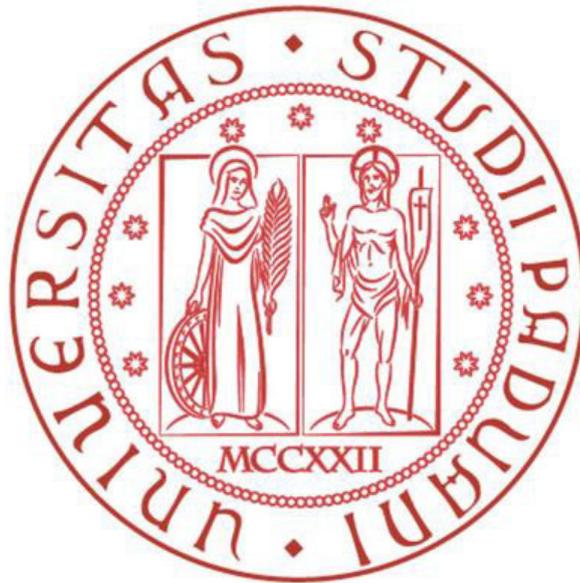


UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

Corso di laurea magistrale in Ingegneria Energetica



**VALUTAZIONE DELL'EFFICIENZA DI SONDE GEOTERMICHE
COASSIALI DI MEDIA PROFONDITÀ AL VARIARE DELLA
CONFIGURAZIONE DEL CAMPO SONDE**

Relatore: Prof.ssa Anna Stoppato

Laureanda: Elisa Merci

A.A. 2017-2018

INDICE

CAPITOLO 1. INTRODUZIONE.....	3
<i>PARTE 1. La geotermia e gli impianti geotermici</i>	
CAPITOLO 2. L'ENERGIA GEOTERMICA.....	5
2.1 Moti interni alla crosta terrestre e flusso geotermico.....	5
2.2 Classificazione delle risorse geotermiche.....	8
2.3 Utilizzo delle risorse geotermiche.....	9
2.4 Tipologie di scambio termico con il terreno.....	12
CAPITOLO 3. ROCCE E TERRENI: TIPOLOGIE E PROPRIETÀ.....	17
3.1 Le rocce e le loro proprietà.....	17
3.2 I terreni e le loro proprietà.....	20
3.3 Le acque sotterranee: falde e acquiferi.....	24
CAPITOLO 4. L'IMPIANTO GEOTERMICO.....	27
4.1 La sonda geotermica.....	27
4.1.1 Materiali costituenti le sonde.....	28
4.1.2 Materiale di riempimento.....	30
4.1.3 Fluido termovettore.....	32
4.2 La pompa di calore.....	34
4.2.1 Configurazioni di pompe di calore.....	38
4.2.2 Componenti principali.....	40
4.2.3 Prestazioni.....	45
4.2.4 Fluidi refrigeranti.....	49
4.2.5 Campo di applicazione.....	51
4.3 I terminali di impianto.....	52
CAPITOLO 5. IL TEST DI RESA TERMICA.....	57
<i>PARTE 2. Studio della sonda geotermica coassiale Novatek</i>	
CAPITOLO 6. LA SONDA GEOTERMICA COASSIALE NOVATEK.....	61
6.1 Caratteristiche della sonda.....	61
6.2 Terreno di posa.....	63
CAPITOLO 7. TEST PRELIMINARI.....	65
7.1 Strumenti utilizzati per i test.....	65

7.2 Test condotti in precedenza.....	65
7.3 Test su una sonda con struttura ad "U".....	67
CAPITOLO 8. SIMULAZIONE DI DIVERSE CONFIGURAZIONI DEL CAMPO	
SONDE.....	73
8.1 Dati in ingresso.....	74
8.2 Simulazioni eseguite fissando una profondità delle sonde di 20 metri.....	77
8.2.1 Configurazioni con distanza tra le sonde 2 metri.....	78
8.2.2 Configurazioni con distanza tra le sonde 2,5 metri.....	85
8.3 Simulazioni eseguite fissando una profondità delle sonde di 30 metri.....	91
8.3.1 Configurazioni con distanza tra le sonde 2 metri.....	92
8.3.2 Configurazioni con distanza tra le sonde 2,5 metri.....	100
8.4 Discussione sui risultati ottenuti.....	108
CAPITOLO 9. CONFRONTO TRA SITUAZIONE ATTUALE, SITUAZIONE	
PRECEDENTE E SITUAZIONE SIMULATA.....	117
CAPITOLO 10. CONCLUSIONI.....	119
CAPITOLO 11. BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA.....	121

CAPITOLO 1. INTRODUZIONE

La presente tesi è stata svolta presso l'azienda Novatek di Corbiolo di Bosco Chiesanuova (VR). L'azienda si occupa del consolidamento di fondazioni mediante posa di micropali in acciaio o iniezione di polimeri espandenti. Recentemente Novatek ha brevettato una sonda geotermica coassiale e durante la scorsa estate sono stati eseguiti alcuni test per valutarne la resa. Nei mesi passati in azienda ho effettuato una prima fase di studio teorico delle sonde geotermiche verticali e in seguito ho eseguito dei test sulle sonde, per riuscire a mettere in pratica i procedimenti appresi prima solo in forma teorica. Sono passata poi ad una fase di simulazione servendomi del software EED, che consente di valutare le temperature medie ingresso-uscita massime e minime del fluido vettore dopo svariati anni dall'installazione delle sonde.

La tesi si compone di due parti: in un primo momento ho fatto una panoramica generale sulla geotermia, le tipologie di terreni e le loro proprietà, le possibili configurazioni di una sonda geotermica e i componenti principali di un impianto geotermico, le linee guida da seguire durante la procedura progettuale e ho illustrato il procedimento per eseguire il test di resa termica; la seconda parte riguarda prove che ho condotto sulle sonde e simulazioni eseguite con il software EED, per valutare come varia l'efficienza delle sonde al variare della loro profondità, della distanza reciproca e della configurazione di posa. Ho infine eseguito un confronto tra le temperature medie tra mandata e ritorno ottenute dalle simulazioni di diverse configurazioni e, valutate quelle migliori, le ho rapportate alle temperature rilevate all'ingresso e all'uscita della pompa di calore installata in azienda, che utilizza le sonde geotermiche per il riscaldamento degli uffici.

PARTE 1. La geotermia e gli impianti geotermici

CAPITOLO 2. L'ENERGIA GEOTERMICA

2.1 Moti interni alla crosta terrestre e flusso geotermico

Il pianeta Terra, di cui si stima un raggio pari a 6370 km, è costituito da diversi strati, ognuno con differenti proprietà fisiche e chimiche e dimensioni. Partendo dall'esterno si riconosce la crosta, che ha uno spessore di circa 20-65 km nelle aree continentali e 5-6 km in quelle oceaniche; si trova poi il mantello, con uno spessore approssimativamente di 2900 km, e infine il nucleo, avente un raggio di circa 3470 km.

Gli strati sono raggruppabili in due zone: l'involucro esterno chiamato litosfera, composto dalla crosta e dalla parte più esterna del mantello e avente uno spessore che va da meno di 80 km nelle aree oceaniche a più di 200 km in quelle continentali, che si comporta come un corpo rigido; l'astenosfera, che si trova al di sotto della litosfera, è formata dalla parte alta del mantello e, rispetto alla prima zona, ha un comportamento "meno rigido", ovvero in certi fenomeni l'astenosfera si comporta in modo simile a quello di un fluido viscoso.

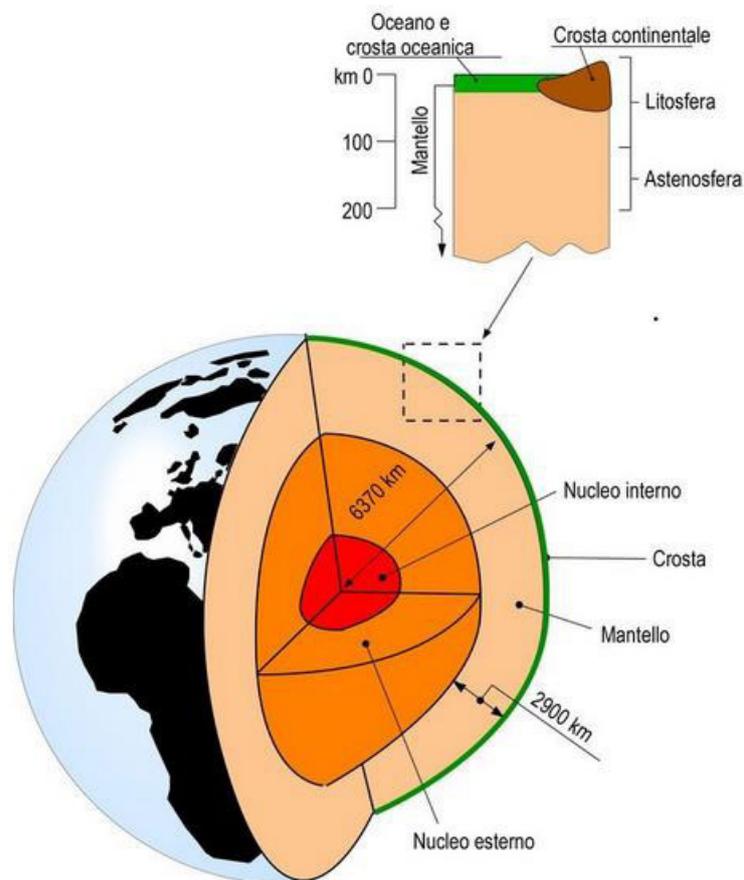


Figura 2.1.1. Spaccato della Terra

I materiali che costituiscono l'astenosfera presentano moti convettivi, causati dalle differenze di temperatura tra le diverse parti di tale zona. Il lentissimo movimento, stimato di pochi centimetri l'anno, è sostenuto dal calore prodotto in continuazione dal decadimento degli isotopi radioattivi e da quello che proviene dalle parti profonde del pianeta. Grandi volumi di rocce profonde allo stato fuso e semifuso, più calde, meno dense e più leggere dei materiali sovrastanti, risalgono verso la superficie. Le rocce più vicine alla superficie, più fredde, più dense e più pesanti, tendono a scendere per riscaldarsi e risalire di nuovo.

Per quanto riguarda la litosfera, nelle zone dove è più sottile e soprattutto nelle aree oceaniche, essa viene spinta verso l'alto e fratturata dal materiale molto caldo e parzialmente fuso che risale dall'astenosfera in corrispondenza dei rami ascendenti delle celle convettive. Questo meccanismo è alla base della formazione delle dorsali oceaniche, dalle quali emerge una frazione relativamente piccola di rocce fuse, che a contatto con l'acqua marina solidifica e forma nuova crosta oceanica. La maggior parte del materiale che risale si divide invece in due rami, che scorrono in direzioni opposte sotto la litosfera. Questi due fenomeni fanno in modo che i fondali oceanici si allontanino l'uno dall'altro ad una velocità di pochi centimetri l'anno.

Dalle considerazioni fatte sembrerebbe quindi che la litosfera oceanica fosse in continua espansione, facendo aumentare di conseguenza la superficie della Terra. Poiché nessun aumento viene registrato, deve esserci per contro un assorbimento della litosfera di pari entità in altre parti del pianeta. Questo avviene nelle zone di subduzione, che si trovano principalmente in corrispondenza delle grandi fosse oceaniche. Qui la litosfera si inflette verso il basso, si immerge sotto la litosfera adiacente e scende nelle zone profonde molto calde, dove viene riassorbita dal mantello e il ciclo ricomincia nuovamente. Durante la discesa parte del materiale litosferico ritorna allo stato fuso e può risalire in superficie attraverso fratture della crosta. Il risultato sono archi magmatici con molti vulcani, che si possono trovare nell'oceano aperto (catene di isole vulcaniche) o lungo i margini dei continenti (catene montuose con numerosi vulcani).

La Terra, a causa dei fenomeni descritti, è divisa in placche litosferiche: sei zolle di grandi dimensioni e numerose altre più piccole. Queste zolle si muovono, sempre a causa dei fenomeni visti, e i loro margini corrispondono a zone di fragilità e di forte fratturazione della crosta, caratterizzate da elevata sismicità, presenza di molti vulcani e da un flusso di calore terrestre elevato.

Si può arrivare ora alla definizione di energia geotermica, identificata come la forma di energia legata al calore endogeno della Terra, che si manifesta in modo evidente

mediante vulcani, geysir, soffioni e sorgenti termali. Il calore è generato in primo luogo dal decadimento degli isotopi radioattivi, presenti soprattutto nel mantello (in prevalenza uranio 238, uranio 235, torio 232 e potassio 40), e secondariamente dal calore trasmesso dal nucleo del pianeta e distribuito in maniera irregolare all'interno della crosta terrestre, a causa dell'eterogeneità di quest'ultima e in funzione dei moti di circolazione dei fluidi a differenti temperature. Per la Terra il flusso geotermico medio, ovvero il rapporto tra la quantità di energia prodotta dall'interno del pianeta e l'area totale della superficie esterna della sfera terrestre, vale circa $0,03 \text{ W/m}^2$.

Le perforazioni profonde, eseguite nella maggior parte dei casi per la ricerca di idrocarburi, hanno permesso di rilevare mediamente un gradiente geotermico, cioè un incremento della temperatura con la profondità, di circa $2,5\text{-}3^\circ\text{C}$ ogni 100 metri. Questo risultato è ottenibile anche mediante semplici equazioni. Infatti, ipotizzando che la trasmissione di calore dalla porzione di sottosuolo che si vuole sfruttare avvenga solo per via conduttiva (corretto per le rocce che costituiscono il basamento della crosta terrestre e meno esatto per il mantello e per terreni dove acqua, aria e altri fluidi possono apportare un importante contributo convettivo), è possibile usare le leggi della conduzione per parete singola con temperature superficiali indipendenti dal tempo. Dalla legge di Fourier del bilancio energetico di un cubetto elementare si può ricavare il flusso termico che si instaura attraverso la superficie unitaria

$$q = \frac{\lambda}{s} (T_1 - T_2) = \lambda \frac{(T_1 - T_2)}{\Delta z}$$

con

λ = conduttività termica del terreno attraversato [$\text{W}/(\text{mK})$], che sostituisce quella del materiale di cui è composta la parete singola del caso generale;

s = spessore della parete [m];

T_1, T_2 = temperature misurate a differente quota [K], che sostituiscono le temperature delle due pareti della formulazione generale;

Δz = dislivello [m], che sostituisce lo spessore della parete della formulazione generale.

Noto il flusso geotermico medio e le caratteristiche medie di conducibilità termica delle rocce (circa $1 \text{ W}/(\text{mK})$ come si vedrà in seguito) si può ricavare il gradiente geotermico:

$$\frac{q}{\lambda} = \frac{(T_1 - T_2)}{\Delta z} = \nabla T = \frac{0,03 \text{ W/m}^2}{1 \text{ W}/(\text{mK})} = 0,03 \text{ K/m}$$

ossia, all'aumentare della profondità, la temperatura aumenta di 3°C ogni 100 metri.

Il flusso geotermico è differente nelle varie aree del mondo e questo è il motivo per cui alcune zone sono meglio sfruttabili di altre attraverso l'utilizzo di impianti geotermici, i quali usano il calore endogeno della Terra per riscaldare o raffreddare ambienti, mediante l'utilizzo di una pompa di calore, come si vedrà in seguito.

2.2 Classificazione delle risorse geotermiche

Il più comune criterio di classificazione delle risorse geotermiche si basa sull'entalpia dei fluidi che trasferiscono il calore dalle rocce calde profonde alla superficie. Si può considerare l'entalpia come circa proporzionale alla temperatura e usarla per esprimere il contenuto termico dei fluidi, quindi essa fornisce un'idea del loro "valore". La divisione comunemente accettata prevede le tre classi di risorse a bassa, media ed alta entalpia. Si vedono nella tabella seguente 2.2.1 le definizioni di diversi esperti su quali siano le temperature limite di ogni classe, dal momento che in termini di entalpia, si possono creare errori di interpretazione.

	(a)	(b)	(c)	(d)	(e)
Risorse a bassa entalpia	< 90	< 125	< 100	≤ 150	≤ 190
Risorse a media entalpia	90 - 150	125 - 225	100 - 200	-	-
Risorse ad alta entalpia	> 150	> 225	> 200	> 150	> 190

Tabella 2.2.1. Classificazione delle risorse geotermiche in base alla temperatura (°C)

(a) Muffler e Cataldi (1978)

(b) Hochstein (1990)

(c) Benderitter and Cormy (1990)

(d) Nicholson (1993)

(e) Axelsson e Gunnlaugsson (2000)

Può essere fatta una suddivisione anche tra sistemi geotermici ad acqua dominante e sistemi geotermici a vapore dominante (o a vapore secco). Nei sistemi ad acqua dominante l'acqua liquida è la fase continua, che controlla la pressione; il vapore può essere presente sotto forma di bolle. Questi sistemi geotermici sono i più diffusi nel mondo e possono produrre, in funzione della loro temperatura e pressione, acqua calda, una miscela di acqua e vapore, vapore umido e, in alcuni casi, vapore secco. Nei sistemi a vapore dominante solitamente coesistono nel serbatoio acqua liquida e vapore, che è la fase che controlla la pressione. Questi sono sistemi ad alta temperatura e normalmente

producono vapore secco o surriscaldato. I sistemi di questo tipo sono piuttosto rari; i più conosciuti sono Larderello in Toscana e The Geysers in California.

