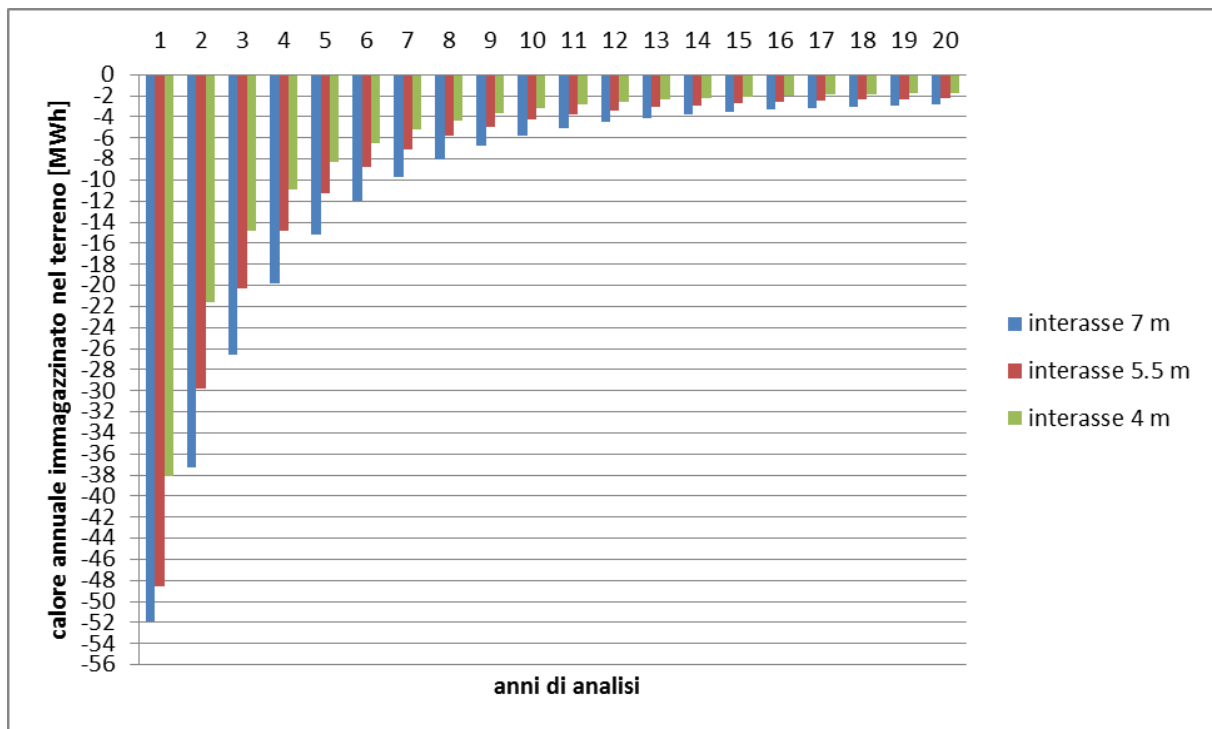


Figura 5.23 Rappresentazione grafica del calore accumulato al terreno in ciascun anno di funzionamento del sistema per il campo di 16 sonde al variare dell'interasse

A questo punto, provata la necessità di aumentare l'interasse tra le sonde al fine di incrementare il calore accumulato nel sottosuolo, si vuole capire fino a che distanza ha senso allontanare le sonde l'una dall'altra al fine di migliorare la capacità di accumulo termico nel terreno. Per far questo si è fatto riferimento al campo sonde costituito da 16 sonde di profondità 100 m soggetto al profilo di temperatura con 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 25°C, e si è valutato il calore annuale accumulato nel terreno al quinto anno aumentando progressivamente l'interasse tra le sonde.

In Tabella 5.11 e in Figura 5.24, sono riportati i risultati ottenuti. Si può notare che il calore immagazzinato al terreno continua ad aumentare man mano che l'interasse tra le sonde viene incrementato. Inoltre, si osserva che oltre i 20 m di interasse il calore immagazzinato al terreno aumenta in maniera limitata: dai dati riportati in Tabella 5.10 si osserva infatti che, aumentando l'interasse da 4 a 20 m, si ha un incremento del calore accumulato al terreno di 30 MWh mentre se si aumenta l'interasse da 20 a 100 m l'incremento è di soli 12 MWh. Questo perché oltre una certa distanza, è come se il campo sonde fosse costituito da tutte sonde libere.

Tabella 5.11 Valori del calore immagazzinato nel terreno al quinto anno in un campo sonde di 16 sonde di 100 m di profondità all'aumentare dell'interasse

Interasse [m]	calore estratto dal terreno [MWh]	calore immesso nel terreno [MWh]	calore immagazzinato nel terreno [MWh]
4	170.27	-178.52	-8.24
5.5	171.69	-182.92	-11.23
7	167.88	-183.09	-15.21
10	160.28	-184.32	-24.04
15	154.34	-188.51	-34.17
20	152.46	-190.59	-38.13
100	146.54	-196.56	-50.02
150	145.14	-198.00	-52.86

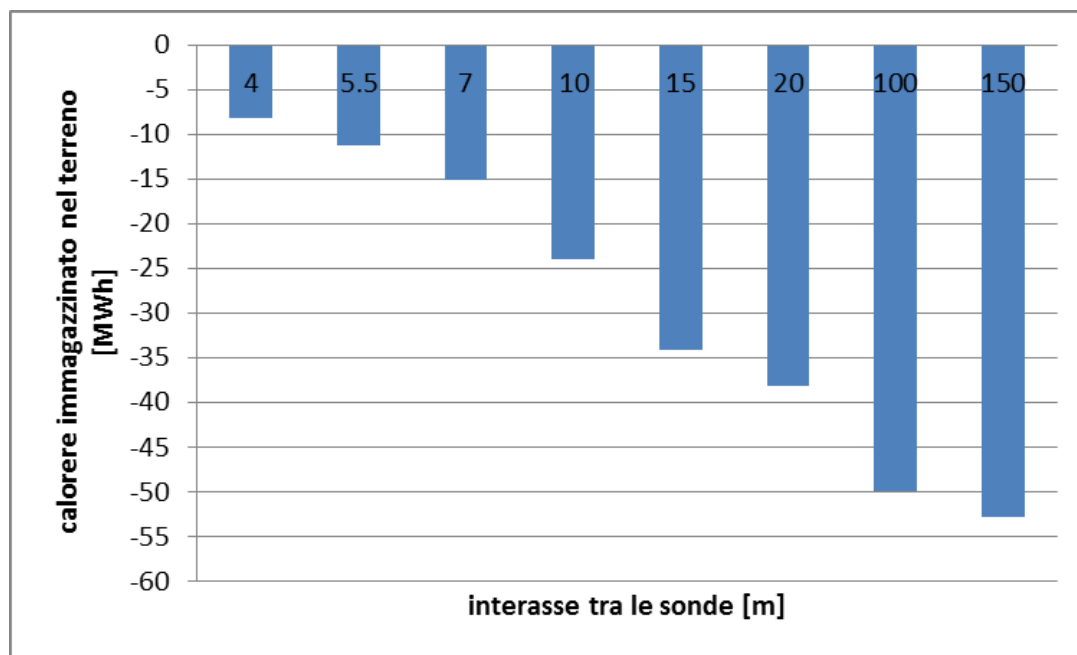


Figura 5.24 Rappresentazione grafica del calore immagazzinato nel terreno al quinto in un campo sonde di 16 sonde di 100 m di profondità all'aumentare dell'interasse

Dal punto di vista della capacità di accumulare calore al terreno, quindi, è opportuno utilizzare un campo sonde con interasse il più possibile elevato tra i pozzi. Detto questo, bisogna però conciliare la possibilità del maggior accumulo di calore nel terreno con la necessità di contenere la superficie di terreno occupata dal campo sonde. A tal proposito una buona scelta può essere sicuramente un campo sonde con interasse tra i pozzi di 7 m o di 10 m.

6) CONFRONTO TRA IL CaRM E UN SOFTWARE DI TIPO COMMERCIALE

Dalle varie simulazioni effettuate col CaRM si è arrivati a stabilire che per immagazzinare calore in un campo sonde è conveniente allontanare tra loro i pozzi, ovvero utilizzare un interasse maggiore tra le sonde.

Ora, per verificare l'attendibilità dei risultati ottenuti con il CaRM, si è proceduto nel confrontare tale software con uno di tipo commerciale. A tal proposito si è proceduto effettuando dei confronti tra il CaRM e il software commerciale COMSOL.

6.1) Breve descrizione del COMSOL

Il COMSOL è uno strumento interattivo potente per modellare e risolvere tutti i tipi di problemi ingegneristici basati su equazioni differenziali parziali. Con questo software si possono facilmente estendere modelli convenzionali attinenti ad una specifica tipologia di fisica del problema in modelli multifisici che risolvono simultaneamente problemi che uniscono fenomeni fisici diversi. Il COMSOL permette di costruire il dominio corrispondente al problema fisico che si vuole risolvere e di assegnare proprietà dei materiali, carichi, vincoli, variabili stazionarie, variabili temporali, direttamente ai domini stessi e ai loro contorni indipendentemente dalla mesh di calcolo. Il COMSOL compila poi un sistema di equazioni differenziali parziali che rappresentano l'intero modello e permette di eseguire varie tipologie di analisi (stazionarie e dipendenti dal tempo, lineari e non lineari). Per risolvere i problemi, il COMSOL utilizza il metodo degli elementi finiti.

Le equazioni differenziali parziali costituiscono la base per le leggi della scienza e forniscono la base per la modellazione di una vasta gamma di fenomeni scientifici e ingegneristici. Pertanto, è possibile utilizzare il software COMSOL in molte aree di applicazione come per esempio l'acustica,

le bioscienze, le reazioni chimiche, l'elettromagnetismo, la fluidodinamica, la trasmissione del calore, i sistemi microelettromeccanici, l'ottica, la propagazione di onde, la meccanica strutturale.

6.2) Descrizione del modello utilizzato nel COMSOL

Ai fini dello scopo cui si vuole pervenire in questo elaborato, trattandosi di problemi di scambio di calore, si opererà utilizzando il modulo che tratta della trasmissione del calore (“Heat Transfer Module”). Più in dettaglio all'interno del Heat Transfer Module, si farà riferimento alla sezione “Analisi Termica di tipo Generale” in regime transitorio.

Scelto il modulo, si entra nell'interfaccia grafica nella quale si va a definire la geometria del problema da analizzare. Si farà riferimento a una geometria bidimensionale, avendo l'accortezza poi di andare a effettuare i confronti con il CaRM in termini di valori medi sulla lunghezza della sonda.

I domini che si vanno a disegnare avranno le stesse dimensioni utilizzate nelle simulazioni con il CaRM, quindi laddove nel CaRM è stato utilizzato un diametro del pozzo di 0.14 m, nel COMSOL si provvederà a disegnare la traccia bidimensionale del pozzo di diametro 0.14 m.

Per ciascun dominio si assegnano poi i Settaggi del Sottodominio: viene assegnata la temperatura iniziale, la conducibilità termica, la densità e il calore specifico; si assume che lo scambio di calore avvenga solamente per conduzione, trascurando quindi il contributo convettivo (analogamente a quello che fa il CaRM e che è stato descritto nel §Paragrafo 5.1). Chiaramente anche i Settaggi per i Sottodomini saranno rappresentativi di quanto fatto con il CaRM: facendo riferimento per esempio al dominio “terreno” quest'ultimo sarà caratterizzato dalla stessa temperatura iniziale, conducibilità termica, densità e calore specifico utilizzati per caratterizzare il terreno nel CaRM.

Si interviene, quindi, ad assegnare i Settaggi per il Contorno congruenti alle analisi precedentemente eseguite con il CaRM.

A questo punto si esegue la mesh di tipo triangolare, e poi si lancia il software in modo che elabori la soluzione. Una volta ottenuta la soluzione, è possibile far plottare al software un elevato numero

di parametri di post-processamento tra i quali i più importanti, che saranno utilizzati nelle analisi, sono i valori di integrazione sul contorno.

Nell'utilizzo del COMSOL bisogna prestare attenzione ad alcuni limiti pratici riscontrati durante le varie simulazioni:

- 1) Le simulazioni eseguite in COMSOL richiedono dei tempi di elaborazione molto elevati (dalle 4 alle 20 ore).
- 2) Le simulazioni eseguite in COMSOL sono onerose dal punto di vista della RAM del CPU utilizzato.

Per limitare il più possibile questi inconvenienti si è proceduto principalmente cercando di limitare il più possibile l'arco temporale di simulazione: a tal proposito si è scelto un arco temporale di simulazione di 5 anni, in modo da ridurre i tempi di elaborazione del software ma comunque di allontanarsi dagli istanti iniziali di simulazione, e cercando di ridurre la geometria del problema analizzato sfruttando per quanto possibile la simmetria del dominio preso in esame (si è fatto riferimento a campi sonde con layout di tipo matriciale ai quali è stato possibile applicare la simmetria cilindrica).

Dopo questa prima panoramica del modello che verrà utilizzato nel COMSOL vengono presentate nel dettaglio le due simulazioni che sono state eseguite per confrontare tra loro CaRM e COMSOL. Si è deciso di prendere in esame due casi: il primo costituisce il caso semplice di una sonda di tipo "0", ovvero una sonda che si trova in un campo libero, senza nessun'altra sonda adiacente; il secondo, invece, prende in esame un campo sonde vero e proprio per andare a vedere se l'interferenza termica tra sonde adiacenti comporta qualche differenza nei risultati elaborati dai due software: per adempiere a questa necessità si è scelto di analizzare il campo sonde costituito da 16 sonde di 100 metri di profondità con interasse di 7 metri. Nei paragrafi seguenti verranno descritti nel dettaglio questi due casi.

6.3) Sonda libera di tipo “0”

Come detto, innanzitutto si è scelto di prendere in esame una singola sonda geotermica di 100 m di profondità a doppia U in campo libero, ovvero senza la presenza di altre sonde attorno. Per quanto riguarda il CaRM si tratterà quindi di una sonda di tipo “0”. Per la simulazione in CaRM si fa riferimento a una portata di massa nella sonda di $\dot{m}_{sonda} = 2.976 \frac{kg}{s}$ e ai dati di Tabella 6.1 e come profilo annuale della temperatura d'ingresso dell'acqua nella sonda si utilizzano 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 25°C.

Tabella 6.1 Dati utilizzati nella simulazione effettuata con il CaRM per la sonda di tipo 0

Tempo di indagine $\Delta\tau$ [s]	3600
Numero di ore	8760
Numero di anni	5
Temperatura del terreno indisturbato $t_{terreno\ indisturbato}$ [°C]	13
Calore Specifico del fluido $c_{pfluido}$ [J/(kg·K)]	4186
Conducibilità termica del fluido λ_{fluido} [W/(m·K)]	0.60
Viscosità dinamica del fluido μ_{fluido} [kg/(m·s)]	0.0014
Densità del fluido ρ_{fluido} [kg/m ³]	1000
Calore Specifico del terreno $c_{pterreno}$ [J/(kg·K)]	1460
Conducibilità termica del terreno $\lambda_{terreno}$ [W/(m·K)]	1.50
Densità del terreno $\rho_{terreno}$ [kg/m ³]	1438
Diametro Interno tubo D_i [mm]	26
Diametro Esterno tubo D_e [mm]	32
Conducibilità termica dei tubi in polietilene λ_{tubi} [W/(m·K)]	0.40
Interasse dei tubi in cui scorre il fluido [m]	0.0826
Diametro esterno della SGV D_{sgv} [m]	0.14
Resistenza termica specifica tra tubo e tubo adiacenti [m·K/W]	0.41
Resistenza termica specifica tra tubo e tubo opposti [m·K/W]	0.265
Resistenza termica specifica tra tubo e bordo esterno della SGV [m·K/W]	0.19
Calore Specifico del materiale di riempimento $c_{priempimento}$ [J/(kg·K)]	2000
Conducibilità termica del materiale di riempimento $\lambda_{riempimento}$ [W/(m·K)]	2.5
Densità del materiale di riempimento $\rho_{terreno}$ [kg/m ³]	1850
Raggio massimo di indagine r_{max} [m]	10
Tipo connessione	in parallelo

Individuato il problema da confrontare con il COMSOL, si procede a disegnare un'opportuna geometria che si rifaccia al caso presentato. La geometria bidimensionale utilizzata è costituita dall'unione di due domini diversi:

- Il dominio “sgv” (Figura 6.1) rappresenta la sonda vera e propria ed è costituito dalla traccia del pozzo (diametro del pozzo uguale a $D_{sgv} = 0.14 \text{ m}$) e dalla traccia del diametro esterno dei 4 tubi della sonda a doppio tubo ad U (diametro esterno dei tubi pari a $D_e = 0.032 \text{ m}$ e distanza tra l'interasse di due tubi opposti pari a 0.0826 m), ovvero la stessa geometria utilizzata nel CaRM (Tabella 6.1). Nel dominio “sgv” ci sono le tracce dei diametri dei 4 tubi che rappresentano i due tubi di mandata e i due di ritorno. Per quanto riguarda i Settaggi del Sottodominio “sgv” sono stati utilizzati temperatura iniziale, conducibilità termica, densità e calore specifico del materiale di riempimento riportati in Tabella 6.1. Per quanto riguarda i Settaggi del Contorno, sul contorno esterno viene assegnato di default la condizione di continuità con il dominio “terreno” che verrà descritto in seguito, mentre sui contorni costituiti dai bordi esterni dei tubi il dato di input è il flusso termico orario scambiato dalla sonda con il terreno, ottenuto come dato di output dalla corrispondente simulazione col CaRM.

Bisogna però prestare particolare attenzione al segno del flusso termico che si va ad assegnare. Quando, infatti, nel COMSOL si utilizza come condizione al contorno sul bordo sonda il flusso termico ricavato dal CaRM, bisogna prima cambiare segno al flusso termico. Il motivo di ciò deriva dal fatto che i valori del flusso termico forniti dal CaRM sono valori del flusso termico lato terreno cioè proporzionali a $q = f(T_{terreno} - T_{fluido,in})$: sono quindi valori positivi quando la temperatura del terreno $T_{terreno}$ è maggiore della temperatura d'ingresso dell'acqua nei tubi $T_{fluido,in}$ mentre sono valori negativi quando $T_{terreno}$ è minore di $T_{fluido,in}$.

Quando invece nel COMSOL si va a fornire il flusso termico come condizione al contorno sul bordo sonda, si deve fornire il flusso termico lato scambiatore di calore. È quindi necessario cambiare di segno al flusso termico ricavato dal CaRM, prima di assegnarlo al COMSOL in modo da mantenere una congruenza operativa. Un'altra osservazione importante, è che poi quando nel COMSOL si va a richiedere in output il flusso termico, il software fornisce il flusso termico lato terreno e quindi di segno opposto a quello che era stato assegnato in input ma dello stesso segno del flusso fornito dal CaRM.

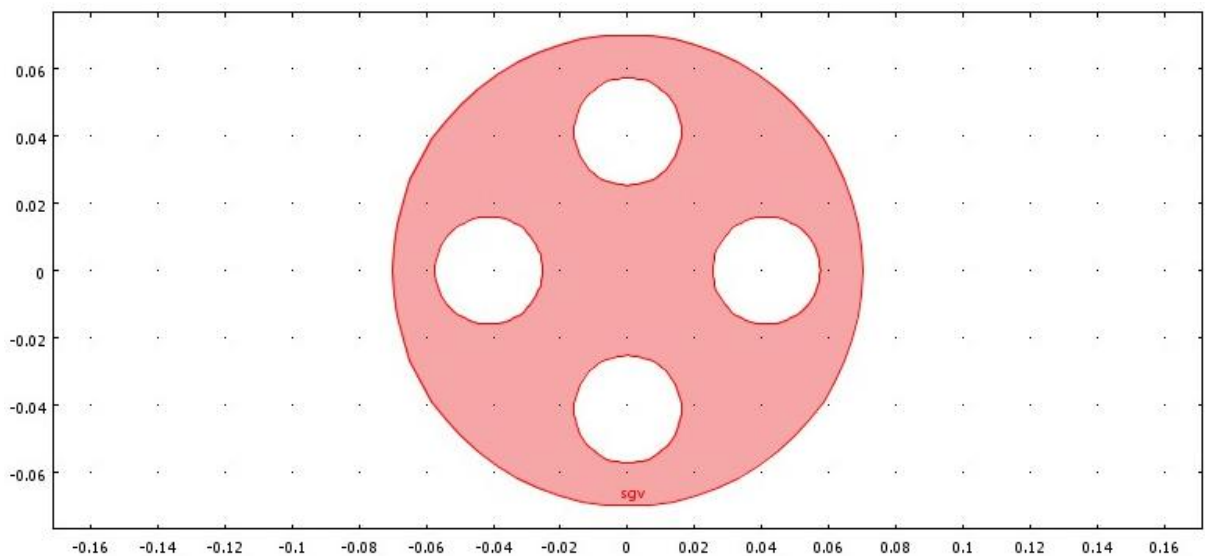


Figura 6.1 Geometria del dominio "sgv"

- Il dominio “terreno” (Figura 6.2) rappresenta il terreno circostante la sonda geotermica di tipo “0” ed ha raggio massimo $r_{max} = 10\text{ m}$ corrispondente al raggio massimo utilizzato nel CaRM. Il dominio “terreno” è costituito dall’unione di 20 anelli concentrici ciascuno di raggio corrispondente al raggio baricentrico delle 20 regioni anulari utilizzate dal CaRM ($R_m=0.110\text{ m}, 0.158, 0.229, 0.313, 0.414, 0.536, 0.682, 0.858, 1.068, 1.321, 1.624, 1.988, 2.424, 2.948, 3.576, 4.331, 5.236, 6.322, 7.626, 9.190$).

Per quanto riguarda i Settaggi del Sottodominio “terreno” sono stati utilizzati i valori medi di temperatura iniziale, conducibilità termica, densità e calore specifico a pressione costante

del terreno riportati in Tabella 6.1. Per quanto riguarda, invece, i Settaggi del Contorno, si è utilizzata la condizione di continuità sul contorno tangente al dominio “sgv” e la condizione di adiabaticità sul raggio più esterno, per mantenere la corrispondenza con il CaRM che assume adiabatica la condizione sul raggio massimo.

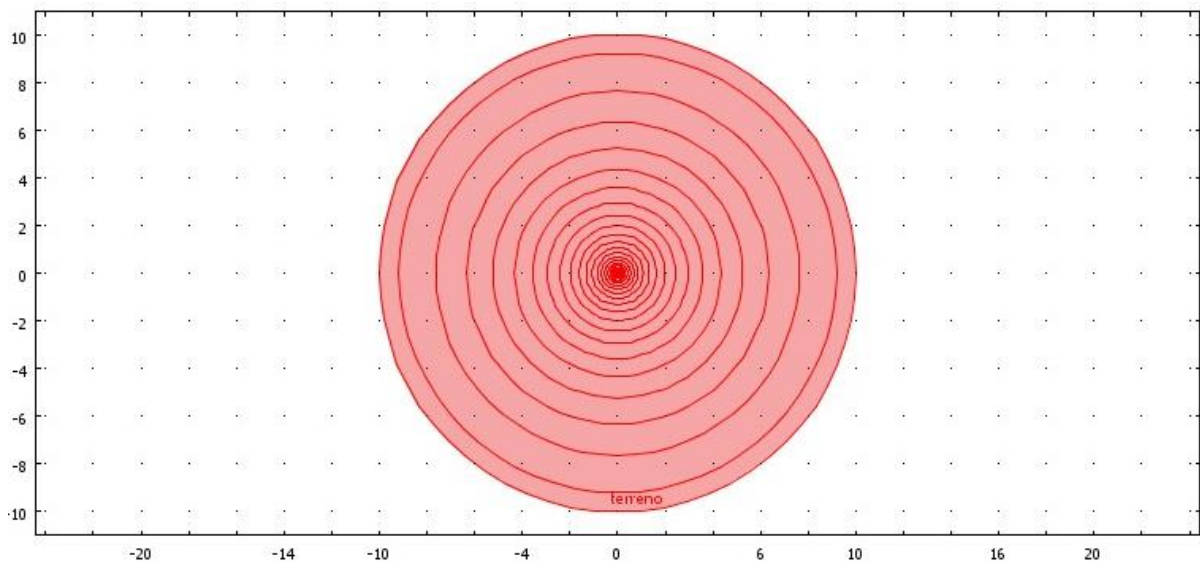


Figura 6.2 Geometria del dominio "terreno"

Come detto, in input al CaRM viene assegnato il profilo della temperatura dell'acqua di mandata alla sonda geotermica. Tra i valori di output, il CaRM fornisce i valori orari del flusso termico scambiato dalla sonda con il terreno (tali valori si trovano nel file di output “temp_pdc2U”) e i valori della temperatura, media rispetto alla lunghezza della sonda, sul bordo sonda e alle varie distanze R_m dall'asse della stessa (file di output “tempter0_2U”). Al COMSOL viene quindi assegnato il flusso termico ricavato col CaRM sul contorno costituito dalla traccia bidimensionale dei tubi. Dopo aver eseguito la mesh (Figura 6.3) e una volta che il software ha portato a termine la simulazione (in Figura 6.4 è riportata la soluzione fornita dal COMSOL in corrispondenza all'ultimo istante di indagine), si procederà confrontando tra loro le temperature sul bordo sonda e alle varie distanze R_m ottenute in output rispettivamente dal CaRM e dal COMSOL.

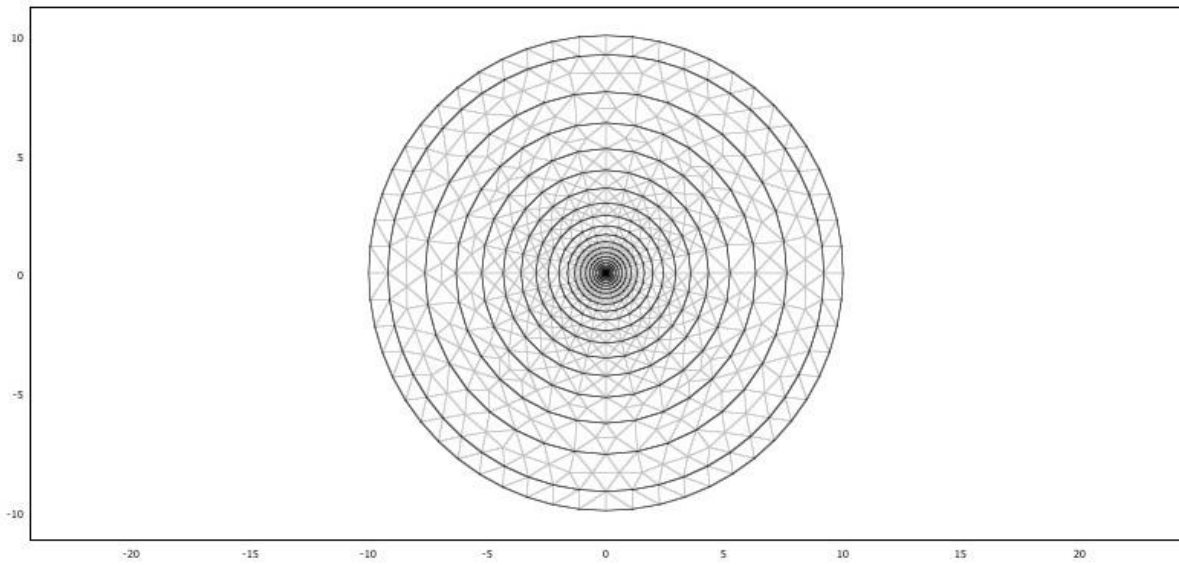


Figura 6.3 Sonda libera: mesh utilizzata in COMSOL

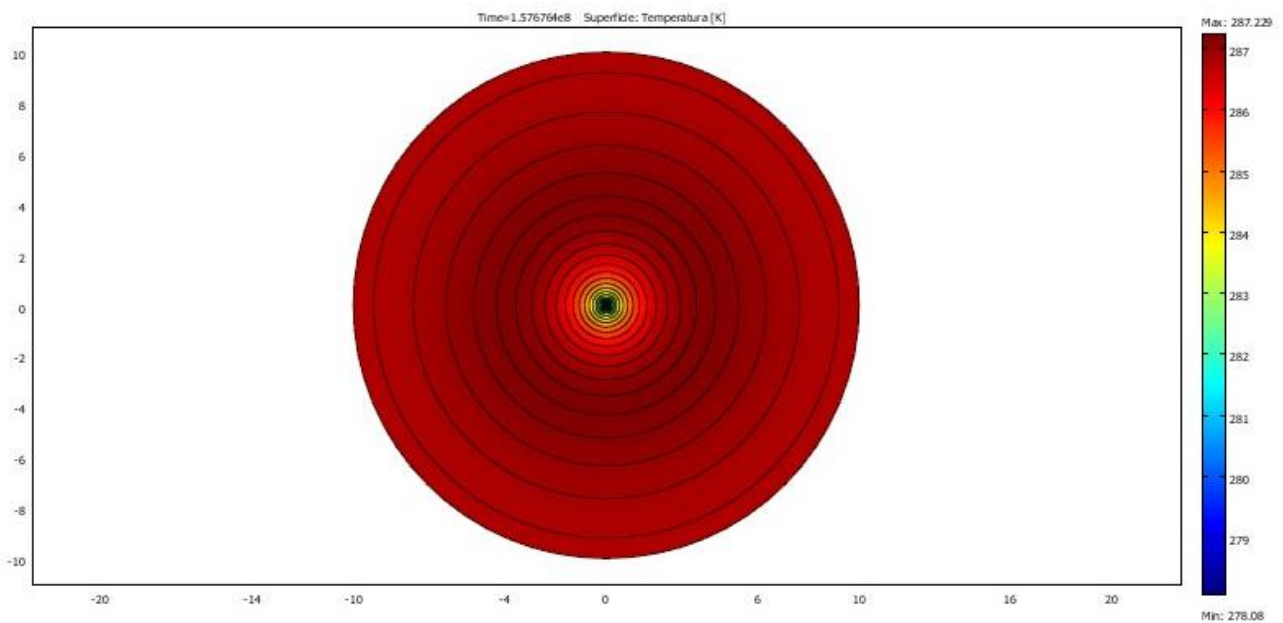


Figura 6.4 Sonda libera: soluzione fornita dal COMSOL in corrispondenza all'ultimo istante di indagine

Nelle Figure 6.5, 6.6, 6.7, 6.8 e 6.9 sono riportati gli andamenti delle temperature sul bordo della sonda libera (e quindi a distanza di 0.07 m dall'asse della sonda) e del terreno a distanze $R_m=0.414$ m, $R_m=1.321$ m, $R_m=3.576$ m e $R_m=9.190$ m dal suo asse, ottenuti attraverso il software CaRM e per mezzo del COMSOL.

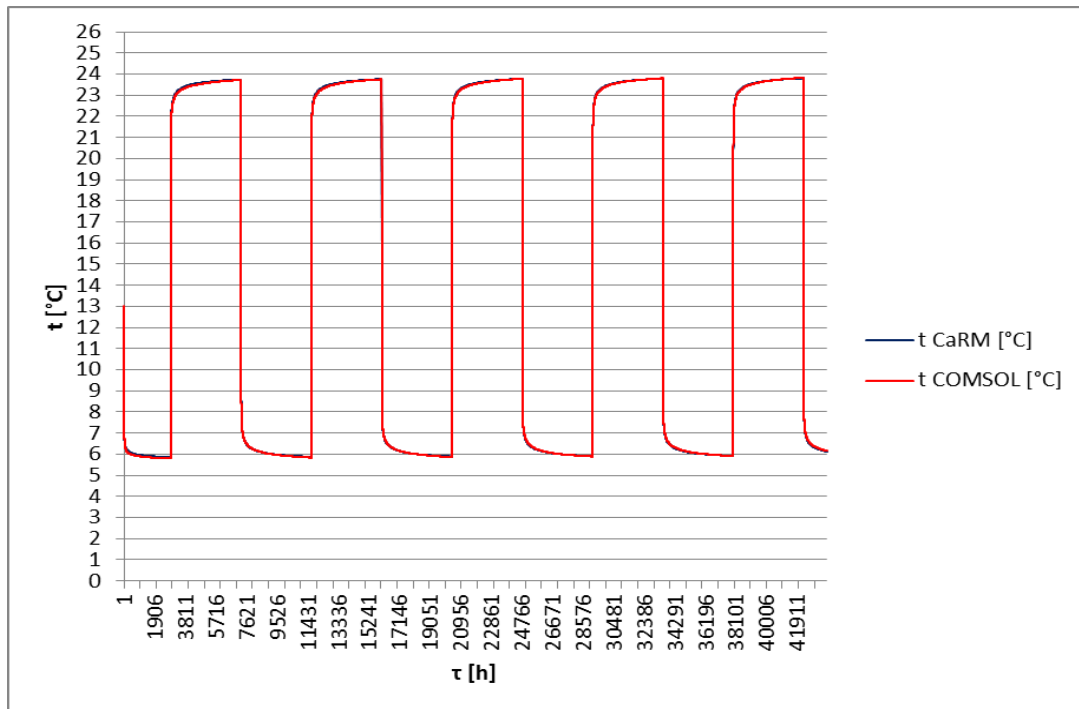


Figura 6.5 Confronto tra gli andamenti delle temperature sul bordo della sonda libera ricavate rispettivamente con il CaRM e con il COMSOL

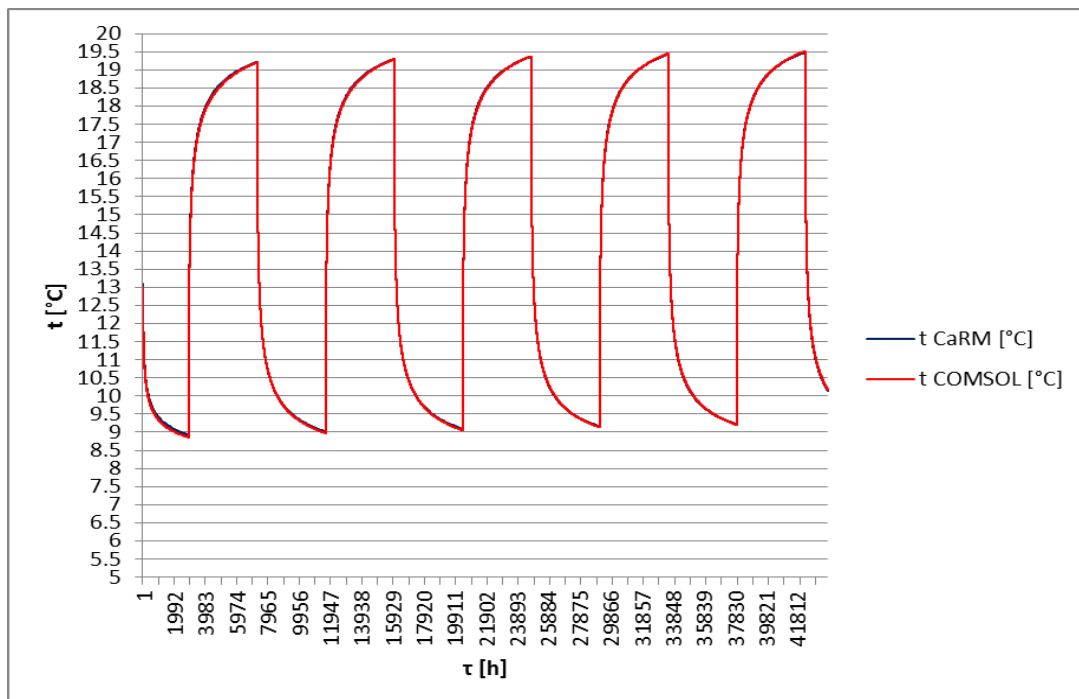


Figura 6.6 Confronto tra gli andamenti delle temperature del terreno a distanza $R_m=0.414$ m dall'asse della sonda libera ricavate rispettivamente con il CaRM e con il COMSOL

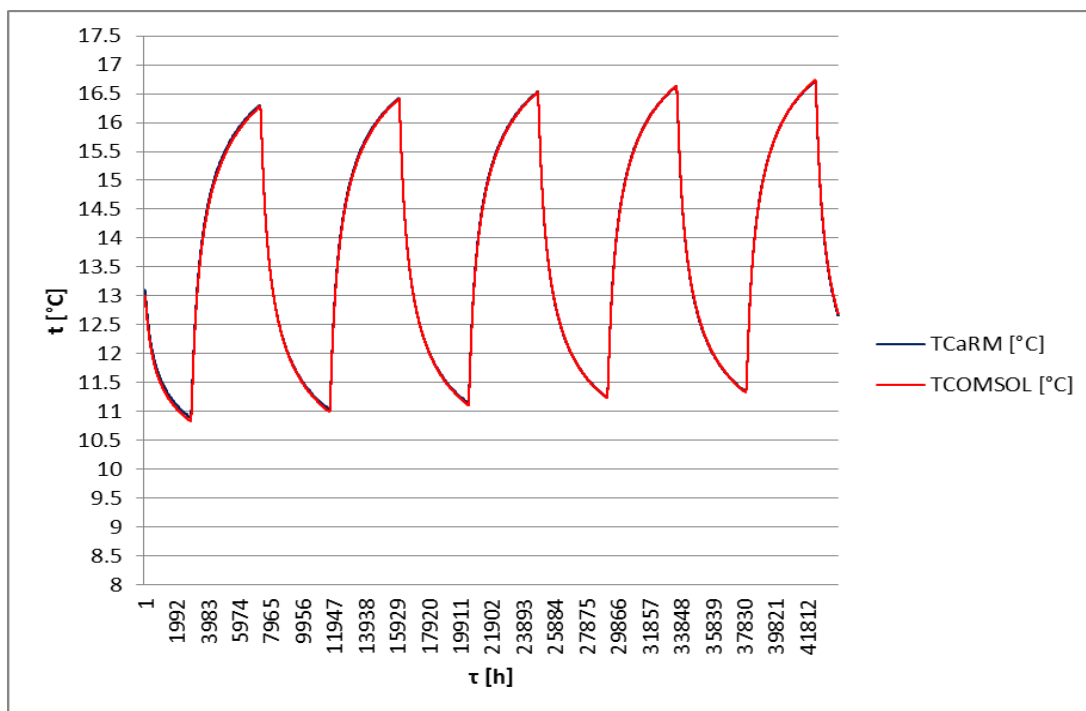


Figura 6.7 Confronto tra gli andamenti delle temperature del terreno a distanza $R_m=1.321$ m dall'asse della sonda libera ricavate rispettivamente con il CaRM e con il COMSOL