2.3 Utilizzo delle risorse geotermiche

I possibili usi dei fluidi geotermici sono rappresentati dal diagramma di Lindal (Lindal, 1973), che rimane tutt'oggi molto attuale sebbene sia stato ideato molti anni fa.

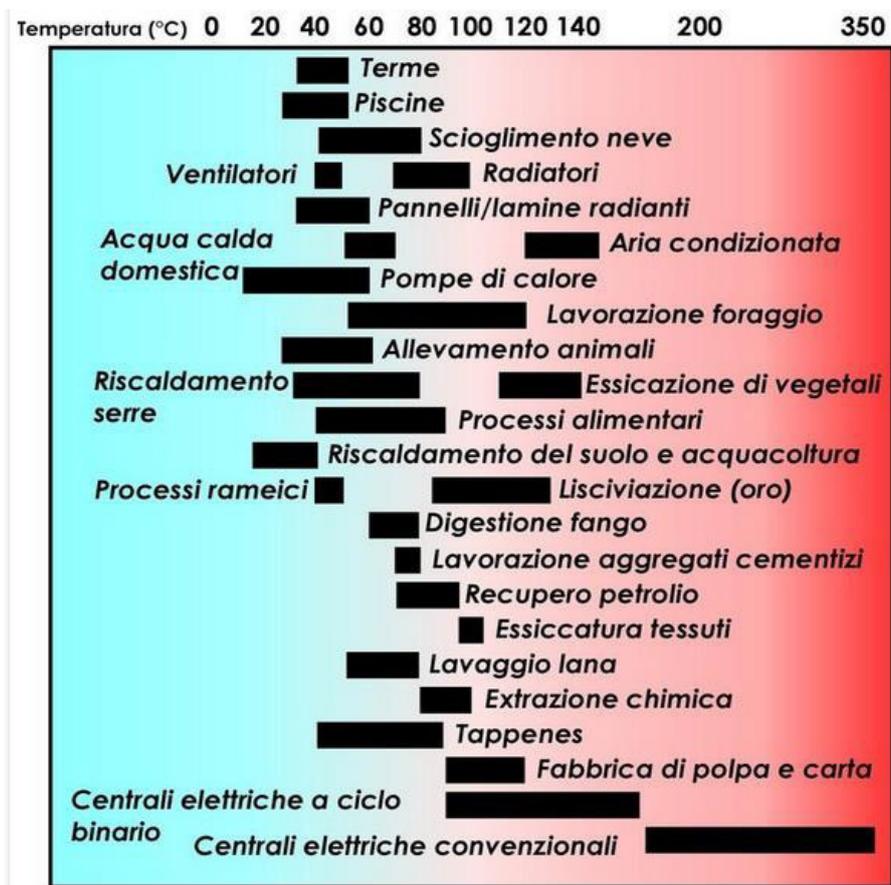


Figura 2.3.1. Diagramma riportante l'utilizzazione dei fluidi geotermici, derivato da Lindal (1973) con aggiunta della voce "centrali elettriche a ciclo binario"

La produzione di elettricità è la forma di utilizzazione più importante per le risorse geotermiche ad alta temperatura (>150°C), mentre si vede che le risorse a temperatura medio-bassa (<150°C) sono adatte a diversi tipi di impiego. I fluidi con temperatura inferiore a 20°C sono usati raramente e in casi particolari, oppure impiegati per il funzionamento di pompe di calore. L'aspetto principale che emerge dal diagramma è che la temperatura dei fluidi costituisce il principale fattore che limita la possibile utilizzazione.

L'energia elettrica è prodotta in impianti convenzionali o a ciclo binario, a seconda delle caratteristiche delle risorse geotermiche disponibili.

Gli impianti tradizionali richiedono fluidi con una temperatura di almeno 150°C e sono del tipo a contropressione, nei quali il vapore (o acqua e vapore) proveniente direttamente dai pozzi geotermici di estrazione passa attraverso la turbina e viene poi scaricato in atmosfera, o a condensazione, più complessi dei precedenti, nei quali il vapore non viene subito espulso dopo l'espansione in turbina ma subisce un raffreddamento mediante condensazione andando poi in una torre di raffreddamento.

Gli impianti a ciclo binario sfruttano fluidi geotermici a temperatura medio-bassa e impiegano un fluido secondario di lavoro, solitamente organico, che lavora in un ciclo Rankine convenzionale: il fluido geotermico cede calore al fluido secondario attraverso uno scambiatore di calore, nel quale tale fluido si riscalda e poi vaporizza; il vapore prodotto aziona una tradizionale turbina assiale collegata ad un generatore e viene infine raffreddato, passando allo stato liquido con il medesimo sistema degli impianti a condensazione.

La forma più antica di sfruttamento della risorsa geotermica è l'utilizzazione diretta del calore ed è anche la più diversificata, versatile e comune. Le utilizzazioni meglio conosciute sono costituite dalla balneologia, il riscaldamento urbano e di ambienti, gli usi agricoli (coltivazioni a cielo aperto e serre), l'acquacoltura e l'allevamento a temperatura controllata e alcuni impieghi industriali (processi a caldo, essiccamento, distillazione, sterilizzazione, decongelamento). La forma d'uso maggiormente diffusa è però quella mediante pompe di calore, che permettono di attuare il riscaldamento e anche il raffrescamento di ambienti, utilizzando il terreno rispettivamente come sorgente di energia termica o come pozzo di scarico della stessa e impiegando come altra fonte di energia solo quella elettrica, per il funzionamento del compressore della pompa di calore.

Dopo aver individuato i numerosi usi possibili dell'energia geotermica, è interessante osservare in quali proporzioni questa forma di energia viene sfruttata in Italia e per quali impieghi, escludendo la produzione di energia elettrica e quindi considerando solo gli usi diretti.

Settore di applicazione	Energia utilizzata [TJ/anno]		
	Totale	Pompe di calore geotermiche	Reti di teleriscaldamento
Riscaldamento ambienti	4445	3160	807
Usi termali e balneoterapia	3346		
Usi agricoli	683	75	
Acquacoltura	1869		
Usi industriali + Altro	156	25	10
Totale	10500	3260	817

Tabella 2.3.1. Energia geotermica impiegata per usi diretti in Italia nel 2015. Fonte: "Geothermal Energy Use, Country Update for Italy (2010-2015)" di Paolo Conti, Maurizio Cei, Francesco Razzano

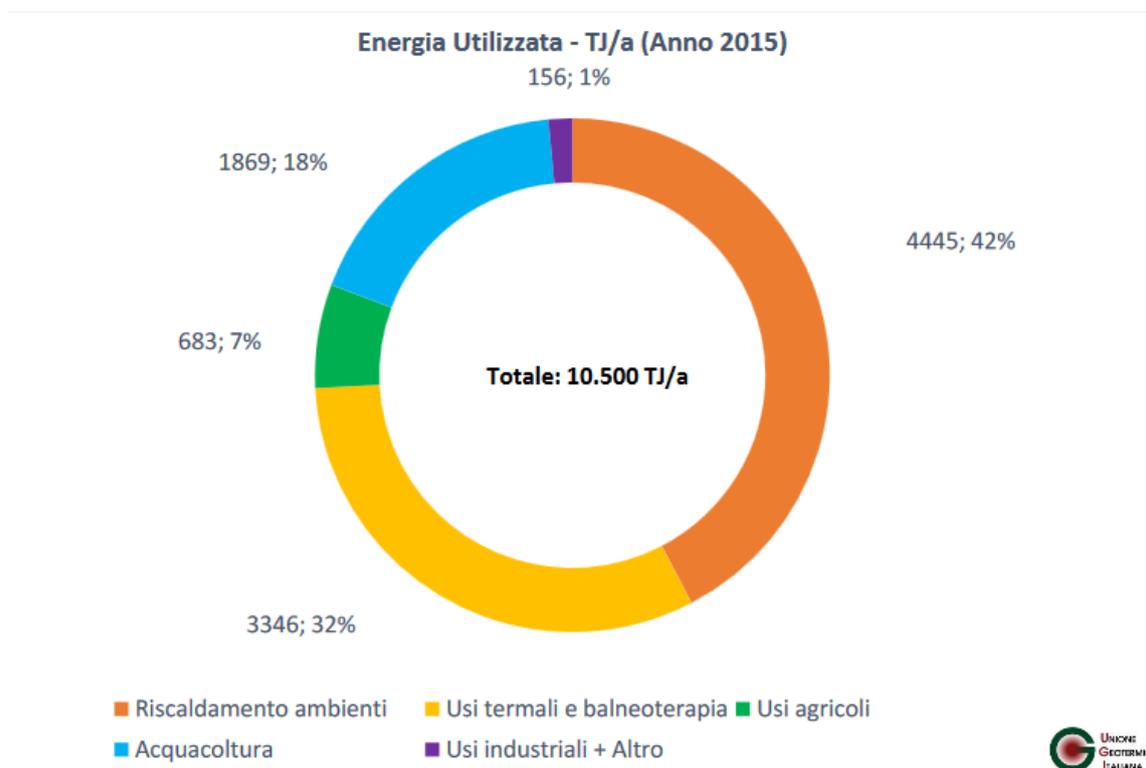


Figura 2.3.2. Rappresentazione grafica dell'energia geotermica impiegata per usi diretti in Italia nel 2015. Fonte: "Geothermal Energy Use, Country Update for Italy (2010-2015)" di Paolo Conti, Maurizio Cei, Francesco Razzano

L'incremento nell'utilizzo della risorsa geotermica è cresciuto negli ultimi anni e ciò è visibile dal grafico (fig. 2.3.3).

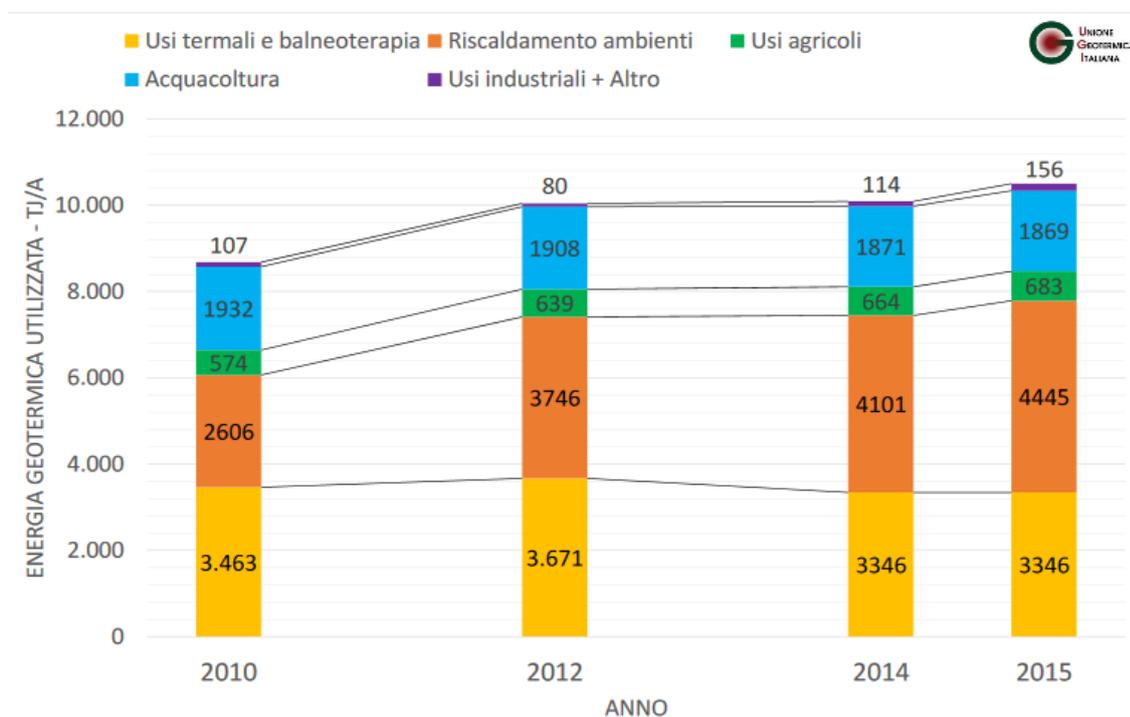


Figura 2.3.3. Quantità di energia geotermica utilizzata negli anni 2010-2015. Fonte: "Geothermal Energy Use, Country Update for Italy (2010-2015)" di Paolo Conti, Maurizio Cei, Francesco Razzano

Si vede che l'impiego principale della risorsa geotermica è per il riscaldamento di ambienti, sia mediante pompe di calore che attraverso reti di teleriscaldamento. Non è da sottovalutare però neanche l'utilizzo del calore del sottosuolo per gli usi termali e la balneoterapia, che si trovano al secondo posto subito dopo il riscaldamento di ambienti.

2.4 Tipologie di scambio termico con il terreno

La classificazione ASHRAE distingue due classi di scambio a terreno:

- per via diretta, attraverso un circuito aperto con prelievo diretto di acqua dal territorio;
- per via indiretta, attraverso un sistema di tubazioni a circuito chiuso che scambiano direttamente calore con il terreno, al cui interno scorre il fluido termovettore.

I sistemi per via diretta sono relativamente utilizzati in Italia da molto tempo, seppur poco diffusi. Essi sono costituiti da un impianto di prelievo e da uno di scarico, collegati ad una pompa di calore; il prelievo può avvenire da bacini superficiali (mare, laghi o fiumi), da acquedotto o da pozzo e per la movimentazione delle acque sono necessarie pompe idrauliche. A livello prestazionale questa è la soluzione che garantisce i migliori risultati, sia perché le temperature rimangono abbastanza costanti durante l'anno, sia per la ridotta prevalenza delle pompe. A causa però dello sporcamento che si verifica lato ambiente a causa di incrostazioni calcaree e alghe, tali sistemi presentano maggiori costi di manutenzione. Inoltre, l'elevata profondità di falda riduce il vantaggio economico a causa degli elevati costi di pompaggio. La limitazione maggiore è costituita dall'iter autorizzativo, in quanto le restrizioni sul prelievo e lo scarico di acqua sono molto severe.

I sistemi per via indiretta, ovvero a circuito chiuso, possono essere di vario tipo. L'alternativa forse più conosciuta è costituita dalle sonde geotermiche verticali: tubazioni di varia natura in genere cementate contro terra all'interno di perforazioni. Lo spazio necessario per l'installazione è molto ridotto e per questo tale soluzione si presenta come estremamente versatile. Esistono diverse varianti commerciali che rientrano in questa categoria: sonde in polietilene a singola "U", sonde a doppia "U", sonde concentriche.

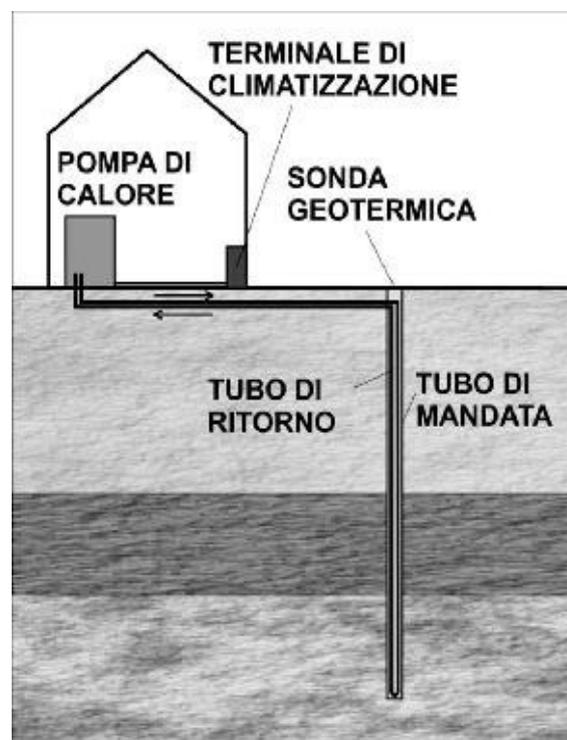


Figura 2.4.1. Schema di impianto geotermico con sonda verticale a singola "U"

Un'altra tipologia di sonde a circuito chiuso è rappresentata dalle sonde orizzontali, che funzionano con lo stesso principio di quelle verticali ma hanno uno sviluppo poco al di sotto del piano campagna. Questo tipo di disposizione è interessante in quanto consente di evitare le perforazioni, costose e soggette a imprevisti. Per contro è necessaria un'ampia area dedicata allo scavo per la posa delle sonde, molto maggiore di quella che serve per le sonde verticali. Anche in questo caso sono disponibili in commercio numerose varianti, tra cui le più diffuse sono quelle a singolo tubo, a due tubi sovrapposti, a quattro tubi, a serpentina e a spirale.

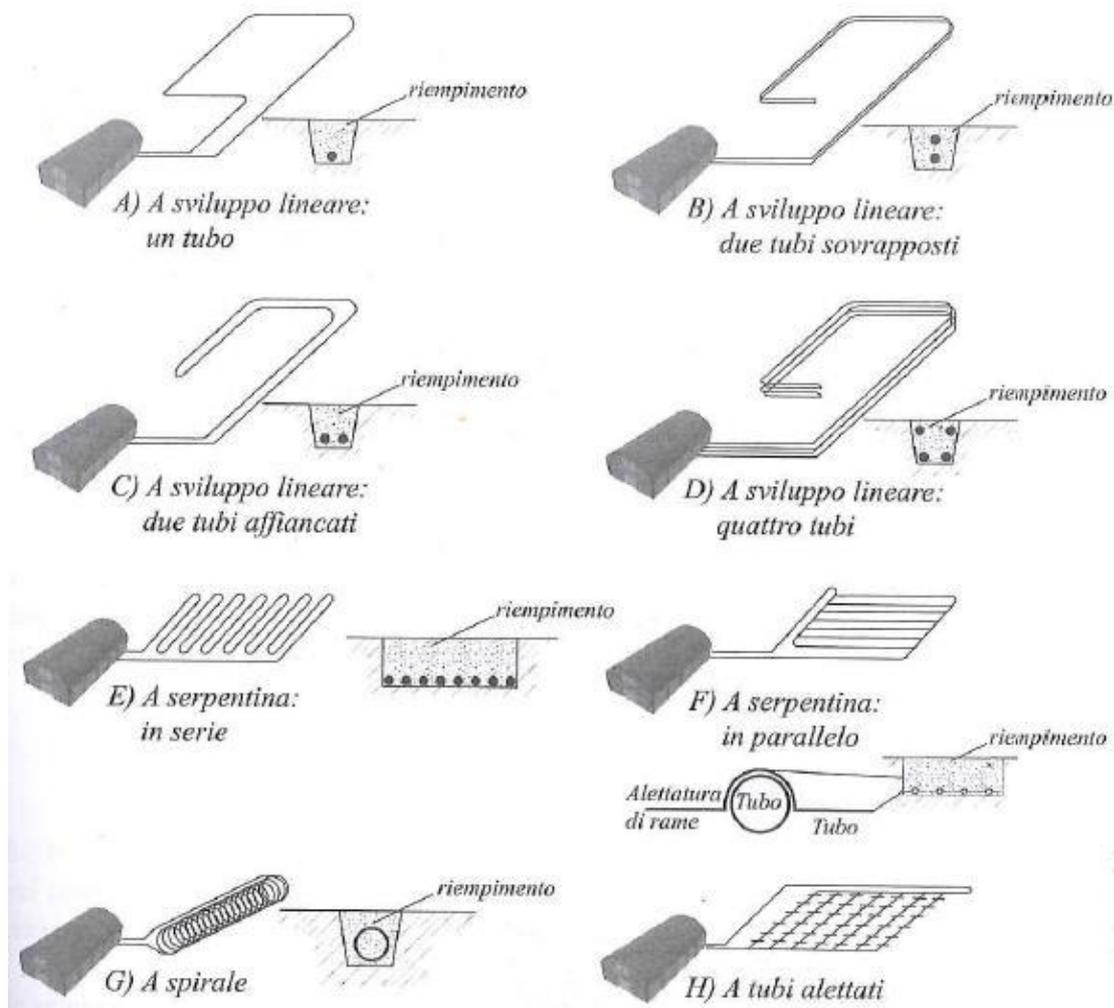


Figura 2.4.2. Schemi di sonde geotermiche orizzontali

Per coniugare la facilità di posa dei sistemi a sviluppo orizzontale e la compattezza delle sonde verticali sono state studiate diverse conformazioni di scambio con il terreno, che hanno come idea di fondo quella di utilizzare elementi modulari di facile assemblaggio, la cui posa non richieda perforazione e che sfruttino al meglio il volume di terreno circostante. Uno dei risultati degli studi sono i cosiddetti "minicollettori": moduli in

polietilene di dimensioni e forme variabili, facili da movimentare e installare, che interessano il volume di terreno fino a 3-4 metri di profondità e che possono essere collegati tra loro in serie o in parallelo.

Non sono da dimenticare infine i pali energetici, utilizzati su edifici di nuova costruzione, qualora siano necessarie fondazioni a pali o a micropali. All'interno del palo strutturale viene annegato un tubo in polietilene che non compromette le prestazioni meccaniche del calcestruzzo e che è in grado di fornire un apporto termico interessante. La resa termica dei pali energetici è comunque minore di quella di una sonda; inoltre si deve tenere presente che la funzione strutturale dei pali è solitamente necessaria in terreni con caratteristiche scadenti e quindi non ottimali per lo scambio termico.

CAPITOLO 3. ROCCE E TERRENI: TIPOLOGIE E PROPRIETÀ

Uno degli aspetti fondamentali da considerare quando si studia la fattibilità di un impianto geotermico è la tipologia di sottosuolo con il quale si ha a che fare: non tutti i terreni hanno proprietà favorevoli all'installazione di sonde geotermiche e spesso per ottenere buoni risultati di scambio termico è necessario spingersi troppo in profondità con le perforazioni, con conseguenti costi insostenibili rispetto a quelli dei sistemi tradizionali di riscaldamento. Si farà di seguito una distinzione tra rocce e terreni, illustrandone le principali caratteristiche e proprietà e soffermandosi infine sul tema delle acque sotterranee, aspetto da tenere in seria considerazione quando si tratta di geotermia.

3.1 Le rocce e le loro proprietà

Si definisce roccia un aggregato di uno o più minerali ed eventualmente anche di sostanze non cristalline quali vetri, liquidi, gas. La presenza di un'immensa varietà di minerali (se ne conoscono circa 2000 specie diverse) fa sì che le rocce abbiano una grande variabilità, così come le loro caratteristiche chimico-fisiche. La classificazione più conosciuta delle rocce si basa sul loro processo di formazione e vede distinte tre categorie: rocce magmatiche, rocce sedimentarie e rocce metamorfiche.

Le rocce magmatiche costituiscono il prodotto finale del consolidamento del magma e si suddividono in rocce intrusive, quando la solidificazione avviene all'interno della crosta terrestre per raffreddamento del mantello, e rocce effusive, se la solidificazione avviene sulla superficie terrestre (vulcani). Per la loro formazione le rocce intrusive costituiscono il basamento roccioso della crosta terrestre, mentre in superficie sono poco presenti. L'aspetto presenta cristalli solitamente di grandi dimensioni, ben formati e la consistenza è molto dura, in quanto l'ambiente di formazioni è ad altissima pressione; l'esempio più noto è il granito. Le rocce effusive si possono trovare negli ambienti circostanti l'attività vulcanica e sono costituite dalla sovrapposizione di strati. Si presentano come rocce aventi cristalli piccoli, difficilmente distinguibili ad occhio nudo, ma possono assumere aspetti molto diversificati, da studiare caso per caso.

Le rocce sedimentarie si possono formare in due modi: consolidamento di materiali sciolti che derivano dall'erosione e dall'alterazione di rocce pre-esistenti o di resti di organismi viventi; precipitazione chimica di sali. Per la loro formazione sono caratterizzate da stratificazioni di spessore variabile in funzione delle condizioni di sedimentazione. Tra le rocce originate per precipitazione di sali quelle principali sono: calcare, dolomia, gesso e

salgemma. Queste rocce sono problematiche per gli impianti geotermici, in quanto la solubilità dei cristalli in acqua dà spesso origine a fenomeni carsici.

Le rocce metamorfiche si generano dalla variazione mineralogica e strutturale di una roccia originaria, in risposta alla variazione delle condizioni chimico-fisiche dell'ambiente (temperatura e pressione principalmente). Infatti, ogni roccia sedimentaria o magmatica è in equilibrio solo in un certo campo di temperature e pressioni e se la roccia si trova in una situazione estranea al suo campo di equilibrio tende a modificarsi mediante una ricristallizzazione senza fusione. Il metamorfismo più comune è quello regionale, collegato ai movimenti tettonici che portano alla formazione delle montagne, che interessa un'ampia area, anche se all'interno si possono riscontrare diversi gradi di metamorfismo, classificati in base alla temperatura alla quale le rocce vengono a trovarsi: si va dal metamorfismo di alto grado, con temperatura da 650°C in su, alla diagenesi (deformazione della roccia senza modificazione chimica), con temperatura inferiore a 200°C. Le rocce più conosciute che appartengono a questa categoria sono gli scisti e i marmi. Per la geotermia queste sono rocce con buone caratteristiche di conduzione termica e relativamente facili da perforare.

Le principali proprietà delle rocce verranno illustrate di seguito.

- *Densità.* È il rapporto tra la massa e il volume della roccia. Considerando che le rocce presentano spazi vuoti si deve parlare più propriamente di densità apparente. Tanto più la densità apparente si avvicina a quella reale, cioè tanti meno vuoti ci sono nella roccia, tanto più è elevata la compattezza.
- *Porosità reale o totale.* È il rapporto tra il volume dei vuoti e il volume totale. La porosità apparente è invece il rapporto tra i soli pori comunicanti con l'esterno e il volume totale: questo valore fornisce indicazioni sul comportamento della roccia in presenza di acqua.

Roccia	Porosità totale
Arenarie	7 – 34 %
Argilloscisti	0,4 - 10 %
Travertini	5 – 12 %
Calcari compatti	0,4 - 2 %
Tufi vulcanici	20 – 30 %

Gneiss	0,4 - 2 %
Graniti	0,4 - 1,5 %
Basalti	0,2 - 0,9 %
Serpentiniti	0,1 - 0,6 %

Tabella 3.1.1. Porosità di alcune rocce

- *Permeabilità.* Indica la facilità con cui un fluido può attraversare la roccia. La permeabilità all'aria permette di valutare scambio termico e ricambio d'aria delle rocce. La permeabilità all'acqua può essere intesa come la velocità di filtrazione che si instaura in una parete di spessore unitario che separa due vasche in cui l'acqua è mantenuta costantemente ad un dislivello relativo unitario. Dimensionalmente è una velocità, viene valutata di solito in [cm/s] ed è importante per la valutazione dei moti di filtrazione nei terreni.
- *Durezza.* Indica la difficoltà che si incontra nell'incidere superficialmente una roccia. Per i minerali si usa una scala di scalfitura (scala di Mohs), mentre per le rocce si ricorre a caratteristiche pratiche come la segabilità, la logorabilità, la perforabilità.
- *Gelività.* Rappresenta la capacità della roccia di resistere a cicli di gelo e disgelo. Si valutano gli effetti che l'acqua imbibita ha sulla roccia in presenza di un forte abbassamento di temperatura. Si possono valutare le pressioni che si originano in una roccia in caso di congelamento provocato dall'estrazione eccessiva di calore, per valutare ad esempio se c'è il rischio di danneggiare la sonda.
- *Proprietà termiche.* Caratterizzano il comportamento delle rocce sottoposte all'azione del calore. Nel campo della geotermia le più importanti sono la conducibilità termica e la capacità termica, delle quali si parlerà ampiamente in seguito. Altra caratteristica importante è la dilatazione termica, cioè l'allungamento subito in funzione dell'aumento di temperatura, che però per le rocce mantiene valori bassi e senza conseguenze per le applicazioni geotermiche.

3.2 I terreni e le loro proprietà

Il terreno è un sistema multifase costituito da uno scheletro di particelle solide i cui vuoti sono riempiti da liquidi e gas. I terreni sono genericamente composti da particelle di diverso diametro, presenti in proporzioni variabili. La percentuale di frequenza di ciascuna classe dimensionale è detta composizione granulometrica. Si distinguono la fase grossolana, caratterizzata da dimensione dei granuli dalla sabbia in su, e la fase fine, composta da limi e argille. La dimensione e la distribuzione dei grani determinano il comportamento meccanico del terreno.

I terreni granulari sono composti principalmente da fase grossolana e in assenza di acqua hanno comportamento non coesivo; la presenza di acqua invece permette la coesione. Le perforazioni in questo tipo di terreni richiedono in genere un rivestimento del foro perché le pareti sono completamente instabili.

I terreni coesivi sono composti principalmente da frazione fine: la struttura delle particelle intrappola l'acqua e ne sfrutta le proprietà elettriche per fornire coesione alla massa. Un foro in terreni coesivi può non richiedere rivestimenti, dal momento che le pareti sono potenzialmente stabili.

Vista l'ampia diffusione, è bene definire cosa si intende con il termine argille. Si tratta di aggregati di materiali di varia natura caratterizzati dall'aver granulometria inferiore a 0,002 mm; costituenti principali sono granuli di quarzo, polveri, sostanze organiche e soprattutto un gruppo di minerali appartenenti alla categoria dei fillosilicati, denominati minerali delle argille, che per la loro struttura molecolare conferiscono alle argille le particolari proprietà che le caratterizzano. Il fatto che i minerali argillosi abbiano un'elevatissima superficie per unità di peso e la struttura a strati permettono loro di adsorbire acqua e ioni sulla superficie dei cristalli; ne consegue un comportamento colloidale delle argille in soluzione acquosa. Come conseguenza dell'adsorbimento di acqua si verifica un aumento di volume (rigonfiamento delle argille).

Dalla capacità di adsorbimento e di scambio ionico derivano le proprietà meccaniche che caratterizzano le argille: impermeabilità (l'acqua non può circolare liberamente), coesione, plasticità in presenza di poca acqua, fluidità in presenza di molta acqua, viscoplasticità (capacità di deformarsi lentamente se sottoposta ad un carico), sensibilità.

Per illustrare le proprietà dei terreni si farà riferimento alla seguente figura 3.2.1 che mostra le proporzioni delle tre fasi solida, liquida e gassosa presenti nei terreni stessi.

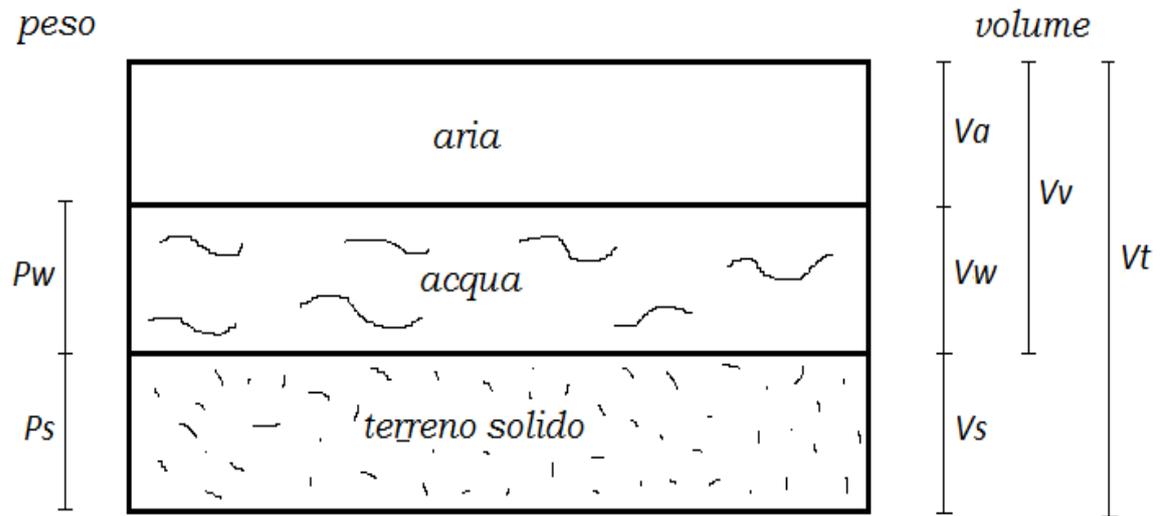


Figura 3.2.1. Fasi del terreno e significato delle grandezze in peso e volume. (Scesi e Papini, 1997)

- *Peso specifico* γ_s del singolo granulo di terreno. È il rapporto tra il suo peso P_s e il volume occupato V_s e rappresenta la densità del minerale da cui il granulo è composto:

$$\gamma_s = \frac{P_s}{V_s}$$

- *Peso di volume allo stato secco*. È il rapporto tra il peso del solido e il volume totale:

$$\gamma_d = \frac{P_s}{V_t}$$

- *Peso di volume allo stato naturale*. È il rapporto tra il peso complessivo del campione e il volume totale:

$$\gamma = \frac{P}{V_t}$$

- *Porosità.* A differenza delle rocce non si distingue tra porosità reale e apparente, perché le porosità isolate all'interno dei singoli granuli sono delle eccezioni particolari. Si definisce quindi porosità il rapporto tra il volume dei vuoti e il volume totale ed essa è compresa tra 0 e 1:

$$m = \frac{V_v}{V_t}$$

- *Indice dei vuoti.* È il rapporto tra il volume dei vuoti e il volume del solido:

$$e = \frac{V_v}{V_s}$$

La porosità e l'indice dei vuoti sono legati dalla relazione $e = \frac{m}{1-m}$

- *Contenuto d'acqua.* È il rapporto, in percentuale, tra il peso dell'acqua e il peso della sostanza solida:

$$W = \frac{P_w}{P_s} \cdot 100$$

- *Grado di saturazione.* È il rapporto tra il volume occupato dall'acqua e il volume complessivo dei vuoti:

$$S_r = \frac{V_w}{V_v} \cdot 100$$

- *Grado di addensamento.* Questa proprietà viene definita attraverso fattori diversi in base alla natura del terreno.