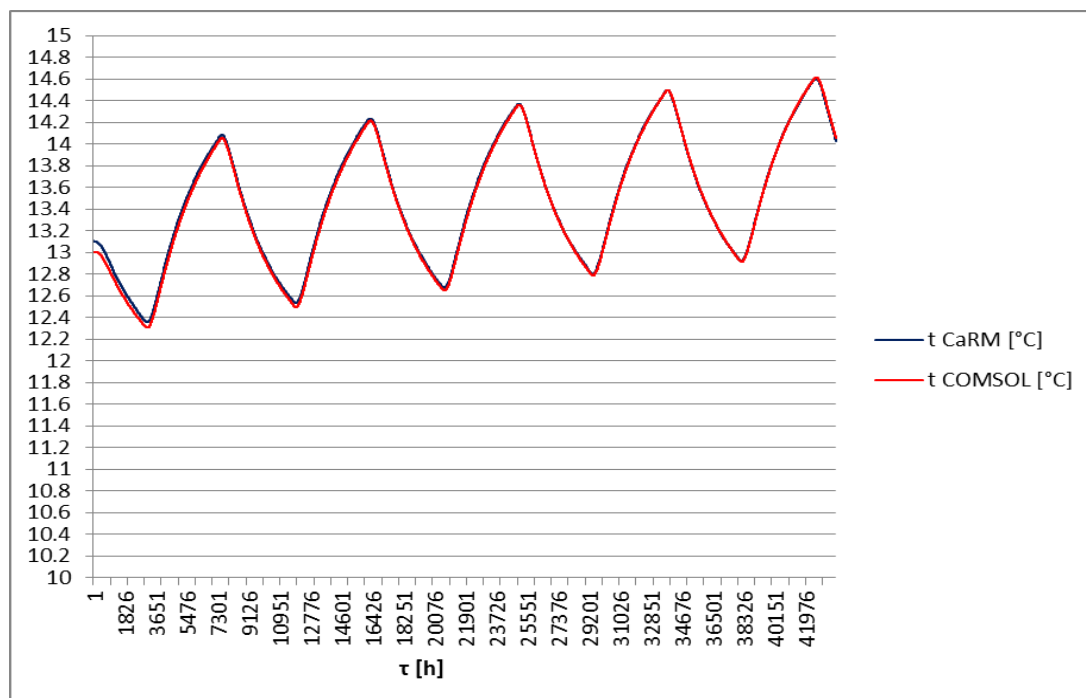


Figura 6.8 Confronto tra gli andamenti delle temperature del terreno a distanza $R_m=3.576$ m dall'asse della sonda libera ricavate rispettivamente con il CaRM e con il COMSOL

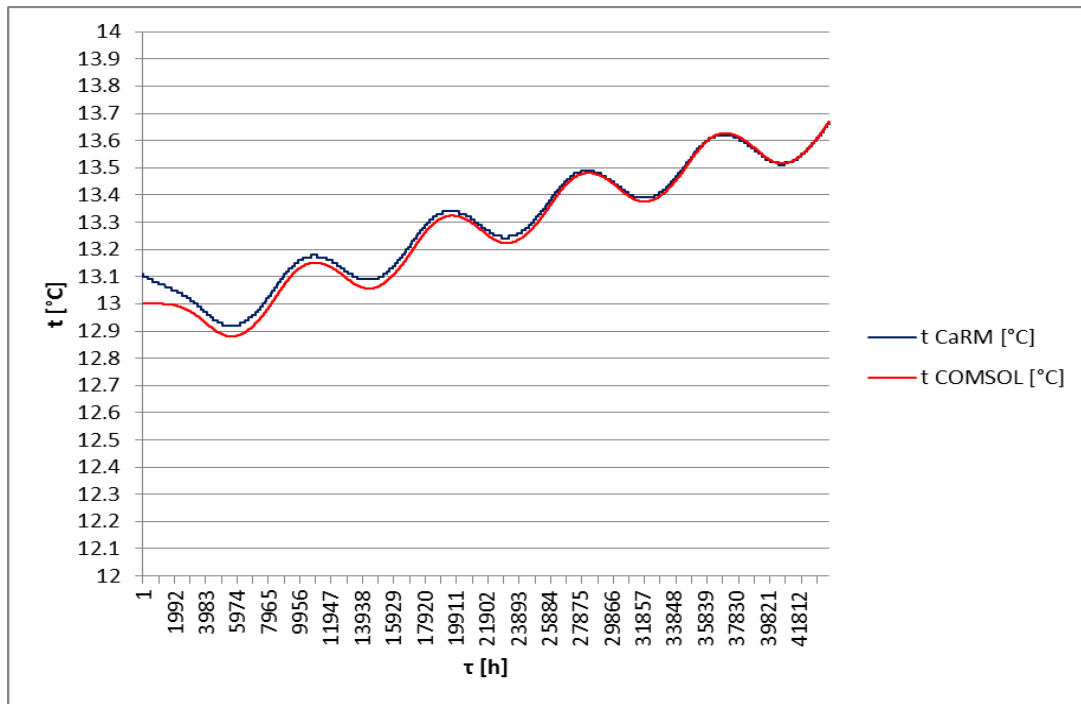


Figura 6.9 Confronto tra gli andamenti delle temperature del terreno a distanza $R_m=9.190$ m dall'asse della sonda libera ricavate rispettivamente con il CaRM e con il COMSOL

Dalle figure precedenti si può notare come i due software diano risultati identici. In particolare, facendo riferimento, per esempio, alle temperature del terreno per $R_m=1.321$ m, dalla Figura 6.10 si vede come $|t_{CaRM} - t_{COMSOL}| < 0.1$.

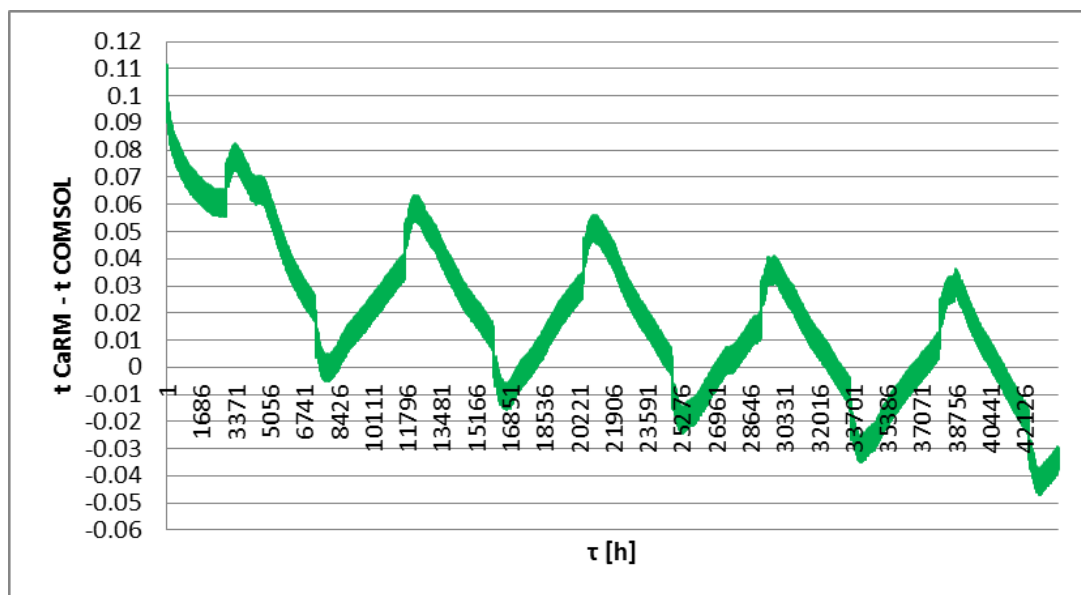


Figura 6.10 Differenza tra $t_{CaRM} - t_{COMSOL}$ per le temperature del terreno a distanza $R_m=1.321$ m dall'asse della sonda

6.4) Campo di 16 sonde di 100 metri di profondità con interasse di 7 metri

Come visto nel paragrafo precedente c'è buona concordanza tra le temperature osservate nel CaRM e quelle fornite dal COMSOL per quel che riguarda una sonda libera. Il passo successivo è quindi quello di andare a confrontare i risultati forniti dai due software per un campo sonde più articolato, per vedere gli eventuali effetti dell'interferenza tra le sonde sui valori forniti dai due software. A questo proposito si è scelto di analizzare un campo di 16 sonde di 100 metri di profondità con interasse di 7 metri.

Per la simulazione in CaRM si fa sempre riferimento a una portata di massa nel campo sonde di $\dot{m}_{sistema} = 47.62 \frac{kg}{s}$ e ai dati riportati in Tabella 6.1, utilizzando ancora come profilo annuale della temperatura d'ingresso dell'acqua nelle sonde il profilo costituito da 6 mesi a 5°C e 6 mesi a 25°C. Per quanto riguarda il COMSOL si utilizza una geometria bidimensionale caratterizzata da due tipologie di dominio:

- I domini “sgv” hanno le stesse caratteristiche del dominio “sgv” presentato nel §Paragrafo 6.3 e sono disposti a matrice con interasse di 7 m tra due sonde adiacenti.
- Il dominio “terreno” è costituito dall'unione delle sezioni anulari circostanti ciascuna sonda e come raggio esterno ha la distanza tra il centro del campo sonde e l'asse della sonda più esterna aumentato di 10 m. Per snellire la geometria però si è ridotto il numero di regioni anulari attorno alla sonda (si è optato per le regioni di raggio $R_m = 0.414$ m, 1.321, 3.576, 9.190). Inoltre per ridurre i tempi di simulazione nonché la RAM necessaria, è stata sfruttata la simmetria cilindrica del campo sonde analizzato e, quindi, è stato preso in esame solo un quarto del dominio (Figura 6.11).

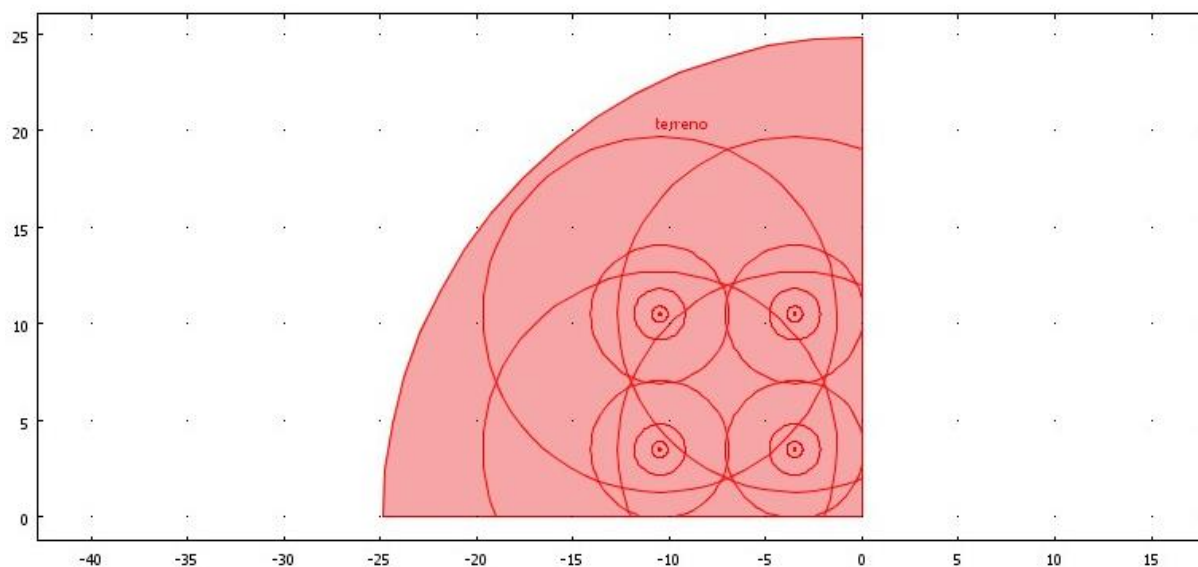


Figura 6.11 Sfruttando la simmetria cilindrica del campo di 16 sonde, è stato possibile porre sotto analisi solo un quarto del campo totale

Come nel caso della sonda libera anche in questa analisi di un campo di 16 sonde, in input al CaRM viene assegnato il profilo della temperatura dell'acqua di mandata alla sonda geotermica. Tra i valori di output, il CaRM fornisce i valori orari del flusso termico scambiato dalla sonda con il terreno (tali valori si trovano nel file di output "temp_pdc2U") e i valori della temperatura, media rispetto alla lunghezza della sonda, sul bordo sonda e alle varie distanze R_m dall'asse di ciascuna tipologia di sonde: infatti in un campo di 16 sonde ci saranno 4 sonde di tipo 4, 8 sonde di tipo 3 e 4 sonde di tipo 2A (file di output "tempter4_2U", "tempter3_2U" e "tempter2a_2U" rispettivamente). Al COMSOL viene quindi assegnato il flusso termico ricavato col CaRM sul contorno costituito dalla traccia bidimensionale dei tubi e dopo aver eseguito la simulazione (in Figura 6.12 è riportata la soluzione fornita dal COMSOL in corrispondenza all'ultimo istante di indagine), si procederà confrontando tra loro le temperature sul bordo sonda e alle varie distanze R_m per ciascuna delle tre tipologie di sonde ricavate rispettivamente col CaRM e con il COMSOL.

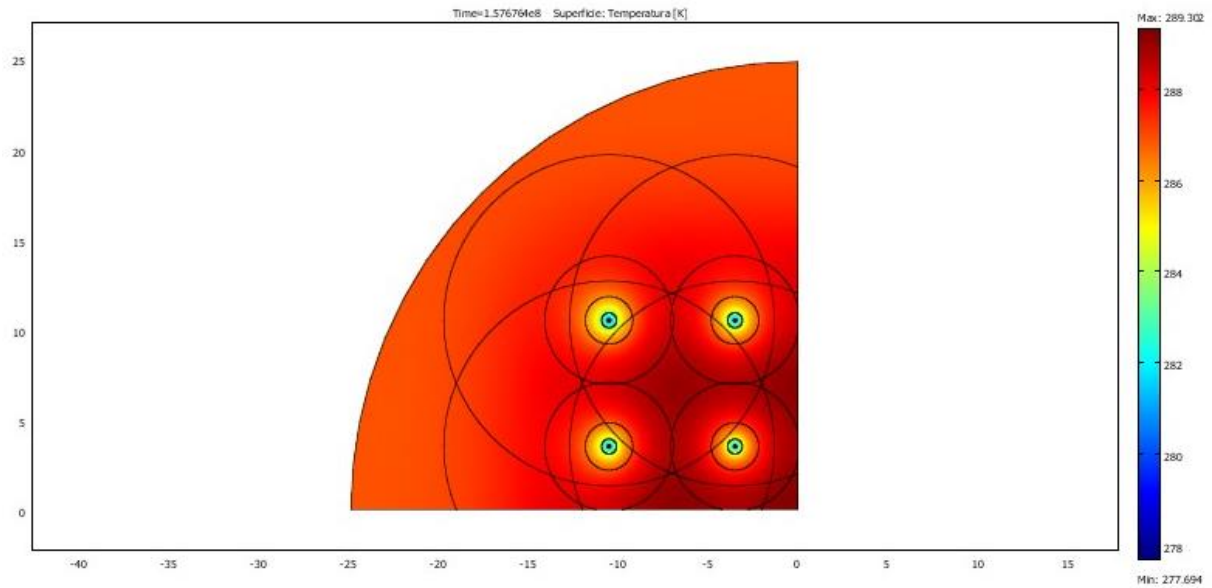


Figura 6.12 Campo di 16 sonde: soluzione fornita dal COMSOL in corrispondenza all'ultimo istante di indagine

Nelle Figure 6.13, 6.14 e 6.15 sono riportati gli andamenti delle temperature terreno a distanza $R_m=1.321$ m dagli assi rispettivamente della sonda di tipo 2A, 3 e 4, ottenuti attraverso i due software.

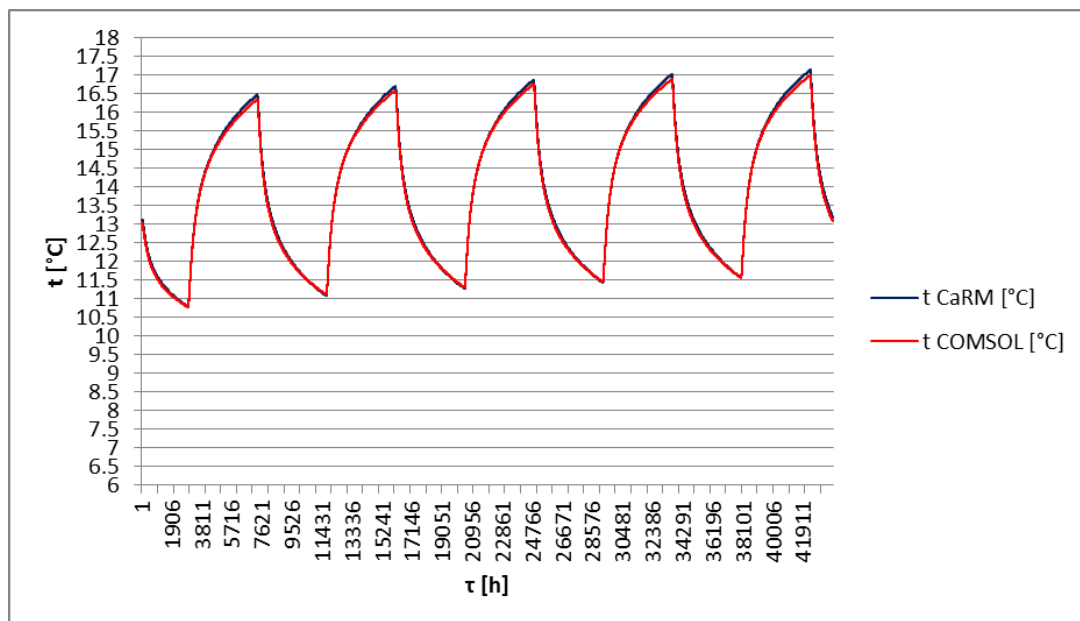


Figura 6.13 Confronto tra gli andamenti delle temperature del terreno a distanza $R_m=1.321$ m dall'asse della sonda di tipo 2A ricavate rispettivamente con il CaRM e con il COMSOL

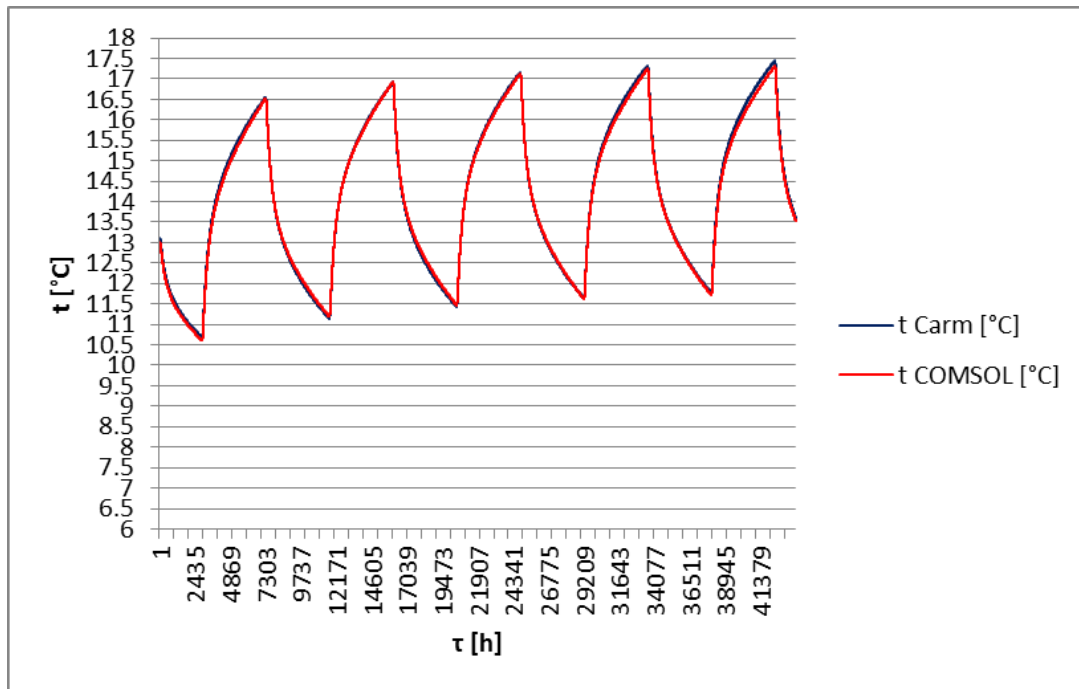


Figura 6.14 Confronto tra gli andamenti delle temperature del terreno a distanza $R_m=1.321$ m dall'asse della sonda di tipo 3 ricavate rispettivamente con il CaRM e con il COMSOL

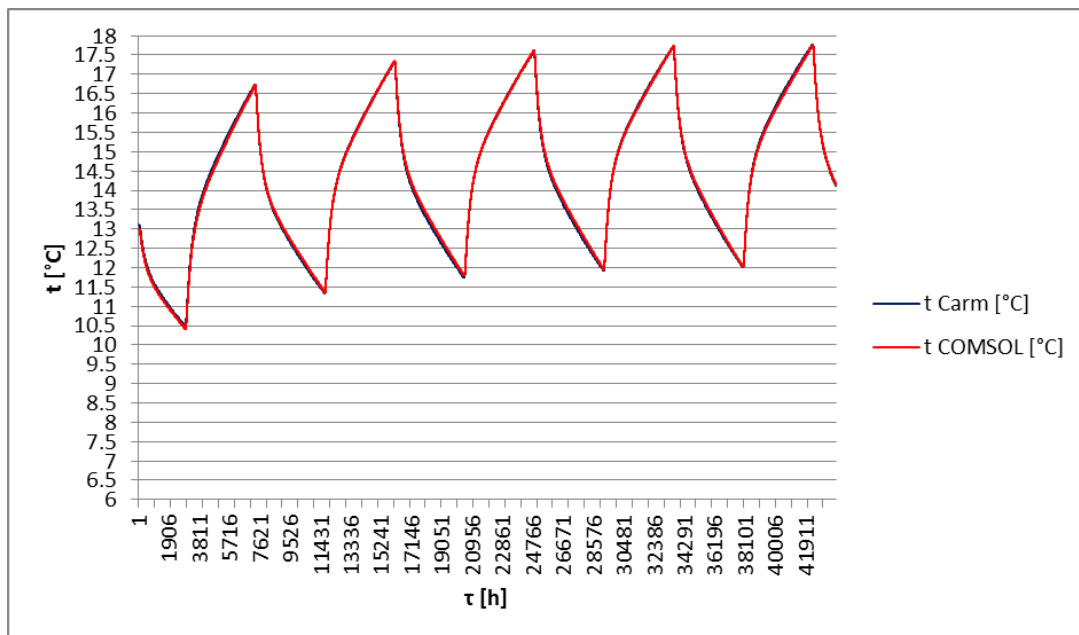


Figura 6.15 Confronto tra gli andamenti delle temperature del terreno a distanza $R_m=1.321$ m dall'asse della sonda di tipo 4 ricavate rispettivamente con il CaRM e con il COMSOL

Dalle figure precedenti, si può notare come anche per il campo di 16 sonde i due software diano risultati identici. In particolare, facendo riferimento, per esempio alla sonda di tipo 3, dalla Figura 6.16 si vede come $|t_{CaRM} - t_{COMSOL}| < 0.1$.

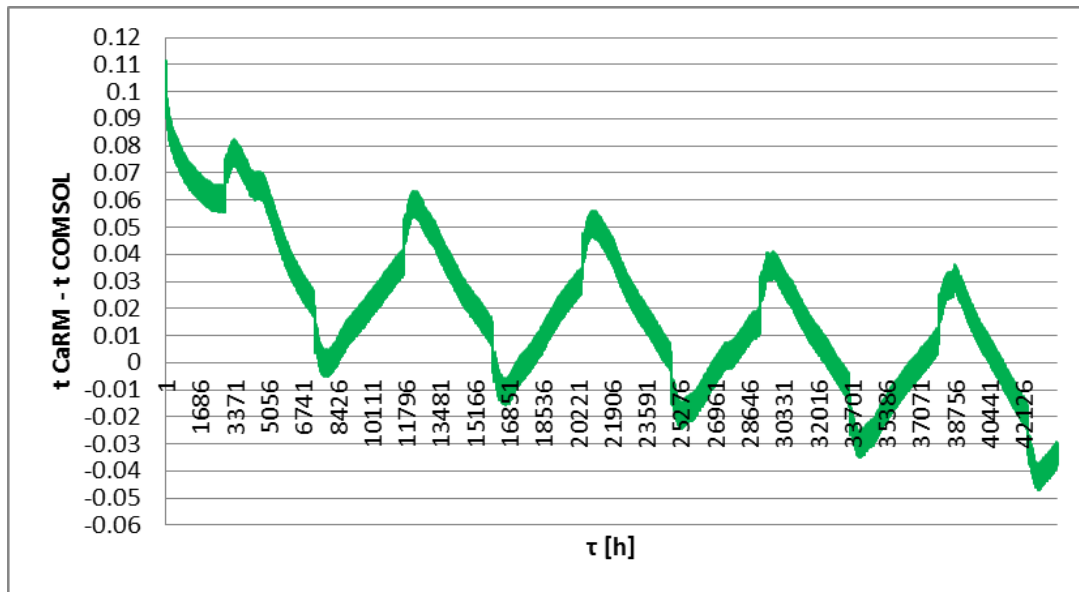


Figura 6.16 Differenza tra $t_{CaRM} - t_{COMSOL}$ per le temperature del terreno a distanza $R_m=1.321$ m dall'asse della sonda di tipo 3

Dai confronti eseguiti sia per il caso di sonda libera sia per il caso del campo di 16 sonde, si è riscontrata una concordanza tra i risultati ottenuti con il CaRM e con il software commerciale COMSOL. Di conseguenza il software CaRM può essere ritenuto affidabile così come possono essere ritenuti affidabili i risultati illustrati nel §Paragrafo 5.2.

7) UTILIZZO DELLE SONDE GEOTERMICHE VERTICALI A DOPPIO TUBO AD U PER IMMAGAZZINARE CALORE RESIDUO NEL TERRENO

Nel seguente capitolo, e in tutta la seconda parte di questo elaborato, verranno eseguite delle analisi riguardo lo stoccaggio al terreno di calore residuo, proveniente per esempio da impianti di cogenerazione, centrali a biomasse o processi industriali, per mezzo di sonde geotermiche verticali con doppio tubo ad U. Si lavorerà, quindi, in termini di flusso termico scambiato tra il campo sonde e il terreno. L'idea è quella di immagazzinare al terreno il calore residuo durante i periodi in cui l'utenza non ha esigenze di riscaldamento per poi fornirlo quando richiesto. Quello che si realizza è, in pratica, un accumulo stagionale di calore. Inizialmente il modus operandi verrà descritto nel dettaglio facendo riferimento al profilo di richiesta di energia termica in riscaldamento di un generico edificio (profilo di prova). Sulla base della modalità operativa analizzata, si farà, poi, riferimento ai profili di richiesta di energia termica in riscaldamento di 4 tipologie di edifici (edifici con o senza isolamento termico e con funzionamento discontinuo o continuo dell'impianto di riscaldamento) e al profilo combinato che può essere assunto come caratteristico di una generica area urbana.

7.1) Descrizione della modalità operativa

Si supponga di avere a disposizione una certa potenza termica residua, proveniente per esempio da impianti di cogenerazione, centrali a biomasse o processi industriali, che sia disponibile in maniera costante e continua durante tutto l'anno.

Chiaramente questo calore residuo può essere utilizzato in maniera diretta ai fini del riscaldamento ambientale solo quando c'è richiesta di energia termica da parte delle utenze. Nel resto dell'anno il calore residuo sarebbe del tutto perso. Si può pensare, invece, di andare ad accumulare tale calore residuo nel terreno attraverso delle sonde geotermiche verticali a doppio tubo ad U durante il

periodo in cui l'utenza non ha esigenze di riscaldamento, per poi utilizzarlo durante il periodo invernale attraverso una pompa di calore geotermica.

Come punto di partenza si è fatto riferimento al profilo orario del carico termico annuale di solo riscaldamento $q_{utenza}^*(\tau)$ (dove τ è la variabile temporale espressa in ore [h]) di una generica utenza. Tale profilo costituirà il profilo di prova sulla base del quale verrà descritta la modalità di analisi che è stata utilizzata.

Quello che interessa nelle analisi non è tanto il profilo del carico termico in sé, ma il suo andamento, cosicché si possa variare l'entità del carico, mantenendo tuttavia un profilo analogo.

Per far questo, viene calcolato il profilo adimensionale $\frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*}$ dove $q_{utenza}^*(\tau)$ è il profilo orario del carico termico annuale in riscaldamento e $q_{utenza_{max}}^*$ è il suo valore massimo. In Figura 7.1 viene riportato il profilo di prova adimensionale $\frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*}$.

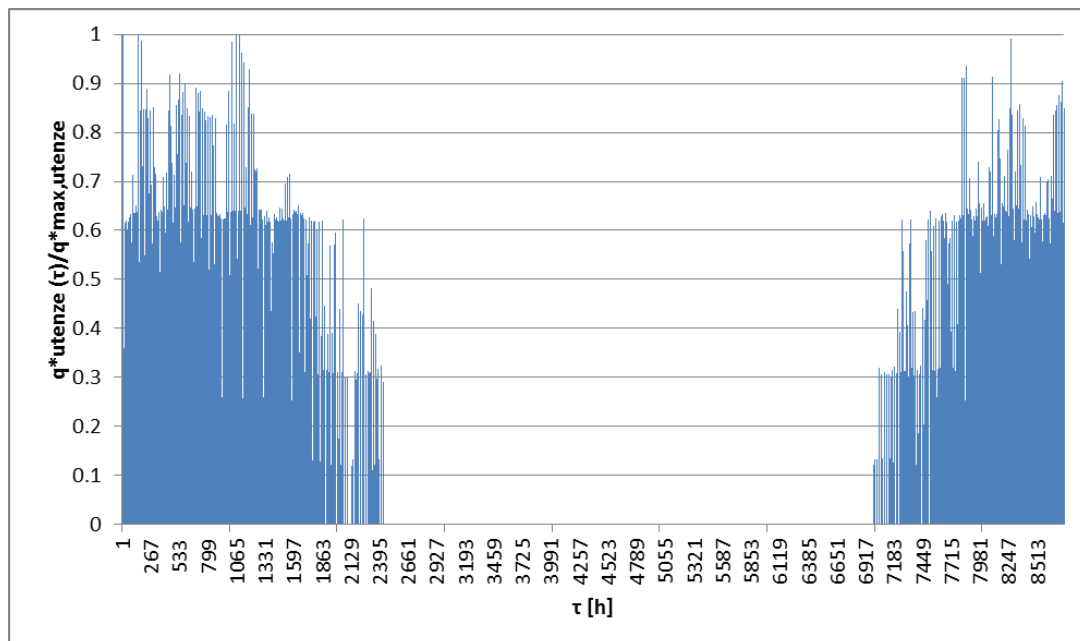


Figura 7.1 Profilo orario del carico annuale in riscaldamento adimensionale preso come riferimento per l'analisi del procedimento operativo

Si supponga, ora, di avere a disposizione una certa potenza termica residua $q_{residuo}$ che sia disponibile in maniera costante e continua durante tutto l'anno.

Assumendo, come convenzione di segno, positivo il calore immesso nel terreno e negativo il calore estratto dal terreno, per immagazzinare il calore residuo, possono essere utilizzate due modalità operative.

1. La prima modalità operativa prevede che, nei periodi dell'anno in cui non c'è richiesta di riscaldamento da parte dell'utenza, il calore residuo $q_{residuo}$ venga immesso direttamente nel terreno per mezzo del campo di SGV a doppio tubo ad U. In questa maniera il calore q_0 introdotto nel terreno è :

$$q_0(\tau) = q_{residuo} \quad (7.1)$$

Quando, invece, si hanno esigenze di riscaldamento, il calore residuo viene indirizzato in maniera diretta all'utenza e in particolare:

- quando la richiesta di energia termica da parte dell'utenza $q_{utenza}(\tau)$ è inferiore a $q_{residuo}$, allora, viene immesso nel terreno il flusso termico $q_{residuo} - q_{utenza}(\tau)$:

$$q_0(\tau) = q_{residuo} - q_{utenza}(\tau) \quad \text{per} \quad q_{utenza}(\tau) < q_{residuo} \quad (7.2)$$

- quando la richiesta dell'utenza $q_{utenza}(\tau)$ è superiore a $q_{residuo}$, allora, viene estratto dal terreno il flusso termico $q_0(\tau)$:

$$q_0(\tau) = (q_{residuo} - q_{utenza}(\tau)) \cdot \frac{COP-1}{COP} \quad \text{per} \quad q_{utenza}(\tau) > q_{residuo} \quad (7.3)$$

dove COP è il coefficiente di prestazione della pompa di calore accoppiata al campo di sonde geotermiche.

2. La seconda modalità operativa prevede che, nei periodi dell'anno in cui non ci sono richieste di riscaldamento da parte dell'utenza, il calore residuo $q_{residuo}$, in analogia alla prima procedura, venga immesso direttamente nel terreno per mezzo del campo di sonde geotermiche verticali; in questa maniera il calore q_0 introdotto nel terreno è ancora:

$$q_0(\tau) = q_{residuo} \quad (7.4)$$

Durante il periodo di riscaldamento, invece, il calore residuo non viene fornito direttamente all'utenza, ma viene dapprima immesso nel terreno. In questo caso quindi il calore scambiato con il terreno è:

$$q_0(\tau) = q_{residuo} - q_{utenza}(\tau) \cdot \frac{COP-1}{COP} \quad (7.5)$$

Come si vedrà nel seguito, dal punto di vista dell'energia fornita all'utenza, il vantaggio rappresentato dal fatto che durante il periodo di riscaldamento l'energia termica residua $(\sum q_{residuo})_{utile}$ non venga inviata direttamente all'utenza ma venga comunque fatta passare prima attraverso la pompa di calore, fa sì che l'energia termica fornita all'utenza durante il periodo di riscaldamento sia $(\sum q_{residuo})_{utile} \cdot \frac{COP}{COP-1}$ e non semplicemente $(\sum q_{residuo})_{utile}$ come nel caso della prima modalità di stoccaggio. D'altro canto, però, la seconda modalità operativa è più esosa dal punto di vista del consumo di energia a cui è soggetta la pompa di calore, dal momento che quest'ultima deve soddisfare tutta l'energia termica richiesta dall'utenza in riscaldamento $\sum_{\tau=1}^{8760} q_{utenza}(\tau)$ mentre attraverso la prima modalità operativa la pompa di calore deve farsi carico solamente dell'energia $\sum_{\tau=1}^{8760} q_{utenza}(\tau) - (\sum q_{residuo})_{utile}$.

A questo punto è necessario trovare qual è il profilo di carico in riscaldamento lato utenza che, facendo riferimento a un determinato $q_{residuo}$ e a una delle due modalità operative sopra descritte, permetta di ottenere un flusso termico annuale immagazzinato nel terreno $|\sum_{\tau=1}^{8760} q_0(\tau)|$ il più piccolo possibile, in modo che non si verifichi un aumento o un calo delle temperature medie del terreno e del fluido termovettore all'interno delle sonde nel corso degli anni di funzionamento del sistema. Si tenga presente, infatti, che quello che si vuole realizzare, è un accumulo stagionale di calore. In sostanza si ricerca la condizione tale per cui la temperatura media annuale del terreno e la temperatura media annuale del fluido che scorre all'interno delle sonde si mantengano il più possibile costanti nel corso degli anni in cui è in funzione il sistema geotermico. In Li [4], infatti, viene sottolineato come sia necessario che il calore estratto dal terreno sia uguale a quello immesso nel terreno per mantenere costanti nel tempo le temperature del fluido termovettore all'interno delle

sonde nel corso degli anni di funzionamento del sistema e per preservare il terreno come sorgente e serbatoio di calore. In particolare se la totalità del calore immesso è uguale al calore estratto (in un bilancio di carattere annuale), allora, la temperatura del terreno rimarrà praticamente invariata. Quest'ultima considerazione è fondamentale sia dal punto di vista del funzionamento ottimale del sistema a pompa di calore sia dal punto di vista della degenerazione termica del terreno che potrebbe comportare dei problemi ambientali causati da un eccessivo surriscaldamento o congelamento del terreno adiacente al campo sonde.