Per terreni granulari il grado di addensamento è misurato ricorrendo alla *densità relativa*, grandezza che assume valore 0% se il terreno è al minimo stato di addensamento e 100% se è al massimo:

$$D_r = \frac{e_{max} - e_0}{e_{max} - e_{min}} \cdot 100$$

Per i terreni coesivi l'addensamento viene definito attraverso la consistenza relativa, che può essere misurata in sito mediante prove a compressione o indirettamente, su campioni di terreno, tramite la determinazione dei limiti di consistenza (*limiti di Atterberg*). I terreni a grana fine si presentano in quattro differenti stati fisici a seconda del contenuto di acqua (fig. 3.2).

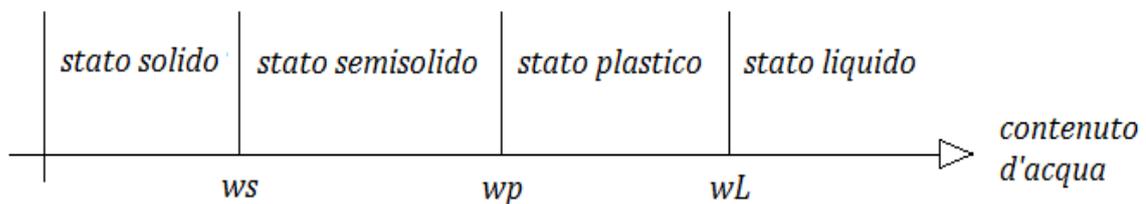


Figura 3.2.2. Stati fisici dei terreni e limiti di consistenza di Atterberg

Si possono definire quindi:

Limite liquido w_L . Esprime il contenuto d'acqua per il quale il terreno assume una determinata resistenza al taglio. La sua determinazione avviene mediante una prova empirica indiretta.

Limite plastico w_P . Rappresenta il contenuto d'acqua in corrispondenza del quale il terreno comincia a perdere il comportamento plastico.

Limite di ritiro w_S . Rappresenta il contenuto d'acqua al di sotto del quale una perdita d'acqua non comporta più alcuna riduzione di volume.

- *Permeabilità*. La sua definizione è analoga a quella già fatta per le rocce. All'aumentare della dimensione del granulo di terra la permeabilità aumenta.
- *Proprietà termiche*. Le principali sono, anche per i terreni, la conducibilità e la capacità termica.

3.3 Le acque sotterranee: falde e acquiferi

L'acqua e il suo movimento sono fondamentali per la trasmissione del calore tra le sonde geotermiche e il sottosuolo e la loro importanza si manifesta in due modi. Attraverso il deflusso continuo di acque interstiziali viene modificata la temperatura del sottosuolo stesso e, in secondo luogo, con lo scorrimento d'acqua i meccanismi di trasmissione del calore cambiano e di conseguenza cambia la modellizzazione del comportamento termico della sonda.

Nei terreni l'acqua può scorrere liberamente andando ad occupare tutti i vuoti e la sua facilità di scorrimento è legata alla dimensione dei canali, che sono tanto più grandi quanto maggiore è la granulometria del terreno. Nel caso delle argille, i legami molecolari e le cariche elettrostatiche che le caratterizzano costituiscono un importante ostacolo al flusso.

Per quel che riguarda le rocce, deve essere posta particolare attenzione a quelle carsiche (calcari, dolomie, gesso), che possono presentare cavità sede di veri e propri fiumi sotterranei. Le grotte possono essere prive di scorrimento d'acqua, sede di fiumi o laghi sotterranei permanenti o temporanei, o completamente allagate. Nelle rocce soggette a carsismo, lo scorrimento d'acqua avviene prevalentemente all'interno di fratture e fessure e il comportamento del flusso segue i principi dell'idraulica.

Per lo studio delle sonde geotermiche è importante conoscere la struttura del sottosuolo. Dall'alto verso il basso, in una sezione verticale di terreno, si trovano gli strati:

- *suolo*, profondo pochi metri, si trova superficialmente. È composto da terreno e frazione organica, di solito saturato con aria in libera circolazione; talvolta sono presenti sacche d'acqua capillare e acqua di infiltrazione dalla superficie;
- *porzione di terreno sostanzialmente asciutto*, al di sotto del suolo. Se è presente acqua libera, questa è di tipo capillare. Insieme al suolo, questa fascia costituisce la zona di aerazione;
- *terreno saturo*, che contiene l'acqua di falda, la quale è libera di muoversi per gravità;
- *substrato impermeabile o semipermeabile*, che impedisce il deflusso dell'acqua verso il basso.

Si definisce acquifero il complesso di uno strato di terreno saturo e l'acqua ivi contenuta (chiamata falda), costituito dagli strati appena illustrati e rappresentato di seguito (fig. 3.3.1).

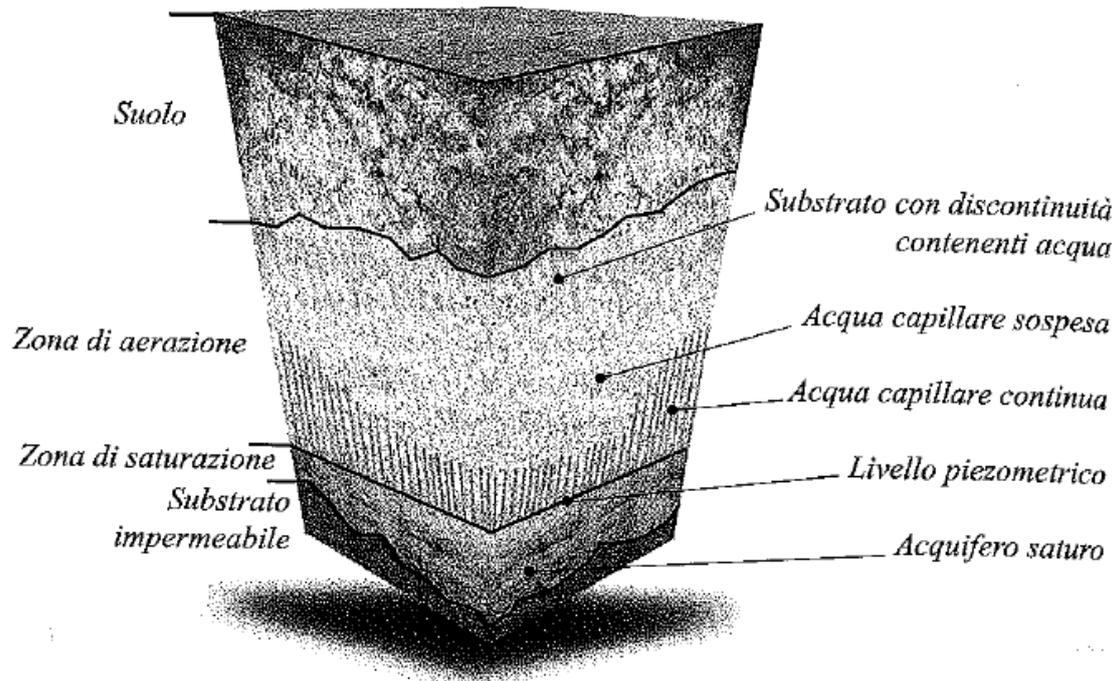


Figura 3.3.1. Sezione tipica di terreno

Con eccezione del suolo e la variante della parte di terreno aerato, lo schema può ripetersi più volte in profondità fino a raggiungere il substrato roccioso. Ad eccezione dell'acquifero superficiale, ciascun acquifero è delimitato superiormente e inferiormente da uno strato impermeabile; l'acqua è libera di muoversi solo nella porzione di terreno saturata. Ciascuna falda è caratterizzata da una zona di alimentazione, una di deflusso e una di sbocco.

In fase di progettazione di un campo geotermico è bene porre attenzione ad alcuni aspetti riguardanti le falde presenti nel terreno interessato.

C'è la possibilità che siano presenti sistemi multifalda, molto diffusi in Italia, e per questo è necessario valutare bene le misure necessarie per proteggere la risorsa idrica.

La possibile presenza di acquiferi in pressione impone di porre particolare attenzione durante la fase di verifica di fattibilità dell'opera, poiché possono presentarsi situazioni in cui la cementazione delle sonde è problematica e in generale i costi di costruzione dell'impianto si alzano notevolmente.

Infine, risulta interessante valutare la provenienza delle acque di falda per poter stimare la temperatura del terreno. Quando tra l'area di alimentazione e il punto in esame ci sono distanze relativamente brevi e i terreni hanno elevata permeabilità si riscontra una grande influenza dell'aria ambiente sulla temperatura del sottosuolo; questo fenomeno tende ad attenuarsi all'aumentare del tempo necessario perché le acque meteoriche raggiungano per via sotterranea il sito in esame.

CAPITOLO 4. L'IMPIANTO GEOTERMICO

Si è visto che è possibile sfruttare il flusso geotermico presente nel sottosuolo in vari modi. In seguito ci si soffermerà sull'uso diretto della risorsa geotermica e in particolare sul suo impiego per il riscaldamento o il raffrescamento di un ambiente.

I tre componenti principali di un impianto geotermico a bassa entalpia sono:

- le sonde geotermiche, all'interno delle quali un fluido, solitamente acqua glicolata, riceve calore dal terreno e quindi si riscalda, andando poi a condensare in uno scambiatore posto nella pompa di calore, rilasciando la sua energia termica al fluido impiegato nella pompa di calore stessa;
- la pompa di calore, nella quale il fluido operativo si scalda grazie all'acqua glicolata proveniente dalla sonda geotermica, passa attraverso un compressore che ne aumenta temperatura e pressione e infine condensa, rilasciando l'energia termica acquistata al fluido impiegato per la distribuzione del calore all'utenza;
- terminali di impianto (radiatori, ventilconvettori o serpentine a pavimento), che permettono l'erogazione del calore all'utenza, anche in questo caso tramite un fluido termovettore.

Quando vi è anche la necessità di raffrescamento si utilizzano pompe di calore invertibili, tramite le quali è possibile estrarre il calore in eccesso dall'ambiente da raffrescare e rigettarlo nel terreno.

Si vedranno in seguito i tre componenti citati, i principi di funzionamento e le loro caratteristiche.

4.1 La sonda geotermica

In questa trattazione si porrà l'attenzione sulle sonde geotermiche verticali, che rappresentano la tipologia più utilizzata e garantiscono buone prestazioni. Tali sonde possono essere di vario tipo, come già anticipato; quelle maggiormente diffuse sono le configurazioni ad "U", a doppia "U" e coassiali. I tre elementi fondamentali di una sonda verticale sono le tubazioni, il piede e il materiale di riempimento, che occupa lo spazio tra la sonda e il terreno che la circonda.

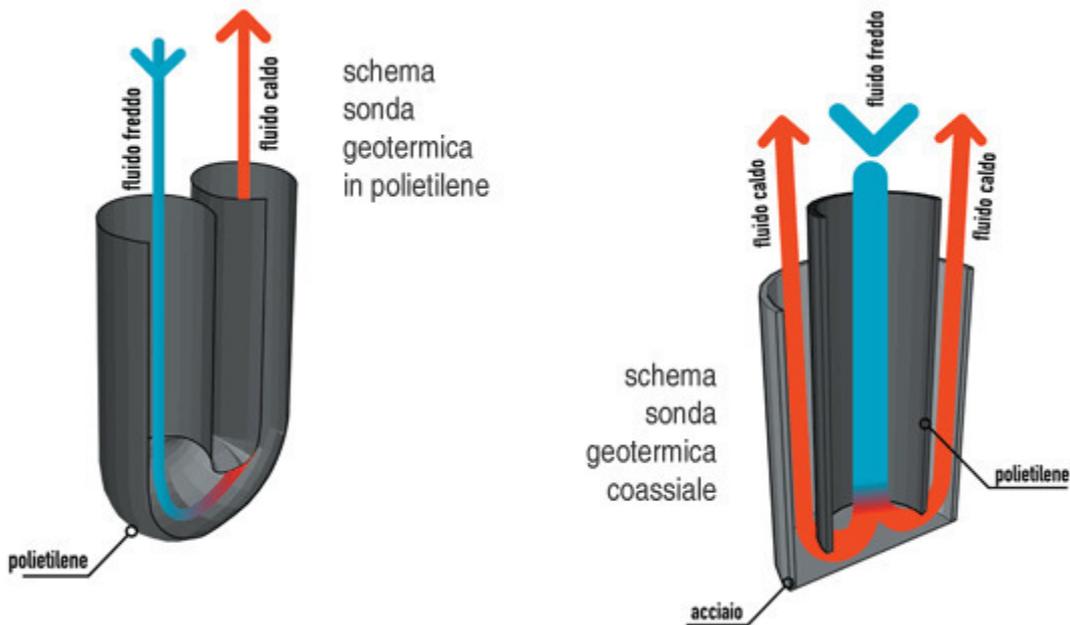


Figura 4.1.1. Schema costruttivo di sonda geotermica verticale ad "U" (a sinistra) e di sonda geotermica coassiale (a destra)

4.1.1 Materiali costituenti le sonde

Per sonde a singola o a doppia "U" le tubazioni sono solitamente in polietilene ad alta densità (commercialmente chiamato HDPE: High Density Polyethylene). Si tratta di un polimero termoplastico ricavato dal petrolio: 1 kg di HDPE si ottiene utilizzando 1,75 kg di petrolio. Le forze intermolecolari in questo materiale e la sua resistenza alla trazione sono maggiori rispetto alle varietà di polietilene meno dense; inoltre esso è più opaco e più duro e può sopportare temperature più elevate (fino a 80°C). La flessibilità e la resistenza alla corrosione ad opera dei più svariati agenti chimici risultano molto elevate, così come sono molto buone le caratteristiche meccaniche e la stabilità a lungo termine. Infine, la ridotta scabrezza interna dei tubi garantisce una ridotta resistenza idraulica. Nonostante queste proprietà, il polietilene purtroppo non possiede una conducibilità particolarmente elevata; essa si attesta intorno a 0,38-0,40 W/(mK) e questo rappresenta un limite nell'impiego di tale materiale per le sonde geotermiche, che necessitano invece di scambiare più calore possibile con il terreno. Per sopperire a tale inconveniente si cercano di utilizzare tubazioni con pareti il più sottili possibile, che permettano di ridurre al minimo l'isolamento termico ma allo stesso tempo consentano di contrastare meccanicamente l'azione del terreno e del cementante.

I diametri più utilizzati, soprattutto per motivi idrodinamici, sono il De25 (diametro esterno 25 mm) fino a 80 m di lunghezza della sonda, il De32 fino a 150 metri e il De40 fino a 300 metri e oltre.

Queste tubazioni sono identiche a quelle utilizzate per l'acquedottistica e presentano come differenze solo la banda colorata laterale, che permette di identificare le tubazioni in servizio (riga blu per gli acquedotti e riga assente per gli impianti geotermici), e la maggiore cura che viene dedicata al controllo della produzione durante la realizzazione delle sonde. Per dare garanzie di qualità e rintracciabilità, sulle tubazioni deve essere impresso costruttore, tipo di tubazione, diametro, materiale, norme di riferimento per la costruzione, spessore della parete, data di produzione.

Le tubazioni per le sonde geotermiche non devono presentare saldature di nessun genere nel tratto verticale e non devono essere saldate e giuntate in cantiere.

Caratteristiche termiche HDPE	Unità di misura	Valore
Punto di fusione	°C	125
Max temperatura di impiego breve	°C	90
Max temperatura di impiego permanente	°C	80
Min temperatura d'impiego	°C	-50
Coefficiente di dilatazione termica lineare	K ⁻¹	1,8·10 ⁻⁴
Calore specifico	kJ/(kg·K)	1,80
Conducibilità termica	W/(m·K)	0,38

Tabella 4.1.1.1. Caratteristiche termiche del polietilene ad alta densità

Un altro materiale usato è il polietilene reticolato (Peax), che possiede migliore comportamento a carichi puntuali sulla parete e soprattutto maggiore campo di utilizzo in termini di temperatura. Come difetti presenta però una minor resistenza alla pressione, caratteristiche di conduzione termica ancora peggiori del Pead e un costo più elevato.

Si utilizza anche una miscela di polietilene leggermente diversa rispetto al Pead, il Pe-RC (Resistant to Crack), che garantisce una resistenza alle sollecitazioni esterne decisamente maggiore del polietilene tradizionale.

Le sonde geotermiche coassiali sono costituite dalla tubazione interna di mandata, dello stesso materiale costituente le sonde ad "U", e da una tubazione esterna di ritorno, che

contiene quella di polietilene. La tubazione esterna è costituita da moduli di lunghezza 1 m o 6 m a seconda delle scelte progettuali, con giunzioni M-F, e solitamente è in acciaio, materiale che possiede caratteristiche di scambio termico decisamente migliori rispetto al polietilene. I valori di resistenza termica sono inferiori e, in caso di falde idriche con movimenti di flusso anche limitati, la sonda coassiale può presentare un rendimento dal 10% al 50% superiore rispetto alle sonde in polietilene.