Facendo, quindi, riferimento alla prima modalità operativa e a un determinato $q_{residuo}$, per adempiere a questo obiettivo si è ricercato in maniera iterativa il valore della potenza massima da fornire all'utenza, $q_{utenza_{max}}$, tale che il profilo $q_{utenza}(\tau) = \frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*} \cdot q_{utenza_{max}}$ permetta di ottenere $|\sum_{\tau=1}^{8760} q_0(\tau)| < 50 \frac{kWh}{anno}$, sulla base delle equazioni (7.1), (7.2) e (7.3). In Tabella 7.1 sono riportati i valori del rapporto $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$ in funzione del COP della pompa di calore utilizzata.

Tabella 7.1 Valori del rapporto $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$, per ottenere $|\sum_{\tau=1}^{8760} q_0(\tau)| < 50 \frac{kWh}{anno}$, in funzione del COP della pompa di calore per la prima modalità operativa di stoccaggio di calore al terreno facendo riferimento al profilo di richiesta termica in riscaldamento adimensionale di Figura 7.1

	COP=3	COP=4
$\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$	11.9464	10.8943

Dalla Tabella 7.1, si evince come, a parità di $q_{residuo}$, si ottenga un rapporto $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$ maggiore per un valore minore del COP della pompa di calore.

Il perché a parità di $q_{residuo}$, per COP minori, si ottenga un rapporto $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$ maggiore

$\left(\left(\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}\right)_{COP=3}\right) > \left(\left(\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}\right)_{COP=4}\right)$ è dovuto al fatto che al diminuire del COP aumenta il

rapporto $\frac{COP}{COP-1}$ (per COP=4 vale $\frac{COP}{COP-1} = 1.33$, mentre per COP=3 vale $\frac{COP}{COP-1} = 1.5$) e quindi aumenta anche l'energia termica che viene fornita all'utenza $q_{utenza}(\tau) = q_0(\tau) \cdot \frac{COP}{COP-1}$.

A questo punto è possibile ricavare il profilo $q_0(\tau)$ da fornire al campo di sonde geotermiche verticali a doppia U utilizzato, facendo ricorso alle equazioni (7.1), (7.2) e (7.3).

Il problema successivo è quello di determinare, in funzione di una certa temperatura minima sulle pareti dei tubi delle SGV, qual è il flusso termico che lo scambiatore di calore può scambiare con il terreno per unità di lunghezza. Si ricerca, cioè, qual è il profilo di $q_0(\tau)$ in W/m tale per cui le temperature delle pareti dei tubi siano superiori ad un determinato valore minimo. In pratica, si vuole determinare, sulla base del profilo di energia richiesta dall'utenza in riscaldamento (Figura 7.1), qual è il valore massimo del calore che può essere sottratto al terreno in termini di W/m tale che le temperature delle pareti dei tubi all'interno delle sonde siano maggiori a un certo valore prestabilito. In questa maniera, si determina qual è l'opportuna lunghezza totale dello scambiatore al terreno per avere una determinata temperatura minima sulla parete dei tubi.

Per adempiere a questo obiettivo viene analizzato un campo con layout matriciale di 16 sonde verticali a doppio tubo ad U (4 di tipo 2A, 8 di tipo 3 e 4 di tipo 4, secondo la convezione utilizzata nel CaRM) di 100 m di profondità e quindi con una lunghezza di scambio termico con il terreno pari a $L_{totale\ sonde} = 1600\ m$. A questo punto si ricerca la potenza termica $q_{residuo}$ tale che, sulla base del profilo di prova adimensionale di Figura 7.1 e della prima modalità di stoccaggio (equazioni (7.1), (7.2) e (7.3)), il flusso termico $q_0(\tau)$ in W/m scambiato dal campo di 16 sonde con il terreno determini temperature delle pareti dei tubi all'interno delle SGV maggiori a un certo valore prefissato. Per ottenere le temperature sulle pareti dei tubi a partire dal flusso termico scambiato tra il campo di sonde e il terreno è stato utilizzato il software COMSOL. In COMSOL si fa riferimento a un dominio bidimensionale costituito dal campo di 16 sonde; per quanto riguarda la geometria delle sonde e le proprietà termofisiche del terreno e del materiale di riempimento

utilizzate nelle simulazioni in COMSOL sono state impiegate quelle presentate al §Paragrafo 5.2 (Tabella 5.3), riassunte di seguito in Tabella 7.2:

Tabella 7.2 Dati utilizzati per le simulazioni effettuate con il COMSOL

Diametro Interno tubo D_i [mm]	26
Diametro Esterno tubo D_e [mm]	32
Conduttività termica dei tubi in polietilene λ_{tubi} [W/(m·K)]	0.40
Interasse dei tubi in cui scorre il fluido [m]	0.0826
Diametro esterno della SGV D_{sgv} [m]	0.14
Lunghezza della SGV L_{sgv} [m]	100
Interasse tra le sonde [m]	7
Calore Specifico del materiale di riempimento $c_{riempimento}$ [J/(kg·K)]	2000
Conduttività termica del materiale di riempimento $\lambda_{riempimento}$ [W/(m·K)]	2.50
Densità del materiale di riempimento $\rho_{riempimento}$ [kg/m ³]	1850
Calore Specifico del terreno $c_{terreno}$ [J/(kg·K)]	1460
Conduttività termica del terreno $\lambda_{terreno}$ [W/(m·K)]	1.50
Densità del terreno $\rho_{terreno}$ [kg/m ³]	1438
Temperatura indisturbata del terreno $t_{terreno\ indisturbato}$ [°C]	13

Per la descrizione dettagliata della procedura operativa per le simulazioni in COMSOL si faccia riferimento a quanto riportato nel §Capitolo 6. Per ridurre il più possibile i tempi di elaborazione del software, in questo caso le simulazioni si riferiscono ad un arco temporale di 2 anni; ciò è reso possibile grazie al fatto che l'input è il profilo annuale $q_0(\tau)$ (flusso termico scambiato tra il campo sonde e il terreno) che viene mantenuto costante nel corso degli anni e che $|\sum_{\tau=1}^{8760} q_0(\tau)| < 50 \frac{kWh}{anno}$, e che quindi l'andamento delle temperature delle pareti dei tubi e del terreno sarà uguale nel corso degli anni.

Come condizione al contorno sul diametro esterno dei 4 tubi all'interno di ciascuna sonda viene assegnato il seguente profilo di flusso in $\frac{W}{m^2}$:

$$q_{0\left[\frac{W}{m^2}\right]}(\tau) = \frac{q_{0\left[\frac{W}{m}\right]}(\tau)}{4 \cdot (\pi \cdot D_e)} = \frac{L_{totale\ sonde}}{4 \cdot (\pi \cdot D_e)} \quad (7.6)$$

dove $L_{totale\ sonde} = 1600\ m$, $D_e = 0.032\ m$ è il diametro esterno dei tubi e il termine 4 a denominatore tiene conto del fatto che si stanno considerando sonde con doppio tubo ad U (ogni sonda, quindi, consta di 4 tubi che scambiano calore con il terreno circostante).

A simulazione eseguita si fa poi plottare al software il profilo delle temperature medie sul contorno rappresentativo della traccia del diametro esterno dei tubi. Attraverso il COMSOL si possono così valutare le temperature sulle pareti dei tubi; questo dato è significativo nel caratterizzare lo scambio di calore tra il campo sonde e il terreno ed è indipendente dalla portata di massa del fluido termovettore che circola all'interno di ciascuna sonda (la portata di massa nello scambiatore permetterà, poi, di calcolare le temperature d'ingresso e d'uscita del fluido).

Si procede, quindi, per tentativi (prendendo come valori di primo tentativo quelli suggeriti da Pahud [19], secondo il quale la massima potenza termica che ci si può aspettare venga gestita da una sonda geotermica verticale con doppio tubo ad U è di 50-80 W/m) finché non si ottengono valori massimi del flusso termico in W/m che è possibile estrarre dal terreno affinché sulla parete esterna dei tubi si abbiano temperature minime $t_{parete\ tubi_{min}}$ rispettivamente di 4°C, 1°C e -5°C. Più precisamente, dal momento che si fa riferimento al flusso termico lato terreno e quindi a un flusso termico di segno negativo quando viene estratto dal terreno e di segno positivo quando viene immesso nel terreno, bisogna individuare il valore minimo $q_{0min\left[\frac{W}{m}\right]}$.

In particolare si è trovato che sulla base del profilo di energia richiesta dall'utenza in riscaldamento di (Figura 7.1), per la prima modalità di stoccaggio e per una PDCG con COP=4, il profilo $q_0(\tau)$ in W/m di scambio termico tra il campo sonde e il terreno tale che la temperatura minima sulle pareti dei tubi all'interno delle sonde sia pari a $t_{parete\ tubi_{min}} = 4^\circ C$ (Figure 7.3 e 7.4) è il profilo di

Figura 7.2 per il quale $q_{0min\left[\frac{W}{m}\right]} = -50\ \frac{W}{m}$.

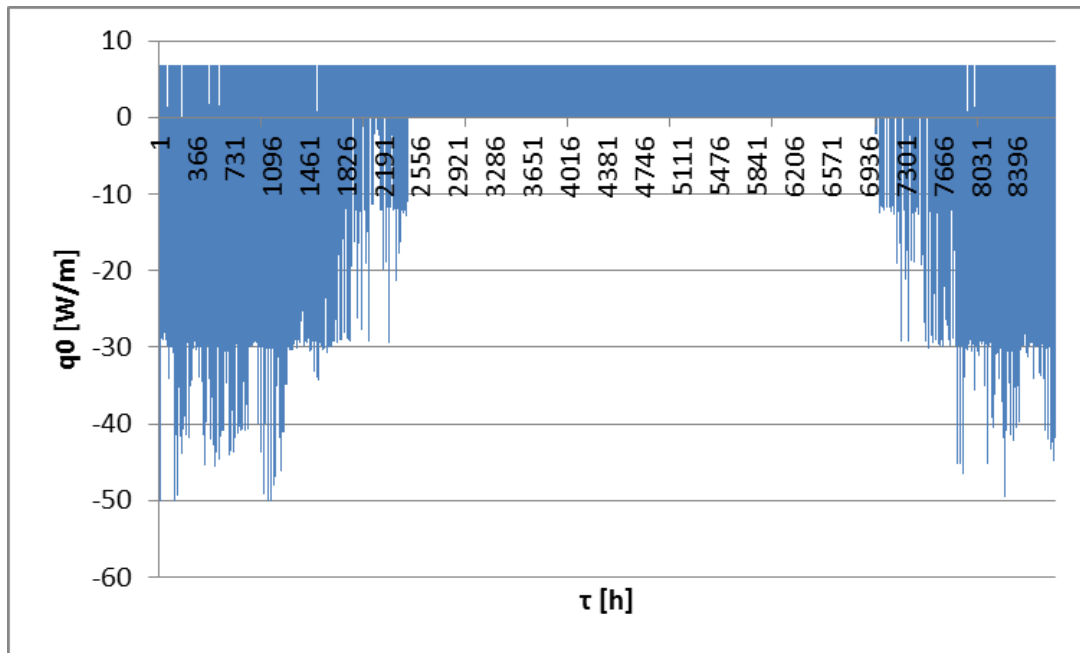


Figura 7.2 Profilo temporale del flusso termico $q_0 \left[\frac{W}{m} \right]$ scambiato dal campo sonde con il terreno tale che $q_{0min} \left[\frac{W}{m} \right] = -50 \frac{W}{m}$

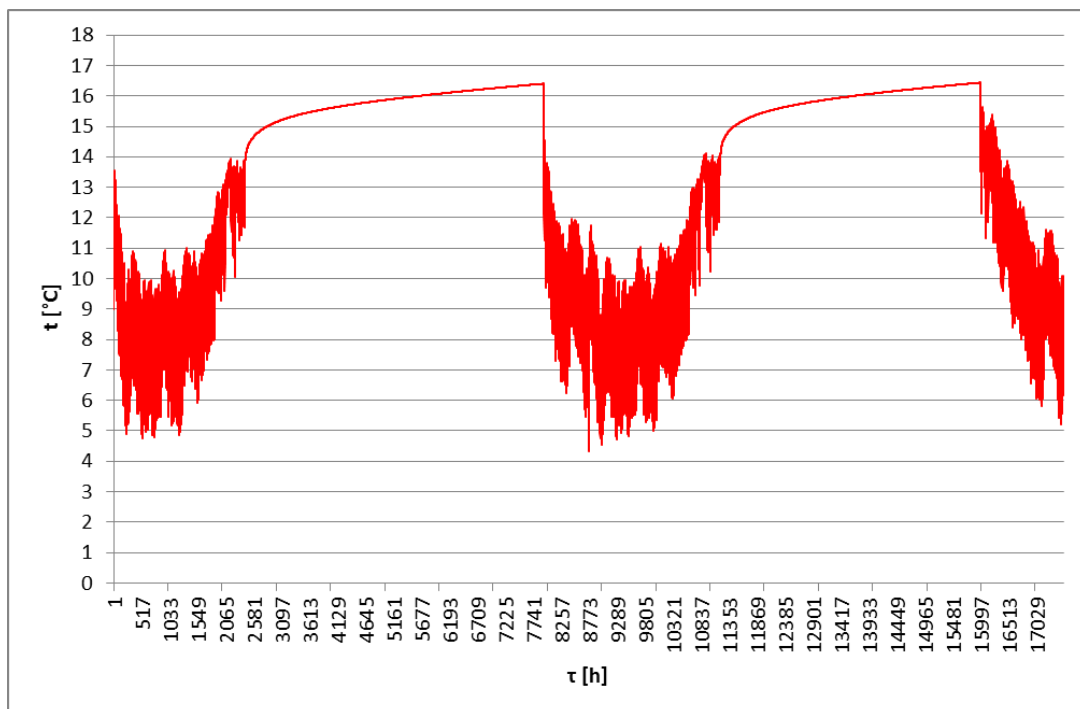


Figura 7.3 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde geotermiche più esterne del campo sonde (sonde di tipo 2A, secondo le definizioni del CaRM) per $q_{0min} \left[\frac{W}{m} \right] = -50 \frac{W}{m}$ nei due anni di indagine

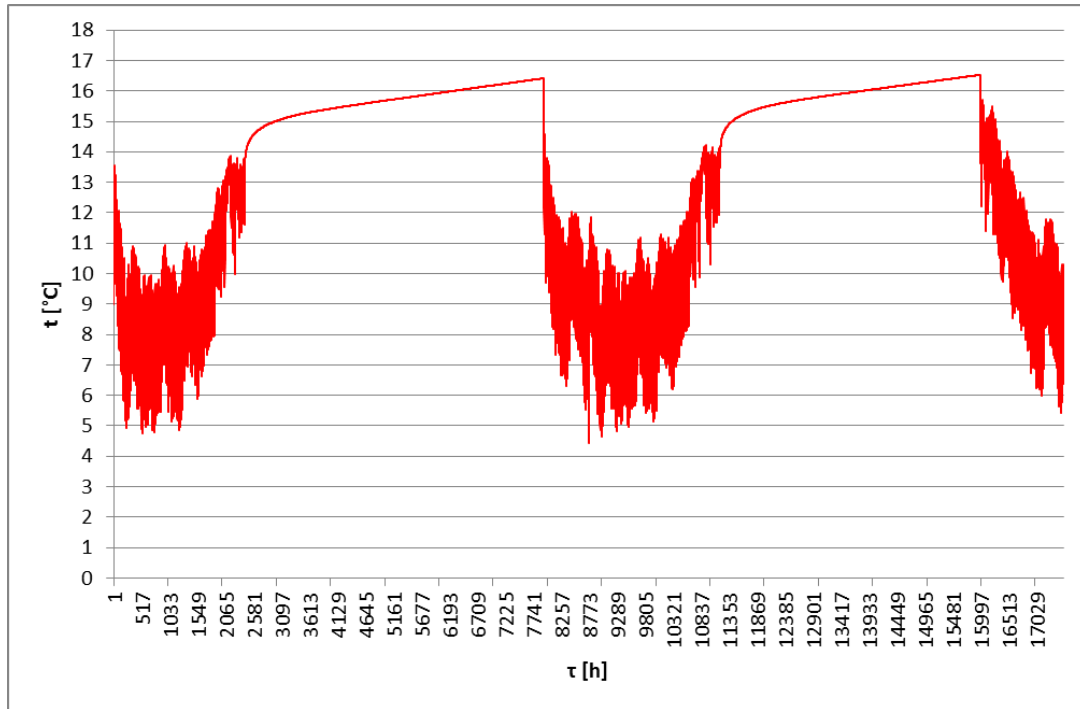


Figura 7.4 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde geotermiche più interne del campo sonde (sonde di tipo 4, secondo le definizioni del CaRM) per $q_{0min}[\frac{W}{m}] = -50 \frac{W}{m}$ nei due anni di indagine

Per il campo di 16 sonde di $L_{totale\ sonde} = 1600\ m$ si risale, quindi, alla potenza termica residua che è possibile immagazzinare nel terreno e che vale $q_{residuo} = 10.8\ kW$. Da ciò si ricava il rapporto:

$$\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}} = 147.9427 \frac{m}{kW} \quad (7.7)$$

Quindi per il profilo di richiesta termica in riscaldamento adimensionale di Figura 7.1, con un campo di 16 sonde di 100 m di profondità, con una PDCG di COP=4, facendo riferimento alla Tabella 7.1, la potenza massima che può essere fornita all'utenza è uguale a $q_{utenza_{max}} = 10.8943 \cdot q_{residuo} = 10.8943 \cdot 10.8 = 117.66\ kW$.

La relazione (7.7) può essere assunta rappresentativa anche nel caso si facesse riferimento a una PDCG con COP=3. In questo caso, come visto precedentemente, la potenza massima che può essere fornita all'utenza è maggiore del caso con COP=4 ed è uguale a $q_{utenza_{max}} = 11.9464 \cdot q_{residuo} = 11.9464 \cdot 10.8 = 129.02\ kW$. A questo punto facendo riferimento al profilo di energia termica richiesta dall'utenza in riscaldamento (Figura 7.1) si può

ricavare il profilo $q_{utenza}(\tau) = \frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*} \cdot q_{utenza_{max}}$ e da questo, attraverso la prima modalità di stoccaggio, il profilo $q_0(\tau)$ di scambio termico tra il campo sonde e il terreno (in Figura 7.5 è mostrato il profilo $(q_0(\tau))_{COP=3}$ in W/m).

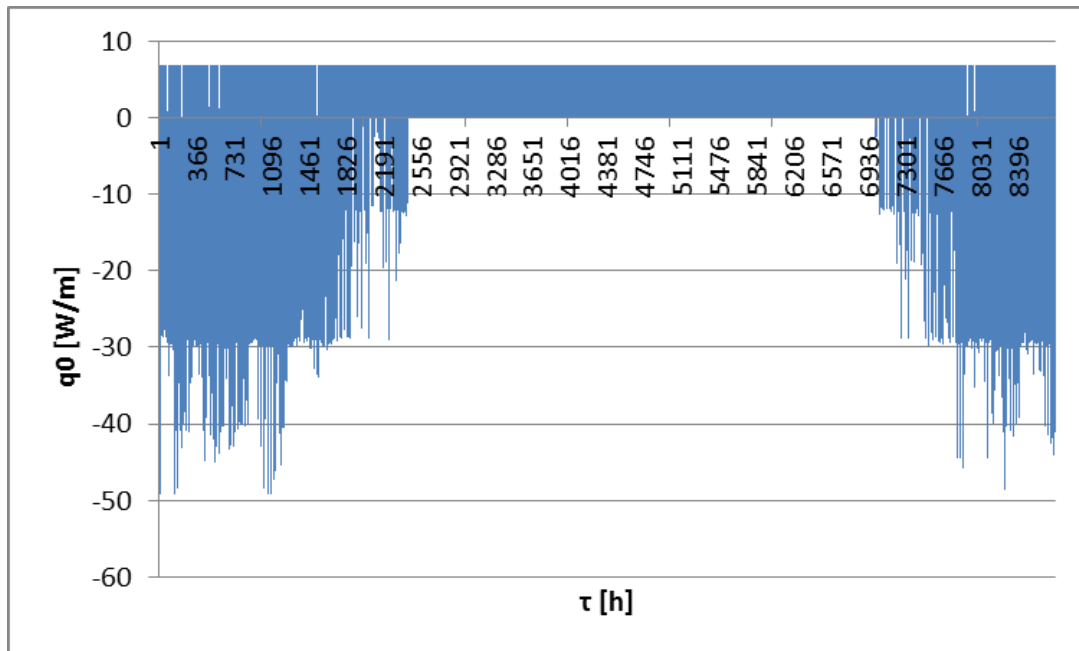


Figura 7.5 Profilo temporale del flusso termico $(q_{0[\frac{W}{m}]}(\tau))_{COP=3}$

In Figura 7.6 è, inoltre, riportata la differenza tra $(q_0(\tau))_{COP=4}$ (rappresentato in Figura 7.2) e $(q_0(\tau))_{COP=3}$. Si può notare come $-0.85 < (q_0(\tau))_{COP=4} - (q_0(\tau))_{COP=3} < 0.6$; queste differenze non sono tali da variare il profilo di temperatura sulla parete dei tubi e quindi di seguito il rapporto $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ ricavato per COP=4 verrà assunto come rappresentativo anche del caso in cui COP=3.

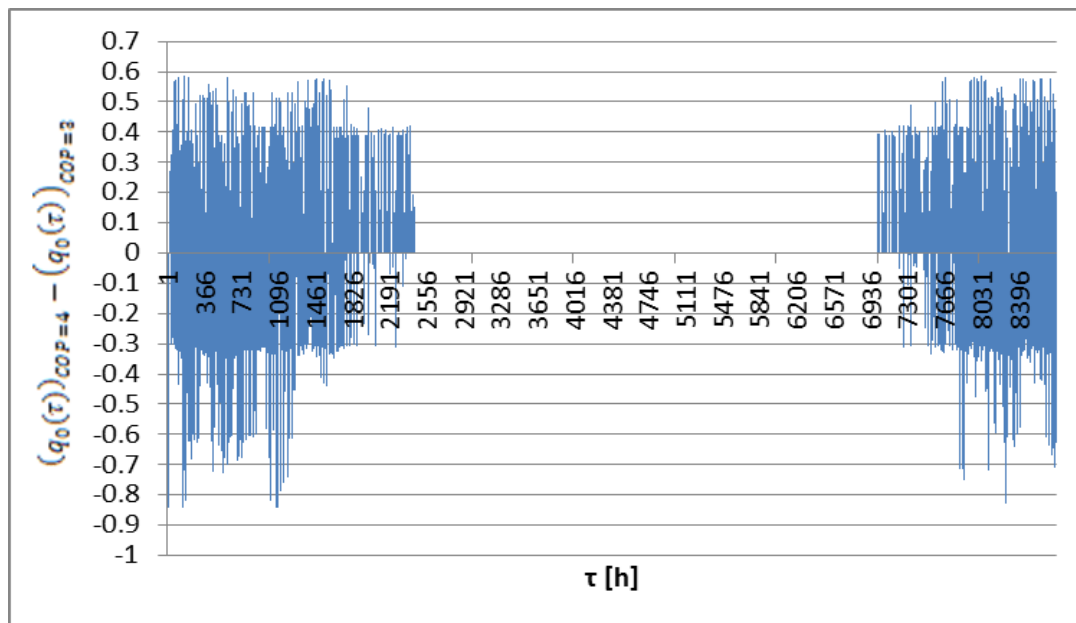


Figura 7.6 Rappresentazione della differenza $(q_0(\tau))_{COP=4} - (q_0(\tau))_{COP=3}$

A questo punto, è interessante vedere come varia la temperatura del terreno circostante il campo sonde. A tal proposito si va a valutare qual è la temperatura del terreno sulla circonferenza di raggio $R_m = 24.85 \text{ m}$ rispetto al centro del campo sonde; la scelta di tale raggio deriva dalla somma della distanza tra il centro del campo sonde e l'asse della sonda più esterna del campo sonde ($R=14.85 \text{ m}$) più 10 m . Su tale circonferenza, la temperatura del terreno resta praticamente invariata rispetto alla temperatura indisturbata $t_{\text{terreno indisturbato}} = 13^\circ\text{C}$ (Figura 7.7).

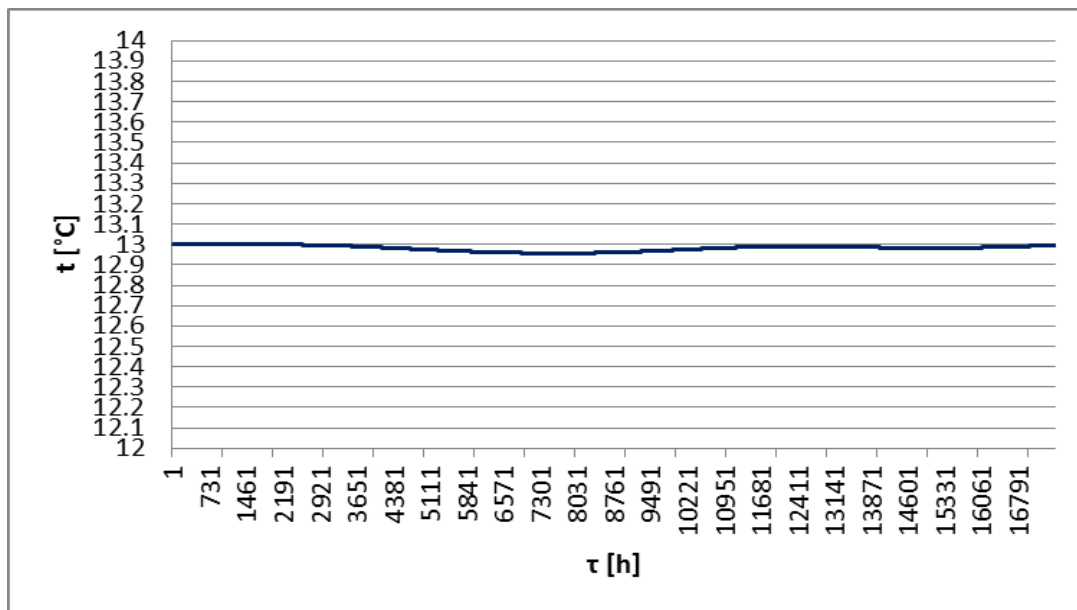


Figura 7.7 Andamento della temperatura del terreno a distanza $R_m=24.85$ m dal centro del campo sonde per $q_{0min}[\frac{W}{m}] = -50 \frac{W}{m}$

Per ottenere, invece, $t_{parete\ tubi_{min}} = 1^\circ C$ (Figure 7.9 e 7.10) si deve fare riferimento al profilo di scambio di calore con il terreno $q_0(\tau)$ in W/m tale per cui $q_{0min}[\frac{W}{m}] = -70 \frac{W}{m}$ (Figura 7.8) .

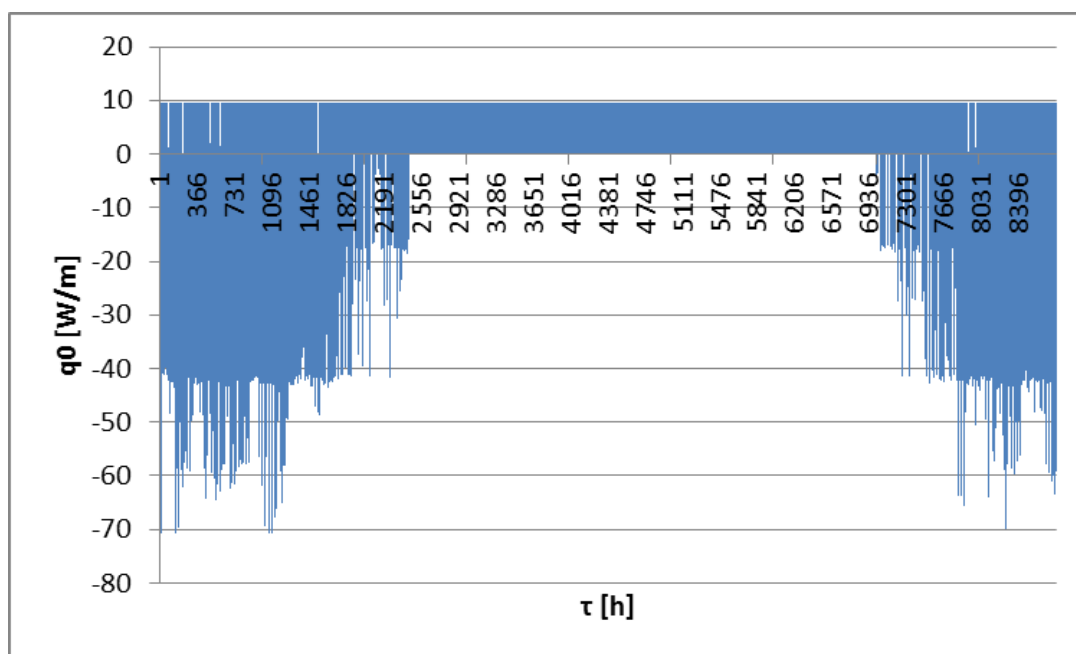


Figura 7.8 Profilo temporale del flusso termico $q_0[\frac{W}{m}]$ scambiato dal campo sonde con il terreno tale che $q_{0min}[\frac{W}{m}] = -70 \frac{W}{m}$

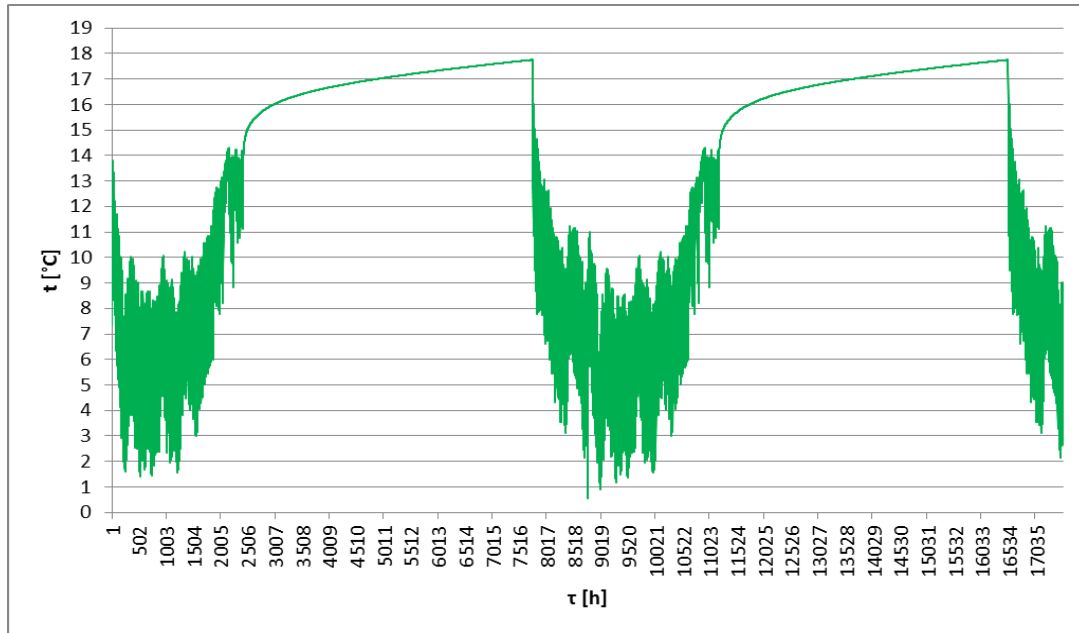


Figura 7.9 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde geotermiche più esterne del campo sonde (sonde di tipo 2A, secondo le definizioni del CaRM) per $q_{0min}[\frac{W}{m}] = -70 \frac{W}{m}$ nei due anni di indagine

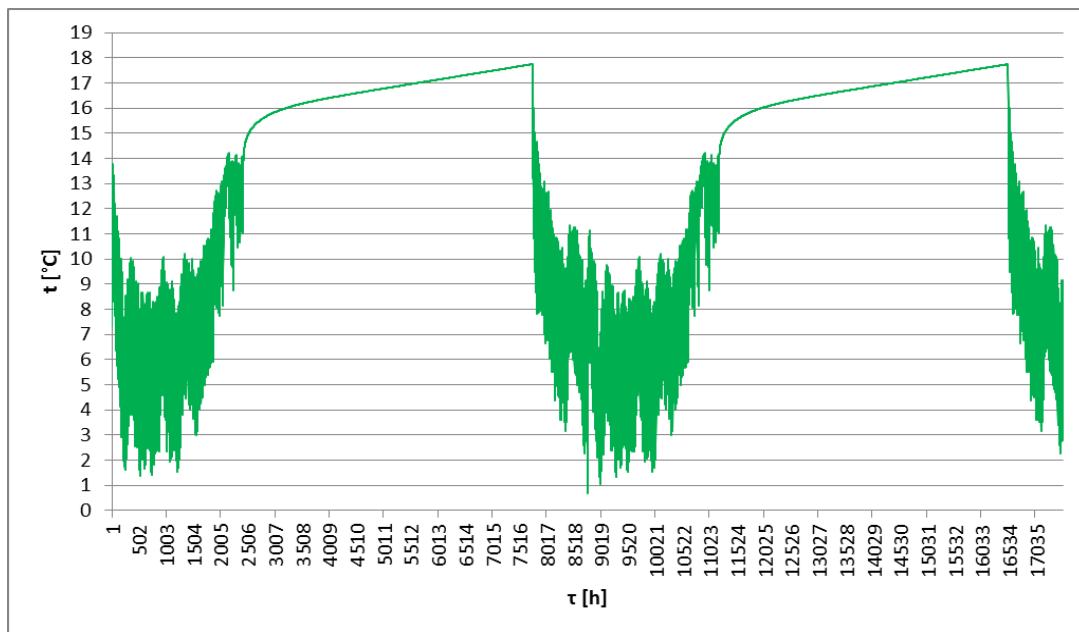


Figura 7.10 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde geotermiche più interne del campo sonde (sonde di tipo 4, secondo le definizioni del CaRM) per $q_{0min}[\frac{W}{m}] = -70 \frac{W}{m}$ nei due anni di indagine

Come fatto per il caso precedente, facendo riferimento alla prima modalità di stoccaggio di calore, sulla base del profilo $q_0(\tau)$ tale per cui si ottiene $q_{0min}[\frac{W}{m}] = -70 \frac{W}{m}$, per il campo di 16 sonde di

$L_{totale\ sonde} = 1600\ m$ si risale quindi alla potenza termica residua che è possibile immagazzinare nel terreno e che vale $q_{residuo} = 15.2\ kW$. Da ciò si ricava il rapporto:

$$\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}} = 105.5556 \frac{m}{kW} \quad (7.8)$$

Ora, per il profilo di richiesta termica in riscaldamento adimensionale di Figura 7.1, con un campo di 16 sonde di 100 m di profondità e con una PDCG con COP=4, facendo riferimento alla Tabella 7.1, si ottiene: $q_{utenza_{max}} = 10.8943 \cdot q_{residuo} = 10.8943 \cdot 15.2 = 165.60\ kW$.

In questo caso si nota che la potenza massima che può essere fornita all'utenza è maggiore rispetto alla situazione precedente. Il vantaggio di scendere a temperature inferiori più basse, quindi, aumenta la possibilità di scambio termico tra il campo sonde e il terreno. E' importante sottolineare, però, che volendo utilizzare l'acqua come fluido termovettore all'interno delle SGV, con una temperatura sulla parete esterna dei tubi di $t_{parete\ tubi_{min}} = 1^{\circ}C$, si rischia il congelamento dei tubi e quindi il blocco del sistema. In questo caso, si deve ricorrere, quindi, all'utilizzo di una miscela di acqua e glicole etilenico per abbassare la temperatura di congelamento del fluido. Il glicole etilenico è però corrosivo ed inquinante e quindi, per il suo impiego, sono necessarie soluzioni impiantistiche più complesse, atte a limitare questi inconvenienti, che innalzano il costo dell'impianto. Bisogna inoltre tener conto delle politiche ambientali che potrebbero impedire l'uso di fluidi termovettori diversi dall'acqua per lo scambio di calore con il terreno.

Come fatto precedentemente, è interessante osservare come varia la temperatura del terreno circostante il campo sonde. Facendo riferimento sempre a una distanza di $R_m = 24.85\ m$ rispetto al centro del campo sonde dalla Figura 7.11 si nota come anche in questo caso la temperatura del terreno resti praticamente invariata rispetto alla temperatura indisturbata $t_{terreno\ indisturbato} = 13^{\circ}C$.