La "U" di raccordo tra le tubazioni di mandata e di ritorno al fondo della sonda geotermica prende il nome di piede di sonda e, analogamente alle tubazioni, anch'esso è in HDPE. Il piede deve essere ben saldato con le tubazioni e la buona qualità di questa saldatura è data solo dalla sua esecuzione in fabbrica; la sonda geotermica arriva infatti in cantiere già assemblata. Si deve inoltre porre attenzione alla sezione di passaggio dei fluidi, che deve accompagnare nella maniera migliore possibile il flusso, in modo da ridurre al minimo le perdite di carico: devono essere evitate le curve ad angolo retto. La forma del piede nel suo complesso deve favorire lo scivolamento della sonda nella perforazione, quindi non devono esserci spigoli vivi rivolti verso il basso o sporgenze laterali che possano impigliarsi in sassi, facilitare la disgregazione del terreno e porre resistenza alla discesa.

Per le sonde coassiali non è previsto un piede, in quanto il fondo della tubazione è costituito semplicemente da un'adeguata chiusura del primo modulo di acciaio posato.

4.1.2 Materiale di riempimento

Il materiale di riempimento può essere materiale sciolto (sabbie quarzifere di solito) o malta cementizia. Se si utilizza materiale sciolto, i grani vanno scelti in base alla conducibilità termica delle particelle solide. In ogni caso la posa deve essere eseguita con riempimento da fondo foro e il materiale deve essere abbastanza fine da non creare ponti di dimensione significativa (si scelgono le sabbie).

I materiali sciolti danno risultati migliori in presenza di falda, perché permettono lo scorrimento delle acque sotterranee a diretto contatto con le tubazioni. Se la formazione geologica attraversata dalla sonda non è satura, l'uso di materiale sciolto è svantaggioso, visto l'alto potere isolante dell'aria, che riduce anche lo scambio per conduzione. Si deduce che il materiale sciolto andrebbe usato solo per formazioni geologiche che ne garantiscono permanentemente la saturazione, come ad esempio le sole porzioni sature dell'acquifero o i terreni impermeabili.

Le principali malte utilizzate sono miscele in varie proporzioni di cemento Portland e bentonite (molto usata è la miscela con 450 kg di cemento, 50 kg di bentonite e 900 l di acqua per un metro cubo complessivo di malta cementizia); ci sono varie tipologie di bentonite quindi la composizione può variare da caso a caso ed è inoltre possibile aggiungere alla miscela sabbie quarzifere per aumentarne la conducibilità termica. Per realizzare le malte, oltre ai componenti appena visti, è possibile aggiungere residui di altoforno e additivi vari in proporzioni variabili.

La scelta della composizione delle malte deve tenere conto delle proprietà che si vogliono ottenere da questi riempimenti:

- Conducibilità termica. Deve essere il più alta possibile per garantire elevato scambio termico tra sonda e terreno. I materiali che possiedono conduttività maggiore sono sabbia satura (1,7-2,5 W/(mK)), bentonite con sabbia (1,4-1,8 W/(mK)) e premiscelati termicamente migliorati (1,6-2,2 W/(mK)).
- Densità. Solitamente assume valori appena inferiori a 1,5 t/m³. La conoscenza della densità del riempimento è utile in quanto permette di capire se sussistono le condizioni affinché la boiaccia cementizia intasi una falda in pressione.
- Reologia. Per le sospensioni cementizie si usa questo termine al posto della viscosità, anche se non vi è alcuna differenza. Per misurarla si usa il numero di Marsh, che rappresenta il tempo, in secondi, necessario affinché si svuoti un imbuto di forma standard riempito con la boiaccia cementizia. La scelta di malte con elevato numero di Marsh (15-20) è in generale indice di buona qualità della cementazione.
- Permeabilità. Perché la malta sia buona, la permeabilità deve essere bassa, in modo da minimizzare il contatto tra falde a diversa quota.
- Andamento della maturazione. La sua conoscenza permette di valutare l'arco temporale all'interno del quale è possibile reintegrare l'iniezione dal basso se il riempimento tende a calare e di programmare al meglio i test da effettuare sulla sonda.
- Calore di maturazione. La maturazione della malta sviluppa calore in quanto avviene tramite una reazione chimica esotermica. Conoscendo la dinamica della temperatura del getto è possibile verificare che non si sviluppino temperature tali da danneggiare le sonde (documentazioni tecniche parlano di incrementi di 15-20°C) e verificare i tempi necessari ad avere ripristino completo delle condizioni di temperatura indisturbata del terreno (da varie esperienze è stimato intorno alle tre o quattro settimane).
- Variazione di volume durante la maturazione. Una buona malta cementizia non deve presentare fenomeni di espansione o contrazione di volume durante la maturazione, che potrebbero causare rispettivamente la deformazione della tubazione o la formazione di fessurazioni che riducono lo scambio termico con il terreno.

- Resistenza al gelo. Nella stagione invernale il fluido termovettore può scendere al di sotto degli 0°C e provocare il congelamento dell'acqua di miscelazione della malta: può verificarsi un aumento di volume della malta stessa che nel tempo, in seguito a cicli di gelo e disgelo, può portare alla fratturazione del getto con conseguente aumento della permeabilità e riduzione della conducibilità termica.

4.1.3 Fluido termovettore

Un altro elemento fondamentale da considerare quando si tratta di sonde geotermiche è il fluido termovettore da utilizzare per lo scambio termico con il terreno. Tale fluido può essere semplicemente acqua, nel caso in cui le temperature raggiunte dal terreno non siano eccessivamente rigide; in caso contrario si utilizza acqua miscelata con antigelo. Comunemente gli antigelo impiegati sono glicole etilenico e glicole propilenico, miscelati in proporzione variabile con l'acqua per ottenere il punto di congelamento voluto.

L'uso di questi fluidi pone questioni ambientali, in quanto essi possono essere potenzialmente pericolosi per le falde in caso di rottura di una sonda. È necessario quindi porre particolare attenzione durante tutta la fase di posa e collaudo delle sonde, per evitare fuoriuscite dannose. Non meno importanti sono le variazioni di viscosità, di densità e delle proprietà termiche della soluzione in funzione della concentrazione di antigelo, che devono essere tenute in considerazione nella fase di dimensionamento dell'impianto.

Il glicole etilenico, con nome IUPAC 1,2-etandiolo, ha formula bruta $C_2H_6O_2$ e massa molecolare 62,07 g/mol; appare come un liquido incolore, ottenuto a partire da ossido di etilene (a sua volta ottenuto dall'ossidazione parziale dell'etilene), tramite l'addizione di una molecola d'acqua. L'impiego principale è come anticongelante, ma negli anni esso è diventato anche un importante composto nella produzione di resine e di fibre a base di poliesteri. Il glicole etilenico è tossico per ingestione e una dose di circa 30 ml può essere letale. In base alla percentuale di glicole addizionato all'acqua si ottengono punti di congelamento diversi e quindi la quantità di glicole viene scelta in base alle esigenze.

Glicole etilenico [% volume]	Temperatura di congelamento [°C]
10	-3,5
20	-8
25	-11,9
30	-15,4
35	-19,4
40	-23,9
50	-35,6

Tabella 4.1.3.1. Temperatura di congelamento delle soluzioni di glicole etilenico e acqua.
Fonte: Fotir s.r.l.

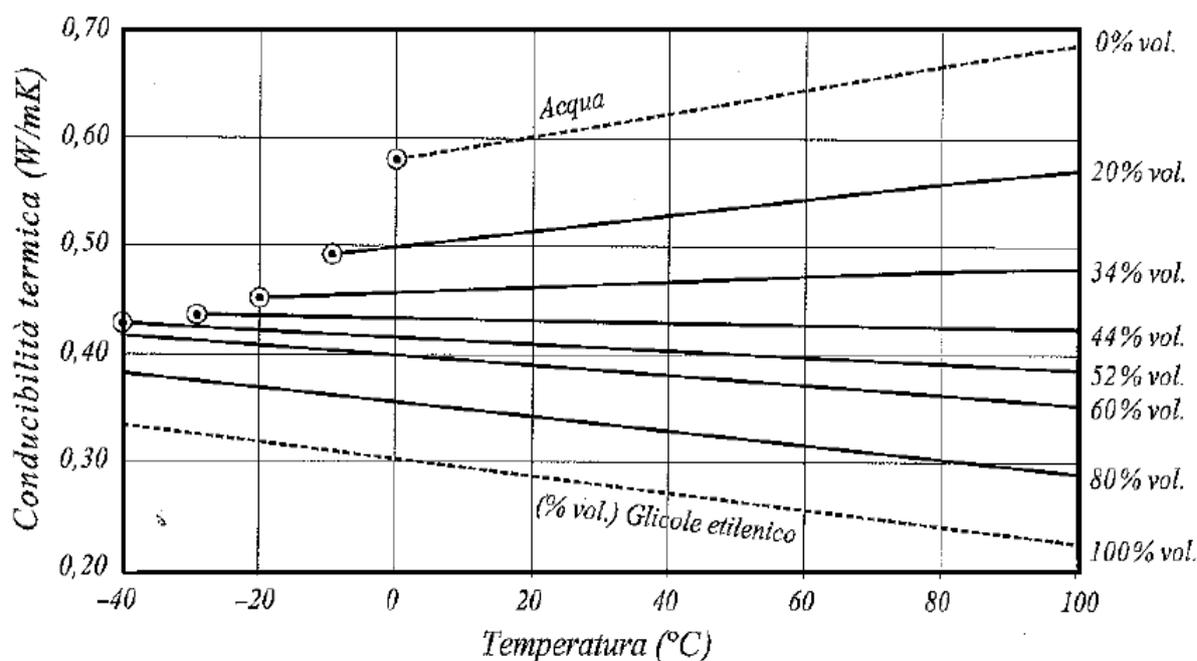


Figura 4.1.3.1. Conducibilità termica delle soluzioni di glicole etilenico e acqua

Il glicole propilenico, con nome IUPAC 1,2-propandiolo, ha formula bruta $C_3H_8O_2$ e massa molecolare 76,09 g/mol; appare come un liquido incolore e inodore, chiaro e viscoso, ottenuto dalla reazione di idratazione dell'ossido di propilene. Gli usi sono molteplici: solvente in preparati farmaceutici, umettante in cosmetici e alimenti, base per liquidi anticongelanti. Il glicole propilenico ha proprietà simili a quelle del glicole etilenico ma presenta un basso grado di tossicità e per questo motivo si sta affermando sempre di più

in geotermia, anche se è meno performante dal punto di vista tecnico e più costoso del glicole etilenico.

Glicole propilenico [% volume]	Temperatura di congelamento [°C]
10	-3,2
20	-8
25	-10
30	-14
33	-15
40	-22
50	-33

Tabella 4.1.3.2. Temperatura di congelamento delle soluzioni di glicole propilenico e acqua.
Fonte: Enobiotech

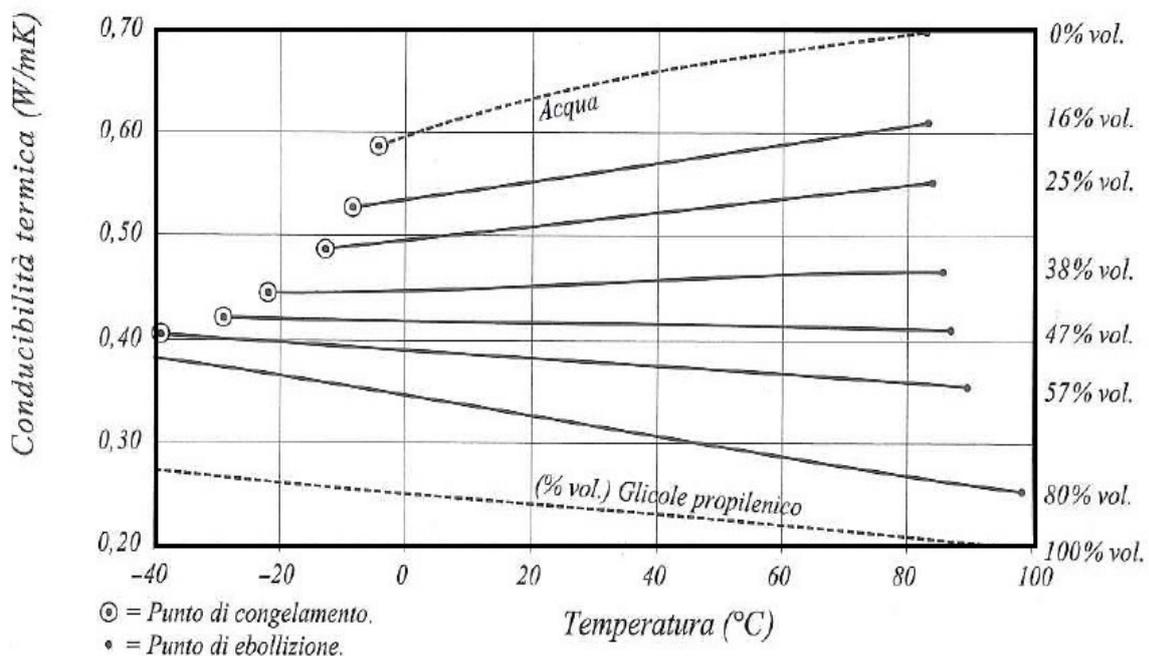


Figura 4.1.3.2. Conduttività termica delle soluzioni di glicole propilenico e acqua

4.2 La pompa di calore

Una pompa di calore è una macchina che utilizza energia termica proveniente dall'ambiente esterno per scaldare il fluido di ciclo presente al suo interno. Tale fluido, a

seconda del tipo di pompa di calore, può ricevere calore dall'aria esterna, dall'acqua o dal terreno. Allo stesso modo, se si intende raffrescare un'utenza, all'ambiente esterno verrà rigettato il calore che si desidera espellere dall'ambiente in esame. Di seguito si tratteranno le pompe di calore che nella classificazione ASHRAE vengono definite GCHP (Ground-Coupled Heat Pump), ossia macchine che sfruttano o rigettano calore al terreno attraverso le sonde geotermiche. Sul mercato è presente una vastissima varietà di pompe di calore, che spaziano dalla configurazione base a schemi di funzionamento più complessi, che cercano di adattarsi alle più svariate esigenze.

Una pompa di calore è una macchina termica non reversibile, impiegata per produrre energia termica a temperatura costante: solitamente la sua funzione è perciò quella di mantenere in temperatura un certo ambiente. I componenti principali sono quattro:

- Evaporatore. Si tratta di uno scambiatore di calore nel quale il fluido di lavoro della pompa di calore subisce un'evaporazione, grazie al calore cedutogli dall'acqua glicolata proveniente dalla sonda geotermica.
- Compressore. Ha la funzione di comprimere il vapore di fluido termovettore, innalzandone così temperatura e pressione.
- Condensatore. È anch'esso uno scambiatore di calore, in cui avviene la condensazione del vapore di fluido termovettore, il quale cede il suo calore al fluido destinato al riscaldamento dell'utenza.
- Valvola di laminazione. Il liquido proveniente dal condensatore viene fatto espandere passando attraverso tale organo, giungendo alla pressione più bassa di ciclo.

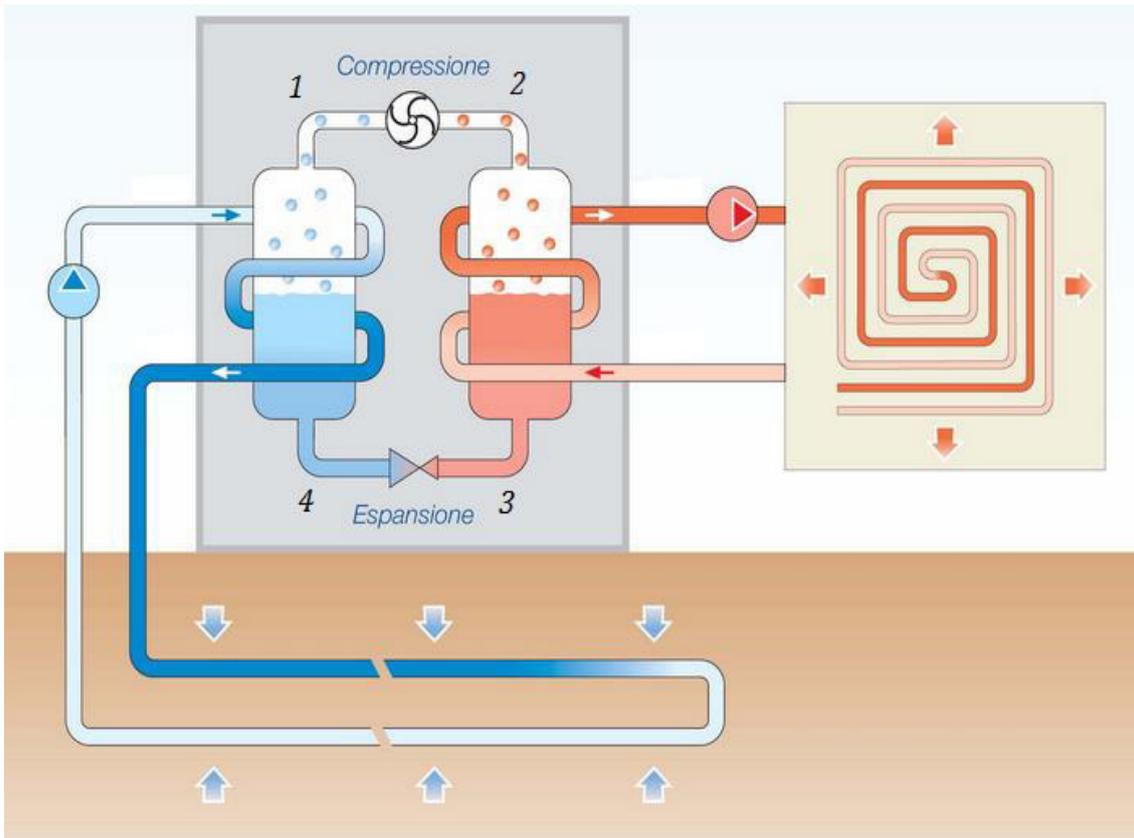


Figura 4.2.1. Schema di funzionamento di una pompa di calore abbinata al terreno

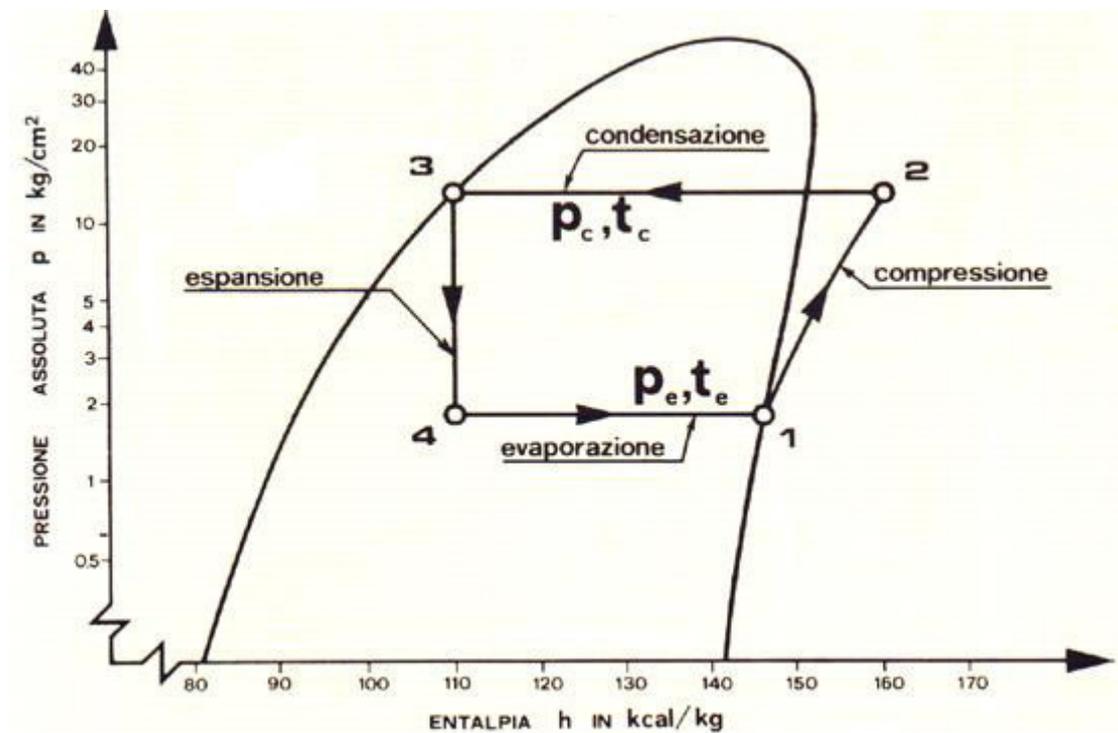


Figura 4.2.2. Diagramma p-h del fluido R22 del ciclo termodinamico in una pompa di calore con configurazione base

Oltre a questi quattro componenti base, è opportuno posizionare nel ciclo anche altri elementi, necessari affinché il funzionamento della pompa di calore sia ottimale e adottare alcuni accorgimenti nel caso si presentassero situazioni particolari.

In assenza di scambio termico all'evaporatore e/o al condensatore è possibile che si verifichino delle sovrappressioni o sottopressioni nel fluido di ciclo, le quali possono portare alla rottura degli organi meccanici o alla presenza di liquido nel compressore. Per evitare tali circostanze dannose i circolatori che movimentano il fluido vengono messi in moto con un certo anticipo rispetto al compressore; inoltre lungo il circuito frigorifero vengono posti dei pressostati che inibiscono il funzionamento del compressore qualora i range di pressione fuoriescano dai valori di progetto. Non meno importante è la raccomandazione da parte dei produttori di pompe di calore di porre dei flussostati di sicurezza e dei pressostati differenziali per impedire l'avvio del compressore qualora non ci sia circolazione nell'evaporatore o nel condensatore. Lungo il circuito vengono poi posizionate delle valvole di sicurezza, tarate per intervenire prima che le pressioni interne oltrepassino le soglie di pericolo.

Per evitare la presenza di liquido nel compressore, a valle dell'evaporatore viene posto un separatore di liquido: la mandata verso il compressore è posta nella parte superiore, così per gravità il refrigerante liquido viene raccolto nella parte bassa del contenitore e la fase gassosa prosegue il ciclo.

Tra il condensatore e la valvola di laminazione si pone un raccoglitore di liquido, che ha la funzione di vaso di espansione: contiene fluido frigorifero a sufficienza per assorbire le variazioni del rapporto tra fase liquida e fase gassosa durante le varie fasi di esercizio.

Un altro aspetto importante da considerare è la necessità di evitare continui on/off del compressore, che ne provocano un rapido danneggiamento e causano perdite significative in termini prestazionali. Per scongiurare questo deve sussistere un certo gap tra soglia di accensione e soglia di spegnimento: la differenza tra queste due soglie è detta isteresi e serve proprio per evitare accensioni troppo ravvicinate.

Necessario è infine l'uso di una centralina di controllo ed elaborazione dei dati, visti il numero e la complessità dei controlli sulle temperature.

Nel caso in cui il rapporto tra fabbisogno di picco e fabbisogno minimo sia molto elevato, è interessante utilizzare una macchina pluricompressore. Le logiche di accensione e spegnimento dei compressori sono sempre legate a delle soglie di temperatura sull'utenza. La taglia dei compressori può essere scelta con diversi criteri: usando compressori uguali è possibile gestire la rotazione tra i diversi componenti, così da generare consumo equivalente tra le varie parti e ridurre gli intervalli di manutenzione;

scegliendo compressori di varie taglie si possono ottimizzare i gradini di parzializzazione, con minor consumo complessivo delle macchine.

Gli scambiatori condensatore ed evaporatore sono progettati per lavorare a potenza nominale e nel caso di funzionamento a carico parziale risultano sovradimensionati, aumentano di efficienza e di conseguenza diminuiscono le differenze di temperatura che si instaurano tra fluido frigorifero e i due fluidi termovettori lato ambiente e lato utenza. Sebbene quindi le prestazioni di una macchina pluricompressore siano paragonabili a quelle di una macchina monocompressore, nel funzionamento reale, e quindi spesso ai carichi parziali, il vantaggio nelle prestazioni è significativo.

4.2.1 Configurazioni di pompe di calore

Oltre alla configurazione base appena descritta, sono diffuse pompe di calore con varianti costruttive e di funzionamento.

Come prima alternativa è d'obbligo citare la pompa di calore con inversione di ciclo: la macchina funziona alternativamente come pompa di calore o come chiller; la funzione non è più solo quella di produrre acqua calda per il riscaldamento invernale, ma si deve anche produrre acqua fredda per il condizionamento durante l'estate. Vista una ridotta variazione in termini economici, un grande numero di produttori propone come standard le macchine ad inversione di ciclo. L'organo che permette l'inversione è una valvola a quattro vie, che ha la funzione di invertire evaporatore e condensatore. Sebbene il funzionamento sia dunque permesso in entrambi i sensi del ciclo termodinamico, una direzione garantisce maggiore rendimento dell'altra, per il fatto che gli scambiatori di calore lavorano meglio quando i flussi dei due fluidi che al loro interno scambiano calore sono incrociati piuttosto che paralleli. L'inversione di ciclo è attuata di solito mediante un selettore manuale, ma alcune macchine prevedono, per la produzione di acqua calda sanitaria, inversione di ciclo automatica durante la fase estiva di funzionamento.

Un diverso uso della pompa di calore è lo sfruttamento contemporaneo dell'energia frigorifera ricavabile all'evaporatore e quella termica ricavabile dal condensatore, ottenendo un effetto utile duplice. Siccome però non vi è un perfetto bilanciamento tra le esigenze energetiche in caldo e freddo, rimane necessario anche lo scambio con l'ambiente esterno; per questo si inserisce un terzo scambiatore di calore, chiamato recuperatore, che entra in funzione solo in caso di necessità. Di solito il recuperatore lavora in alternativa al condensatore: un controllo primario avvia la pompa di calore in caso di esigenza di freddo e un controllo secondario, a macchina avviata, gestisce la

distribuzione del caldo in eccesso sull'utenza calda o, in caso questa sia "satura", sull'ambiente esterno. Il limite principale della pompa di calore a recupero totale sta nel fatto che la produzione di acqua refrigerata con dissipazione in ambiente potrebbe avvenire per gran parte del tempo con efficienza maggiore rispetto alla dissipazione sul recuperatore.

Si trovano poi pompe di calore a recupero parziale, anche queste usate nel caso in cui si abbiano necessità contemporanee di caldo e freddo. L'obiettivo è la produzione di caldo ad alta temperatura senza avere una perdita prestazionale della pompa di calore; per contro è inevitabile la perdita di una quota parte di potenza termica, non recuperabile. La peculiarità della macchina è la presenza di due condensatori che funzionano in alternativa: la condensazione si divide in due fasi, corrispondente a due scambiatori collegati in serie, dei quali il primo è eventualmente by-passabile. Nella prima fase il vapore surriscaldato proveniente dal compressore subisce un desurriscaldamento e giunge nella condizione di vapore saturo secco: lo scambiatore nel quale avviene la trasformazione è il desurriscaldatore e solitamente è destinato alla produzione di acqua calda sanitaria. Lo scambiatore che segue è il condensatore vero e proprio, nel quale il vapore passa alla condizione di liquido saturo e si dissipa energia verso l'ambiente esterno.

L'avvio della macchina avviene in caso di esigenza di freddo, mentre il caldo è un sottoprodotto e non può essere generato indipendentemente, salvo pompe di calore reversibili. Il calore estratto dal desurriscaldatore viene convogliato all'utenza ad alta temperatura oppure, se la stessa non necessita di calore, questo viene convogliato verso l'ambiente esterno in tre modi: intervenendo sul lato refrigerante, by-passando il desurriscaldatore; intervenendo sul lato acqua, deviando il flusso dell'utenza; interrompendo il flusso sul desurriscaldatore.

Visto che la quota di potenza destinata alla produzione di acqua calda sanitaria è limitata, queste macchine sono adatte alle situazioni in cui le esigenze di climatizzazione sono superiori a quelle di acqua calda sanitaria (uffici o capannoni industriali).

Rispetto a una macchina a recupero totale il costo è inferiore, per le minori dimensioni del desurriscaldatore rispetto al recuperatore e per la maggiore semplicità dei circuiti del refrigerante.

Come ultimo caso si cita il free cooling, che avviene quando lo scambio di calore tra ambiente esterno e utenza avviene a favore di gradiente termico e quindi non richiede l'intervento della pompa di calore. Questa situazione si può riscontrare nello scambio tra terreno e impianto di condizionamento durante la stagione calda: la temperatura del

terreno è minore di quella dell'aria nell'edificio e il raffrescamento può avvenire senza usare il circuito frigorifero. Viene posto uno scambiatore tra il circuito idronico lato esterno e il circuito lato utenza e il refrigerante non viene interessato. Nel caso in cui sia necessario il funzionamento del circuito frigorifero si agisce su una valvola a tre vie che devia il flusso da scambiatore a chiller e viceversa.

Il vantaggio del free cooling sta nel bassissimo consumo di energia, che si limita alla sola circolazione dei fluidi termovettori. Purtroppo però con questo metodo è difficile attuare un vero e proprio condizionamento, a causa delle temperature dell'ambiente esterno non sufficientemente basse per la deumidificazione dell'aria.

4.2.2 Componenti principali

Ogni componente ha specifiche caratteristiche costruttive e di funzionamento; essi verranno perciò analizzati uno ad uno.

- *Compressore.* La scelta del tipo di compressore ottimale è funzione di varie condizioni, tra cui:
 - entità del carico termo-frigorifero;
 - temperatura di evaporazione e condensazione;
 - rapporto di compressione, ovvero il rapporto tra le pressioni di mandata e di aspirazione;
 - tipo di fluido frigorifero;
 - tipo di funzionamento (reversibile, pompa di calore o chiller);
 - luogo di installazione.

Le tipologie di compressore sono molteplici e verranno brevemente illustrate di seguito.

I compressori volumetrici rotativi sono costituiti da una parte mobile, il rotore, e da una parte fissa, lo statore, che funge anche da involucro e basamento. Essi sono indicati in presenza di rapporti di compressione non molto alti e consentono di generare una portata costante di fluido. Per le pompe di calore i compressori maggiormente usati sono: compressori scroll, a vite doppia e monovite.

I compressori alternativi sono costituiti principalmente da cilindri, all'interno dei quali avviene la compressione mediante il moto alterno di pistoni mossi da un albero. In questo caso la portata di gas non è costante, ma dipende dalla fase di ciascun cilindro. I compressori alternativi sono più rumorosi rispetto a quelli rotativi e perciò sono interessanti nella climatizzazione solo per applicazioni in macchine di grossa taglia. Sono adatti ad elevati rapporti di compressione (da 9/10, per compressori veloci, di piccole dimensioni e adatti a installazioni mobili, a 2/3, per compressori lenti, di grandi dimensioni per installazioni fisse) e a portate relativamente ridotte.

I compressori centrifughi effettuano la compressione del gas utilizzando la forza centrifuga impressa da una girante. Il gas entra in prossimità all'asse di rotazione ed è convogliato verso l'esterno da opportune palette inclinate ricavate sulla girante stessa. Il gas è sottoposto a una forza centrifuga crescente che ne aumenta l'energia cinetica, la quale viene convertita in pressione statica all'uscita del compressore, per la riduzione di velocità. La portata di refrigerante trattata dipende dalla dimensione della girante, mentre il rapporto di compressione è legato alla velocità di rotazione, che è limitata a causa delle forze tensionali che si inducono nella girante per la forza centrifuga, con conseguenti rapporti di compressione massimi relativamente modesti. Si elimina il problema effettuando una compressione a più stadi, ma in questo modo aumentano considerevolmente le perdite di carico del gas e si riducono le performance.



Figura 4.2.2.1.

- a) Compressore ermetico di tipo scroll (Copeland);
- b) compressore alternativo (Copeland);
- c) Compressore centrifugo (Danfoss).

- *Evaporatore e condensatore.* Si tratta di scambiatori di calore specifici per garantire il cambio di fase di uno dei due fluidi coinvolti nello scambio termico. Il condensatore deve smaltire non solo l'energia ricevuta all'evaporatore ma anche il calore prodotto dal lavoro di compressione, per cui scambia circa il 20-40% di energia in più. Esistono vari tipi di scambiatori di calore e per la climatizzazione in particolare si usano quelli a piastre o a fascio tubiero.

Gli scambiatori a piastre consistono in una serie di piastre parallele sovrapposte opportunamente permettendo la formazione di una serie di canali. I canali sono quindi l'intercapedine che si crea tra le due piastre adiacenti e nella quale scorrono i fluidi. Tali fluidi caldo e freddo percorrono lo scambiatore a canali alterni, in modo che una piastra sia sempre a contatto da un lato con il fluido caldo e dall'altro con quello freddo; i fluidi entrano ed escono in corrispondenza degli angoli della piastra. Il numero di piastre per scambiatore può andare da una decina fino a qualche centinaia. Le piastre generalmente sono corrugate, in modo che la superficie di scambio sia

maggiore, perché la turbolenza sia più elevata e per conferire rigidità meccanica allo scambiatore. I fluidi possono attraversare i canali in serie o in parallelo, realizzando così configurazioni in controcorrente o equicorrente. La configurazione in serie è impiegata solitamente in presenza di una portata piccola di fluidi e salto termico elevato, ma presenta il problema di grandi perdite di carico e non perfetta controcorrente; i canali in parallelo e in controcorrente si usano per grandi portate con salti di temperatura modesti.