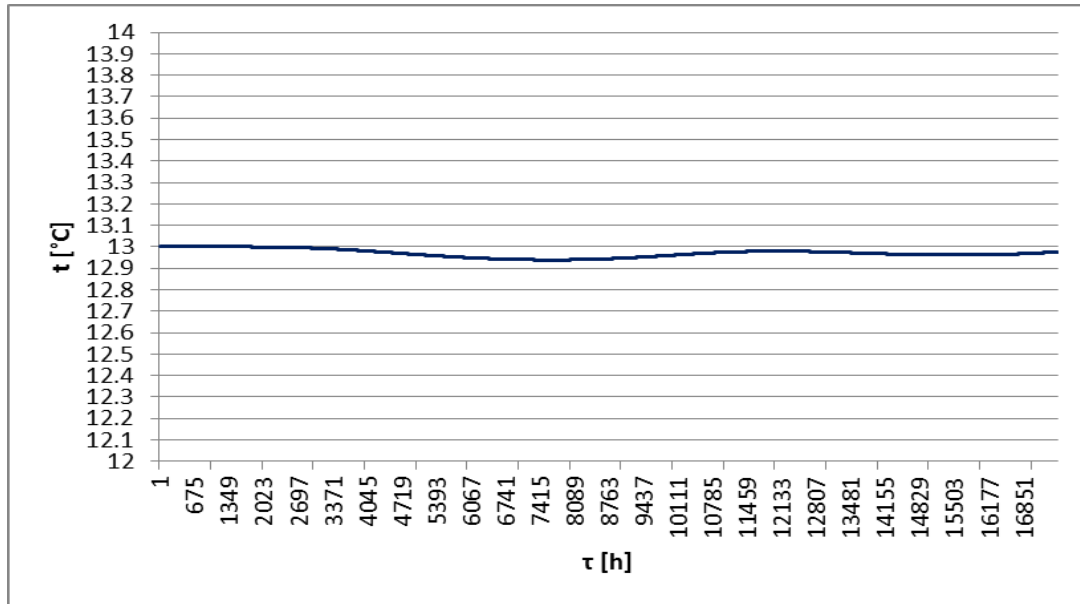


Figura 7.11 Andamento della temperatura del terreno a distanza $R_m=24.85$ m dal centro del campo sonde per

$$q_{0min} \left[\frac{W}{m} \right] = -70 \frac{W}{m}$$

Ammettendo di poter scendere sotto lo $0^\circ C$ per le temperature minime del fluido termovettore all'interno delle sonde, utilizzando come visto una miscela di acqua e glicole etilenico, se per esempio, si facesse riferimento a una temperatura della parete esterna dei tubi all'interno delle sonde pari a $t_{parete\ tubi_{min}} = -5^\circ C$ (Figure 7.13 e 7.14), allora si potrebbe scendere a

$$q_{0min} \left[\frac{W}{m} \right] = -100 \frac{W}{m} \text{ (Figura 7.12).}$$

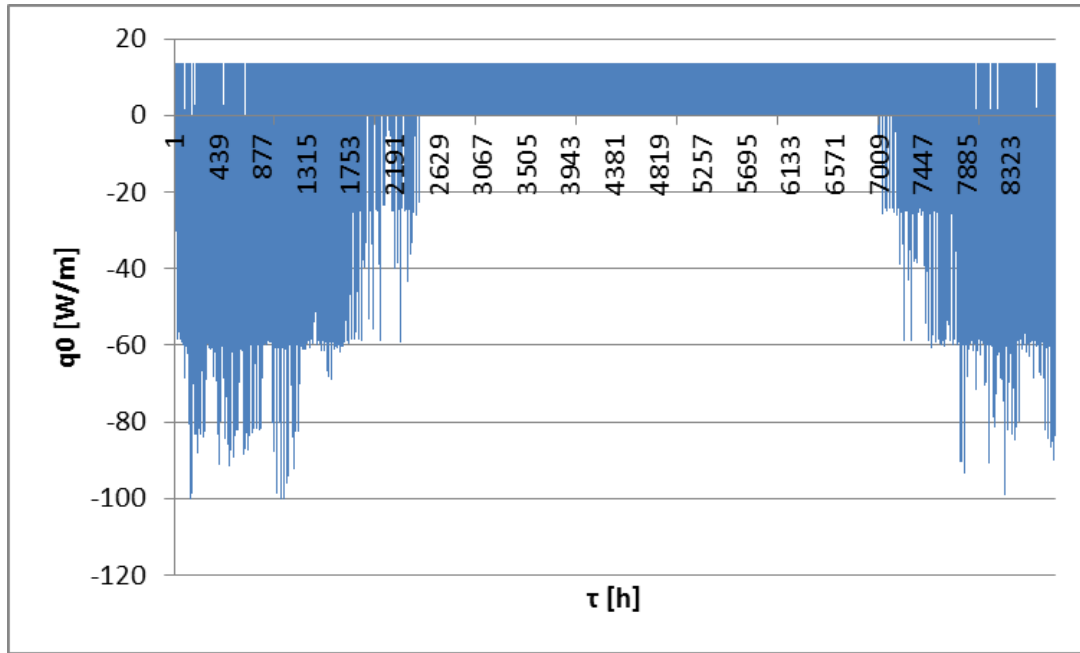


Figura 7.12 Profilo temporale del flusso termico $q_0 \left[\frac{W}{m} \right]$ scambiato dal campo sonde con il terreno tale che

$$q_{0min} \left[\frac{W}{m} \right] = -100 \frac{W}{m}$$

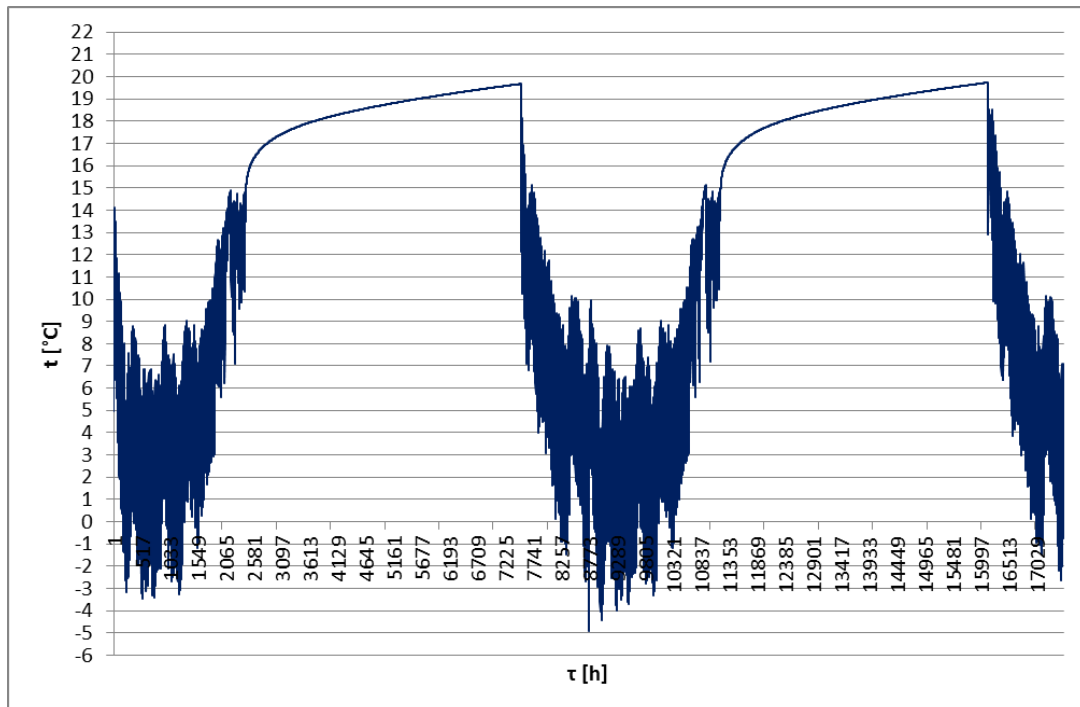


Figura 7.13 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde geotermiche più esterne del campo sonde (sonde di tipo 2A, secondo le definizioni del CaRM) per $q_{0min} \left[\frac{W}{m} \right] = -100 \frac{W}{m}$ nei due anni di indagine

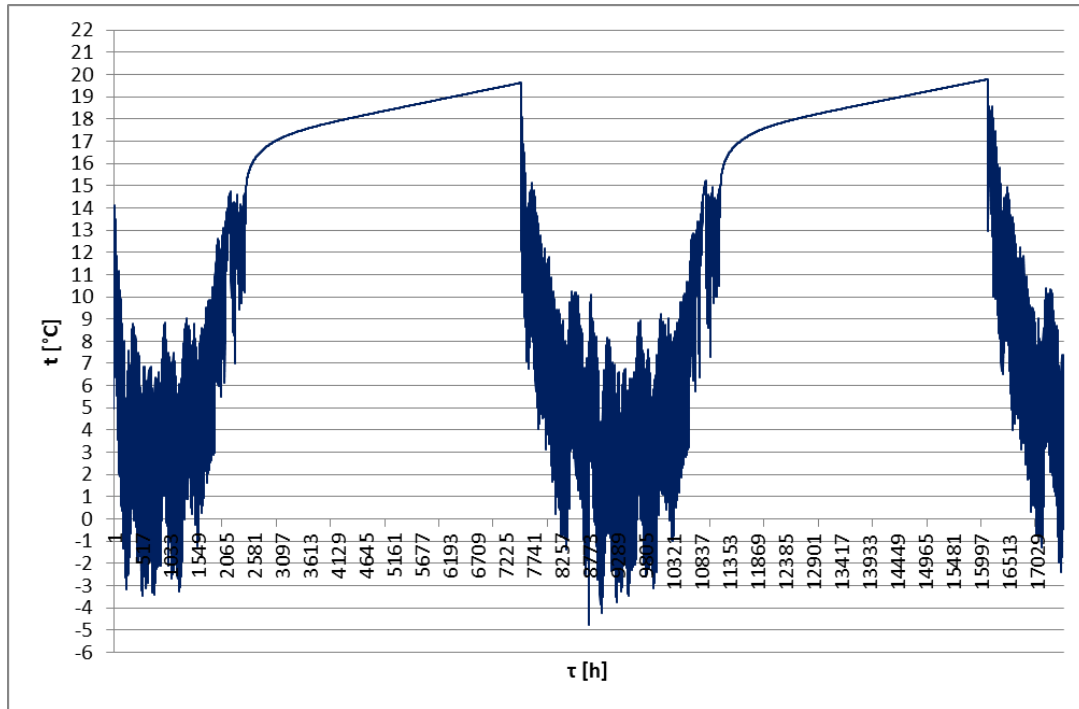


Figura 7.14 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde geotermiche più interne del campo sonde (sonde di tipo 4, secondo le definizioni del CaRM) per $q_{0min}[\frac{W}{m}] = -100 \frac{W}{m}$ nei due anni di indagine

A questo punto, sulla base del profilo $q_0(\tau)$ tale per cui si ottiene $q_{0min}[\frac{W}{m}] = -100 \frac{W}{m}$ per il campo di 16 sonde di $L_{totale\ sonda} = 1600\ m$, si risale alla potenza termica residua che è possibile immagazzinare nel terreno e che vale $q_{residuo} = 21.6\ kW$. Da ciò si ricava il rapporto:

$$\frac{L_{totale\ sonda}}{q_{residuo}} = 73.9714 \frac{m}{kW} \quad (7.9)$$

Quindi per il profilo di richiesta termica in riscaldamento adimensionale di Figura 7.1, con un campo di 16 sonde di 100 m di profondità e con una sonda geotermica di COP=4, facendo riferimento alla Tabella 7.1 la $q_{utenza_{max}}$ è uguale a $q_{utenza_{max}} = 10.8943 \cdot q_{residuo} = 10.8943 \cdot 21.6 = 235.32\ kW$.

Si nota, quindi, che a parità di lunghezza totale di scambio termico con il terreno, ammettendo di poter scendere a temperature di $-5^{\circ}C$ sulle pareti dei tubi, si può arrivare a soddisfare una richiesta termica doppia rispetto a quella raggiungibile nel caso in cui la temperatura minima sulla parete dei tubi sia intorno ai $4^{\circ}C$.

Anche in questo caso, è interessante vedere che la temperatura del terreno circostante il campo sonde a una distanza $R_m = 24.85 \text{ m}$ dal centro del campo sonde rimane praticamente invariata (Figura 7.15).

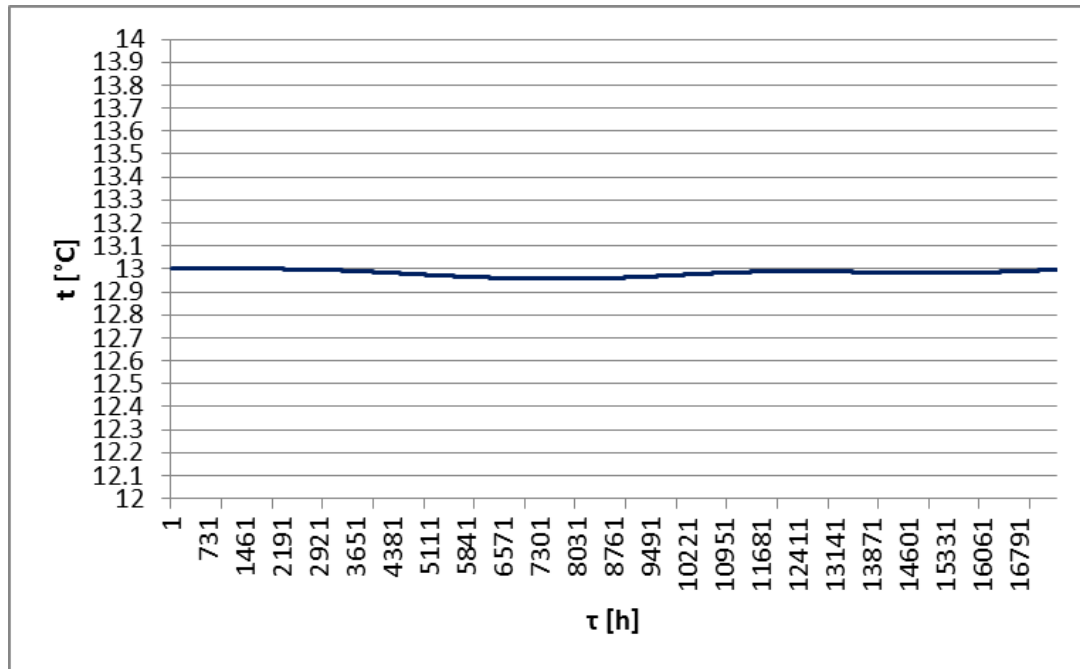


Figura 7.15 Andamento della temperatura del terreno a distanza $R_m=24.85 \text{ m}$ dal centro del campo sonde per $q_{0\min} \left[\frac{W}{m} \right] = -100 \frac{W}{m}$

Le stesse analisi appena descritte, sono state effettuate prendendo a riferimento la seconda modalità operativa di stoccaggio di calore al terreno. In particolare si è trovato che per un generico $q_{residuo}$ e a parità di COP della pompa di calore, il valore $q_{utenza_{max}}$, tale per cui il profilo $q_{utenza}(\tau) = \frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*} \cdot q_{utenza_{max}}$ permetta di ottenere $|\sum_{\tau=1}^{8760} q_0(\tau)| < 50 \frac{kWh}{anno}$, sulla base delle equazioni (7.4) e (7.5), è maggiore rispetto al caso in cui veniva utilizzata la prima procedura di accumulo termico (Tabella 7.3). Il motivo di quest'ultima considerazione deriva dal fatto che, come spiegato precedentemente, durante il periodo di riscaldamento l'energia termica residua $(\sum q_{residuo})_{utile}$ non viene inviata direttamente all'utenza ma viene comunque fatta passare prima attraverso la pompa di calore, facendo sì che l'energia termica fornita all'utenza durante il periodo di

riscaldamento sia $(\sum q_{residuo})_{utile} \cdot \frac{COP}{COP-1}$ e non semplicemente $(\sum q_{residuo})_{utile}$ come avviene per la prima modalità di stoccaggio.

Tabella 7.3 Valori del rapporto $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$, per ottenere $|\sum_{\tau=1}^{8760} q_0(\tau)| < 50 \frac{kWh}{anno}$, in funzione del COP della pompa di calore per la seconda modalità operativa di stoccaggio di calore al terreno facendo riferimento al profilo di richiesta termica in riscaldamento adimensionale di Figura 7.1

	COP=3	COP=4
$\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$	13.1708	11.7074

In Tabella 7.4 sono, inoltre, riportati i valori dei rapporti $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ tali da ottenere, sulla parete dei tubi all'interno delle sonde, temperature minime pari a 4°C, 1°C e -5°C.

Tabella 7.4 Valori del rapporto $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ per la seconda modalità operativa di stoccaggio di calore al terreno facendo riferimento al profilo di richiesta termica in riscaldamento adimensionale di Figura 7.1

	$t_{parete\ tubi_{min}} = 4^{\circ}C$	$t_{parete\ tubi_{min}} = 1^{\circ}C$	$t_{parete\ tubi_{min}} = -5^{\circ}C$
$\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}} \left[\frac{m}{kW} \right]$	154.2858	111	77.1429

Confrontando i rapporti presenti in Tabella 7.4 con quelli relativi alla prima metodologia procedurale (equazioni (7.7), (7.8) e (7.9)) si nota che a parità di $q_{residuo}$ e di temperatura minima sulle pareti dei tubi, da un lato si riesce a soddisfare una $q_{utenza_{max}}$ maggiore (per il motivo descritto in precedenza) ma dall'altro si deve utilizzare un numero più elevato di sonde. Quest'ultima osservazione trova giustificazione nel fatto che anche per il secondo metodo di stoccaggio è stato verificato che per ottenere una temperatura minima sulla parete esterna dei tubi pari a 4°C bisogna avere $q_{0_{min}} \left[\frac{W}{m} \right] = -50 \frac{W}{m}$; infatti, come si può vedere dalla (Figura 7.16), la

differenza tra i valori dei due profili adimensionali $\left(\frac{q_0(\tau)}{|q_{0min}|}\right)_{1^\circ metodo}$ e $\left(\frac{q_0(\tau)}{|q_{0min}|}\right)_{2^\circ metodo}$ è compresa tra :

$$-0.034 \frac{W}{m} \leq \left(\frac{q_0(\tau)}{|q_{0min}|}\right)_{1^\circ metodo} - \left(\frac{q_0(\tau)}{|q_{0min}|}\right)_{2^\circ metodo} \leq 0.0085 \frac{W}{m} \quad (7.10)$$

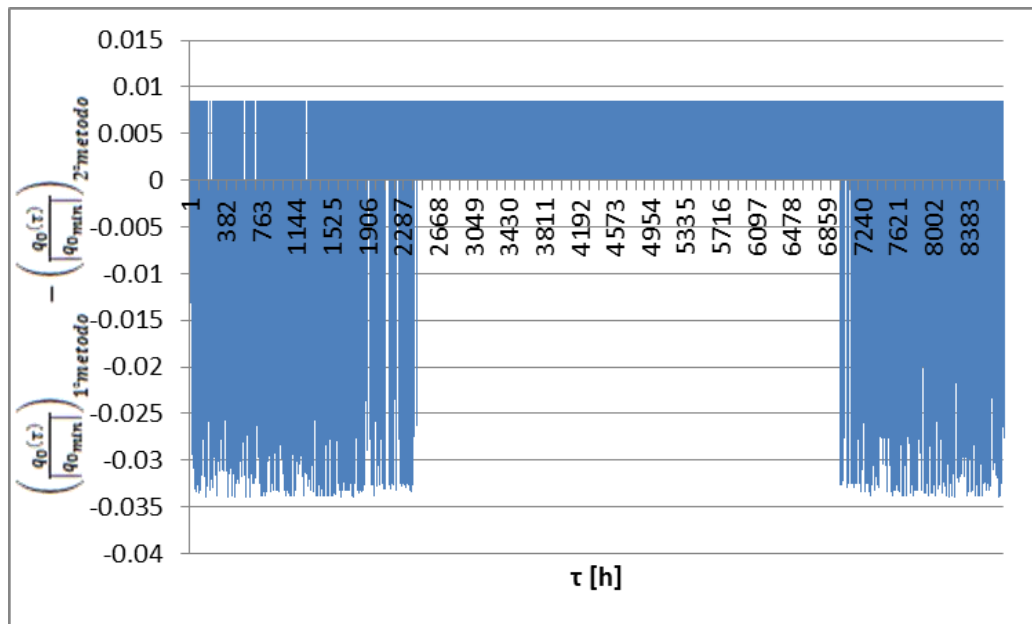


Figura 7.16 Rappresentazione della differenza $\left(\frac{q_0(\tau)}{|q_{0min}|}\right)_{1^\circ metodo} - \left(\frac{q_0(\tau)}{|q_{0min}|}\right)_{2^\circ metodo}$ in funzione del tempo

Di conseguenza nel caso per esempio di $q_{0min}[\frac{W}{m}] = -50 \frac{W}{m}$ si avrà :

$$-1.70 \frac{W}{m} \leq \left(q_{0[\frac{W}{m}]}(\tau)\right)_{1^\circ metodo} - \left(q_{0[\frac{W}{m}]}(\tau)\right)_{2^\circ metodo} \leq 0.43 \frac{W}{m} \quad (7.11)$$

il che non comporta modifiche significative delle temperature sulle pareti esterne dei tubi nell'utilizzo del primo o del secondo metodo.

In Tabella 7.5, è riportato il riepilogo dei rapporti individuati per il profilo di carico in riscaldamento di Figura 7.1.

Tabella 7.5 Valori dei rapporti $\frac{q_{utenzamax}}{q_{residuo}}$ e $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ per il profilo di carico in riscaldamento di Figura 7.1

		metodo 1	metodo 2
$\frac{q_{utenzamax}}{q_{residuo}}$	COP=3	11.9464	13.1708
	COP=4	10.8943	11.7074
$\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}} \left[\frac{m}{kW} \right]$	$t_{parete\ tubi_{min}} = 4^{\circ}C$	147.9427	154.2858
	$t_{parete\ tubi_{min}} = 1^{\circ}C$	105.5556	111.0000
	$t_{parete\ tubi_{min}} = -5^{\circ}C$	73.9714	77.1429

Attraverso i valori riportati in Tabella 7.5, è possibile così, determinare qual è la potenza massima che può essere fornita all'utenza e qual è la lunghezza degli scambiatori di calore al terreno che bisogna utilizzare per realizzare uno stoccaggio stagionale al terreno di una determinata potenza residua.

7.2) Comportamento di un campo di 16 sonde al variare dell'interasse, a parità di flusso termico $q_0(\tau)$ scambiato con il terreno

In questo paragrafo, a parità di flusso termico $q_0 \left[\frac{W}{m} \right](\tau)$ scambiato con il terreno e a parità di campo sonde (di layout matriciale), si vogliono confrontare le temperature sul bordo dei tubi al variare dell'interasse tra le sonde. Per fare questo si utilizza il profilo di flusso termico di Figura 7.2 derivante dalla prima modalità operativa e il cui valore minimo è $q_{0min} \left[\frac{W}{m} \right] = -50 \frac{W}{m}$ e un campo di 16 sonde geotermiche verticali a doppio tubo ad U, aventi le caratteristiche geometriche e termofisiche di Tabella 7.2. L'unico parametro che viene variato è l'interasse tra le sonde: in particolare si utilizza un interasse di 7 m (i cui risultati sono già visibili nelle Figure 7.3 e 7.4) di 4 m e di 10 m.

Per ottenere i valori delle temperature esterne dei tubi nei tre casi analizzati è stato utilizzato il software COMSOL (per la descrizione dettagliata delle simulazioni si faccia riferimento a quanto già presentato nel §Capitolo 6).

A questo punto si sono confrontate le temperature sulla parete esterna dei tubi della sonda più esterna (sgv 2) e della sonda più interna (sgv 4) del campo di sonde .

I risultati per la sonda più esterna sono riportati nelle Figure 7.17, 7.18 e 7.19:

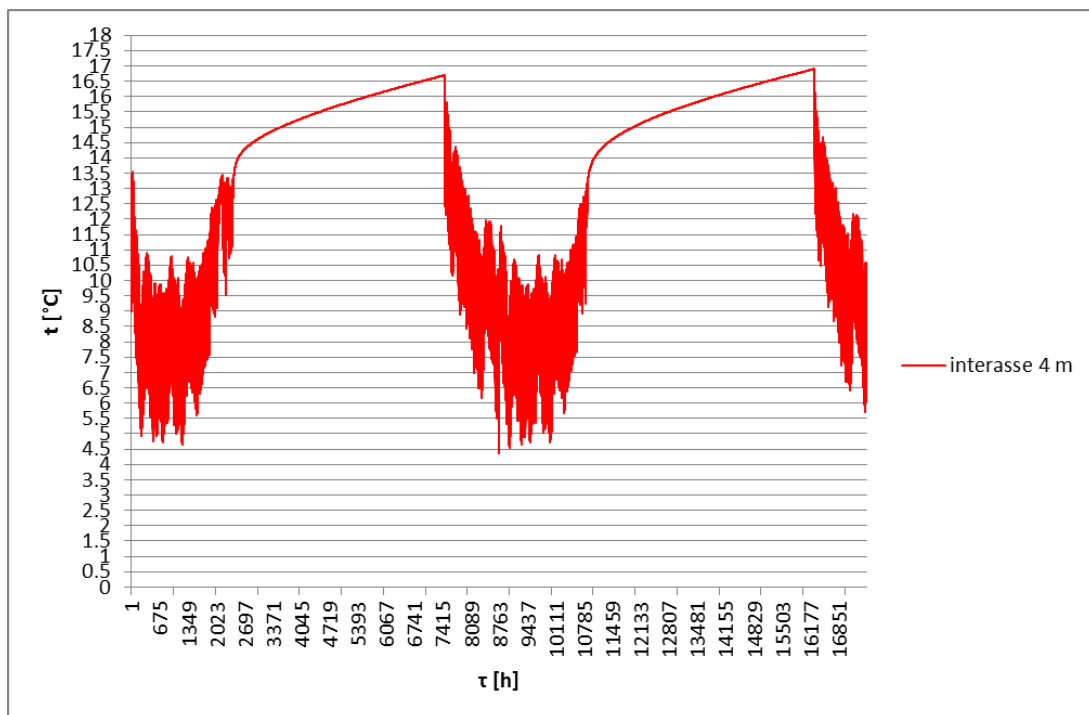


Figura 7.17 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde più esterne del campo di 16 sonde con interasse 4 m

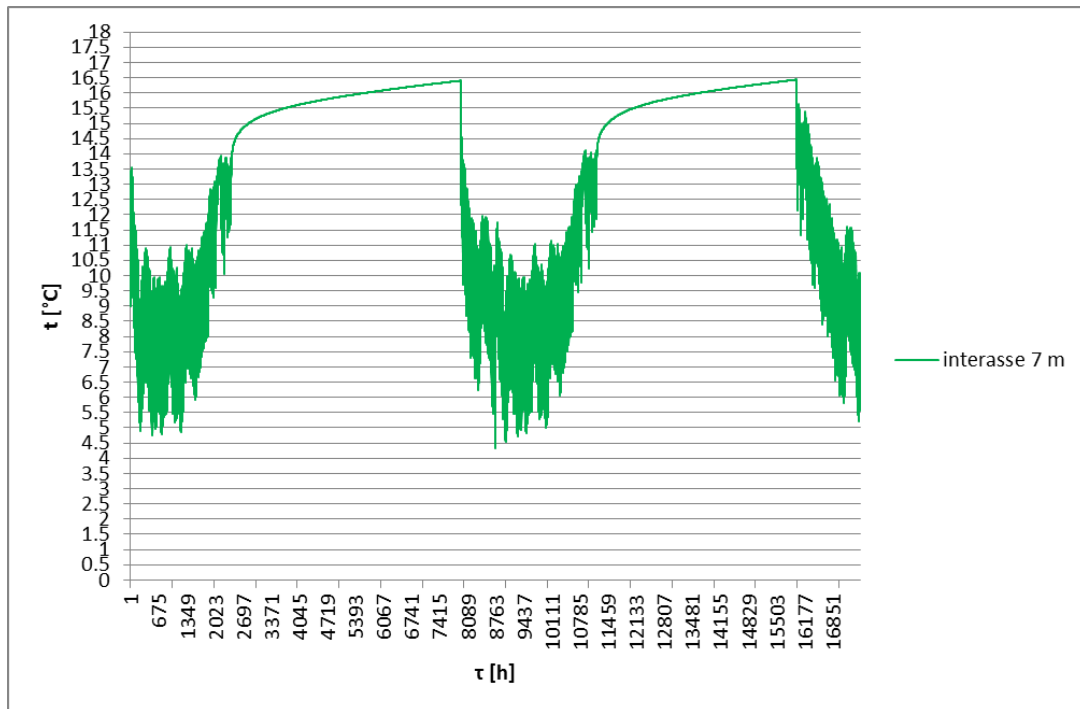


Figura 7.18 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde più esterne del campo di 16 sonde con interasse 7 m

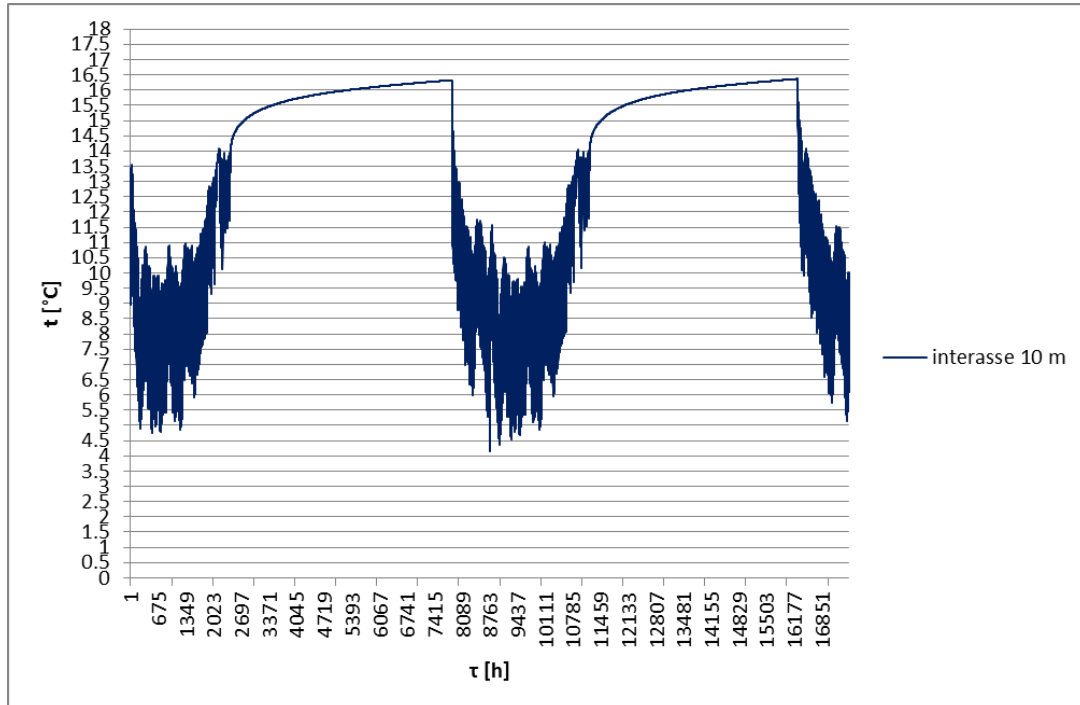


Figura 7.19 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde più esterne del campo di 16 sonde con interasse 10 m

I risultati per la sonda più interna sono riportati, invece, nelle Figure 7.20, 7.21 e 7.22:

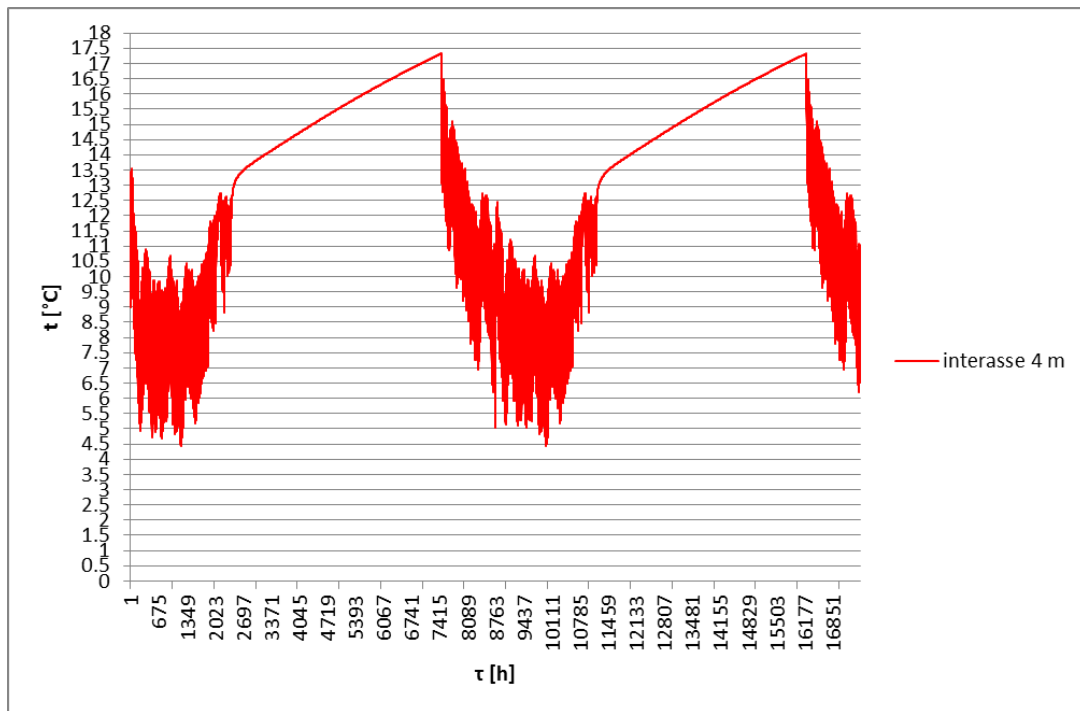


Figura 7.20 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde più interne del campo di 16 sonde con interasse 4 m

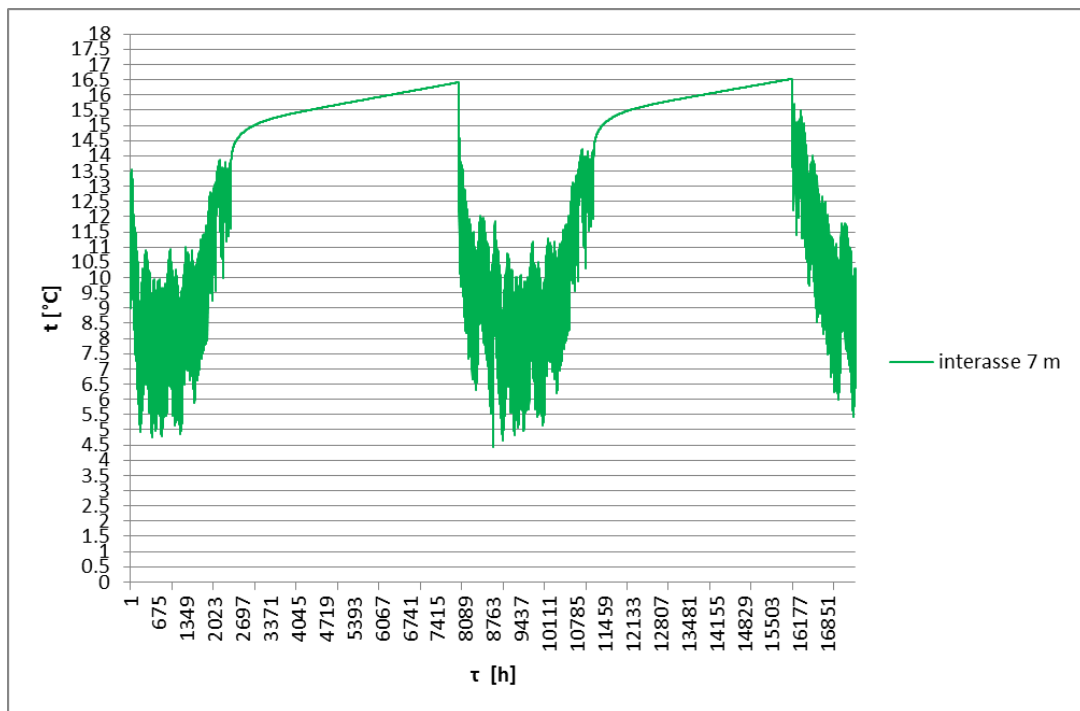


Figura 7.21 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde più interne del campo di 16 sonde con interasse 7 m

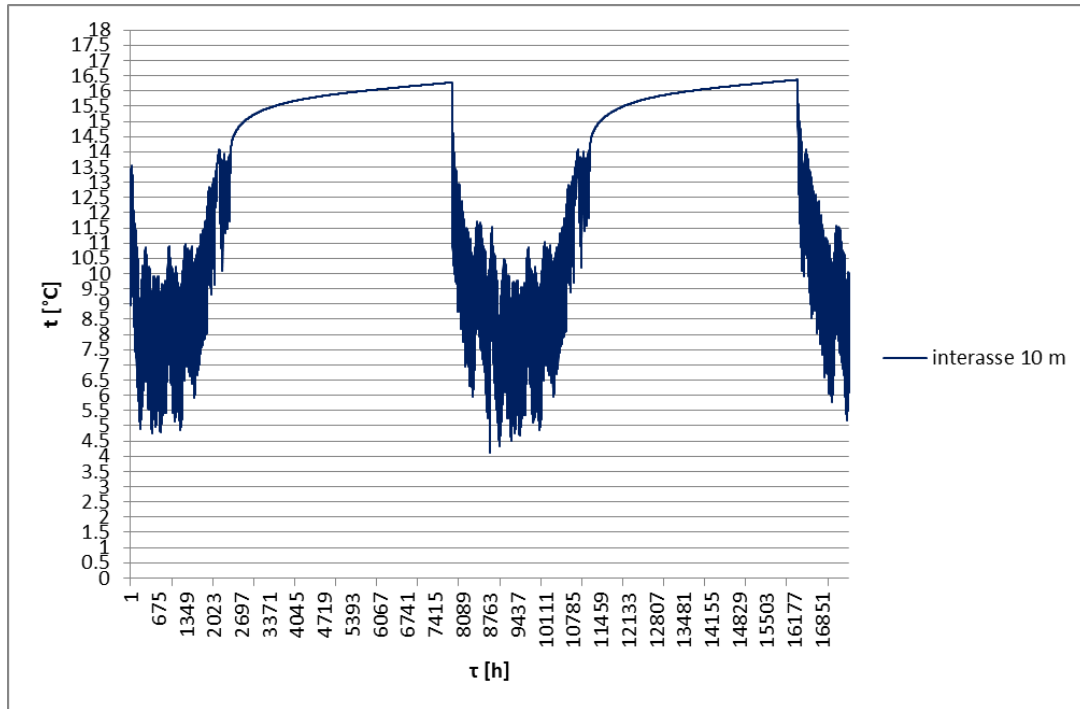


Figura 7.22 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde più interne del campo di 16 sonde con interasse 10 m

In Tabella 7.6 sono, inoltre, riportati i valori massimi e minimi delle temperature sulla parete esterna dei tubi al variare dell'interasse e per ciascuna delle due sonde prese in esame.