Il problema forse più importante legato a questo tipo di scambiatori è la non perfetta distribuzione dei fluidi nei canali nel caso di configurazione in parallelo: il fluido tende infatti a distribuirsi in quantità maggiore nei primi canali che incontra rispetto agli ultimi, in modo da equilibrare le perdite. All'aumentare del numero di piastre la distribuzione peggiora, comportando una diminuzione delle prestazioni globali dello scambiatore. Gli scambiatori a piastre sono delicati, in quanto soggetti a sporco e intasamento con facilità e per questo sono preferiti per macchine medio-piccole.

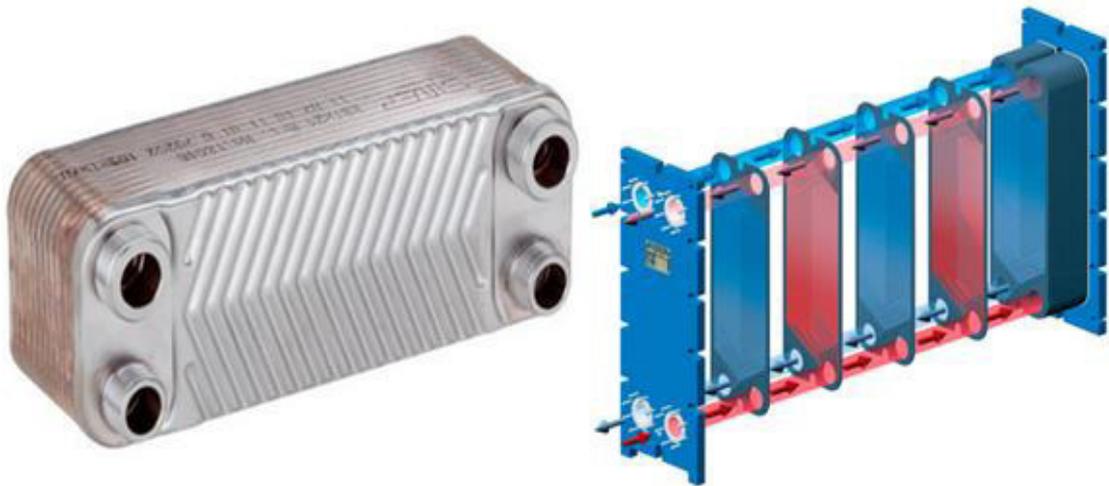


Figura 4.2.2.2. Scambiatore di calore a piastre (a sinistra) e suo principio di funzionamento (a destra)

Gli scambiatori a fascio tubiero sono scambiatori a superficie, costituiti da un fascio di tubi collocato all'interno di un recipiente di forma più o meno cilindrica, il mantello. Tali scambiatori sono attraversati dai due fluidi tra i quali avviene lo scambio di calore: una corrente scorre lato tubi, cioè all'interno dei tubi, e l'altra lato mantello, ovvero nello spazio tra la superficie interna del mantello e le superfici esterne dei tubi. Vista l'estensione delle superfici di scambio, questo dispositivo permette lo scambio di grandi quantità di calore ed è di gran lunga il più utilizzato in molteplici applicazioni. Nello specifico, i componenti di uno scambiatore a fascio tubiero sono: le testate di

estremità, che delimitano il volume costituito dalla parte interna dei tubi; i tubi stessi, fissati a una lamiera forata detta piastra tubiera. I tubi e la piastra tubiera devono essere accoppiati e ciò può avvenire tramite mandrinatura (forzando il tubo alla piastra tubiera con attrezzature apposite), saldatura (il tubo viene saldato alla piastra) o filettatura. Il terzo componente è l'involucro esterno (mantello), che delimita il volume esterno ai tubi. Al mantello fanno capo due bocchelli flangiati, riservati a ingresso e uscita del fluido che scorre lato mantello, mentre il fluido lato tubi entra ed esce attraverso due bocchelli che fanno capo alle testate.

Per controllare il regime idraulico nel mantello possono essere presenti dei piatti di lamiera trasversali detti diaframmi, che aumentano la turbolenza e di conseguenza il coefficiente di scambio termico.

Gli evaporatori possono essere a espansione diretta, nei quali il refrigerante evapora nei tubi e l'acqua da raffreddare circola nel mantello, oppure allagati, con acqua che scorre nei tubi e refrigerante che entra in fase liquida nella parte bassa del mantello ed esce in fase gassosa dalla parte alta.

Nei condensatori invece l'acqua scorre sempre nei tubi e il refrigerante entra in fase gassosa dalla parte alta del mantello ed esce in fase liquida nella parte bassa.

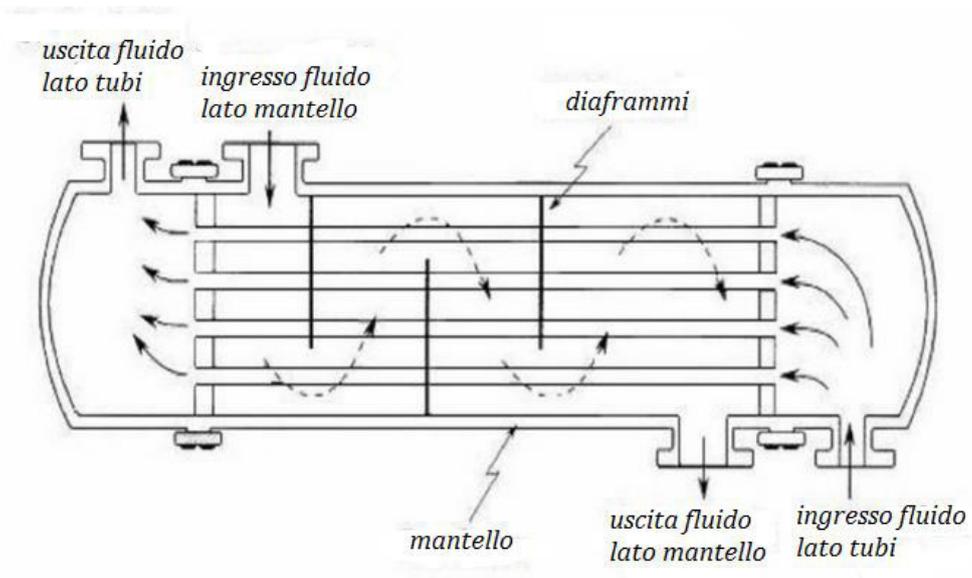


Figura 4.2.2.3. Scambiatore a fascio tubiero

- *Valvola di laminazione.* La valvola induce una notevole perdita di carico al fluido, in modo da farlo passare dalla pressione alta del ciclo alla bassa, mantenendone l'entalpia praticamente costante; in contemporanea la temperatura del fluido scende. La valvola è di tipo termostatico e si apre e si chiude in funzione della temperatura in uscita dall'evaporatore; è quindi una valvola di tipo meccanico, controllata dal bulbo termometrico senza intervento della centralina elettronica. Spesso la valvola

termostatica può risultare troppo lenta nell'adattarsi a condizioni di funzionamento che variano, non avendo adeguata escursione o assumendo un comportamento oscillatorio dannoso per il rendimento. In questo caso l'apertura della valvola deve essere controllata tramite un motore passo passo, a sua volta controllato dalla centralina elettronica: si parla in questo caso di valvole di laminazione elettronica.



Figura 4.2.2.4. Valvola di laminazione termostatica

4.2.3 Prestazioni

Per indicare l'efficienza di una pompa di calore si possono utilizzare diversi parametri, più o meno adatti a seconda dei casi. Innanzitutto il rendimento di una pompa di calore è inversamente proporzionale alla differenza di temperatura tra i due ambienti caldo e freddo, ossia le prestazioni migliorano al diminuire della differenza di temperatura, nel nostro caso tra la sorgente flusso geotermico e il pozzo ambiente da riscaldare (o tra sorgente ambiente da raffreddare e pozzo terreno). Per questo motivo le pompe di calore che utilizzano sorgenti a temperatura relativamente costante, come il terreno o l'acqua, risultano più efficienti di quelle che sfruttano come sorgente l'aria.

Sulla scheda tecnica di una pompa di calore deve essere riportato per legge il suo coefficiente di prestazione, COP per riscaldamento ed EER per raffreddamento.

Il *COP* (Coefficient Of Performance) è un parametro che rappresenta il rapporto tra il calore fornito dalla pompa di calore, quindi l'effetto utile, e l'energia elettrica o il gas utilizzati per estrarlo, quindi il lavoro speso.

$$COP = \frac{Q_{PdC}}{L_{tot}}$$

dove

Q_{PdC} = quantità di calore prodotta dalla pompa di calore;

L_{tot} = lavoro complessivamente speso

Le indicazioni che tale numero fornisce riguardano l'efficienza nella fase di riscaldamento. Dal momento che il valore del COP varia in funzione della tipologia di pompa e della differenza di temperatura tra fonte di calore e ambiente da scaldare, il suo calcolo viene realizzato in condizioni standard di prova, con la pompa di calore funzionante a pieno regime e con livelli di temperatura prestabiliti. Nella realtà però il funzionamento avviene raramente tra le temperature di prova e a pieno carico (100% della potenza nominale). In condizioni di carico parziale, in cui cambiano le condizioni di evaporazione e condensazione, si possono ottenere valori di COP superiori a quelli nominali.

Per le pompe di calore elettriche il COP va di norma da 3 a 5; un COP pari a 4 significa che, per ogni kWh elettrico speso, la pompa di calore fornisce 4 kWh termici all'utenza.

Per le pompe di calore a gas si parla nello specifico di GUE (Gas Utilization Efficiency), con valori che vanno da 1,3 a 1,6. Poiché tale parametro è riferito al potere calorifico del gas metano, è possibile confrontarlo direttamente con l'efficienza in termini percentuali delle caldaie a gas: una pompa di calore con GUE pari a 1,52 equivale a una caldaia con efficienza (ipotetica) del 152%.

L'EER (Energy Efficiency Ratio) rappresenta invece il rendimento delle pompe di calore nella fase di raffrescamento ed è definito come il rapporto tra l'energia frigorifera fornita e l'energia elettrica o il gas spesi per refrigerare.

$$EER = \frac{Q_{raffr}}{L_{tot}}$$

dove

Q_{raffr} = energia frigorifera fornita all'ambiente da raffrescare;

L_{tot} = lavoro complessivamente speso.

Le pompe di calore elettriche hanno EER da 3 a 5, quindi praticamente equivalenti al COP, mentre le macchine a gas prevedono un GUE superiore a 0,6.

Si è visto dunque che gli indici di prestazione per riscaldamento o raffrescamento valgono per determinate e restrittive condizioni di funzionamento delle pompe di calore. Per avere informazioni anche riguardo al funzionamento delle macchine in condizioni di fuori progetto, ossia a carico parziale, viene adottato negli Stati Uniti un indice di valutazione chiamato IPLV (Integrated Part Load Value) ed è definito dalle norme emanate dall'ARI (American Refrigeration Institute) come:

$$IPLV_{ARI} = \frac{1 \cdot EER_{100\%} + 42 \cdot EER_{75\%} + 45 \cdot EER_{50\%} + 12 \cdot EER_{25\%}}{100}$$

dove $EER_{100\%}$, $EER_{75\%}$, $EER_{50\%}$, $EER_{25\%}$ sono le efficienze del gruppo frigorifero nelle varie condizioni di carico (100%, 75%, 50%, 25%) e sono calcolate con specifiche condizioni di temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore (tab. 4.2.3.1):

Carico	100%	75%	50%	25%
Temperatura acqua condensatore	29,4°C	23,9°C	18,3°C	18,3°C

Tabella 4.2.3.1. Condizioni di temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore usate per calcolare l'EER a diversi carichi, fissate dall'ARI

La temperatura dell'acqua in uscita all'evaporatore è invece considerata costante e pari a 6,7°C in tutte le condizioni di carico, con un delta di 5°C nella condizione di pieno carico.

I moltiplicatori 1, 42, 45 e 12 sono rispettivamente i pesi delle efficienze frigorifere nelle varie condizioni di carico, dedotti statisticamente dall'ARI sulla base di analisi svolte per diverse tipologie di esercizio e diversi edifici, in 29 diverse città americane.

In Europa l'equivalente parametro usato è l'*ESEER* (European Seasonal Energy Efficiency Ratio), proposto dall'EECCAC (Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioner), che viene definito come:

$$ESEER = \frac{3 \cdot EER_{100\%} + 33 \cdot EER_{75\%} + 41 \cdot EER_{50\%} + 23 \cdot EER_{25\%}}{100}$$

Esso fissa le temperature dell'acqua in ingresso al condensatore (tab. 4.2.3.2):

Carico	100%	75%	50%	25%
Temperatura acqua condensatore	30°C	26°C	22°C	18°C

Tabella 4.2.3.2. Condizioni di temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore usate per calcolare l'EER a diversi carichi, fissate dall'EECCAC

La temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore viene fissata pari a 7°C e il delta a pieno carico è anche in questo caso pari a 5°C.

Anche questo indice è ben approssimativo delle realtà per la situazione europea e condizioni abituali di utilizzo.

In entrambi i casi però si considerano solo le condizioni estive di raffrescamento, quindi i parametri visti si limitano esclusivamente alle macchine frigorifere.

Nel caso in cui si vogliono conoscere le prestazioni annuali della pompa di calore si fa riferimento al *CLA* (Coefficiente di Lavoro Annuale), che rappresenta il valore medio annuale dell'efficienza della pompa di calore ed è dato dal rapporto tra il calore che complessivamente viene ceduto all'utenza e il totale di energia elettrica assorbita per il funzionamento dell'impianto. Il CLA tiene dunque conto di tutte le perdite, da quelle sotto forma di energia termica dispersa dalle linee di distribuzione a quelle costituite dal lavoro necessario a far funzionare i diversi componenti e ausiliari di impianto. Per una pompa di calore di tipo geotermico si può esprimere l'indice come segue:

$$CLA = \frac{Q_{PdC} - Q_{serb}}{L_{compr} + L_E + L_C + L_{cr}}$$

dove

Q_{PdC} = quantità di calore prodotta dalla pompa di calore;

Q_{serb} = perdite di calore dall'impianto di distribuzione (serbatoi, tubazioni, ecc);

L_{compr} = consumo di energia elettrica del compressore della pompa di calore;

L_E = consumo di energia elettrica della pompa dell'evaporatore;

L_C = consumo di energia elettrica della pompa del condensatore;

L_{cr} = consumo di energia elettrica del sistema di comando e regolazione.

Ogni grandezza che compare nell'espressione si esprime in kWh o J.

Si nota subito la grande differenza con il COP: mentre esso esprime un valore di efficienza istantaneo, il CLA ingloba anche le perdite e gli accessori di impianto e tiene conto dei transitori di funzionamento. Per comprendere gli effettivi consumi di una pompa di calore è dunque più utile considerare il CLA, che descrive l'efficienza dell'impianto nel suo complesso.

Purtroppo per determinare il CLA è necessario conoscere non solo l'impianto, ma anche l'edificio e l'ambiente esterno ed è perciò necessaria una simulazione dinamica che tenga conto degli effettivi cicli di funzionamento dell'impianto, legati all'insolazione solare, alla temperatura esterna, ai consumi di acqua calda, ai carichi endogeni ecc.; degli spunti all'accensione del compressore; delle perdite di calore dalle tubazioni; della temperatura e delle condizioni di scambio che si instaurano nell'ambiente esterno. Nella pratica tali simulazioni sono molto complicate, e vengono generalmente superate considerando il valore del COP, i consumi degli ausiliari e facendo qualche valutazione sul comportamento a diverse temperature ambientali.

Nella pratica, per semplificare il problema, si usa il metodo stazionario: note le condizioni dell'edificio si valutano le ore di funzionamento a ciascun carico parziale e in base a ipotesi di partenza sulla dissipazione del terreno si ricostruisce l'andamento della temperatura all'evaporatore. Note queste informazioni, sfruttando le tabelle prestazionali fornite dal produttore delle pompe di calore, si determina il COP alle diverse condizioni. Questo COP istantaneo viene confrontato con il COP di primo tentativo, andando eventualmente a modificare l'andamento della temperatura all'evaporatore: nel momento in cui si ottiene sufficiente congruenza tra temperature e COP si calcolano il consumo globale di energia elettrica del compressore, le ore di funzionamento dei circolatori e il relativo consumo. Noto il fabbisogno termico complessivo si può ora calcolare il CLA approssimato. Anche se il procedimento sembra di semplice esecuzione, di fatto esso richiede di definire a priori la pompa di calore ed è di fatto abbastanza complicato.

4.2.4 Fluidi refrigeranti

Il tema dei refrigeranti utilizzati come fluidi di ciclo nelle pompe di calore è stato ed è tuttora fonte di grandi dibattiti a livello internazionale. Dal momento in cui è stato dimostrato che il fenomeno del buco nell'ozono era strettamente correlato a svariate attività umane e in particolare al rilascio in atmosfera di specifiche sostanze, sono state emesse norme restrittive riguardo l'utilizzo dei fluidi refrigeranti. Come conseguenza l'industria delle pompe di calore (e non solo) è stata costretta a ricorrere all'uso di altri fluidi, che sostituivano quelli dannosi per l'ozono, e la ricerca di fluidi "nuovi", che possano soddisfare le esigenze richieste, è in continuo sviluppo.