Tabella 7.6 Valori massimi e minimi delle temperature sulla parete esterna dei tubi per le sonde *sgv 2* e *sgv 4* al variare dell'interasse.

		interasse 4 m	interasse 7 m	interasse 10 m
sgv 2	t_{\max} [°C]	16.90	16.44	16.36
	t_{\min} [°C]	4.36	4.33	4.11
sgv 4	t_{\max} [°C]	17.32	16.53	16.37
	t_{\min} [°C]	4.42	4.41	4.14

Dai confronti delle Figure 7.17, 7.18 e 7.19 e 7.20, 7.21 e 7.22 e dalla Tabella 7.6 si può notare come la temperatura sul bordo tubo sia maggiore per il campo sonde con interasse più piccolo: questo risultato era ciò che ci si aspettava dal momento che per il campo dove le sonde sono più addensate era facile prevedere che le temperature sarebbero state più elevate. In particolare si può notare come la temperatura minima rimanga pressoché invariata. Da quest'ultima osservazione si deduce che, a parità di profilo $q_0 \left[\frac{W}{m} \right] (\tau)$ di scambio termico tra il campo sonde e il terreno, è

indifferente l'interesse utilizzato. È quindi auspicabile utilizzare un interesse minore che permette di ridurre la superficie occupata dal campo sonde.

7.3) Comportamento di campi geotermici al variare del numero di sonde, a parità di flusso termico $q_0(\tau)$ scambiato con il terreno

In questo paragrafo, a parità di flusso termico $q_0\left[\frac{W}{m}\right](\tau)$ scambiato con il terreno e a parità di caratteristiche geometriche e termofisiche delle sonde e di interesse tra di esse, si vogliono confrontare le temperature sul bordo dei tubi al variare del numero di sonde che costituiscono il campo geotermico. Per fare questo si utilizza il profilo di flusso termico di Figura 7.2 derivante dalla prima modalità operativa e il cui valore minimo è $q_{0min}\left[\frac{W}{m}\right] = -50 \frac{W}{m}$ e delle sonde geotermiche verticali a doppio tubo ad U, aventi le caratteristiche geometriche e termofisiche di Tabella 7.2. Il parametro che viene variato è il numero di sonde che formano il campo: in particolare si prendono in esame due campi sonde, con layout matriciale, costituiti rispettivamente da 16 e da 64 sonde.

Per ottenere i valori delle temperature esterne dei tubi nei due casi analizzati è stato utilizzato ancora una volta il COMSOL. A questo proposito in Figura 7.23 è riportata la soluzione fornita dal COMSOL in corrispondenza all'ultimo istante d'indagine del campo di 64 sonde (si ricordi che come già indicato nel §Paragrafo 7.1, le simulazioni si riferiscono ad un arco temporale di 2 anni). Si noti che si è considerato solo un ottavo del campo di 64 sonde sfruttando la simmetria cilindrica del campo avente layout matriciale, in modo da ridurre i tempi di elaborazione del software e la RAM impiegata.

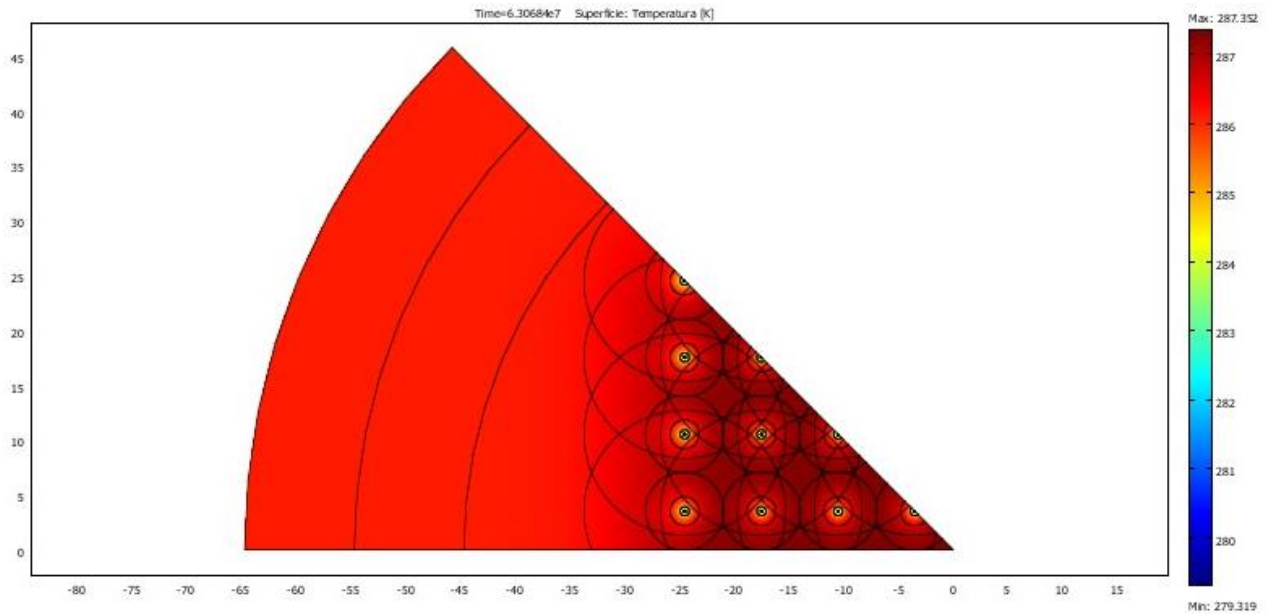


Figura 7.23 Campo di 64 sonde: soluzione fornita dal COMSOL in corrispondenza all'ultimo istante di indagine

A questo punto si sono confrontate le temperature sulla parete esterna dei tubi della SGV più esterna e di quella più interna al campo sonde. I risultati per la sonda più esterna sono riportati nelle Figure 7.24 e 7.25.

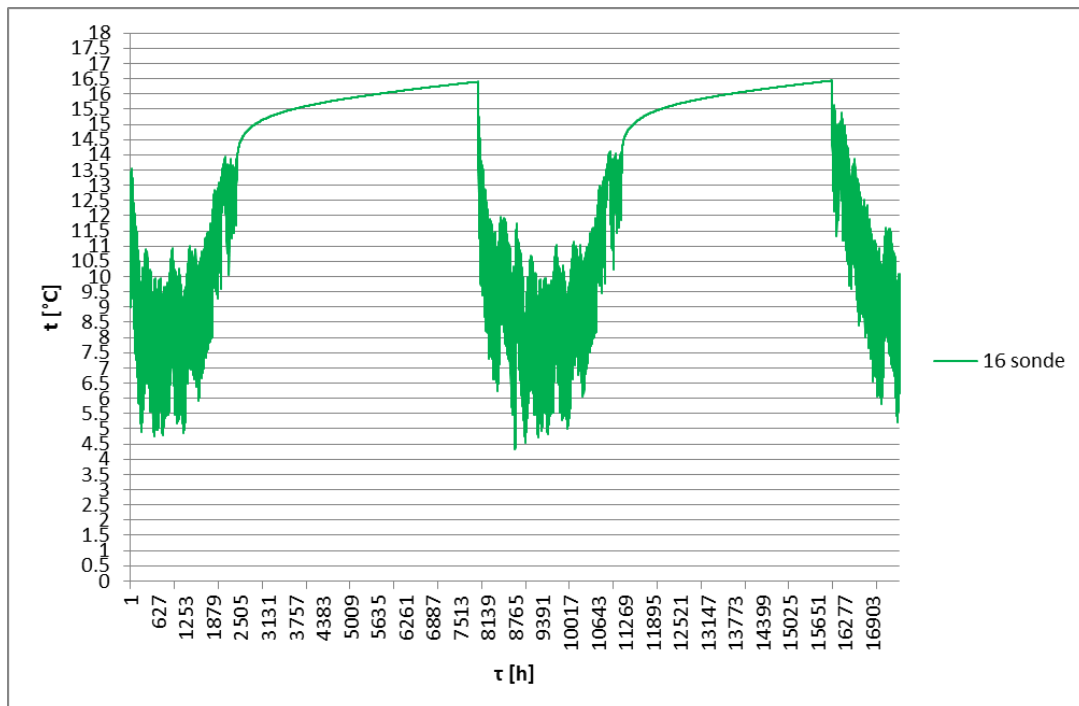


Figura 7.24 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde più esterne del campo di 16 sonde

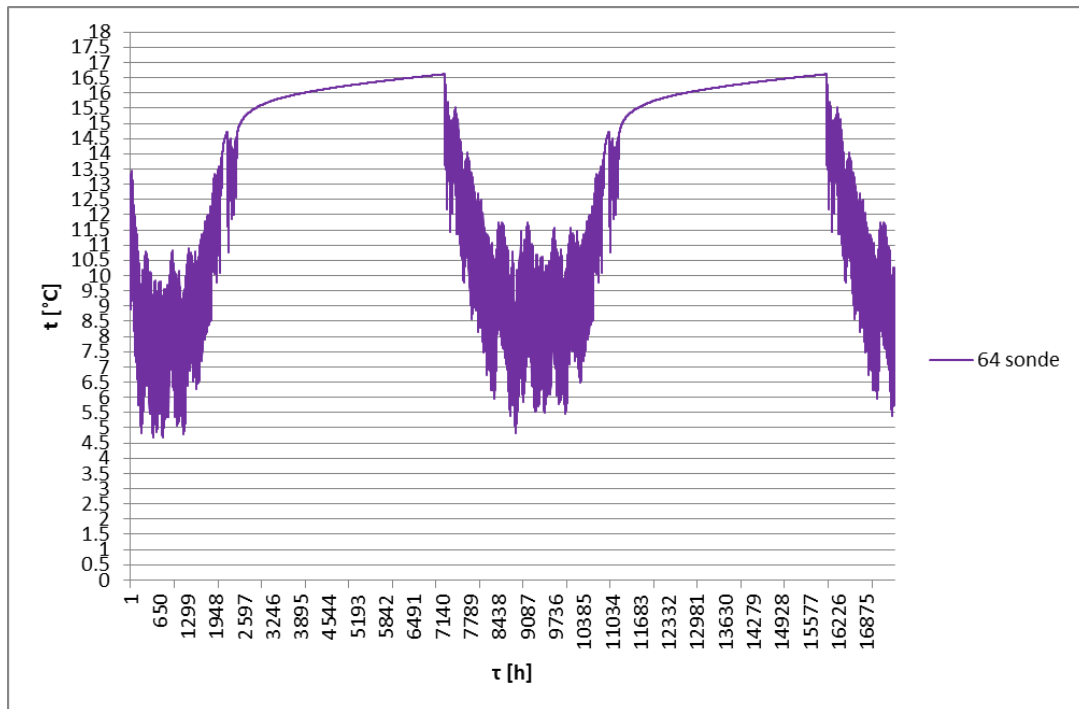


Figura 7.25 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde più esterne del campo di 64 sonde

I risultati per la sonda più interna sono riportati, invece, nelle Figure 7.26 e 7.27:

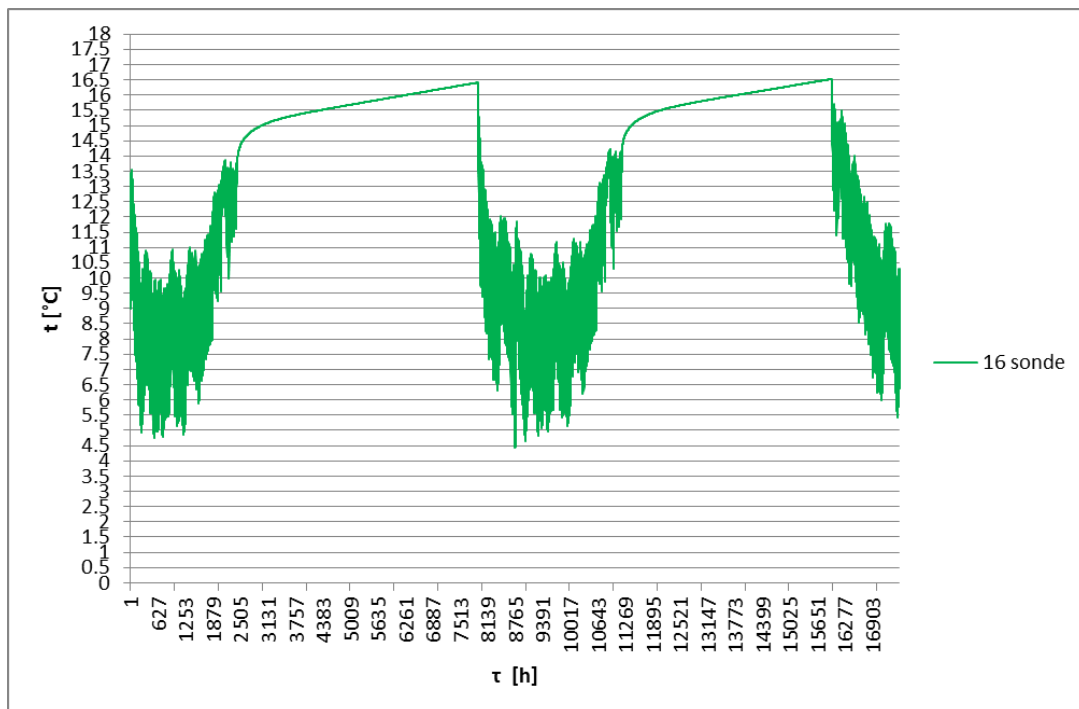


Figura 7.26 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde più interne del campo di 16 sonde

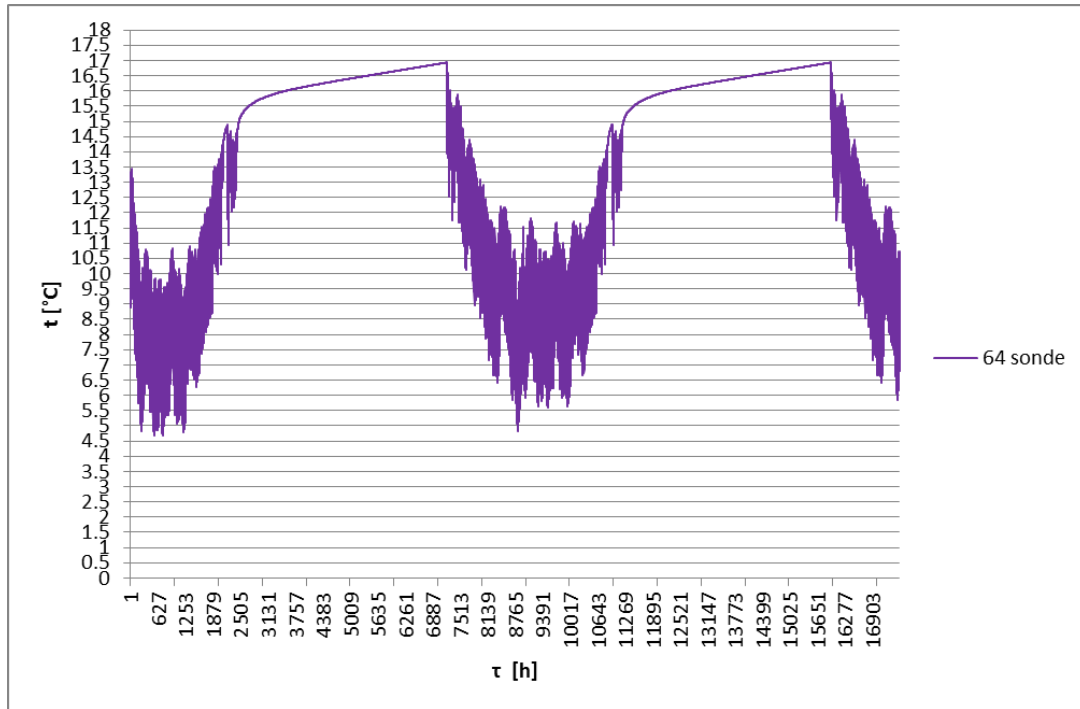


Figura 7.27 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde più interne del campo di 64 sonde

In Tabella 7.7 sono, inoltre, riportati i valori massimi e minimi delle temperature sulla parete esterna dei tubi all'interno delle sonde al variare del campo sonde analizzato e per ciascuna delle due sonde prese in esame.

Tabella 7.7 Valori massimi e minimi delle temperature sulla parete esterna dei tubi per le sonde più interne e più esterne rispettivamente per il campo di 16 e di 64 sonde

		16 sonde	64 sonde
sonda più esterna	t_{\max} [°C]	16.44	16.62
	t_{\min} [°C]	4.33	4.69
sonda più interna	t_{\max} [°C]	16.53	16.93
	t_{\min} [°C]	4.41	4.65

Dal confronto delle Figure 7.24, 7.25 e 7.26, 7.27 e dai valori riportati in Tabella 7.7 si può notare come la temperatura sul bordo tubo vari di poco al variare del numero di sonde di cui è costituito il campo. In particolare le temperature trovate per il campo di 64 sonde sono leggermente più elevate rispetto a quelle ottenute per il campo costituito da 16 sonde. Questo significa che, per un determinato profilo $q_{0\left[\frac{W}{m}\right]}(\tau)$ di flusso termico scambiato con il terreno, le temperature minime sulle

pareti dei tubi per un campo con un numero elevato di sonde, sicuramente non saranno inferiori rispetto a quelle che sono state determinate attraverso le simulazioni sulla base del campo di 16 sonde. Da questa osservazione si deduce che, a parità di profilo $q_{0\left[\frac{w}{m}\right]}(\tau)$ di scambio termico tra il campo sonde e il terreno, i valori di temperatura trovati con il campo di 16 sonde possono essere considerati attendibili anche per un campo con un numero più elevato di sonde.

7.4) Determinazione dei rapporti $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$ e $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ per i profili di richiesta di energia termica in riscaldamento di 4 tipologie di edifici

Nel seguente paragrafo verranno ricercati i rapporti $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$ e $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ per i profili di richiesta di energia termica in riscaldamento di 4 tipologie di edifici:

- edificio senza isolamento termico e con funzionamento discontinuo dell'impianto di riscaldamento (Figura 7.28),
- edificio senza isolamento termico e con funzionamento continuo dell'impianto di riscaldamento (Figura 7.29),
- edificio con isolamento termico e con funzionamento discontinuo dell'impianto di riscaldamento (Figura 7.30),
- edificio con isolamento termico e con funzionamento continuo dell'impianto di riscaldamento (Figura 7.31).

Come fatto nel §Paragrafo 7.1, per ciascun profilo, viene calcolato il profilo adimensionale

$\frac{q_{utenza}(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*}$, dove $q_{utenza}^*(\tau)$ è il profilo orario del carico termico annuale in riscaldamento mentre

$q_{utenza_{max}}^*$ è il suo valore massimo. Nelle Figure 7.28, 7.29, 7.30 e 7.31 viene riportato per ciascun

caso il profilo orario adimensionale $\frac{q_{utenza}(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*}$ annuale. Tali profili sono rappresentativi del parco

edilizio presente in una generica area urbana sita nella zona climatica di tipo E.

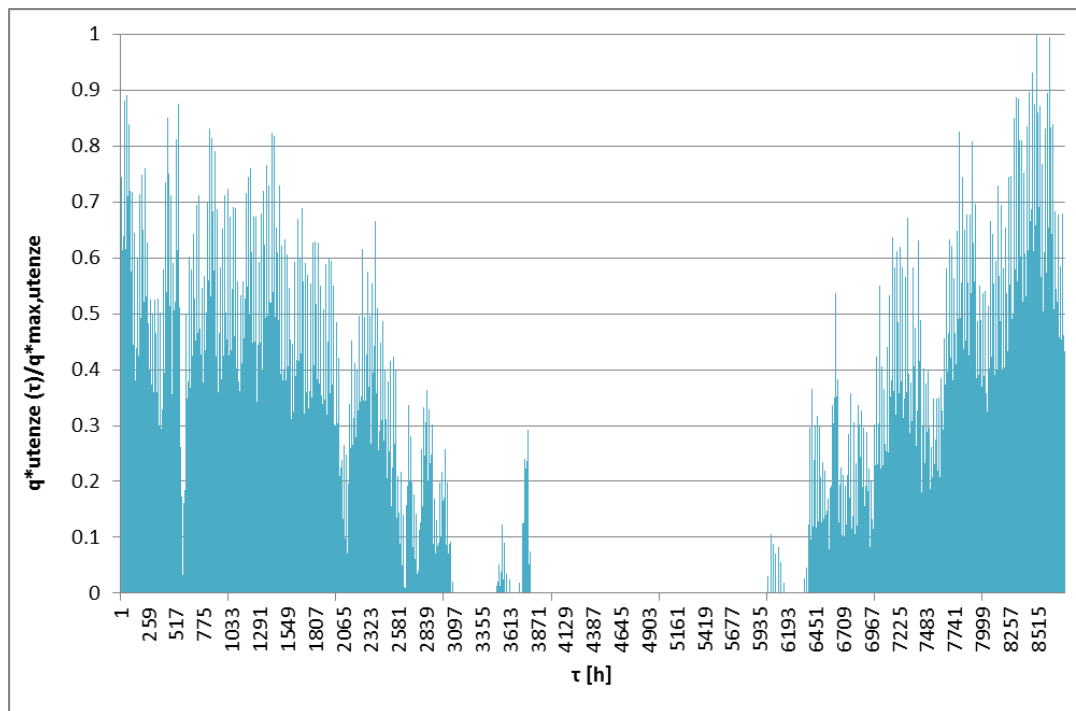


Figura 7.28 Profilo orario adimensionale $\frac{q^*_{utenza}(\tau)}{q^*_{utenza_{max}}}$ annuale per l'edificio senza isolamento termico e con funzionamento discontinuo dell'impianto di riscaldamento

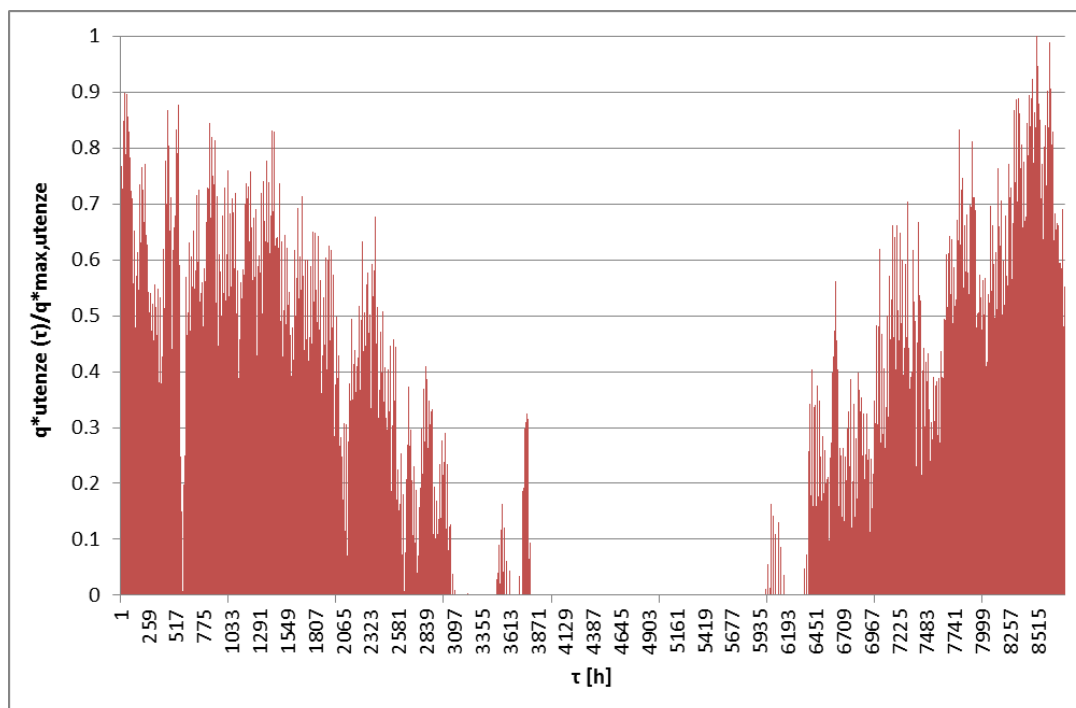


Figura 7.29 Profilo orario adimensionale $\frac{q^*_{utenza}(\tau)}{q^*_{utenza_{max}}}$ annuale per l'edificio senza isolamento termico e con funzionamento continuo dell'impianto di riscaldamento

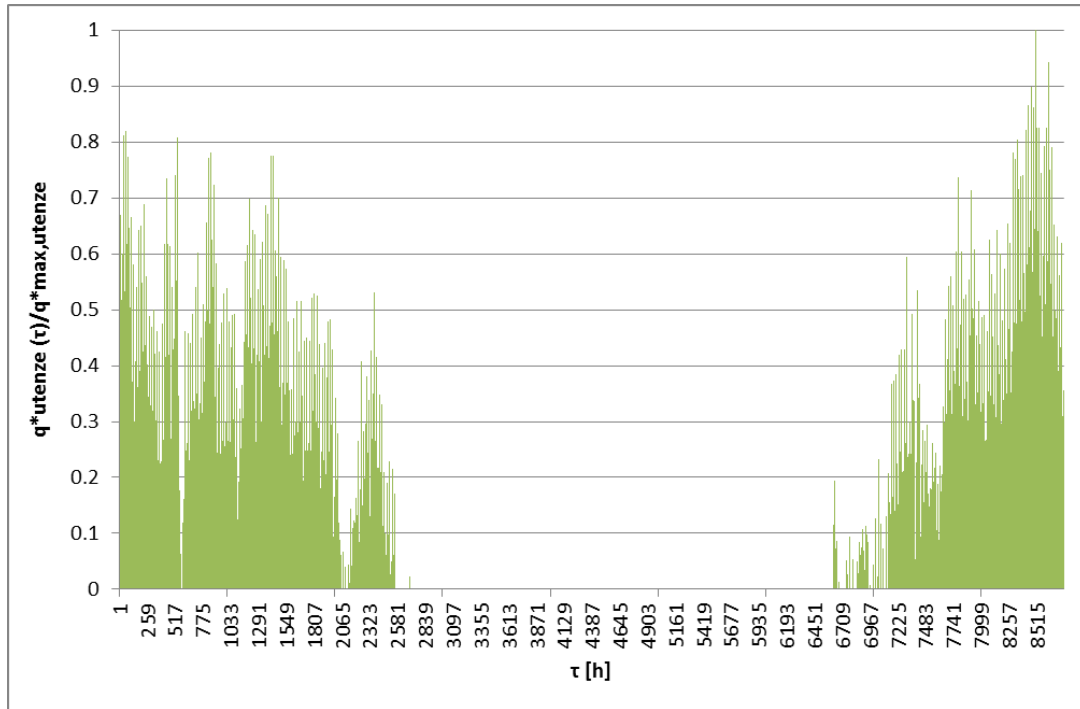


Figura 7.30 Profilo orario adimensionale $\frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*}$ annuale per l'edificio con isolamento termico e con funzionamento discontinuo dell'impianto di riscaldamento

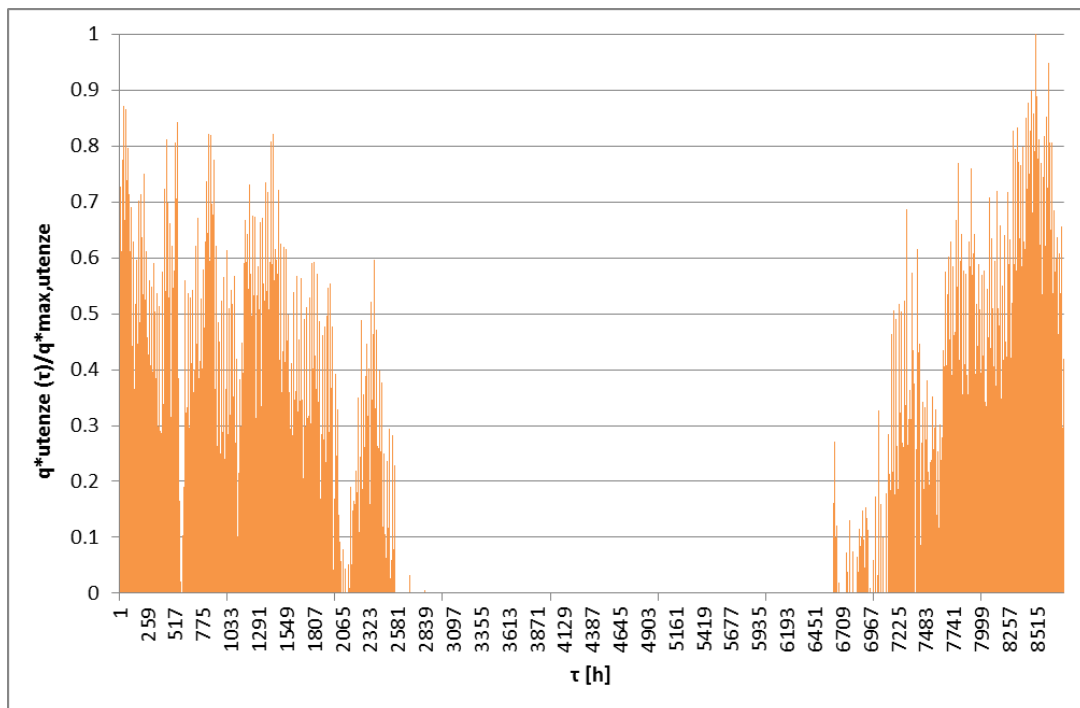


Figura 7.31 Profilo orario adimensionale $\frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*}$ annuale per l'edificio con isolamento termico e con funzionamento continuo dell'impianto di riscaldamento

A questo punto, sulla base delle due modalità di stoccaggio di calore al terreno descritte nel §Paragrafo 7.1 e per un generico valore di energia termica residua, si è ricercato in maniera iterativa il valore $q_{utenza_{max}}$ tale per cui il profilo $q_{utenza}(\tau) = \frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*} \cdot q_{utenza_{max}}$ permetta di ottenere $|\sum_{\tau=1}^{8760} q_0(\tau)| < 50 \frac{kWh}{anno}$. Le iterazioni hanno portato a determinare il rapporto $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$ in funzione del COP della pompa di calore utilizzata (Tabella 7.8).

Il problema successivo è quello di ricavare qual è il profilo di $q_0(\tau)$ in $\frac{W}{m}$ tale che le temperature sulle pareti dei tubi abbiano valori minimi pari a 4°C, 1°C e -5°C. In questa maniera, si determina qual è l'opportuna lunghezza totale dello scambiatore al terreno. Per fare questo, per ciascuno dei 4 profili, si è proceduto in maniera del tutto analoga a quanto presentato nel §Paragrafo 7.1, utilizzando il software COMSOL e analizzando un campo di 16 sonde avente le caratteristiche di Tabella 7.2.

Chiaramente il valore di $q_{0_{min[\frac{W}{m}]}}$ per il quale la temperatura sulla parete esterna dei tubi abbia un determinato valore minimo è diverso a seconda del profilo esaminato. Di conseguenza l'analisi dovrà essere eseguita caso per caso. Per esempio, si è trovato che per avere una temperatura minima di 4°C per il profilo che fa riferimento ad un edificio isolato termicamente e con funzionamento discontinuo del sistema di riscaldamento si deve avere $q_{0_{min[\frac{W}{m}]} = -55 \frac{W}{m}}$, mentre si deve avere $q_{0_{min[\frac{W}{m}]} = -32 \frac{W}{m}}$ per il profilo che fa riferimento ad un edificio non isolato termicamente e con funzionamento continuo del sistema di riscaldamento.

I rapporti $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$ e $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ per i 4 profili di richiesta di energia termica in riscaldamento sono riportati in Tabella 7.8.

Tabella 7.8 Rapporti $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$ e $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ rispettivamente per edifici senza isolamento termico e con funzionamento discontinuo dell'impianto di riscaldamento, per edifici senza isolamento termico e con funzionamento continuo dell'impianto di riscaldamento, per edifici con isolamento termico e con funzionamento discontinuo dell'impianto di riscaldamento e per edifici con isolamento termico e con funzionamento continuo dell'impianto di riscaldamento

		senza isolamento termico			
		funzionamento discontinuo		funzionamento continuo	
		metodo 1	metodo 2	metodo 1	metodo 2
$\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$	COP=3	10.1420	11.5691	5.3596	6.5417
	COP=4	9.3380	10.2837	5.0330	5.8149
$\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}} \left[\frac{m}{kW} \right]$	$t_{min}=4\text{ }^{\circ}\text{C}$	122.8570	134.0000	93.1428	103.4286
	$t_{min}=1\text{ }^{\circ}\text{C}$	89.2860	95.8572	66.4286	73.8571
	$t_{min}=-5\text{ }^{\circ}\text{C}$	61.4290	67.0000	46.5714	51.7143
		con isolamento termico			
		funzionamento discontinuo		funzionamento continuo	
		metodo 1	metodo 2	metodo 1	metodo 2
$\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$	COP=3	17.8319	19.4320	11.6046	13.1317
	COP=4	16.2116	17.2730	10.6614	11.6727
$\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}} \left[\frac{m}{kW} \right]$	$t_{min}=4\text{ }^{\circ}\text{C}$	207.4286	217.1429	181.1429	193.5714
	$t_{min}=1\text{ }^{\circ}\text{C}$	148.1429	155.1429	131.7143	140.8571
	$t_{min}=-5\text{ }^{\circ}\text{C}$	103.7143	108.5714	90.5714	96.7857

Si supponga quindi di avere a disposizione, in maniera costante e continua, una potenza termica residua di 700 kW ($q_{residuo} = 700\text{ kW}$), di lavorare con una PDCG con COP=4 e di utilizzare acqua come fluido termovettore all'interno di sonde di 100 m di lunghezza ciascuna (è perciò necessario assumere i rapporti $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ tali che la temperatura minima sulle pareti dei tubi sia 4°C). A questo punto, utilizzando il primo metodo di stoccaggio di calore e facendo riferimento alla Tabella 7.8, per ciascuna delle 4 tipologie di edifici è possibile determinare la lunghezza totale degli scambiatori al terreno $L_{totale\ sonde}$, la potenza massima fornita all'utenza $q_{utenza_{max}}$ e la

$$\text{corrispondente energia termica } ET_{utenza} = \sum_{\tau=1}^{8760} q_{utenza}(\tau) = \sum_{\tau=1}^{8760} \left(\frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*} \cdot q_{utenza_{max}} \right)$$

(Tabella 7.9).

Tabella 7.9 Numero di sonde e potenza termica massima che può essere fornita all'utenza per $q_{residuo} = 700 \text{ kW}$ per ciascuna delle 4 tipologie di edificio prese in esame

			$L_{\text{totale sonde}}$ [m]	n_{sonde}	$q_{\text{utenza}_{max}}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	86000	860	6536.60	7424.12
		continuo	65200	652	3523.10	7076.67
	isolato	discontinuo	145200	1452	11348.10	7673.61
		continuo	126800	1268	7463.00	7467.68

Dai dati riportati in Tabella 7.9, si può vedere come a parità di potenza termica residua, per gli edifici con isolamento termico sia necessario impiegare un numero di sonde maggiore (quasi il doppio) rispetto agli edifici senza isolamento; d'altra parte, però, si può vedere come per gli edifici isolati sia possibile fornire una potenza termica massima maggiore rispetto a quelli non isolati, il che permette di soddisfare la richiesta termica di un numero più elevato di utenze. A tal proposito, si faccia riferimento alla Tabella 7.10: in essa, assumendo che la richiesta di potenza termica massima per metro quadro di superficie dell'utenza sia pari a $0.060 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$, $0.045 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$, $0.035 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$ e $0.026 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}$ rispettivamente per gli edifici non isolati con funzionamento discontinuo, non isolati con funzionamento continuo, isolati con funzionamento discontinuo e isolati con funzionamento continuo, sono evidenziati i metri quadrati di edificio servibili (in particolare, a titolo di esempio, è riportato anche il corrispondente numero di case a schiera di 200 m^2), e il rapporto tra la lunghezza totale degli scambiatori al terreno e la superficie asservita.

Tabella 7.10 Metri quadrati di edificio servibili e rapporto tra la lunghezza totale degli scambiatori al terreno e la superficie asservita per $q_{residuo} = 700 \text{ kW}$ e per ciascuna delle 4 tipologie di edificio prese in esame

			$L_{totale\ sonda}$	$q_{utenza,max}$	$q_{utenza,max}$	$m^2\ serviti$	$case\ a\ schiera$	$\frac{L_{totale\ sonda}}{m^2\ serviti}$
			[m]	[kW]	$\left[\frac{kW}{m^2}\right]$		da 200 m ²	$\left[\frac{m}{m^2}\right]$
edificio	non isolato	discontinuo	86000	6536.60	0.060	108943.33	545	0.79
		continuo	65200	3523.10	0.045	78291.11	391	0.83
	isolato	discontinuo	145200	11348.10	0.035	324231.40	1621	0.45
		continuo	126800	7463.00	0.026	287038.50	1435	0.44

Dalla tabella si può vedere come a parità di $q_{residuo} = 700 \text{ kW}$ nel caso di edifici isolati si riesca a soddisfare un numero di utenze notevolmente superiore (il triplo) rispetto al caso di edifici non isolati. Inoltre si vede che i valori dei rapporti $\frac{L_{totale\ sonda}}{m^2\ serviti}$ per gli edifici isolati siano inferiori (quasi la metà) rispetto a quelli degli edifici non isolati; ciò significa che a parità di metri quadrati di utenza serviti, è necessaria una lunghezza totale degli scambiatori al terreno maggiore (quasi il doppio) nel caso in cui le utenze siano non isolate rispetto ad edifici con isolamento termico.

7.5) Analisi del profilo somma

Nel §Paragrafo 7.4 si è fatto riferimento al profilo di richiesta termica in riscaldamento di 4 categorie di edifici. Di seguito, supponendo che dal punto di vista della richiesta di energia termica il parco edilizio urbano sia costituito dalla somma dei profili analizzati al §Paragrafo 7.4, si ricava il profilo di richiesta di energia termica in riscaldamento del parco edilizio urbano come somma dei 4 profili precedentemente analizzati (Figura 7.32):

$$\left(\frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza,max}^*}\right)_{urbano} = \frac{\left(\frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza,max}^*}\right)_{nonisol_disc} + \left(\frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza,max}^*}\right)_{nonisol_cont} + \left(\frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza,max}^*}\right)_{isol_disc} + \left(\frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza,max}^*}\right)_{isol_cont}}{4} \quad (7.12)$$

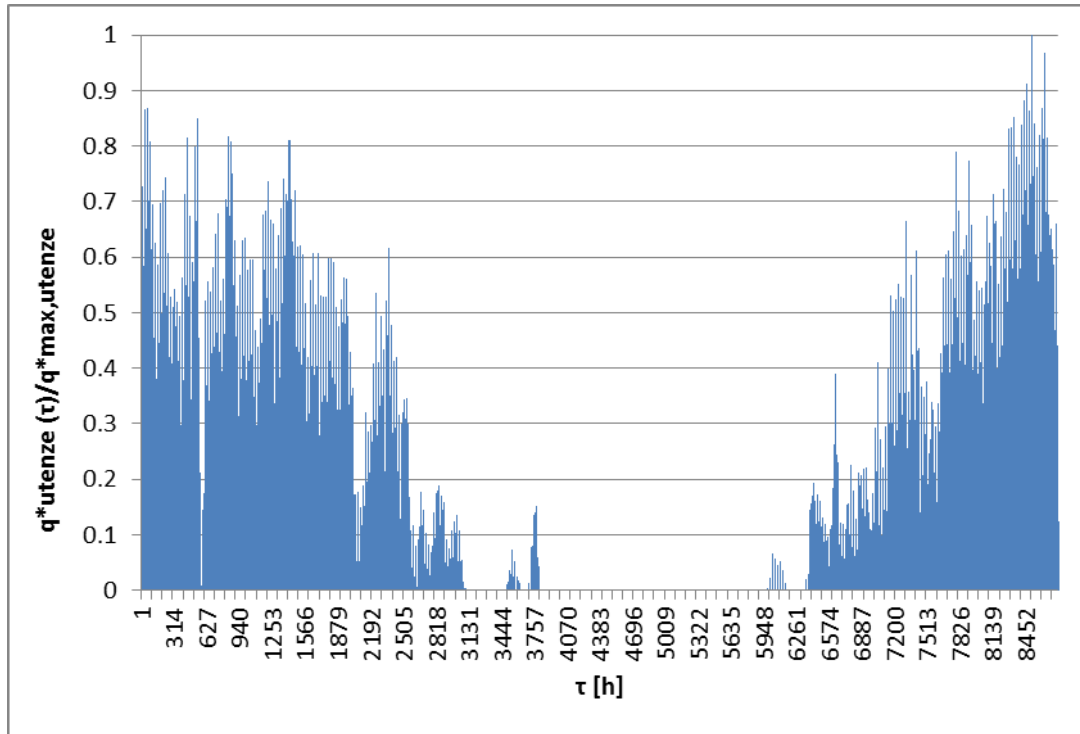


Figura 7.32 Profilo orario adimensionale $\frac{q^*_{utenza}(\tau)}{q^*_{utenza_{max}}}$ annuale ricavato dalla somma dei 4 profili analizzati al §Paragrafo 7.4

A partire dal profilo $\left(\frac{q^*_{utenza}(\tau)}{q^*_{utenza_{max}}}\right)_{urbano}$ e procedendo in maniera analoga a quanto già descritto nei §Paragrafi 7.1 e 7.4 si sono ricavati i rapporti $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$ e $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ (Tabella 7.11).

Tabella 7.11 Rapporti $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$ e $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ per il profilo urbano di richiesta di energia termica in riscaldamento

		metodo 1	metodo 2
$\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$	COP=3	9.0844	10.9017
	COP=4	8.4964	9.6904
$\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}} \left[\frac{m}{kW} \right]$	$t_{min}=4\text{ °C}$	125.0000	139.2857
	$t_{min}=1\text{ °C}$	89.2857	99.4286
	$t_{min}=-5\text{ °C}$	62.5000	69.6429

7.6) Calcolo della temperatura d'ingresso e d'uscita del fluido termovettore che fluisce all'interno delle sonde geotermiche

Come è già stato spiegato nel §Paragrafo 7.1, il vantaggio di ragionare in termini di temperatura sulla parete dei tubi consiste nel fatto che questa può essere assunta come valore rappresentativo dello scambio termico con il terreno indipendentemente dalla portata di massa del circuito.

Sulla base di un certo profilo $q_0(\tau)$ di flusso termico scambiato tra il campo di sonde e il terreno, si è visto che, attraverso delle opportune simulazioni con il software COMSOL, è possibile ottenere la temperatura sulla parete esterna dei tubi $t_{parete\ tubi}(\tau)$. A questo punto, ricordando che, al §Paragrafo 7.1 si era assunto positivo il calore immesso nel terreno e negativo il calore estratto, è possibile calcolare la temperatura media $\bar{t}_{fluido}(\tau)$ del fluido termovettore che fluisce all'interno dei tubi delle sonde geotermiche attraverso la relazione seguente:

$$\frac{q_0(\tau)/4}{n_{sonde}} = k_i \cdot [(\pi \cdot D_i) \cdot L_{sonda}] \cdot (\bar{t}_{fluido}(\tau) - t_{parete\ tubi}(\tau)) \quad (7.13)$$

da cui:

$$\bar{t}_{fluido}(\tau) = t_{parete\ tubi}(\tau) + \frac{\frac{q_0(\tau)/4}{n_{sonde}}}{k_i \cdot [(\pi \cdot D_i) \cdot L_{sonda}]} \quad (7.14)$$

dove $\frac{q_0(\tau)/4}{n_{sonde}}$ è il flusso termico scambiato da ciascun tubo all'interno delle sonde geotermiche (si stanno infatti considerando delle sonde a doppio tubo ad U, che quindi sono composte da 4 tubi, 2 di mandata e 2 di ritorno), n_{sonde} è il numero di sonde di cui è costituito il campo sonde, D_i è il diametro interno dei tubi, L_{sonda} è la lunghezza di ciascuna sonda e k_i è il coefficiente globale di scambio termico che tiene conto sia dello scambio termico per conduzione attraverso la parete del tubo sia dello scambio termico per convezione all'interno del tubo. Il coefficiente globale di scambio termico k_i si ricava attraverso la relazione (7.15):

$$k_i = \frac{1}{\frac{D_i}{2} \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right) + \frac{1}{\alpha_i} + \lambda_{tubo}} \quad (7.15)$$

dove D_i e D_e sono rispettivamente il diametro interno ed esterno dei tubi, λ_{tubo} è la conduttività termica del materiale di cui è costituito il tubo mentre α_i è il coefficiente di scambio di calore per convezione. Quest'ultimo si ricava, a sua volta, attraverso il numero di Nusselt:

$$Nu = \frac{\alpha_i \cdot D_i}{\lambda_{fluido}} \quad (7.16)$$

dove λ_{fluido} è la conduttività termica del fluido termovettore.

Il numero di Nusselt dipende dal regime di moto del fluido all'interno dei tubi e può essere calcolato attraverso le relazioni seguenti (sono le stesse relazioni implementate nel CaRM e descritte al §Paragrafo 5.1.4):

$$Nu = 1.61 \cdot \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{D_i}{L_{sonda}} \right)^{1/3} \quad \text{per } (Re < 2000) \text{ moto laminare} \quad (7.17)$$

$$Nu = 0.116 \cdot \left(Re^{2/3} - 125 \right) \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[1 + \left(\frac{D_i}{L_{sonda}} \right)^{2/3} \right] \quad \text{per } (2000 < Re < 10000) \text{ regime transitorio} \quad (7.18)$$

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{1/3} \quad \text{per } (Re > 10000) \text{ moto turbolento} \quad (7.19)$$

dove Re è il numero di Reynolds $Re = \frac{D_i \cdot \rho_{fluido} \cdot u_{fluido}}{\mu_{fluido}}$ e Pr il numero di Prandtl

$Pr = \frac{c_{pfluido} \cdot \mu_{fluido}}{\lambda_{fluido}}$, con ρ_{fluido} , μ_{fluido} , $c_{pfluido}$ e u_{fluido} rispettivamente densità, viscosità

dinamica, calore specifico a pressione costante e velocità di deflusso del fluido termovettore.

Dopo aver calcolato $\bar{t}_{fluido}(\tau)$, le temperature d'ingresso $t_{fluido,in}$ e d'uscita $t_{fluido,out}$ del fluido termovettore che scorre all'interno dei tubi delle sonde geotermiche si ottengono sulla base delle seguenti equazioni:

$$2 \cdot \frac{q_0(\tau)}{4 \cdot n_{sonde}} = \dot{m}_{1tubo} \cdot c_{pfluido} \cdot (t_{fluido,in}(\tau) - t_{fluido,out}(\tau)) \quad (7.20)$$

$$\bar{t}_{fluido}(\tau) = \frac{t_{fluido,in}(\tau) + t_{fluido,out}(\tau)}{2} \quad (7.21)$$

da cui:

$$t_{fluido,in} = \bar{t}_{fluido} + \frac{2 \cdot \frac{q_0(\tau)}{4 \cdot n_{sonde}}}{2 \cdot \dot{m}_{1tubo} \cdot c_{pfluido}} \quad (7.22)$$

$$t_{fluido,out}(\tau) = 2 \cdot \bar{t}_{fluido}(\tau) - t_{fluido,in}(\tau) \quad (7.23)$$

dove nell'equazione (7.20) il termine $\frac{q_0(\tau)}{4 \cdot n_{sonde}}$ viene moltiplicato per 2 perché un singolo tubo ad U è costituito da 2 rami, quello di mandata e quello di ritorno, e \dot{m}_{1tubo} è la portata di massa di fluido termovettore che fluisce all'interno di un singolo tubo ad U.

Come già visto nel §Paragrafo 5.2, la portata di massa di fluido termovettore su ciascun tubo è data da:

$$\dot{m}_{1tubo} = \rho_{fluido} \cdot [(\pi \cdot D_i^2) \cdot u_{fluido}] \quad (7.24)$$

e quindi dal momento che le sonde considerate sono a doppio tubo ad U, la portata di massa in una sonda si ottiene da:

$$\dot{m}_{1sonda} = 2 \cdot \dot{m}_{1tubo} = 2 \cdot \{\rho_{fluido} \cdot [(\pi \cdot D_i^2) \cdot u_{fluido}]\} \quad (7.25)$$

Nota \dot{m}_{1sonda} , la portata di massa nell'intero campo costituito da n_{sonde} sonde sarà:

$$\dot{m}_{campo\ sonde} = n_{sonde} \cdot \dot{m}_{1sonda} \quad (7.26)$$

Si supponga ora di utilizzare acqua come fluido termovettore e sonde geotermiche con doppio tubo ad U con le caratteristiche presentate in Tabella 7.12.

Tabella 7.12 Caratteristiche geometriche delle sonde a doppio tubo ad U e caratteristiche termofisiche dell'acqua utilizzate nelle analisi effettuate

Diametro Interno tubo D_i [mm]	26
Diametro Esterno tubo D_e [mm]	32
Interasse dei tubi in cui scorre il fluido [m]	0.0826
Diametro esterno della SGV D_{sgv} [m]	0.14
Lunghezza della SGV L_{sgv} [m]	100
Conduttività termica del tubo in polietilene λ_{tubo} [W/(m·K)]	0.40
Interasse tra le sonde [m]	7
Calore Specifico del fluido $c_{pfluido}$ [J/(kg·K)]	4186
Conduttività termica del fluido λ_{fluido} [W/(m·K)]	0.60
Viscosità dinamica del fluido μ_{fluido} [kg/(m·s)]	0.0014
Densità del fluido ρ_{fluido} [kg/m ³]	1000

In base ai dati di Tabella 7.12, si ottiene $Pr = 9.77$ mentre per il calcolo del numero di Reynolds bisogna scegliere un'opportuna velocità del fluido termovettore u_{fluido} .

In particolare per $u_{fluido} \leq 0.107 \frac{m}{s}$ il moto è laminare ($Re < 2000$), per $0.107 \frac{m}{s} < u_{fluido} < 0.54 \frac{m}{s}$ si è in regime di moto transitorio ($2000 < Re < 10000$) mentre per $u_{fluido} \geq 0.54 \frac{m}{s}$ il moto è turbolento ($Re > 10000$).

Quindi, a parità delle caratteristiche delle sonde e del fluido termovettore, la velocità del fluido determina il regime di moto e quindi il coefficiente di scambio termico per convezione che permette di calcolare \bar{t}_{fluido} .

Sulla base della relazione (7.22), si è inoltre visto che la velocità del fluido u_{fluido} determina anche la temperatura di mandata del fluido $t_{fluido,in}$ attraverso la portata di massa in ciascun tubo (equazione (7.24)).

Quindi, sulla base dei dati di Tabella 7.12 e delle equazioni precedenti, in Tabella 7.13 si riportano i valori del numero di Reynolds, del coefficiente di scambio termico per convezione e della portata di massa dell'acqua che fluisce all'interno di ciascuna sonda, al variare della velocità u_{fluido} .

Tabella 7.13 Valori di Re , α_i , k_i e \dot{m}_{sonda} al variare di u_{fluido}

		Re	α_i [W/(m ² ·K)]	k_i [W/(m ² ·K)]	\dot{m}_{sonda} [kg/s]
u_{fluido} [m/s]	0.01	185.71	28.92	24.20	0.04
	0.05	928.57	49.45	37.08	0.21
	0.10	1857.14	62.31	43.86	0.42
	0.20	3714.29	659.80	121.01	0.85
	0.30	5571.43	1087.48	130.41	1.27
	0.40	7428.57	1469.22	134.61	1.70
	0.50	9285.71	1820.08	137.03	2.12
	0.60	11142.86	1960.78	137.77	2.55
	0.70	13000.00	2218.12	138.91	2.97

Dalla Tabella 7.13 si può osservare che in regime laminare (u_{fluido} basse) si ottengono valori del coefficiente di scambio termico per convezione di un ordine di grandezza inferiore rispetto ai valori che si ottengono in regime transitorio e turbolento.

Il vantaggio di utilizzare velocità del fluido basse consiste però nel fatto che in questo modo si riesce a contenere la portata di massa di fluido che circola all'interno di ogni sonda, riducendo così la potenza della pompa idraulica di circolazione accoppiata al campo sonde (questo aspetto verrà trattato nel §Paragrafo 8.2).

D'altro canto però, dal momento che si è scelto di utilizzare acqua come fluido termovettore, è necessario che la sua temperatura non scenda mai al di sotto dello 0°C . Ora, in base all'equazione (7.22), se la portata di massa dell'acqua che circola all'interno della sonda è troppo piccola può accadere che la temperatura dell'acqua scenda al di sotto dello 0°C , anche se si è fatto riferimento a una temperatura minima sulla parete dei tubi pari a $t_{parete\ tubi_{min}} = 4^{\circ}\text{C}$. A tal proposito si prenda in considerazione il profilo di richiesta termica in riscaldamento individuato nel §Paragrafo 7.5 (Figura 7.32). Per tale profilo, con procedimento analogo a quanto descritto nel §Paragrafo 7.1, si è trovato che per ottenere $t_{parete\ tubi_{min}} = 4^{\circ}\text{C}$, deve essere $q_{0_{min}}[\frac{W}{m}] = -45 \frac{W}{m}$. In Figura 7.33 è mostrato il profilo della temperatura sulla parete esterna dei tubi della sonda geotermica più interna di un campo di 16 sonde tale che $t_{parete\ tubi_{min}} = 4^{\circ}\text{C}$.

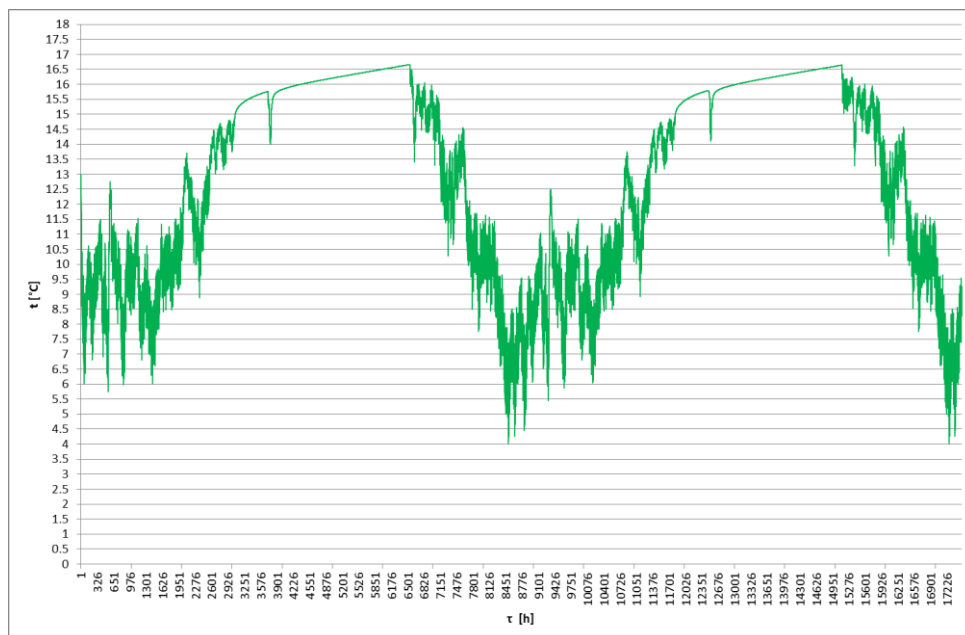


Figura 7.33 Andamento della temperatura sulla parete esterna dei tubi delle sonde geotermiche più interne del campo sonde per $q_{0_{min}}[\frac{W}{m}] = -45 \frac{W}{m}$ facendo riferimento al profilo di richiesta termica in riscaldamento di Figura 7.32

Ora sulla base del profilo di temperatura di Figura 7.33, in Figura 7.34 sono riportati i profili delle temperature dell'acqua in ingresso e in uscita per $u_{fluido} = 0.05 \frac{m}{s}$ ricavati utilizzando le equazioni (7.14), (7.22) e (7.23). Dalla Figura 7.34 si può notare che nonostante la temperatura minima della parete esterna dei tubi sia pari a $4^{\circ}C$, per velocità dell'acqua di $0.05 \frac{m}{s}$ (regime di moto laminare), si ottengono temperature d'ingresso inferiori allo $0^{\circ}C$ e quindi si avrebbero problemi di congelamento dell'acqua all'interno dei tubi delle SGV con conseguente blocco dell'impianto.

Per tenere conto di tutti gli aspetti evidenziati, si suggerisce di utilizzare una velocità dell'acqua compresa tra $0.2 \frac{m}{s} < u_{fluido} < 0.4 \frac{m}{s}$. A tal proposito, in Figura 7.35 sono riportati i profili delle temperature dell'acqua in ingresso e in uscita per $u_{fluido} = 0.3 \frac{m}{s}$. Nel §Paragrafo 8.2 si vedrà come la scelta di $u_{fluido} = 0.3 \frac{m}{s}$ sia ottimale anche dal punto di vista della potenza della pompa idraulica di circolazione accoppiata al campo sonde.

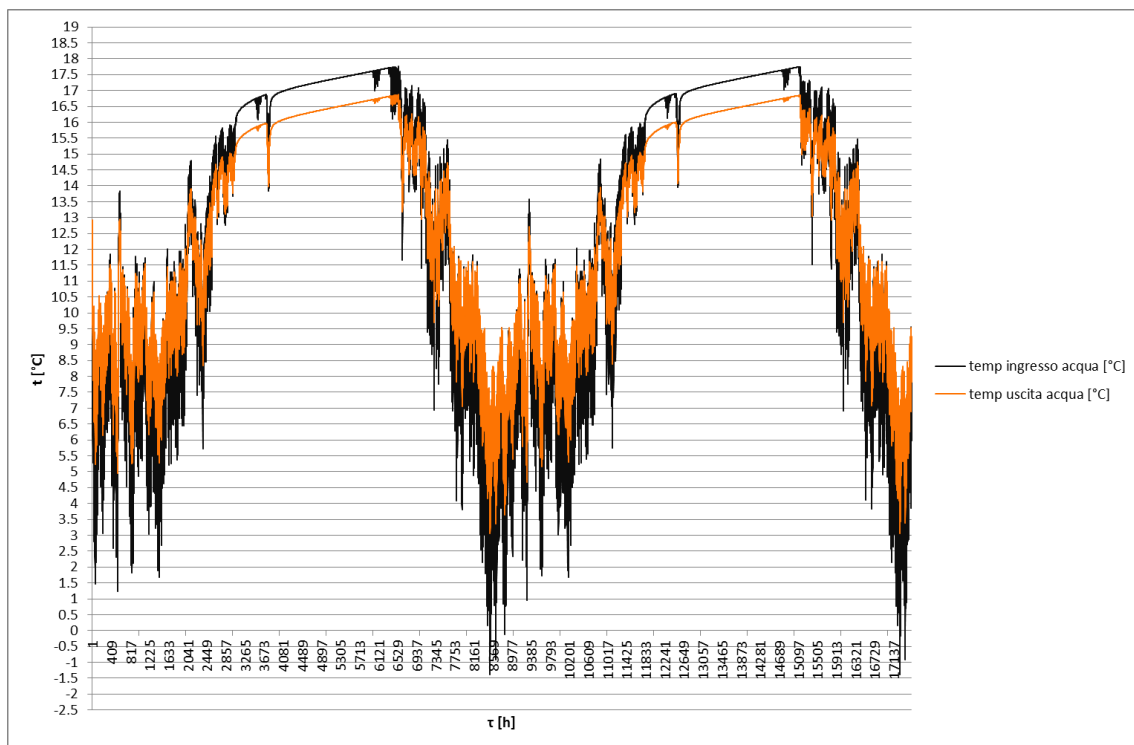


Figura 7.34 Andamento delle temperature d'ingresso e d'uscita dell'acqua per $u_{fluido} = 0.05 \frac{m}{s}$

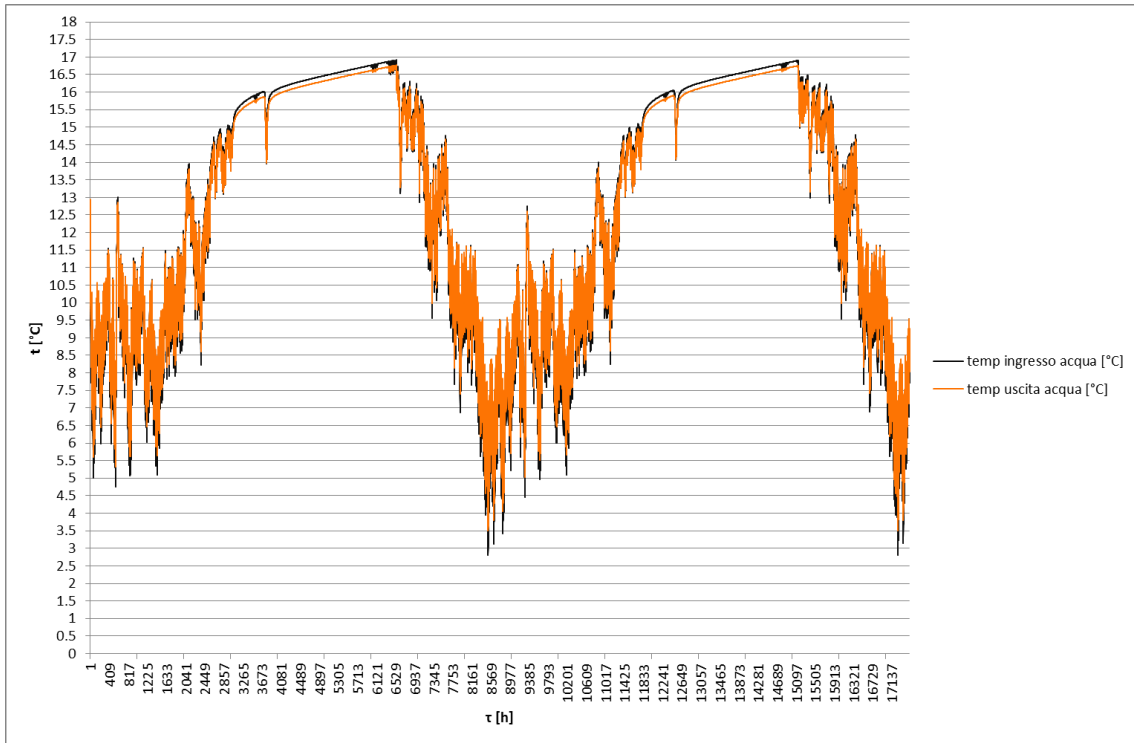


Figura 7.35 Andamento delle temperature d'ingresso e d'uscita dell'acqua per $u_{fluido} = 0.3 \frac{m}{s}$

8) CONSIDERAZIONI DAL PUNTO DI VISTA DEL CONSUMO ENERGETICO

Nel §Capitolo 7 è stato descritto il procedimento per ottenere i rapporti $\frac{q_{utenza\max}}{q_{residuo}}$ e $\frac{L_{totale\sonde}}{q_{residuo}}$ tali che il flusso termico annuale immagazzinato nel terreno $|\sum_{\tau=1}^{8760} q_0(\tau)|$ sia il più piccolo possibile ($|\sum_{\tau=1}^{8760} q_0(\tau)| < 50 \frac{kWh}{anno}$) e che le temperature minime sulle pareti dei tubi delle SGV siano pari rispettivamente a 4°C, 1°C e -5°C, per i profili di richiesta termica in riscaldamento di quattro tipologie di edifici e per il profilo risultante dalla loro combinazione (Tabelle 7.8 e 7.11).

Sulla base di questi rapporti, si provvederà a fare delle considerazioni sui consumi energetici di una pompa di calore geotermica accoppiata allo scambiatore di calore al terreno in particolare facendo un confronto con i consumi di un sistema di riscaldamento tradizionale a caldaia, a parità di energia termica fornita all'utenza.

8.1) Confronti tra il consumo energetico di diverse soluzioni impiantistiche a parità di energia termica fornita all'utenza

Si faccia riferimento al profilo di richiesta di energia termica in riscaldamento di Figura 7.32, che può essere assunto come rappresentativo delle esigenze di calore di una certa area urbana e si voglia impiegare acqua come fluido termovettore all'interno delle sonde. Utilizzando acqua come fluido termovettore, nel §Capitolo 7, si è visto che per evitare il congelamento dei tubi è necessario avere $t_{parete\ tubi\ min} = 4^{\circ}C$ e velocità di deflusso compresa tra $0.2 \frac{m}{s} < u_{fluido} < 0.4 \frac{m}{s}$.

Si supponga, inoltre, di avere a disposizione una potenza termica residua $q_{residuo} = 700\ kW$, disponibile in maniera costante e continua durante il corso dell'anno.

A questo punto utilizzando la prima modalità operativa di stoccaggio descritta nel §Paragrafo 7.1 e per una pompa di calore geotermica accoppiata al campo sonde con COP=4, al fine di non avere

deriva termica nel terreno, dalla Tabella 7.11, si ricava la potenza massima che può essere fornita all'utenza:

$$q_{utenza_{max}} = 8.4964 \cdot q_{residuo} = 8.4964 \cdot 700 = 5947.48 \text{ kW} \quad (8.1)$$

e la lunghezza totale dello scambiatore di calore al terreno di tipo verticale con doppio tubo ad U :

$$L_{totale\ sonde} = 125 \cdot q_{residuo} = 125 \cdot 700 = 87500 \text{ m} \quad (8.2)$$

Supponendo di avere sonde di $L_{sonda} = 100 \text{ m}$ di profondità si avrà bisogno, quindi, di un numero

$$\text{di sonde } n_{sonde} = \frac{L_{totale\ sonde}}{L_{sonda}} = 875.$$

Dalla relazione (8.1) si può, poi, ricavare il profilo $q_{utenza}(\tau) = \frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*} \cdot q_{utenza_{max}}$ e l'energia termica di riscaldamento che può essere fornita all'utenza in un anno:

$$ET_{utenza} = \sum_{\tau=1}^{8760} q_{utenza}(\tau) = 7168.60 \frac{MWh}{anno} \quad (8.3)$$

Facendo riferimento, come detto, alla prima modalità operativa, per far fronte alla richiesta di energia termica $ET_{utenza} = 7168.60 \frac{MWh}{anno}$, si avrà un consumo di energia elettrica da parte della pompa di calore geotermica pari a:

$$(CE_{elettrica})_{PDC} = \frac{ET_{utenza} - (\sum q_{residuo})_{utile}}{COP} = \frac{7168.60 - 3022.18}{4} = 1036.61 \frac{MWh}{anno} \quad (8.4)$$

dove $CE_{elettrica}$ è il consumo annuale di energia elettrica in MWh, ET_{utenza} è l'energia termica annuale necessaria per il riscaldamento dell'utenza in MWh e $(\sum q_{residuo})_{utile}$ è il calore residuo che viene inviato direttamente all'utenza durante il periodo di riscaldamento e che vale:

$$(\sum q_{residuo})_{utile} = 3022.18 \frac{MWh}{anno} \quad (8.5)$$

Ora, ammettendo che l'efficienza della rete elettrica sia del 46% (§Paragrafo 2.3) , si può ricavare il corrispondente consumo di energia primaria:

$$(CE_{primaria})_{PDC} = \frac{(CE_{elettrica})_{PDC}}{0.46} = 2.2 \cdot CE_{elettrica} = 2280.53 \frac{MWh}{anno} \quad (8.6)$$

Supponendo di dover soddisfare la medesima ET_{utenza} per mezzo di un sistema a caldaia e assumendo per quest'ultima un rendimento medio pari a $\eta_{caldaia} = 0.9$ si otterrebbe un $CE_{primaria}$ pari a:

$$(CE_{primaria})_{caldaia} = \frac{ET_{utenza}}{\eta_{caldaia}} = \frac{7168.60}{0.9} = 7965.12 \frac{MWh}{anno} \quad (8.7)$$

Nel caso, invece, in cui si facesse sempre riferimento a un sistema a caldaia e durante il periodo di riscaldamento si sfruttasse il calore residuo $(\sum q_{residuo})_{utile}$ inviandolo direttamente all'utenza si otterrebbe:

$$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}} = \frac{ET_{utenza} - (\sum q_{residuo})_{utile}}{\eta_{caldaia}} = \frac{7168.60 - 3022.18}{0.9} = 4607.13 \frac{MWh}{anno} \quad (8.8)$$

Dal confronto di (8.6) con (8.7) e (8.8) si può notare che il risparmio in termini di energia primaria è considerevole:

$$(CE_{primaria})_{caldaia} - (CE_{primaria})_{PDC} = 5684.59 \frac{MWh}{anno} \quad (8.9)$$

$$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}} - (CE_{primaria})_{PDC} = 2326.60 \frac{MWh}{anno} \quad (8.10)$$

Il risparmio di energia primaria è notevole anche qualora si prendessero come termine di paragone le caldaie a condensazione, il cui rendimento, rispetto al potere calorifico inferiore del combustibile utilizzato, è molto elevato ($\eta_{caldaia \text{ a condensazione}} = 105\%$):

$$(CE_{primaria})_{caldaia \text{ a condensazione}} = \frac{ET_{utenza}}{\eta_{caldaia \text{ a condensazione}}} = \frac{7168.60}{1.05} = 6827.24 \frac{MWh}{anno} \quad (8.11)$$

$$(CE_{primaria})_{caldaia \text{ a condensazione}+(q_{residuo})_{utile}} = \frac{ET_{utenza} - (\sum q_{residuo})_{utile}}{\eta_{caldaia \text{ a condensazione}}} = \frac{7168.60 - 3022.18}{1.05} = 3948.97 \frac{MWh}{anno} \quad (8.12)$$

$$(CE_{primaria})_{caldaia \text{ a condensazione}} - (CE_{primaria})_{PDC} = 4546.71 \frac{MWh}{anno} \quad (8.13)$$

$$(CE_{primaria})_{caldaia \text{ a condensazione}+(q_{residuo})_{utile}} - (CE_{primaria})_{PDC} = 1668.44 \frac{MWh}{anno} \quad (8.14)$$

Si può notare così, come sia molto conveniente dal punto di vista dell'energia primaria consumata l'utilizzo di un sistema a pompa di calore geotermica accoppiata a sonde geotermiche verticali a doppio tubo ad U.

8.1.1) Confronto tra il consumo di energia di una pompa di calore geotermica con COP=3 e con COP=4

Si supponga ora di essere nelle stesse condizioni analizzate precedentemente ma di avere una pompa di calore con coefficiente di prestazione minore, COP=3. In questo caso dalle relazioni di Tabella 7.11 si ottiene:

$$q_{utenza_{max}} = 9.0844 \cdot q_{residuo} = 9.0844 \cdot 700 = 6359.08 \text{ kW} \quad (8.15)$$

$$L_{totale\ sonde} = 125 \cdot q_{residuo} = 125 \cdot 700 = 87500 \text{ m} \quad (8.16)$$

Sulla base del profilo $q_{utenza}(\tau) = \frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*} \cdot q_{utenza_{max}}$ si può quindi calcolare l'energia termica di riscaldamento da fornire all'utenza in un anno:

$$(ET_{utenza})_{COP=3} = \sum_{\tau=1}^{8760} q_{utenza}(\tau) = 7664.71 \frac{MWh}{anno} \quad (8.17)$$

e il calore residuo che viene inviato direttamente all'utenza durante il periodo di riscaldamento:

$$(\sum q_{residuo})_{utile, COP=3} = 3066.5 \frac{MWh}{anno} \quad (8.18)$$

Il consumo di energia elettrica della pompa di calore geotermica è quindi:

$$(CE_{elettrica})_{COP=3} = \frac{(ET_{utenza})_{COP=3} - (\sum q_{residuo})_{utile, COP=3}}{COP} = \frac{7664.71 - 3066.47}{3} = 1532.75 \frac{MWh}{anno} \quad (8.19)$$

che in termini di consumo di energia primaria equivalgono a:

$$(CE_{primaria})_{COP=3} = 2.2 \cdot (CE_{elettrica})_{COP=3} = 3372.04 \frac{MWh}{anno} \quad (8.20)$$

Il vantaggio di utilizzare COP minore è quello di poter fornire all'utenza una potenza massima maggiore dal momento che:

$$(q_{utenza_{max}})_{COP=3} = 9.0844 \cdot q_{residuo} > 8.4964 \cdot q_{residuo} = (q_{utenza_{max}})_{COP=4} \quad (8.21)$$

Il perché a parità di $q_{residuo}$, per COP minori, si ottenga un rapporto $((q_{utenza_{max}})_{COP=3} > (q_{utenza_{max}})_{COP=4})$ è dovuto al fatto che, come già evidenziato nel §Paragrafo 7.1, al diminuire del

COP aumenta il rapporto $\frac{COP}{COP-1}$ (per COP=4 vale $\frac{COP}{COP-1} = 1.33$, mentre per COP=3 vale $\frac{COP}{COP-1} =$

1.5) e aumenta di conseguenza anche l'energia termica che viene fornita all'utenza $q_{utenza}(\tau) = q_0(\tau) \cdot \frac{COP}{COP-1}$.

Quindi a parità di $q_{residuo} = 700 \text{ kW}$, l'energia termica che si riesce a fornire attraverso la pompa di calore con COP=3 è, come visto, $(ET_{utenza})_{COP=3} = 7664.71 \frac{MWh}{anno}$, mentre nel caso in cui COP=4 (§Paragrafo 8.1) è $(ET_{utenza})_{COP=4} = 7168.60 \frac{MWh}{anno}$.

Volendo fare un confronto del consumo energetico nei due casi, e prendendo come riferimento l'energia termica all'utenza maggiore, ovvero quella del caso con COP=3 $(ET_{utenza})_{COP=3} = 7664.71 \frac{MWh}{anno}$, nel caso con COP=4 si avrà bisogno di un sistema di riscaldamento ausiliario che si faccia carico di:

$$(ET_{utenza})_{COP=3} - (ET_{utenza})_{COP=4} = 7664.71 - 7168.60 = 496.11 \frac{MWh}{anno} \quad (8.22)$$

Utilizzando per esempio un impianto a caldaia con $\eta_{caldaia} = 0.9$ si ottiene:

$$(CE_{primaria})_{caldaia \text{ ausiliaria}} = \frac{(ET_{utenza})_{COP=3} - (ET_{utenza})_{COP=4}}{\eta_{caldaia}} = \frac{496.11}{0.9} = 551.23 \frac{MWh}{anno} \quad (8.23)$$

Ne segue che, per fornire all'utenza un'energia termica pari $(ET_{utenza})_{COP=3} = 7664.71 \frac{MWh}{anno}$, attraverso una PDCG con COP=4, è richiesto un consumo di energia primaria pari a:

$$(CE_{primaria})_{COP=4} + (CE_{primaria})_{caldaia \text{ ausiliaria}} = 2280.53 + 551.23 = 2831.76 \frac{MWh}{anno} \quad (8.24)$$

Per la PDCG con COP=3 si aveva invece $(CE_{primaria})_{COP=3} = 3372.04 \frac{MWh}{anno}$ e di conseguenza, come ci si aspettava, si è visto che dal punto di vista energetico è comunque vantaggioso utilizzare una pompa di calore con efficienza maggiore

8.1.2) Confronto tra il consumo di energia di una pompa di calore geotermica utilizzando il primo e il secondo metodo di stoccaggio di calore

Si supponga ora di essere nelle stesse condizioni del primo caso analizzato (COP=4 e $t_{parete\ tubi_{min}}(\tau) = 4^{\circ}C$) ma che, per lo stoccaggio del calore al terreno, venga utilizzata la seconda modalità operativa descritta nel §Paragrafo 7.1.

In questo caso, facendo riferimento alla Tabella 7.10, si ottiene:

$$q_{utenza_{max}} = 9.6904 \cdot q_{residuo} = 9.6904 \cdot 700 = 6738.28 \text{ kW} \quad (8.25)$$

$$L_{totale\ sonde} = 139.2857 \cdot q_{residuo} = 139.2857 \cdot 700 = 97500 \text{ m} \quad (8.26)$$

Si calcola quindi dapprima il profilo $q_{utenza}(\tau) = \frac{q_{utenza}^*(\tau)}{q_{utenza_{max}}^*} \cdot q_{utenza_{max}}$ e poi:

$$(ET_{utenza})_{2^{\circ}metodo} = \sum_{\tau=1}^{8760} q_{utenza}(\tau) = 8176.00 \frac{MWh}{anno} \quad (8.27)$$

Dal confronto tra le relazioni (8.1) e (8.25), è possibile notare che $(q_{utenza_{max}})_{2^{\circ}metodo} = 6736.28 \text{ kW} > (q_{utenza_{max}})_{1^{\circ}metodo} = 5947.60 \text{ kW}$. Ciò è dovuto al fatto che, nel secondo metodo operativo, durante il periodo di riscaldamento l'energia termica residua $(\sum q_{residuo})_{utile}$ non viene inviata direttamente all'utenza ma viene fatta passare prima attraverso la pompa di calore, facendo sì che l'energia termica fornita all'utenza durante il periodo di riscaldamento sia $(\sum q_{residuo})_{utile} \cdot \frac{COP}{COP-1}$ e non semplicemente $(\sum q_{residuo})_{utile}$ come invece accade nel caso della prima modalità di stoccaggio.

Lo svantaggio della seconda modalità operativa, però, consiste nel fatto che, proprio perché il calore residuo prima di essere inviato all'utenza viene fatto passare attraverso la PDC, il consumo di energia della pompa di calore fa riferimento a tutta l'energia termica annuale richiesta dall'utenza in riscaldamento ET_{utenza} e non solamente a $ET_{utenza} - (\sum q_{residuo})_{utile}$ come nel primo metodo di stoccaggio, da cui:

$$(CE_{elettrica})_{2^{\circ}metodo} = \frac{(ET_{utenza})_{2^{\circ}metodo}}{COP} = \frac{8176.00}{4} = 2044.00 \frac{MWh}{anno} \quad (8.28)$$

che in termini di consumo di energia primaria è:

$$(CE_{primaria})_{2^\circ metodo} = 2.2 \cdot (CE_{elettrica})_{2^\circ metodo} = 4496.80 \frac{MWh}{anno} \quad (8.29)$$

Usando il primo metodo operativo si riusciva a soddisfare $(ET_{utenza})_{1^\circ metodo} = 7168.60 \frac{MWh}{anno}$ con

un consumo di $(CE_{primaria})_{1^\circ metodo} = 2280.53 \frac{MWh}{anno}$.

Per arrivare alla $(ET_{utenza})_{2^\circ metodo} = 8176.00 \frac{MWh}{anno}$ si ha bisogno di un sistema di riscaldamento ausiliario che permetta di soddisfare la differenza:

$$(ET_{utenza})_{2^\circ metodo} - (ET_{utenza})_{1^\circ metodo} = 8176.00 - 7168.60 = 1007.40 \frac{MWh}{anno} \quad (8.30)$$

Utilizzando per esempio una caldaia con $\eta_{caldaia} = 0.9$ si avrà:

$$(CE_{primaria})_{caldaia\ ausiliaria} = \frac{(ET_{utenza})_{2^\circ metodo} - (ET_{utenza})_{1^\circ metodo}}{\eta_{caldaia}} = \frac{1007.40}{0.9} = 1119.33 \frac{MWh}{anno} \quad (8.31)$$

Da cui:

$$(CE_{primaria})_{1^\circ metodo} + (CE_{primaria})_{caldaia\ ausiliaria} = 2280.53 + 1119.33 = 3399.86 \frac{MWh}{anno} \quad (8.32)$$

Quindi, a parità di energia termica fornita all'utenza ($(ET_{utenza})_{2^\circ metodo} = 8176.00 \frac{MWh}{anno}$),

utilizzando il primo metodo di stoccaggio si ha un consumo di energia primaria di $3399.86 \frac{MWh}{anno}$

(equazione (8.32)) mentre utilizzando il secondo metodo di stoccaggio si è determinato un consumo

energetico di $4496.80 \frac{MWh}{anno}$ (equazione (8.29)). Dall'osservazione appena fatta, si evince, quindi,

come dal punto di vista del consumo energetico, il primo metodo di stoccaggio sia chiaramente

migliore rispetto al secondo in quanto permette di ottenere un risparmio energetico di $1096.94 \frac{MWh}{anno}$.

8.2) Calcolo della potenza della pompa di circolazione del sistema idraulico

Nel paragrafo precedente si è calcolato il consumo di energia primaria dell'impianto a pompa di calore geotermica e lo si è confrontato con il consumo di energia primaria di un impianto di riscaldamento a caldaia. Di seguito verrà preso in esame anche il consumo di energia primaria della pompa idraulica di circolazione che è a servizio del circuito idraulico lato sonde.

La pompa idraulica da accoppiare all'impianto di sonde geotermiche viene scelta sulla base della portata di fluido termovettore che fluisce all'interno delle sonde e della caratteristica resistente dell'impianto. La caratteristica resistente rappresenta l'energia da fornire al fluido per compiere l'intero percorso delle sonde geotermiche.

Ora, dato che il circuito geotermico è del tipo chiuso e che il circuito presenta un tratto di discesa e un tratto di salita, la caratteristica resistente dell'impianto è data dalla sola somma delle perdite di carico continue e localizzate. Le perdite di carico continue costituiscono la resistenza al deflusso che trova il fluido nel contatto con le pareti della tubazione, e sono quantificabili con l'espressione di Darcy-Weisbach:

$$\Delta p_c = \sum_j \left(f \cdot \frac{l_j}{D_i} \cdot \rho_{fluido} \cdot \frac{u_{fluido}^2}{2} \right) \quad (8.33)$$

dove l_i è la lunghezza dell' i -esimo tratto rettilineo di tubazione, D_i è il diametro interno della tubo, ρ_{fluido} e u_{fluido} sono rispettivamente la densità e la velocità del fluido che scorre all'interno delle tubazioni e f è il fattore d'attrito che si può ricavare per mezzo del diagramma di Moody (Figura 8.1) in funzione della rugosità relativa $\left(\frac{\varepsilon}{D_i}\right)$ della superficie interna della tubazione e del numero di

Reynolds:

$$Re = \frac{D_i \cdot \rho_{fluido} \cdot u_{fluido}}{\mu_{fluido}} \quad (8.34)$$

dove μ_{fluido} è la viscosità dinamica del fluido termovettore.

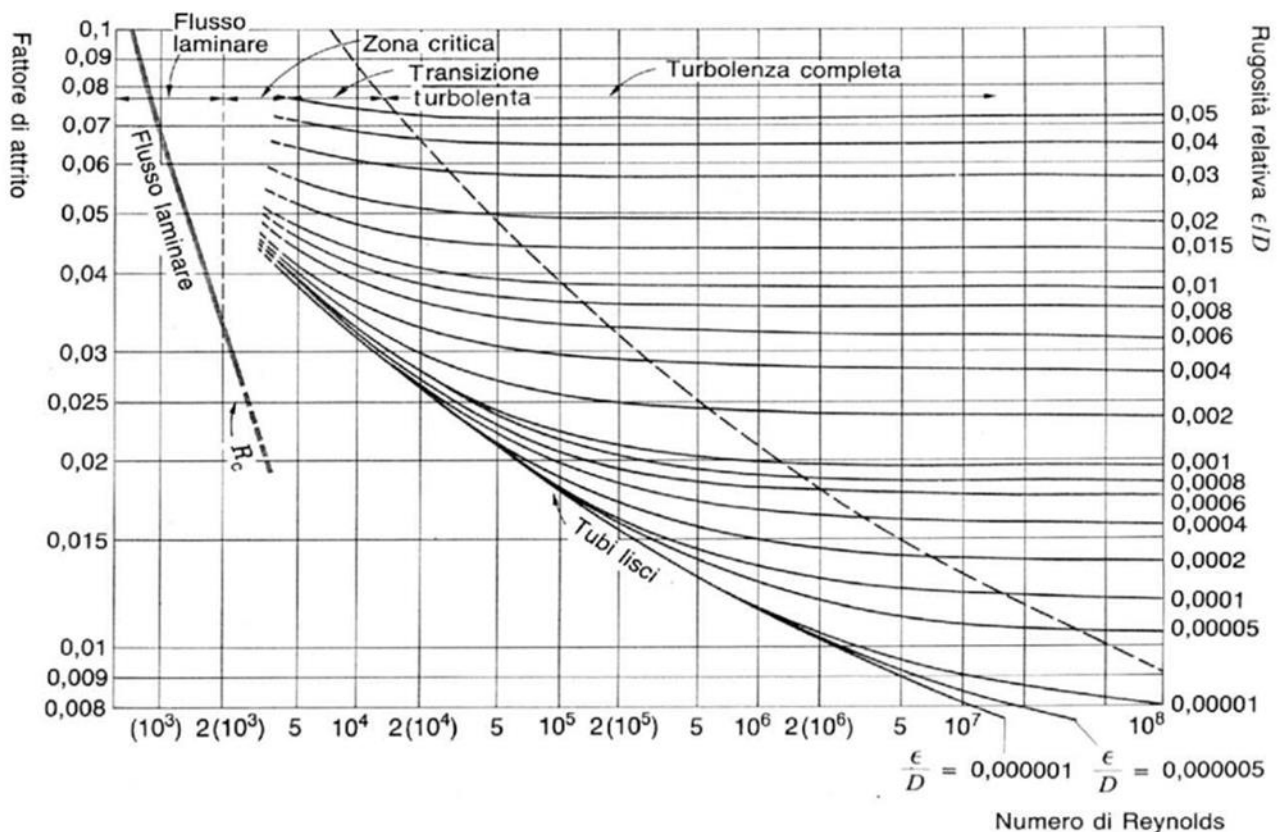


Figura 8.1 Diagramma di Moody

Le perdite di carico localizzate sono dovute agli attriti imputabili ai singoli componenti del circuito idraulico (gomiti, curve, valvole) e sono esprimibili ciascuna come:

$$\Delta p_l = \sum_k \xi_k \cdot \frac{u_{fluido}^2}{2g} \quad (8.35)$$

dove ξ_k è il coefficiente caratteristico del k-esimo componente.

La pompa idraulica dovrà quindi fornire una prevalenza sufficiente a sopperire a tutte le perdite di carico, continue e localizzate:

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_c + \Delta p_l \quad (8.36)$$

Quindi, facendo riferimento ad un campo di sonde collegate tra loro in parallelo, la pompa idraulica dovrà farsi carico della prevalenza relativa ad un singolo tubo (dal momento che il collegamento tra le sonde e tra i due tubi all'interno di ciascuna sonda è appunto in parallelo) e della portata di massa relativa all'intero campo di sonde.

La potenza della pompa idraulica $P_{pompa\ idraulica}$ che va ad asservire il circuito lato sonde sarà quindi:

$$P_{pompa\ idraulica} = \frac{\dot{m}_{campo\ sonda} \frac{(\Delta p_{tot})_{1tubo}}{\rho_{fluido}}}{\eta_{pompa\ idraulica}} \quad (8.37)$$

dove $\dot{m}_{campo\ sonda}$ è la portata di massa del fluido termovettore che fluisce nelle sonde, $(\Delta p_{tot})_{1tubo}$ sono le perdite di carico relative ad un singolo tubo e $\eta_{pompa\ idraulica}$ è il rendimento della pompa idraulica.

Ora, la portata di massa che fluisce nell'intero campo sonde è data dal prodotto tra la portata di massa che circola all'interno di una singola sonda per il numero di sonde del circuito:

$$\dot{m}_{campo\ sonda} = n_{sonde} \cdot \dot{m}_{1sonda} \quad (8.38)$$

In particolare, la portata di massa che circola all'interno di una sonda geotermica a doppio tubo ad U è pari a :

$$\dot{m}_{1sonda} = 2 \cdot \rho_{fluido} \cdot [(\pi \cdot D_i^2) \cdot u_{fluido}] \quad (8.39)$$

dove il termine 2 tiene conto del fatto che si stanno considerando sonde con doppio tubo ad U.

Dalle relazioni (8.37) e (8.38) ne segue che:

$$P_{pompa\ idraulica} = \frac{\dot{m}_{campo\ sonda} \frac{(\Delta p_{tot})_{1tubo}}{\rho_{fluido}}}{\eta_{pompa\ idraulica}} = \frac{n_{sonde} \cdot \dot{m}_{1sonda} \frac{(\Delta p_{tot})_{1tubo}}{\rho_{fluido}}}{\eta_{pompa\ idraulica}} = n_{sonde} \cdot (P_{pompa\ idraulica})_{1sonda} \quad (8.40)$$

dove $(P_{pompa\ idraulica})_{1sonda}$ è la potenza della pompa idraulica nel caso in cui il circuito geotermico sia costituito da un'unica sonda. Di conseguenza è sufficiente calcolare la potenza della pompa idraulica nel caso in cui il circuito a terreno sia costituito da un'unica sonda e poi moltiplicare per il numero di sonde di cui è costituito effettivamente il sistema.

Nel prosieguo dell'analisi si farà riferimento ad acqua come fluido termovettore in analogia a quanto fatto nel §Paragrafo 8.1, le cui proprietà termofisiche, insieme alle caratteristiche geometriche delle sonde verticali a doppio tubo ad U, sono le stesse presentate in Tabella 5.3 e riassunte di seguito in Tabella 8.1.

Tabella 8.1 Caratteristiche termofisiche del fluido e caratteristiche geometriche delle sonde

Calore Specifico del fluido $c_{p_{fluido}}$ [J/(kg K)]	4186
Conducibilità termica del fluido λ_{fluido} [W/(m K)]	0.60
Viscosità dinamica del fluido μ_{fluido} [kg/(m·s)]	0.0014
Densità del fluido ρ_{fluido} [kg/m ³]	1000
Diametro Interno tubo D_i [mm]	26
Diametro Esterno tubo D_e [mm]	32
Rugosità della superficie interna dei tubi ε_{tubi} [mm]	0.02
Interasse dei tubi in cui scorre il fluido [m]	0.0826
Diametro esterno della SGV D_{sgv} [m]	0.14
Lunghezza della SGV L_{sgv} [m]	100
Interasse tra le sonde [m]	7
Tipo connessione delle sonde	in parallelo

Oltre ai dati di Tabella 8.1, per il calcolo di $(P_{pompa\ idraulica})_{1sonda}$, un parametro fondamentale è la velocità del fluido termovettore perché determina sia le perdite di carico che la portata di massa nel circuito.

Bisogna quindi effettuare una scelta adeguata di u_{fluido} . A tal proposito si cerca qual è il valore di u_{fluido} tale che da un lato la potenza idraulica della pompa idraulica, che serve un'unica SGV a doppio tubo ad U di 100 m di profondità, sia inferiore a 50 W, $(P_{pompa\ idraulica})_{1sonda} \leq 50\ W$, in modo che il consumo energetico della pompa idraulica non vada a pesare troppo sul consumo energetico totale dell'impianto geotermico, e dall'altro che il regime di moto dell'acqua che fluisce nelle sonde non sia di tipo laminare (si vuole $Re > 2000$).

Nel §Paragrafo 7.6 si riferiva che valori opportuni della velocità dell'acqua sono quelli compresi tra $0.2 \frac{m}{s} < u_{fluido} < 0.4 \frac{m}{s}$. Si faccia quindi riferimento a una velocità di $u_{fluido} = 0.3 \frac{m}{s}$ come velocità di primo tentativo per determinare $(P_{pompa\ idraulica})_{1sonda}$.

Per $u_{fluido} = 0.3 \frac{m}{s}$, sulla base dei dati riportati in Tabella 8.1, si ottiene $Re = 5577$ e $\dot{m}_{1sonda} = 1.276 \frac{kg}{s}$. Inoltre, sulla base di $Re = 5577$ e di $\frac{\epsilon}{D_i} = 0.00077 \sim 0.001$, dal diagramma di Moody (Figura 8.1) si ottiene un fattore di attrito $f = 0.04$.

A questo punto, attraverso l'equazione (8.33), si possono calcolare le perdite di carico continue tenendo conto che le sonde sono lunghe $L_{sonda} = 100 m$ e i tratti rettilinei sono due, quello di discesa e quello di risalita. Si ottiene così:

$$\Delta p_c = f \cdot \frac{2 \cdot L_{sonda}}{D_i} \cdot \rho_{fluido} \cdot \frac{u_{fluido}^2}{2} = 0.04 \cdot \frac{2 \cdot 100}{0.026} \cdot 1000 \cdot \frac{(0.3)^2}{2} = 13860 Pa \quad (8.41)$$

Incrementando tali perdite distribuite del 50% per tenere conto anche delle varie perdite concentrate (per esempio la curva ad U e le perdite nel collettore), si ha una totale caratteristica resistente dell'impianto pari a $\Delta p_{tot} = 20790 Pa$.

Di conseguenza, assumendo un rendimento medio di $\eta_{pompa} = 0.7$, la potenza della pompa idraulica che va ad asservire un circuito costituito da un'unica sonda vale:

$$(P_{pompa idraulica})_{1sonda} = \frac{\dot{m}_{1sonda} \cdot \frac{(\Delta p_{tot})_{1sonda}}{\rho_{fluido}}}{\eta_{pompa}} = \frac{1.276 \cdot \frac{20790}{1000}}{0.7} = 37.84 W \quad (8.42)$$

Assumendo di mantenere costante il fattore di attrito pari a $f = 0.04$ e per $\eta_{pompa} = 0.7$, in Tabella 8.2 viene riportata la potenza della pompa idraulica che va ad asservire un'unica sonda al variare della velocità dell'acqua all'interno delle sonde.

Tabella 8.2 Potenza della pompa idraulica che va ad asservire un'unica sonda al variare della velocità dell'acqua all'interno delle sonde

		Δp_c [Pa]	Δp_{tot} [Pa]	$(P_{pompa idraulica})_{1sonda}$ [W]
u_{fluido} [m/s]	0.01	15.4	23.1	0.0014
	0.05	385	577.5	0.1752
	0.10	1540	2310	1.40
	0.20	6160	9240	11.21
	0.30	13860	20790	37.84
	0.40	24640	36960	89.71
	0.50	38500	57750	175.21
	0.60	55440	83160	302.76
	0.70	75460	113190	480.77

Dalla Tabella 8.2 si può vedere che velocità dell'acqua di $0.2-0.3 \frac{m}{s}$ costituiscono una buona scelta per mantenere $(P_{pompa\ idraulica})_{1sonda} \leq 50\ W$ e per rispettare le condizioni a cui si è fatto riferimento nel §Paragrafo 7.6.

A questo punto facendo riferimento a $u_{fluido} = 0.3 \frac{m}{s}$ la potenza della pompa idraulica accoppiata al campo di 875 sonde sarà pari a:

$$P_{pompa\ idraulica} = n_{sonde} \cdot (P_{pompa\ idraulica})_{1sonda} = 33.11\ kW \quad (8.43)$$

Ora, dal momento che l'impianto geotermico è in funzione di continuo (8760 ore all'anno) visto che in riscaldamento fornisce l'energia termica all'utenza e nel restante periodo dell'anno accumula il calore residuo al terreno, anche la pompa idraulica funzionerà in maniera continua durante tutto l'anno; si può quindi calcolare il consumo di energia elettrica della pompa idraulica:

$$(CE_{elettrica})_{pompa\ idraulica} = 290.08 \frac{MWh}{anno} \quad (8.44)$$

e quindi quello di energia primaria:

$$(CE_{primaria})_{pompa\ idraulica} = 638.18 \frac{MWh}{anno} \quad (8.45)$$

A questo punto si ritorni all'analisi effettuata al §Paragrafo 8.1. Si è visto che per $COP=4$ e $t_{parete\ tubi_{min}}(\tau) = 4^{\circ}C$ si ottiene $q_{utenza_{max}} = 5947.50\ kW$, $L_{totale\ sonde} = 87500\ m$, $n_{sonde} = 875$ e $ET_{utenza} = 7168.60 \frac{MWh}{anno}$. Il relativo consumo di energia primaria da parte della pompa di calore geotermica è quindi:

$$(CE_{primaria}^*)_{PDC} = 2280.53 \frac{MWh}{anno} \quad (8.46)$$

dove l'asterisco sta ad indicare che il consumo di energia primaria è relativo alla sola pompa di calore.

Il consumo di energia primaria del sistema a pompa di calore geotermica, tenendo conto anche dei consumi energetici dovuti alla pompa idraulica, è quindi:

$$(CE_{primaria})_{PDC} = (CE_{primaria}^*)_{PDC} + (CE_{primaria})_{pompa\ idraulica} = 2918.71 \frac{MWh}{anno} \quad (8.47)$$

Confrontando questo valore con il consumo di energia primaria di un sistema a caldaia (equazioni (8.7) e (8.8)), si ottiene, ancora una volta, un notevole risparmio di energia:

$$(CE_{primaria})_{caldaia} - (CE_{primaria})_{PDC} = 5046.11 \frac{MWh}{anno} \quad (8.48)$$

$$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}} - (CE_{primaria})_{PDC} = 1688.42 \frac{MWh}{anno} \quad (8.49)$$

8.3) Considerazioni relative al consumo energetico in funzione della tipologia di edificio

Nel paragrafo precedente, si è visto come l'utilizzo di una pompa di calore accoppiata a un sistema di scambiatori di calore al terreno che permetta di accumulare calore di scarto nel sottosuolo consenta di realizzare un interessante risparmio in termini di consumo di energia primaria.

In particolare, facendo riferimento al profilo di richiesta di energia termica di Figura 7.32, la relazione (8.49) riporta qual è il risparmio, in termini di consumo energetico, ottenuto con lo stoccaggio di calore residuo al terreno per mezzo di un sistema di scambiatori di calore geotermici rispetto al caso in cui si utilizzi solo la quota parte di calore di scarto che è possibile impiegare in maniera diretta ai fini del riscaldamento delle utenze durante il periodo freddo. Considerazioni sul consumo energetico valide per i profili di richiesta termica in riscaldamento per ciascuna delle 4 tipologie di edificio esaminate al §Paragrafo 7.4, sono riportate in Tabella 8.3.

Tabella 8.3 Consumo energetico per i profili di richiesta termica in riscaldamento per ciascuna delle 4 tipologie di edificio esaminate al §Paragrafo 7.4

		$q_{utenza,max}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{PDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}} - (CE_{primaria})_{PDC}$ [MWh] [anno]	
edificio	non isolato	discontinuo	6536.60	7424.12	2255.74	3469.84	5742.65	2272.80
		continuo	3523.10	7076.67	3297.91	2553.85	4198.62	1644.77
	isolato	discontinuo	11348.10	7673.61	1507.17	4450.54	6851.59	2401.05
		continuo	7463.00	7467.68	2125.07	3863.24	5936.24	2073.00
profilo somma			5947.50	7168.60	3022.18	2918.71	4607.12	1688.42

Dalla Tabella 8.3 si può vedere che a parità di calore residuo ($q_{residuo} = 700 \text{ kW}$) il risparmio di consumo energetico $(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}} - (CE_{primaria})_{PDC}$ è maggiore nel caso si facesse riferimento a edifici isolati termicamente. Inoltre si può notare che tale risparmio energetico è maggiore per gli edifici con funzionamento discontinuo dell'impianto di riscaldamento perché è minore la quota parte di energia residua che può essere inviata in maniera diretta all'utenza.

9) ANALISI ECONOMICHE

Nel capitolo precedente si è visto come l'utilizzo della pompa di calore accoppiata al campo di sonde geotermiche sia vantaggioso dal punto di vista del consumo di energia primaria.

Di seguito verrà effettuata un'analisi di tipo economico, tenendo conto dei costi dell'energia primaria consumata, del costo di investimento per realizzare l'impianto geotermico e dell' eventuale costo di acquisizione dell'energia residua.

9.1) Considerazioni riguardo ai costi dell'energia primaria consumata e dei tempi di recupero dell'investimento iniziale

Nel §Capitolo 8 si è visto che, facendo riferimento al profilo di richiesta termica in riscaldamento di Figura 7.32 caratteristico di una generica area urbana , avendo a disposizione una potenza residua di 700 kW e assumendo che la pompa di calore abbia un COP=4, se si utilizza il primo metodo di stoccaggio e volendo usare acqua come fluido termovettore ($t_{parete\ tubi_{min}}(\tau) = 4^{\circ}C$) si ottiene

$$q_{utenza_{max}} = 5947.5 \text{ kW}, L_{totale\ sonde} = 87500 \text{ m}, n_{sonde} = 875 \text{ e } ET_{utenza} = 7168.60 \frac{MWh}{anno}.$$

Per quanto riguarda il consumo di energia primaria, tenendo conto anche della potenza degli organi

ausiliari si è ricavato $(CE_{primaria})_{PDC} = 2919.01 \frac{MWh}{anno}$, a fronte di $(CE_{primaria})_{caldaia} =$

$7965.12 \frac{MWh}{anno}$ e $(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}} = 4607.13 \frac{MWh}{anno}$ che fanno riferimento a un

sistema a caldaia di rendimento $\eta_{caldaia} = 0.9$, rispettivamente senza e con sfruttamento del

$(\sum q_{residuo})_{utile}$.

Ora assumendo il costo medio dell'energia primaria pari a $costo_{energia\ primaria} = 0.12 \frac{\text{€}}{kWh}$ si

ottiene:

$$(costo_{energia\ primaria})_{PDC} = 350244.61 \frac{\text{€}}{anno} \quad (9.1)$$

$$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia} = 955813.83 \frac{\text{€}}{\text{anno}} \quad (9.2)$$

$$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}} = 552856.02 \frac{\text{€}}{\text{anno}} \quad (9.3)$$

Si faccia riferimento in particolare ai valori (9.1) e (9.3). Dal loro confronto, si osserva che utilizzando la pompa di calore si ottiene un risparmio in termini di costi di esercizio pari a:

$$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}} - (costo_{energia\ primaria})_{PDC} = 202611.41 \frac{\text{€}}{\text{anno}} \quad (9.4)$$

Per quanto riguarda, invece, i costi di investimento da sostenere per realizzare l'impianto geotermico, assumendo un costo delle sonde geotermiche verticali di 45 euro al metro di sonda

$costo_{sgv} = 45 \frac{\text{€}}{\text{m}}$ (De Carli [23]) si ottiene che il costo del campo di sonde risulta essere pari a:

$$costo_{campo\ sonde} = L_{totale\ sonde} \cdot costo_{sgv} = 3937500 \text{ €} \quad (9.5)$$

Ora per ottenere il costo dell'intero impianto geotermico (costituito oltre che dal campo di sonde geotermiche anche dalla pompa di calore geotermica, dai circuiti secondari, dalla pompa idraulica di circolazione), si aumenti del 25% il costo relativo al solo scambiatore al terreno, da cui:

$$costo_{impianto\ geotermico} = 4921875 \text{ €} \quad (9.6)$$

A questo punto si può valutare dopo quanti anni si rientrerà dell'investimento iniziale relativo all'impianto geotermico rispetto all'utilizzo di un impianto classico a caldaia con sfruttamento di $(\sum q_{residuo})_{utile}$ attraverso la relazione seguente:

$$\frac{costo_{impianto\ geotermico}}{(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}} - (costo_{energia\ primaria})_{PDC}} = 24.29 \text{ anni} \quad (9.7)$$

Dalla relazione (9.7) si può, quindi, notare che il tempo di recupero dell'investimento per la realizzazione dell'impianto risulta essere abbastanza elevato (circa 24 anni). Se si considera però che i sistemi a PDCG sono impianti che garantiscono un funzionamento affidabile superiore ai 50 anni, con bassi costi di manutenzione e con basse emissioni di inquinanti, si può concludere che la convenienza economica di tali sistemi è comunque rilevante.

9.2) Considerazioni riguardo ai costi dell'energia primaria consumata e dei tempi di recupero dell'investimento iniziale considerando un eventuale costo di acquisizione dell'energia residua

Ci si ponga nelle stesse condizioni analizzate al §Paragrafo 9.1. Si supponga, però, che la potenza termica residua $q_{residua}$ non sia disponibile in maniera gratuita, ma che debba essere acquistata, per esempio, ad un quarto del costo dell'energia primaria, $costo_{energia\ residua} = 0.03 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$.

Sulla base di questa considerazione i costi di esercizio dell'impianto a pompa di calore geotermica e di quello a caldaia risultano in questo caso:

$$(costo_{energia\ primaria})_{PDC} + costo_{energia\ residua} \cdot \sum_{\tau=1}^{8760} q_{residua}(\tau) = 534204.61 \frac{\text{€}}{\text{anno}} \quad (9.8)$$

$$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}} + costo_{energia\ residua} \cdot (\sum q_{residuo})_{utile} = 643521.53 \frac{\text{€}}{\text{anno}} \quad (9.9)$$

L'utilizzo della pompa di calore comporta, quindi, un risparmio in termini di costi di esercizio di $109316.92 \frac{\text{€}}{\text{anno}}$. Il tempo necessario per il recupero dell'investimento, in questo caso, risulta essere, quindi, più alto e pari a 45 anni. Ne deriva il fatto che, qualora l'energia termica di scarto dovesse essere acquistata, la convenienza economica dell'impianto potrebbe essere compromessa a causa dei tempi di recupero elevati che potrebbero scoraggiare l'investimento stesso.

9.3) Considerazioni di carattere economico in funzione della tipologia di edificio

Nelle Tabelle 9.1 e 9.2 si riportano i costi di energia primaria per il sistema a PDCG accoppiato agli scambiatori di calore al terreno, che permettono di realizzare un accumulo del calore residuo nel sottosuolo, e per un sistema a caldaia che sfrutta solamente la quota parte del calore di scarto che è possibile inviare direttamente alle utenze quando ne hanno necessità, per ciascuna tipologia di edificio esaminata al §Paragrafo 7.4, rispettivamente nel caso in cui si possa usufruire in maniera

gratuita del calore residuo e nel caso, invece, in cui debba essere acquistato per esempio a un quarto del prezzo dell'energia primaria.

Tabella 9.1 Costi di esercizio dell'impianto a PDCG e di un impianto a caldaia e tempo necessario per il recupero dell'investimento iniziale per una potenza termica residua di 700 kW, assumendo che quest'ultima sia disponibile in maniera libera

			$costo_{\text{impianto geotermico}}$ [€]	$(costo_{\text{energia primaria}})_{PDC}$ [$\frac{\text{€}}{\text{anno}}$]	$(costo_{\text{energia primaria}})_{\text{caldaia}+(q_{\text{residuo}})_{\text{utile}}}$ [$\frac{\text{€}}{\text{anno}}$]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico rispetto alla caldaia + $(q_{\text{residuo}})_{\text{utile}}$
edificio	non isolato	discontinuo	4837494.38	416381.19	689117.42	17.74
		continuo	3667497.75	306461.99	503834.94	18.58
	isolato	discontinuo	8167499.94	534065.08	822191.06	28.35
		continuo	7132500.11	463589.23	712348.67	28.67
profilo somma			4921875.00	350244.61	552856.02	24.29

Tabella 9.2 Costi di esercizio dell'impianto a PDCG e di un impianto a caldaia e tempo necessario per il recupero dell'investimento iniziale per una potenza termica residua di 700 kW, assumendo che quest'ultima debba essere acquisito ad un quarto del costo dell'energia primaria

			$costo_{\text{impianto geotermico}}$ [€]	$(costo_{\text{energia primaria}})_{PDC}$ [$\frac{\text{€}}{\text{anno}}$]	$(costo_{\text{energia primaria}})_{\text{caldaia}+(q_{\text{residuo}})_{\text{utile}}}$ [$\frac{\text{€}}{\text{anno}}$]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico rispetto alla caldaia + $(q_{\text{residuo}})_{\text{utile}}$
edificio	non isolato	discontinuo	4837494.38	600341.19	756789.58	30.92
		continuo	3667497.75	490421.99	602772.14	32.64
	isolato	discontinuo	8167499.94	718025.08	867406.26	54.68
		continuo	7132500.11	647549.23	776100.69	55.48
profilo somma			4921875.00	534204.61	643521.53	45.02

Nel §Paragrafo 8.3 si è visto che a parità di calore residuo ($q_{\text{residuo}} = 700 \text{ kW}$) è possibile soddisfare una potenza termica maggiore, e quindi un numero più elevato di edifici, facendo riferimento a utenze dotate di isolamento termico. D'altra parte però, si è visto, anche, che è necessario impiegare un numero più elevato di sonde geotermiche, che comportano, quindi, maggiori costi d'investimento iniziali per la realizzazione dell'impianto geotermico.

Sulla base di queste considerazioni, dalle Tabelle 9.1 e 9.2, si può, quindi, notare come, nonostante per gli edifici isolati termicamente si riesca ad ottenere un risparmio in termini di consumo di energia primaria maggiore, e quindi un più alto risparmio in termini di costi di esercizio dell'impianto, i tempi di recupero dell'investimento risultano essere maggiori.

10) TABELLE RIASSUNTIVE

Nelle tabelle che seguono sono riassunte le considerazioni di carattere energetico ed economico viste nel Capitolo 8 e nel Capitolo 9 sia per il profilo di richiesta di energia termica in riscaldamento del §Paragrafo 7.5, sia per ciascuno dei profili relativi alle quattro tipologie di edifici analizzati al §Paragrafo 7.4, dapprima per $q_{residuo} = 700 \text{ kW}$ e poi per altre taglie di potenza termica residua ($q_{residuo} = 50 \text{ kW}, 100 \text{ kW}, 150 \text{ kW}, 200 \text{ kW}, 300 \text{ kW}, 400 \text{ kW}, 500 \text{ kW}, 600 \text{ kW}, 800 \text{ kW}, 900 \text{ kW}, 1000 \text{ kW}, 1500 \text{ kW}$). Si ricordi che tali considerazioni fanno riferimento a sonde geotermiche verticali a doppio tubo ad U (Tabella 7.2), ad acqua come fluido termovettore, a una pompa di calore di COP=4 e alla prima modalità di stoccaggio di calore al terreno descritta nel §Paragrafo 7.1.

Tabella 10.1 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 700 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonda}$ [m]	$q_{utenza,max}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}$ utile [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{PDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	86000	6536.60	7424.12	2255.74	3469.84	8249.02	5742.65
		continuo	65200	3523.10	7076.67	3297.91	2553.85	7862.96	4198.62
	isolato	discontinuo	145200	11348.10	7673.61	1507.17	4450.54	8526.23	6851.59
		continuo	126800	7463.00	7467.68	2125.07	3863.24	8297.43	5936.24
profilo somma			87500	5947.50	7168.60	3022.18	2918.71	7965.12	4607.13

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	4837494.38	416381.19	989882.56	689117.42	8.44	17.74
		continuo	3667497.75	306461.99	943555.80	503834.94	5.76	18.58
	isolato	discontinuo	8167499.94	534065.08	1023147.49	822191.06	16.70	28.35
		continuo	7132500.11	463589.23	995691.02	712348.67	13.40	28.67
profilo somma			4921875.00	350244.61	955813.83	552856.02	8.13	24.29

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	4837494.38	600341.19	989882.56	756789.58	12.42	30.92
		continuo	3667497.75	490421.99	943555.80	602772.14	8.09	32.64
	isolato	discontinuo	8167499.94	718025.08	1023147.49	867406.26	26.77	54.68
		continuo	7132500.11	647549.23	995691.02	776100.69	20.49	55.48
profilo somma			4921875.00	534204.61	955813.83	643521.53	11.67	45.02

Tabella 10.2 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 50 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonda}$ [m]	$q_{utenza,max}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}$ _{utile} [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{pDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	6143	466.90	530.29	161.12	247.53	589.22	410.19
		continuo	4657	251.65	505.48	235.56	182.73	561.64	299.90
	isolato	discontinuo	10372	810.58	548.11	107.66	318.10	609.02	489.40
		continuo	9057	533.07	533.41	151.79	276.26	592.67	424.02
profilo somma			6250	424.82	512.04	215.87	208.84	568.94	329.08

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{pDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	345535.31	29704.00	70705.90	49222.67	8.43	17.70
		continuo	261964.13	21927.65	67396.84	35988.21	5.76	18.63
	isolato	discontinuo	583392.85	38172.51	73081.96	58727.93	16.71	28.38
		continuo	509464.29	33151.03	71120.79	50882.05	13.42	28.73
profilo somma			351562.50	25061.23	68272.42	39489.72	8.14	24.37

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{pDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	345535.31	42844.00	70705.90	54056.40	12.40	30.82
		continuo	261964.13	35067.65	67396.84	43055.15	8.10	32.80
	isolato	discontinuo	583392.85	51312.51	73081.96	61957.59	26.80	54.80
		continuo	509464.29	46291.03	71120.79	55435.76	20.52	55.71
profilo somma			351562.50	38201.23	68272.42	45965.82	11.69	45.28

Tabella 10.3 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 100 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonda}$ [m]	$q_{utenza,max}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}^{utile}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{PDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})^{utile}}$ [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	12286	933.80	1060.59	322.25	495.80	1178.43	820.38
		continuo	9314	503.30	1010.95	471.13	364.73	1123.28	599.80
	isolato	discontinuo	20743	1621.16	1096.23	215.31	635.48	1218.03	978.80
		continuo	18114	1066.14	1066.81	303.58	551.79	1185.35	848.03
profilo somma			12500	849.64	1024.09	431.74	416.96	1137.87	658.16

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})^{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})^{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	691070.63	59495.53	141411.79	98445.35	8.44	17.74
		continuo	523928.25	43767.78	134793.69	71976.42	5.76	18.57
	isolato	discontinuo	1166785.71	76257.50	146163.93	117455.87	16.69	28.32
		continuo	1018928.59	66214.53	142241.57	101764.10	13.40	28.66
profilo somma			703125.00	50034.94	136544.83	78979.43	8.13	24.29

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})^{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})^{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	691070.63	85775.53	141411.79	108112.80	12.42	30.94
		continuo	523928.25	70047.78	134793.69	86110.31	8.09	32.62
	isolato	discontinuo	1166785.71	102537.50	146163.93	123915.18	26.74	54.58
		continuo	1018928.59	92494.53	142241.57	110871.53	20.48	55.45
profilo somma			703125.00	76314.94	136544.83	91931.65	11.67	45.02

Tabella 10.4 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 150 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonda}$ [m]	$q_{utenza_{max}}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}$ utile [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{pDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	18429	1400.70	1590.88	483.37	743.33	1767.65	1230.57
		continuo	13971	754.95	1516.43	706.69	547.46	1684.92	899.71
	isolato	discontinuo	31114	2431.74	1644.34	322.97	953.58	1827.05	1468.20
		continuo	27171	1599.21	1600.22	455.37	828.05	1778.02	1272.05
profilo somma			18750	1274.46	1536.13	647.61	625.80	1706.81	987.24

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{pDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	1036605.94	89199.53	212117.69	147668.02	8.43	17.73
		continuo	785892.38	65695.43	202190.53	107964.63	5.76	18.59
	isolato	discontinuo	1750178.56	114430.01	219245.89	176183.80	16.70	28.34
		continuo	1528392.88	99365.55	213362.36	152646.14	13.41	28.69
profilo somma			1054687.50	75096.18	204817.25	118469.15	8.13	24.32

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{pDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	1036605.94	128619.53	212117.69	162169.19	12.41	30.90
		continuo	785892.38	105115.43	202190.53	129165.46	8.10	32.68
	isolato	discontinuo	1750178.56	114434.51	219245.89	185872.77	26.76	54.65
		continuo	1528392.88	138785.55	213362.36	166307.29	20.49	55.53
profilo somma			1054687.50	114516.18	204817.25	137897.47	11.68	45.11

Tabella 10.5 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 200 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonde}$ [m]	$q_{utenza,max}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}$ _{utile} [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{PDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	24571	1867.60	2121.18	644.50	991.59	2356.86	1640.76
		continuo	18629	1006.60	2021.91	942.26	729.46	2246.56	1199.61
	isolato	discontinuo	41486	3242.31	2192.46	430.62	1271.69	2436.07	1957.60
		continuo	36229	2132.29	2133.62	607.16	1103.58	2370.69	1696.07
profilo somma			25000	1699.29	2048.17	863.48	833.92	2275.75	1316.32

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	1382141.25	118991.06	282823.59	196890.69	8.44	17.74
		continuo	1047856.50	87535.56	269587.37	143952.84	5.76	18.57
	isolato	discontinuo	2333571.41	152602.52	292327.86	234911.73	16.70	28.35
		continuo	2037857.18	132429.06	284483.15	203528.19	13.40	28.66
profilo somma			1406250.00	100069.89	273089.66	157958.86	8.13	24.29

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	1382141.25	171551.06	282823.59	216225.59	12.42	30.94
		continuo	1047856.50	140095.56	269587.37	172220.61	8.09	32.62
	isolato	discontinuo	2333571.41	152608.52	292327.86	247830.36	26.77	54.69
		continuo	2037857.18	184989.06	284483.15	221743.06	20.48	55.45
profilo somma			1406250.00	152629.89	273089.66	183863.29	11.67	45.02

Tabella 10.6 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 300 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonda}$ [m]	$q_{utenza,max}$ [kW]	ET_{utenza} [$\frac{MWh}{anno}$]	$(\sum q_{residuo})_{utile}$ [$\frac{MWh}{anno}$]	$(CE_{primaria})_{PDC}$ [$\frac{MWh}{anno}$]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [$\frac{MWh}{anno}$]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [$\frac{MWh}{anno}$]
edificio	non isolato	discontinuo	36857	2801.40	3181.77	966.75	1487.39	3535.29	2461.13
		continuo	27943	1509.90	3032.86	1413.39	1094.19	3369.84	1799.41
	isolato	discontinuo	62229	4863.47	3288.69	645.93	1907.17	3654.10	2936.40
		continuo	54343	3198.43	3200.44	910.74	1655.36	3556.04	2544.10
profilo somma			37500	2548.93	3072.26	1295.22	1250.87	3413.62	1974.49

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [$\frac{€}{anno}$]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [$\frac{€}{anno}$]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [$\frac{€}{anno}$]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	2073211.88	178486.59	424235.38	295336.04	8.44	17.74
		continuo	1571784.75	131303.35	404381.06	215929.26	5.76	18.57
	isolato	discontinuo	3500357.12	228860.03	438491.78	352367.60	16.70	28.34
		continuo	3056785.76	198643.59	426724.72	305292.29	13.40	28.66
profilo somma			2109375.00	150104.83	409634.50	236938.30	8.13	24.29

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [$\frac{€}{anno}$]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [$\frac{€}{anno}$]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [$\frac{€}{anno}$]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	2073211.88	257326.59	424235.38	324338.39	12.42	30.94
		continuo	1571784.75	210143.35	404381.06	258330.92	8.09	32.62
	isolato	discontinuo	3500357.12	228869.03	438491.78	371745.54	26.76	54.65
		continuo	3056785.76	277483.59	426724.72	332614.58	20.48	55.45
profilo somma			2109375.00	228944.83	409634.50	275794.94	11.67	45.02

Tabella 10.7 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 400 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonde}$ [m]	$q_{utenza,max}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}$ _{utile} [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{PDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	49143	3735.20	4242.35	1288.99	1982.45	4713.73	3281.51
		continuo	37257	2013.20	4043.81	1884.52	1459.66	4493.12	2399.21
	isolato	discontinuo	82971	6484.63	4384.92	861.24	2543.38	4872.13	3915.20
		continuo	72457	4264.57	4267.25	1214.32	2207.88	4741.39	3392.14
profilo somma			50000	3398.57	4096.34	1726.96	1667.83	4551.49	2632.65

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	2764282.50	237894.60	565647.18	393781.38	8.43	17.73
		continuo	2095713.00	175158.65	539174.74	287905.68	5.76	18.59
	isolato	discontinuo	4667142.83	305205.05	584655.71	469823.46	16.70	28.35
		continuo	4075714.35	264945.64	568966.30	407056.38	13.41	28.68
profilo somma			2812500.00	200139.78	546179.33	315917.73	8.13	24.29

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	2764282.50	343014.60	565647.18	432451.19	12.42	30.91
		continuo	2095713.00	280278.65	539174.74	344441.22	8.09	32.66
	isolato	discontinuo	4667142.83	305217.05	584655.71	495660.72	26.77	54.69
		continuo	4075714.35	370065.64	568966.30	443486.11	20.49	55.51
profilo somma			2812500.00	305259.78	546179.33	367726.59	11.67	45.02

Tabella 10.8 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 500 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonde}$ [m]	$q_{utenza_{max}}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}_{utile}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{PDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	61429	4669.00	5302.94	1611.24	2478.25	5892.16	4101.89
		continuo	46571	2516.50	5054.76	2355.65	1824.39	5616.40	2999.02
	isolato	discontinuo	103714	8105.79	5481.15	1076.55	3178.85	6090.16	4893.99
		continuo	90571	5330.72	5334.06	1517.91	2759.67	5926.73	4240.17
profilo somma			62500	4248.22	5120.43	2158.70	2084.79	5689.37	3290.81

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	3455353.125	297390.13	707058.97	492226.73	8.43	17.73
		continuo	2619641.25	218926.43	673968.43	359882.10	5.76	18.58
	isolato	discontinuo	5833928.531	381462.55	730819.64	587279.33	16.70	28.35
		continuo	5094642.938	331160.17	711207.87	508820.48	13.41	28.68
profilo somma			3515625	250174.72	682724.16	394897.16	8.13	24.29

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	3455353.13	428790.13	707058.97	540563.98	12.42	30.91
		continuo	2619641.25	350326.43	673968.43	430551.53	8.09	32.65
	isolato	discontinuo	5833928.53	381477.55	730819.64	619575.90	26.77	54.67
		continuo	5094642.94	462560.17	711207.87	554357.64	20.49	55.50
profilo somma			3515625.00	381574.72	682724.16	459658.24	11.67	45.02

Tabella 10.9 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 600 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonde}$ [m]	$q_{utenza,max}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}$ utile [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{PDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	73714	5602.80	6363.53	1933.49	2974.05	7070.59	4922.27
		continuo	55886	3019.80	6065.72	2826.78	2189.12	6739.68	3598.82
	isolato	discontinuo	124457	9726.94	6577.38	1291.86	3815.06	7308.20	5872.79
		continuo	108686	6396.86	6400.87	1821.49	3311.46	7112.08	5088.20
profilo somma			75000	5097.86	6144.52	2590.44	2501.75	6827.24	3948.97

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	4146423.75	356885.66	848470.76	590672.07	8.43	17.74
		continuo	3143569.50	262694.21	808762.11	431858.52	5.76	18.58
	isolato	discontinuo	7000714.24	457807.57	876983.57	704735.20	16.70	28.35
		continuo	6113571.53	397374.70	853449.44	610584.57	13.40	28.67
profilo somma			4218750.00	300209.67	819268.99	473876.59	8.13	24.29

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	4146423.75	514565.66	848470.76	648676.78	12.42	30.92
		continuo	3143569.50	420374.21	808762.11	516661.83	8.09	32.65
	isolato	discontinuo	7000714.24	457825.57	876983.57	743491.08	26.77	54.69
		continuo	6113571.53	555054.70	853449.44	665229.17	20.49	55.49
profilo somma			4218750.00	457889.67	819268.99	551589.88	11.67	45.02

Tabella 10.10 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 800 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonde}$ [m]	$q_{utenza,max}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}$ _{utile} [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{PDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	98286	7470.40	8484.71	2577.99	3965.64	9427.45	6563.02
		continuo	74514	4026.40	8087.62	3769.04	2918.58	8986.25	4798.43
	isolato	discontinuo	165943	12969.26	8769.84	1722.48	5086.02	9744.26	7830.39
		continuo	144914	8529.14	8534.49	2428.65	4415.03	9482.77	6784.27
profilo somma			100000	6797.14	8192.69	3453.92	3335.66	9102.99	5265.30

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	5528565.00	475876.72	1131294.35	787562.76	8.44	17.74
		continuo	4191426.00	350229.78	1078349.48	575811.37	5.76	18.58
	isolato	discontinuo	9334285.65	610322.58	1169311.42	939646.93	16.70	28.34
		continuo	8151428.70	529803.75	1137932.59	814112.76	13.40	28.67
profilo somma			5625000.00	400279.56	1092358.66	631835.46	8.13	24.29

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	5528565.00	686116.72	1131294.35	864902.37	12.42	30.92
		continuo	4191426.00	560469.78	1078349.48	688882.44	8.09	32.64
	isolato	discontinuo	9334285.65	610346.58	1169311.42	991321.44	26.77	54.66
		continuo	8151428.70	740043.75	1137932.59	886972.22	20.49	55.48
profilo somma			5625000.00	610519.56	1092358.66	735453.18	11.67	45.02

Tabella 10.11 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 900 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonde}$ [m]	$q_{utenza\ max}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}$ utile [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{pDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})\ utile}$ [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	110571	8404.20	9545.30	2900.24	4461.44	10605.88	7383.40
		continuo	83829	4529.70	9098.57	4240.17	3283.31	10109.53	5398.23
	isolato	discontinuo	186686	14590.41	9866.07	1937.79	5722.23	10962.29	8809.19
		continuo	163029	9595.29	9601.31	2732.23	4966.82	10668.12	7632.31
profilo somma			112500	7646.79	9216.78	3885.66	3752.62	10240.86	5923.46

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{pDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})\ utile}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	6219635.63	535372.25	1272706.15	886008.11	8.44	17.74
		continuo	4715354.25	393997.56	1213143.17	647787.79	5.76	18.58
	isolato	discontinuo	10501071.36	686667.60	1315475.35	1057102.79	16.70	28.35
		continuo	9170357.29	596018.28	1280174.16	915876.86	13.40	28.67
profilo somma			6328125.00	450314.50	1228903.49	710814.89	8.13	24.29

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{pDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})\ utile}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	6219635.63	771892.25	1272706.15	973015.17	12.42	30.92
		continuo	4715354.25	630517.56	1213143.17	774992.75	8.09	32.64
	isolato	discontinuo	10501071.36	686694.60	1315475.35	1115236.62	26.77	54.68
		continuo	9170357.29	832538.28	1280174.16	997843.75	20.49	55.48
profilo somma			6328125.00	686834.50	1228903.49	827384.82	11.67	45.02

Tabella 10.12 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 1000 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonde}$ [m]	$q_{utenza,max}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}$ _{utile} [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{PDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	122857	9338.00	10605.88	3222.48	4957.23	11784.32	8203.78
		continuo	93143	5033.00	10109.53	4711.29	3648.04	11232.81	5998.04
	isolato	discontinuo	207429	16211.57	10962.29	2153.10	6357.71	12180.33	9787.99
		continuo	181143	10661.43	10668.12	3035.81	5518.61	11853.46	8480.34
profilo somma			125000	8496.43	10240.86	4317.41	4169.58	11378.74	6581.62

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	6910706.25	594867.78	1414117.94	984453.46	8.44	17.74
		continuo	5239282.50	437765.34	1347936.85	719764.21	5.76	18.58
	isolato	discontinuo	11667857.06	762925.10	1461639.28	1174558.66	16.70	28.35
		continuo	10189285.88	662232.81	1422415.74	1017640.95	13.40	28.67
profilo somma			7031250.00	500349.45	1365448.32	789794.32	8.13	24.29

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	6910706.25	857667.78	1414117.94	1081127.97	12.42	30.93
		continuo	5239282.50	700565.34	1347936.85	861103.05	8.09	32.64
	isolato	discontinuo	11667857.06	762955.10	1461639.28	1239151.80	26.77	54.67
		continuo	10189285.88	925032.81	1422415.74	1108715.28	20.49	55.47
profilo somma			7031250.00	763149.45	1365448.32	919316.47	11.67	45.02

Tabella 10.13 Riassunto dei bilanci di carattere energetico ed economico per quel che riguarda i profili di richiesta termica delle quattro tipologie di edifici e del profilo somma per una potenza termica residua di $q_{residuo} = 1500 \text{ kW}$. Nel dettaglio la prima tabella fa riferimento alle considerazioni di carattere energetico, mentre la seconda e la terza a quelle di carattere economico, assumendo rispettivamente che l'energia termica residua sia disponibile in maniera gratuita oppure che debba essere acquistata ad un quarto del prezzo dell'energia primaria

			$L_{totale\ sonde}$ [m]	$q_{utenza,max}$ [kW]	ET_{utenza} [MWh] [anno]	$\sum q_{residuo}$ _{utile} [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{PDC}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia}$ [MWh] [anno]	$(CE_{primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [MWh] [anno]
edificio	non isolato	discontinuo	184285.5	14007.00	15908.83	4833.73	7435.48	17676.47	12305.67
		continuo	139714.2	7549.50	15164.29	7066.94	5472.43	16849.21	8997.05
	isolato	discontinuo	311142.855	24317.36	16443.44	3229.66	9536.56	18270.49	14681.98
		continuo	271714.29	15992.15	16002.18	4553.72	8278.27	17780.20	12720.51
profilo somma			187500	12744.65	15361.29	6476.11	6254.37	17068.10	9872.43

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	10366059.38	892257.91	2121176.91	1476680.18	8.44	17.74
		continuo	7858923.75	656691.77	2021905.28	1079646.31	5.76	18.58
	isolato	discontinuo	17501785.59	1144387.66	2192458.92	1761837.99	16.70	28.35
		continuo	15283928.81	993392.98	2133623.61	1526461.43	13.40	28.67
profilo somma			10546875.00	750524.17	2048172.49	1184691.48	8.13	24.29

			$costo_{impianto\ geotermico}$ [€]	$(costo_{energia\ primaria})_{PDC}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia}$ [€] [anno]	$(costo_{energia\ primaria})_{caldaia+(q_{residuo})_{utile}}$ [€] [anno]	anni di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico	
							rispetto alla caldaia	rispetto alla caldaia + $(q_{residuo})_{utile}$
edificio	non isolato	discontinuo	10366059.38	1286457.91	2121176.91	1621691.95	12.42	30.92
		continuo	7858923.75	1050891.77	2021905.28	1291654.58	8.09	32.64
	isolato	discontinuo	17501785.59	1144432.66	2192458.92	1858727.70	26.77	54.67
		continuo	15283928.81	1387592.98	2133623.61	1663072.92	20.49	55.48
profilo somma			10546875.00	1144724.17	2048172.49	1378974.71	11.67	45.02

CONCLUSIONI

Per limitare il consumo di energia primaria utilizzata nel riscaldamento degli edifici, si può utilizzare il calore residuo proveniente per esempio da processi industriali, termovalorizzatori, centrali elettriche, impianti solari termici. Chiaramente ai fini del riscaldamento ambientale può essere utilizzata in maniera diretta solo la quota parte di calore residuo che è possibile riversare agli edifici quando hanno necessità di energia termica. Si è pensato, quindi, di immagazzinare il calore residuo nel terreno attraverso delle SGV a doppio tubo ad U, nei periodi in cui non c'è richiesta di energia termica, per poi renderlo disponibile attraverso delle PDCG quando se ne ha necessità.

L'obiettivo della prima parte di questo elaborato è stato determinare se, lavorando in input con le temperature di mandata del fluido termovettore alle SGV a doppio tubo ad U, per aumentare il calore immagazzinato nel terreno fosse necessario allontanare tra loro le sonde oppure avvicinarle. A tal fine utilizzando il software CaRM e facendo riferimento a due profili di temperatura d'ingresso del fluido termovettore si è proceduto nella verifica del calore accumulato al terreno attraverso tre campi costituiti rispettivamente da 16, 32 e 64 sonde, variandone l'interasse. Si è verificato che per tutti e tre i campi sonde analizzati, il calore immagazzinato al terreno aumenta all'aumentare della distanza tra le sonde. Bisogna però tener conto anche del fatto che più si allontanano le SGV tra loro e maggiore diventa la superficie occupata dal campo sonde. Una scelta di compromesso tra queste due esigenze porta a suggerire una distanza tra le sonde compresa tra 7 e 10 m.

Per verificare l'attendibilità dei risultati ottenuti con il CaRM, si è quindi proseguito confrontando tale software con uno commerciale, il COMSOL. A parità di geometria, di caratteristiche termofisiche e di condizioni al contorno si è verificato che le temperature a diverse distanze dall'asse delle sonde ottenute attraverso i due software coincidono. Si può quindi ritenere affidabile il CaRM e i risultati con esso ottenuti.

Nella seconda parte dell'elaborato si è lavorato utilizzando come input il flusso termico scambiato tra il campo sonde e il terreno. In particolare sono state elaborate due modalità di stoccaggio del calore residuo al terreno: la prima prevede che il calore di scarto venga accumulato al terreno solamente quando l'utenza termica non abbia esigenze di riscaldamento e che invece venga inviato direttamente alle utenze quando ne abbiano necessità; la seconda modalità prevede invece, che il calore di scarto venga dapprima immagazzinato al terreno e che le esigenze di riscaldamento dell'utenza vengano poi soddisfatte interamente per mezzo della pompa di calore geotermica. A questo punto, sulla base delle due modalità di stoccaggio di calore al terreno e facendo riferimento ai profili di richiesta di energia termica in riscaldamento di 4 tipologie di edifici (edifici con o senza isolamento termico e con funzionamento discontinuo o continuo dell'impianto di riscaldamento) e al profilo combinato che può essere assunto come caratteristico di una generica area urbana, si sono individuati i rapporti $\frac{q_{utenza_{max}}}{q_{residuo}}$ e $\frac{L_{totale\ sonde}}{q_{residuo}}$ tali che, annualmente, lo scarto tra il calore immesso nel terreno e il calore estratto sia il più piccolo possibile ($|\sum_{\tau=1}^{8760} q_0(\tau)| < 50 \frac{kWh}{anno}$) e che le temperature minime sulle pareti dei tubi delle SGV siano pari a 4°C, 1°C e -5°C. Quindi, per ciascuna tipologia di edificio analizzata, a partire da una certa disponibilità di potenza termica residua $q_{residuo}$ e in funzione delle caratteristiche del fluido termovettore utilizzato è possibile risalire alla potenza massima che può essere fornita all'utenza e alla lunghezza degli scambiatori di calore che bisogna utilizzare per realizzare lo stoccaggio stagionale al terreno di tale calore residuo. In particolare si è visto che, a parità di potenza termica residua, nel caso in cui si facesse riferimento ad edifici dotati di isolamento termico, da un lato è necessario impiegare un numero di sonde maggiore rispetto agli edifici senza isolamento mentre dall'altro è possibile soddisfare una potenza termica massima più elevata, il che consente di servire un numero più elevato di utenze. Si è poi individuata qual è l'opportuna velocità che deve avere il fluido termovettore che circola all'interno delle sonde per evitare da un lato che per piccole velocità di deflusso le temperature del fluido si discostino troppo dalle temperature sulle pareti dei tubi (nel caso dell'acqua, infatti, si

rischierebbe di scendere a temperature inferiori allo 0°C anche facendo riferimento a temperature minime di 4°C sulla parete dei tubi) e dall'altro che elevate velocità di deflusso determinino considerevoli portate di massa tali da richiedere un ingente potenza da parte della pompa idraulica di circolazione a servizio dello scambiatore di calore al terreno.

Lavorando, quindi, con una potenza termica residua di 700 kW si è eseguito un confronto tra il consumo di energia primaria del sistema a pompa di calore accoppiato con il campo di sonde geotermiche, che permette di accumulare al terreno il calore residuo, e quello di un sistema a caldaia che sfrutta anche il calore residuo che è possibile inviare direttamente all'utenza durante il periodo di riscaldamento. Si è verificato che il vantaggio in termini di consumo di energia primaria risulta essere consistente e che tale risparmio si dimostra più elevato nel caso in cui si faccia riferimento ad edifici dotati di isolamento termico.

Si sono poi confrontate le due modalità di stoccaggio considerate e si è visto che, nonostante per un'analogia potenza termica residua disponibile, il secondo metodo di stoccaggio di calore al terreno permetta di fornire all'utenza una potenza massima maggiore, a parità di energia termica fornita all'utenza, il consumo di energia primaria è minore per il primo metodo.

A seguito dei bilanci energetici sono state eseguite delle considerazioni di carattere economico. In particolare si è rilevato che, facendo riferimento al profilo di richiesta termica rappresentativo di una generica area urbana, il tempo di recupero dell'investimento per la realizzazione dell'impianto geotermico risulta essere abbastanza elevato (circa 24 anni). Se si considera però che i sistemi a PDCG sono impianti che garantiscono un funzionamento affidabile superiore ai 50 anni, con bassi costi di manutenzione e con basse emissioni di inquinanti, si può concludere che la convenienza economica di tali sistemi è comunque rilevante. Assumendo, però, di non disporre in maniera gratuita del calore residuo, ma di doverlo acquistare ad esempio ad un quarto del costo dell'energia primaria, si è visto che i tempi di recupero del costo d'investimento dell'impianto geotermico aumentano notevolmente (circa 45 anni) e possono quindi scoraggiare l'investimento stesso.

BIBLIOGRAFIA

- [1] DE CARLI M., TONON M., ZARRELLA A., ZECCHIN R. (2010), *A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground coupled heat exchangers*. “Renewable Energy”, 35:1537-50.
- [2] ZARRELLA A., SCARPA M., DE CARLI M. (2011), *Short time step analysis of vertical ground-coupled heat exchangers: The approach of CaRM*. “Renewable Energy” , 36: 2357-2367.
- [3] OMER A. (2008), *Ground-source heat pumps systems and applications*. “Renewable and Sustainable Energy Reviews” ,12: 344-371.
- [4] LI X., CHEN Z., ZHAO J. (2006), *Simulation and experiment on the thermal performance of U-vertical ground coupled heat exchanger*. “Applied Thermal Engineering”, 26: 1564-1571.
- [5] HEPBASLI A., AKDEMIR O., HANCIOGLU E. (2003), *Experimental study of a closed loop vertical ground source heat pump system*. “Energy Conversion and Management”, 44: 527-548.
- [6] SANNERA B., KARYTSASB C., MENDRINOSB D., RYBACHC L. (2003), *Current status of ground source heat pumps and underground thermal energy storage in Europe*. “Geothermics”, 32: 579-588.
- [7] KOHL T., BRENNIA R., EUGSTERB W. (2002), *System performance of a deep borehole heat exchanger*. “Geothermics” ,31: 687-708.
- [8] REUSS M., BECK M., MIJLLER J. P. (1997), *Design of a seasonal thermal energy storage in the ground*. “Solar Energy”; Vol. 59, Nos. 4-6 : 247-257.
- [9] ZENG H., DIAO H., FANG Z. (2003), *Heat transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers*. “International Journal of Heat and Mass Transfer”, 46:4467-4481.
- [10] LI X., CHEN Y., CHEN Z., ZHAO J. (2006), *Thermal performances of different types of underground heat exchangers*. “Energy and Buildings”, 38: 543-547.

- [11] CUI P., YANG H., FANG Z. (2006), *Heat transfer analysis of ground heat exchangers with inclined boreholes*. “Applied Thermal Engineering”, 26:1169-1175.
- [12] POPIEL C.O. , WOJTKOWIAK J., BIERNACKA B. (2001), *Measurements of temperature distribution in ground*. “Experimental Thermal and Fluid Science”, 25: 301-309.
- [13] KAVANAUGH SP, RAFFERTY K. (1997), *Ground source heat pumps: design of geothermal systems for commercial and institutional buildings*. “Ashrae Applications Handbook”.
- [14] ESKILSON P. (1987), *Thermal analysis of heat extraction boreholes*. Doctoral Thesis, Department of Mathematical Physics and Building Technology, University of Lund, Sweden.
- [15] LAMARCHE L., BEAUCHAMP B. (2007), *New solutions for the short-time analysis of geothermal vertical boreholes*. “International Journal of Heat and Mass Transfer”, 50: 1408-1419.
- [16] CAPOZZA A., DE CARLI M., GALGARO A., ZARRELLA A. (2012), *Linee Guida per la progettazione dei campi geotermici per pompe di calore*. Ricerca sul Sistema Energetico-RSE S.p.A.
- [17] CARSLAW H.S., JAEGER J.C. (1959), *Conduction of heat in solids*. Oxford: Clarendon Press.
- [18] BREGER D., HUBBELL J., EL HASNAOUI, SUNDERLAND E. (1996), *Thermal energy storage in the ground: comparative analysis of heat transfer modelling using U-tubes and boreholes*. “Solar Energy” ; Vol. 56, No. 6: 493-503.
- [19] PAHUD D., MATTHEY B. (2001), *Comparison of the thermal performance of double U-pipe borehole heat exchangers measured in situ*. “Energy and Buildings”, 33: 503-507.
- [20] KYRIAKIS N., MICHPOULOS A., PATTAS K. (2006), *On the maximum thermal load of ground heat exchangers*. “Energy and Buildings”, 38: 25-29.
- [21] “Heat Transfer Module User’s Guide” di COMSOL 3.5a (2008).
- [22] YANG W., SHI M., LIU G., CHEN Z. (2009), *A two-region simulation model of vertical U-tube ground heat exchanger and its experimental verification*. “Applied Energy”, 86: 2005-2012.

- [23] DE CARLI M., DEL BIANCO R., FELLIN F., MANENTE M., TONON M., ZECCHIN R. (2003), *Sviluppi nelle pompe di calore: il terreno come sorgente termica*. Convegno AICARR, Padova.
- [24] BI Y., CHEN L., WU C. (2002), *Ground heat exchanger temperature distribution analysis and experimental verification*. "Applied Thermal Engineering" 22: 183-189.
- [25] LIANG N.W., LAI C.H., HSU C.Y., CHIANG Y.C., CHANG C.C., CHEN S.L. (2014), *A conformal-mapping method for predicting the thermal properties of U-shaped borehole heat-exchangers*. "Geothermics", 50: 66-75.
- [26] LI Z., ZHENG M. (2009), *Development of a numerical model for the simulation of vertical U-tube ground heat exchangers*. "Applied Thermal Engineering", 29: 920-924.
- [27] ESLAMI-NEJAD P., BERNIER M. (2011), *Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors using double U-tube boreholes with two independent circuits*. "Applied Thermal Engineering", 31: 3066-3077.
- [28] BANDYOPADHYAY G., GOSNOLD W., MANN M. (2008), *Analytical and semi-analytical solutions for short-time transient response of ground heat exchangers*. "Energy and Buildings", 40: 1816-1824.
- [29] BIA Y., GUO T., ZHANG L., CHEN L. (2004), *Solar and ground source heat-pump system*. "Applied Energy", 78: 231-245.
- [30] WANG H., QI C. (2008), *Performance study of underground thermal storage in a solar-ground coupled heat pump system for residential buildings*. "Energy and Buildings", 40: 1278-1286.
- [31] LAMARCHE L., BEAUCHAMP B. (2007), *A new contribution to the finite line-source model for geothermal boreholes*. "Energy and Buildings", 39: 188-198.
- [32] FANA R., JIANG Y., YAO Y., SHIMING D., MA Z. (2007), *A study on the performance of a geothermal heat exchanger under coupled heat conduction and groundwater advection*. "Energy", 32: 2199-2209.

- [33] JALALUDDIN , MIYARA A. (2012), *Thermal performance investigation of several types of vertical ground heat exchangers with different operation mode*. “Applied Thermal Engineering”, 34: 167-174.
- [34] SHARQAWYA M.H., ESMAIL M., MOKHEIMER E.M., BADR H.M. (2009), *Effective pipe-to-borehole thermal resistance for vertical ground heat exchangers*. “Geothermics”, 38: 271-277.
- [35] FOCACCIA S., TINTI F. (2013), *An innovative Borehole Heat Exchanger configuration with improved heat transfer*. “Geothermics”, 48: 93-100.
- [36] LIM K., LEE S., LEE C. (2007), *An experimental study on the thermal performance of ground heat exchanger*. “Experimental Thermal and Fluid Science”, 31: 985-990.
- [37] ESEN H., INALLI M., ESEN Y. (2009), *Temperature distributions in boreholes of a vertical ground-coupled heat pump system*. “Renewable Energy”, 34: 2672-2679.
- [38] DU C., CHEN Y. (2011), *An average fluid temperature to estimate borehole thermal resistance of ground heat exchanger*. “Renewable Energy”, 36: 1880-1885.
- [39] MICHPOULOS F. , KYRIAKIS N. (2009), *Predicting the fluid temperature at the exit of the vertical ground heat exchangers*. “Applied Energy”, 86: 2065-2070.
- [40] LI S., YANG W., ZHANG X. (2009), *Soil temperature distribution around a U-tube heat exchanger in a multi-function ground source heat pump system*. “Applied Thermal Engineering”, 29: 3679-3686.
- [41] KOOHI-FAYEGH S., ROSEN M. A. (2012), *Examination of thermal interaction of multiple vertical ground heat exchangers*. “Applied Energy”, 97: 962-969.
- [42] ZHENG Z., WANG W., JI C. (2011), *A study on the thermal performance of vertical U-tube ground heat exchangers*. “Energy Procedia”, 12: 906-914.
- [43] OZGENER O., HEPBASLI A. (2007), *Modeling and performance evaluation of ground source (geothermal) heat pump systems*. “Energy and Buildings”, 39: 66-75.

- [44] YANG W., SHI M. H., DONG H. (2006), *Numerical simulation of the performance of a solar-earth source heat pump system*. “Applied Thermal Engineering”, 26: 2367-2376.
- [45] LEE C.K., LAM H.N. (2008), *Computer simulation of borehole ground heat exchangers for geothermal heat pump systems*. “Renewable Energy”, 33: 1286-1296.
- [46] CUI P., YANG H., FANG Z. (2008), *Numerical analysis and experimental validation of heat transfer in ground heat exchangers in alternative operation modes*. “Energy and Buildings”, 40: 1060-1066.
- [47] MARCOTTEA D., PASQUIER P. (2008), *On the estimation of thermal resistance in borehole thermal conductivity test*. “Renewable Energy”, 33: 2407-2415.
- [48] ENEL GREEN POWER (2013), *Guida al geotermico: il futuro è nelle tue mani*.
- [49] ZERBETTI A. (2006), *Guida tecnica geotermia*. Guida tecnica della Galletti. Bologna.
- [50] MENICHETTI M. *Scheda tecnica sulle sonde geotermiche*. Università di Urbino.
- [51] CAPOZZA A. (2012), *Studi modellistici e sperimentali sull'interazione tra pompe di calore geotermiche e il terreno circostante*. Ricerca sul Sistema Energetico-RSE S.p.A.
- [52] Ricerca sul Sistema Energetico-RSE S.p.A. (2013), *La pompa di calore per un comfort sostenibile*. Milano. Editrice Alkes.
- [53] Idraulica - Rivista periodica di informazione tecnico-professionale, N° 33 Dicembre 2007 *Le pompe di calore*
- [54] Idraulica - Rivista periodica di informazione tecnico-professionale, N° 38 Giugno 2010 *Impianti a pompe di calore geotermiche*
- [55] ROSSI N. (2009), *Manuale del termotecnico*. Milano. Hoepli.
- [56] ANDREINI P. (2005), *Manuale dell'ingegnere meccanico*. Milano. Hoepli.
- [57] DELLA VEDOVA B. Atti del seminario: *Potenzialità e applicazioni della geotermia per usi diretti*. Padova, 16 gennaio 2014.
- [58] ROSSETTO L. Appunti delle lezioni del corso di “Termodinamica Applicata” Università degli studi di Padova, A.A. 2011-2012.

- [59] DE CARLI M. Appunti delle lezioni del corso di “Impianti Termotecnici” Università degli studi di Padova, A.A. 2012-2013.
- [60] ZECCHIN R. Appunti delle lezioni del corso di “Tecnica del Freddo” Università degli studi di Padova, A.A. 2012-2013
- [61] CAVALLINI A., MATTAROLO L. (1992), *Termodinamica Applicata*. Padova. Cleup.
- [62] BONACINA C., CAVALLINI A., MATTAROLO L. (1992), *Trasmissione del Calore*. Padova. Cleup.
- [63] GRANRYD E., EKROTH I., LUNDQVIST P., MELINDER A., PALM B., ROHLIN P. (2011), *Refrigerating Engineering*. Stockholm. US-AB.

SITOGRAFIA

- [64] <http://www.rse-web.it/>
- [65] <http://www.aicarr.org/>
- [66] www.ashrae.org
- [67] <http://ec.europa.eu/>
- [68] <http://www.galletti.com/>
- [69] <http://www.geotherm.it/>
- [70] <http://www.robur.it/>
- [71] <http://www.weishaupt.it/>
- [72] <http://www.nextville.it/>
- [73] <http://www.oberthal.it/>
- [74] <http://www.unionegeotermica.it/>
- [75] <http://www.enelgreenpower.com/>
- [76] <http://www.geotermiasrl.it/>
- [77] <http://www.rossatogroup.com/>