Il Protocollo di Montreal ha fissato al 1° gennaio 1996 la sospensione della produzione dei refrigeranti di tipo CFC (clorofluorocarburi) nei paesi industrializzati. Queste sostanze sono comunemente gas incolori, inodori o con debole odore di etere, non infiammabili, chimicamente stabili e senza alcuna azione tossica. La loro dannosità deriva dal fatto che contengono cloro, sostanza che è in grado di distruggere le molecole di ozono trasformandole in semplice ossigeno, provocando così l'assottigliamento dello strato di ozono e permettendo di conseguenza una maggiore incidenza dei raggi ultravioletti del sole sulla Terra. La capacità distruttiva sull'ozono di una sostanza viene misurata mediante l'indice ODP (Ozone Depletion Potential), la cui scala di misura è riferita al fluido R11, per il quale si assume convenzionalmente ODP pari a 1 (il peggiore possibile). Il fluido R22 ha ODP di 0,05, ossia 1 kg di R22 provoca lo stesso danno di 0,05 kg di R11.

In sostituzione ai CFC sono stati dapprima utilizzati gli HCFC (idroclorefluorocarburi), che presentano nella loro struttura chimica una molecola di idrogeno e sono quindi meno

dannosi dei precedenti. Il cloro è però ancora presente e nel 2009 l'Unione Europea ha emanato il regolamento 1005/09 che sanciva la progressiva e definitiva dismissione degli HCFC e introduceva obblighi di controllo periodico delle fughe in tutti gli impianti contenenti almeno 3 kg di carica di CFC e HCFC.

L'attenzione si è spostata in seguito sugli HFC (idrofluorocarburi), totalmente privi di cloro, quindi non più dannosi per l'ozono. Tali fluidi sono però responsabili dell'effetto serra perché contengono fluoro, che conferisce stabilità alla molecola di refrigerante anche quando liberata in atmosfera, e di conseguenza le normative ne hanno limitato l'uso: nel 2014 l'Unione Europea ha vietato l'impiego di alcuni F-gas nelle nuove apparecchiature e ha imposto che entro il 2030 il consumo degli HFC debba diminuire del 79% rispetto al 2010. L'effetto serra provocato dal refrigerante viene misurato tramite l'indice GWP (Greenhouse Warming Potential), che usa come riferimento l'anidride carbonica, per la quale si assume convenzionalmente GWP pari a 1. Il fluido R134a ha GWP pari a 1300, ovvero 1 kg di R134a produce gli stessi danni di 1300 kg di anidride carbonica.

Per evitare danni ambientali i fluidi da privilegiare sono perciò quelli senza cloro, che contengano quantità di fluoro limitate e che non contengano troppo idrogeno, perché potrebbero risultare infiammabili. Queste esigenze sono soddisfatte dai "vecchi" refrigeranti, come i fluidi naturali quali l'ammoniaca (R717), gli idrocarburi (R290, R1270, R600a), l'acqua e la CO₂.

Gli idrocarburi hanno ottime proprietà termodinamiche e di trasmissione del calore e gli impianti in cui vengono impiegati non richiedono modifiche rispetto alla tecnologia preesistente. Il principale problema è però la loro infiammabilità e il basso grado di sicurezza, che limita l'uso alle applicazioni che richiedono una carica di refrigerante molto limitata.

L'ammoniaca non presenta problemi ambientali, non è un gas serra. Essa ha un costo inferiore rispetto ai tipici refrigeranti e permette una migliore efficienza del ciclo frigorifero, grazie soprattutto alla sua elevata temperatura critica. Per contro è un gas tossico e pericoloso in caso di fughe.

L'anidride carbonica è ottima dal punto di vista ambientale (il suo GWP è unitario e quindi molto basso se confrontato con quello degli HFC e ha ODP nullo) e per gli aspetti legati alla sicurezza: non presenta problemi di tossicità e infiammabilità. In realtà l'anidride carbonica è il principale gas che produce l'effetto serra ma i quantitativi utilizzati nel settore frigorifero sarebbero comunque irrilevanti rispetto a quelli prodotti nei processi di combustione.

Ogni fluido possiede un proprio diagramma di stato, dal quale è possibile ricavarne le principali proprietà. La tabella 4.2.4.1 permette un confronto tra i fluidi descritti e tra gli HFC ancora attualmente impiegati nell'industria delle pompe di calore.

Refrigerante	ODP	GWP	Punto di ebollizione normale [°C]	Temperatura critica [°C]	Pressione critica [MPa]	Infiammabilità	Tossicità
R12	1	8500	-29,8	112,0	4,11	No	No
R22	0,05	1700	-40,8	96,0	4,97	No	No
R134a	0	1300	-26,2	101,1	4,07	No	No
R407C	0	1674	-43,6	87,3	4,63	No	No
R410A	0	1900	-52,6	70,2	4,79	No	No
R717 (ammoniaca)	0	0	-33,3	133,0	11,42	Sì	Sì
R290 (propano)	0	3	-42,1	96,7	4,25	Sì	No
R744 (CO ₂)	0	1	-78,4	31,1	7,48	No	No

Tabella 4.2.4.1. Proprietà di alcuni refrigeranti sintetici e naturali

4.2.5 Campo di applicazione

Il campo di applicazione delle pompe di calore è limitato principalmente da tre fattori:

- il fluido refrigerante;
- il campo di funzionamento dei compressori;
- l'efficienza (quindi la convenienza economica).

Il fluido refrigerante definisce la temperatura massima di condensazione e la temperatura minima di evaporazione. Questi dati possono essere ricavati dal diagramma di stato di ogni fluido, individuando il punto critico (pari alla massima temperatura di condensazione) e la curva di solidificazione. Per le applicazioni nel campo della climatizzazione solo il punto critico costituisce un limite significativo, che impone le temperature di produzione di acqua calda non superiori a 60-70°C a seconda del refrigerante. Le temperature di solidificazione dei refrigeranti non sono invece mai raggiunte.

Per quanto riguarda i compressori, il limite è dato dal loro rapporto di compressione: le prestazioni migliorano quanto più le condizioni di lavoro si avvicinano a quelle di progetto e se il salto di pressione è troppo elevato il compressore può andare decisamente in crisi. Si presentano problemi tecnici anche quando la temperatura dell'ambiente esterno è molto vicina a quella di produzione del fluido lato utenza: in questo caso il ciclo termodinamico si presenta estremamente "piatto" e le prestazioni del compressore ne risentono.

Considerando gli aspetti economici e ambientali si deve tenere presente che con l'aumentare della temperatura di condensazione diminuisce il COP e di conseguenza aumentano i consumi elettrici; temperature di 40-50°C vengono utilizzate solo per utenze di uso occasionale. La produzione di acqua calda sanitaria, che può essere normalmente stoccata a 50-55°C riducendo i volumi dell'accumulo termico, presenta perdita di efficienza molto limitata in quanto è di un ordine di grandezza inferiore rispetto al riscaldamento.

4.3 I terminali di impianto

I terminali di impianto impongono il salto termico che deve sussistere tra il fluido termovettore e l'aria ambiente. La temperatura dell'ambiente è un dato di progetto, imposto dalle condizioni di comfort che devono essere presenti nell'ambiente stesso, ed è pari solitamente per il residenziale a 20°C in inverno e a 26°C in estate. La temperatura del fluido termovettore è determinata dall'efficienza dello scambio termico, e dunque dalla configurazione del terminale d'impianto.

I terminali d'impianto permettono di diffondere calore (o di asportarlo) nell'ambiente e rappresentano quindi la parte finale, direttamente interfacciata all'utenza, di un impianto geotermico. I terminali possono essere considerati come degli scambiatori di calore e per questo, a parità di energia termica da trasferire, all'aumentare della loro superficie diminuisce il salto termico tra i due fluidi coinvolti. Aumentando la superficie di scambio aumentano di conseguenza i costi ed è dunque necessaria anche un'analisi economica preventiva per decidere il migliore compromesso tra prestazioni e costi.

Le tipologie di terminali di impianto sono molteplici; di seguito verranno illustrate le principali e maggiormente diffuse.

- *Radiatori.* Sono meglio conosciuti come termosifoni e lavorano principalmente per conduzione; nel funzionamento seguono il principio degli scambiatori a fascio tubiero visti in precedenza: all'interno dei tubi scorre il fluido termovettore che si è riscaldato nel condensatore della pompa di calore, mentre l'esterno dei tubi è lambito dall'aria ambiente, la quale riceve calore. Per il loro principio di funzionamento si deduce facilmente che i radiatori sono adatti solo al caso del riscaldamento mediante pompa di calore e non per il raffreddamento con chiller.

I materiali che li costituiscono sono metallici (ghisa, acciaio, alluminio) e vengono realizzati con le più disparate configurazioni per adattarsi all'arredo.

Un radiatore è costituito da un numero variabile di elementi, cioè moduli in serie affiancati, per ottenere la superficie radiante desiderata. Ciascun elemento è a sua volta costituito da un certo numero di tubazioni, eventualmente alettate, chiamate colonne. Per calcolare il numero di elementi adeguato a trasferire all'ambiente la potenza termica richiesta si rapportano il fabbisogno termico del locale considerato e la potenza termica di ciascun elemento, quest'ultima calcolata con l'espressione:

$$Q_n = K_m \cdot \Delta T^n$$

con

Q_n = potenza termica resa [W/elemento];

n, K_m = coefficienti tipici del disegno dell'elemento;

ΔT = differenza tra la temperatura media del fluido termovettore e la temperatura dell'aria ambiente.

Al valore ottenuto devono poi essere applicati fattori correttivi riduttivi per tenere conto delle specifiche condizioni di posa.

Sui cataloghi dei produttori si trova spesso indicata, invece del coefficiente K_m , la resa termica per ΔT uguale a 50°C. Per calcolare la resa dei radiatori per temperature diverse si deve quindi applicare la relazione

$$Q = Q_n \cdot \left(\frac{\Delta T}{50}\right)^n$$

L'esponente n è genericamente posto pari a 1,3 ed è sempre maggiore di 1. Da ciò si deduce facilmente che all'aumentare di ΔT il beneficio è più che proporzionale.

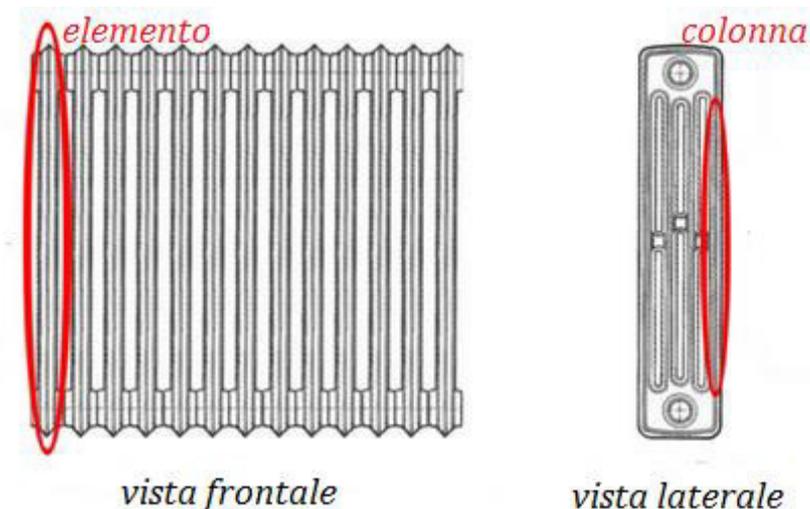
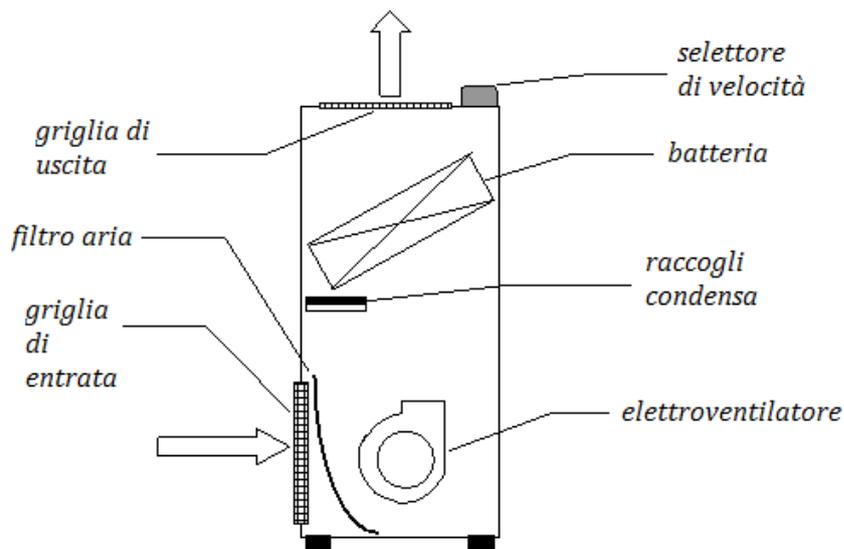


Figura 4.3.1. Schema costruttivo di un radiatore

- *Ventilconvettori*. Derivano sostanzialmente dall'abbinamento di radiatori e ventilatori e scambiano calore per convezione. Questo tipo di terminale è adatto per soddisfare

entrambe le necessità di riscaldamento e raffreddamento e la sua conformazione permette di raccogliere eventuale condensa sullo scambiatore, ottenendo quindi anche la deumidificazione dell'ambiente. La circolazione dell'aria è garantita indipendentemente dall'altezza di posa del ventilconvettore ed è così possibile il suo posizionamento sia nella parte bassa che in quella alta del locale. La struttura prevede un carter metallico, all'interno del quale sono presenti una o due batterie di scambio termico aria/acqua, un ventilatore, un filtro dell'aria, una vaschetta per la raccolta della condensa e all'esterno presenta i collegamenti con le reti dell'acqua calda e/o refrigerata. Nel caso di riscaldamento l'aria viene prelevata dall'ambiente esterno dal ventilatore, passa attraverso il filtro, dove si libera delle polveri grosse, viene spinta verso la batteria di scambio termico, dove per convezione forzata riceve calore dall'acqua calda proveniente dal condensatore della pompa di calore, e infine viene immessa nell'ambiente da riscaldare. Nel caso di raffreddamento l'aria viene prelevata dall'ambiente da raffreddare e cede calore all'acqua nella batteria; si effettua in questa circostanza anche la deumidificazione: l'umidità che viene trattenuta durante lo scambio termico condensa e l'acqua prodotta cade nella vasca di raccolta condensa, dalla quale viene poi fatta uscire per caduta (gravità) o tramite una pompa di rilancio. Le principali qualità dei ventilconvettori stanno nel ridotto costo per unità di energia resa e nella loro estrema facilità di regolazione, legata alla possibilità di variare la velocità del ventilatore di ciascun elemento. Per contro si hanno rumorosità data dall'elemento ventilante e movimentazione di polvere, ragione per cui la diffusione di questo tipo di terminale negli ambienti residenziali è quasi esclusivamente limitata alla sola funzione di integrazione del raffreddamento estivo.



- *Pannelli radianti.* | Figura 4.3.2. Schema costruttivo di un ventilconvettore mpe di calore negli edifici residenziali, grazie alle basse temperature richieste al fluido termovettore

e alla possibilità di essere usate sia per riscaldamento che per raffrescamento. I pannelli radianti sono posati su intere superfici murarie, solitamente pavimenti, ma è possibile trovarli anche su soffitti e pareti. Dati i moti convettivi generati dal pannello, noto che l'aria calda tende naturalmente a salire, si deduce che i pavimenti radianti sono migliori per scaldare. Lo scambio di calore con l'ambiente avviene per irraggiamento ed è proporzionale alla superficie di esposizione, in questo caso molto elevata, ma si ha anche scambio per conduzione e convezione. La struttura è molto semplice: il fluido termovettore (acqua) scorre in serpentine posate nel pavimento secondo tre diverse configurazioni, previste dalla normativa UNI EN 1264 (parte 1 e 4). La configurazione più semplice (tipo A) vede la soletta portante del pavimento sovrastata da uno strato di isolante di solito in polietilene espanso, sul quale sono poste le serpentine, a loro volta annegate completamente nel massetto, generalmente costituito da calcestruzzo. Il massetto è infine ricoperto dal rivestimento finale, sia esso costituito da piastrelle, parquet, linoleum, ecc.

Le temperature tipiche di funzionamento sono relativamente basse rispetto agli impianti tradizionali per evitare che le superfici delle strutture raggiungano temperature troppo elevate: per la normativa i pavimenti radianti non devono superare i 29°C, temperatura al di sopra della quale si può avvertire fastidio camminando scalzi; ciò nella pratica limita la temperatura del fluido termovettore a 45°C.

Nel caso di refrigerazione, per evitare fenomeni di condensa superficiale è necessario non abbassare eccessivamente la temperatura del fluido termovettore, in genere si trova alla mandata intorno ai 16°C. La resa in raffreddamento ne risente in modo negativo, facendo sì che sia possibile una refrigerazione ma di fatto non un vero e proprio condizionamento. Per ottenere potenza frigorifera sufficiente spesso è necessario integrare i pannelli radianti con altri sistemi che permettano anche di controllare l'umidità dell'aria.

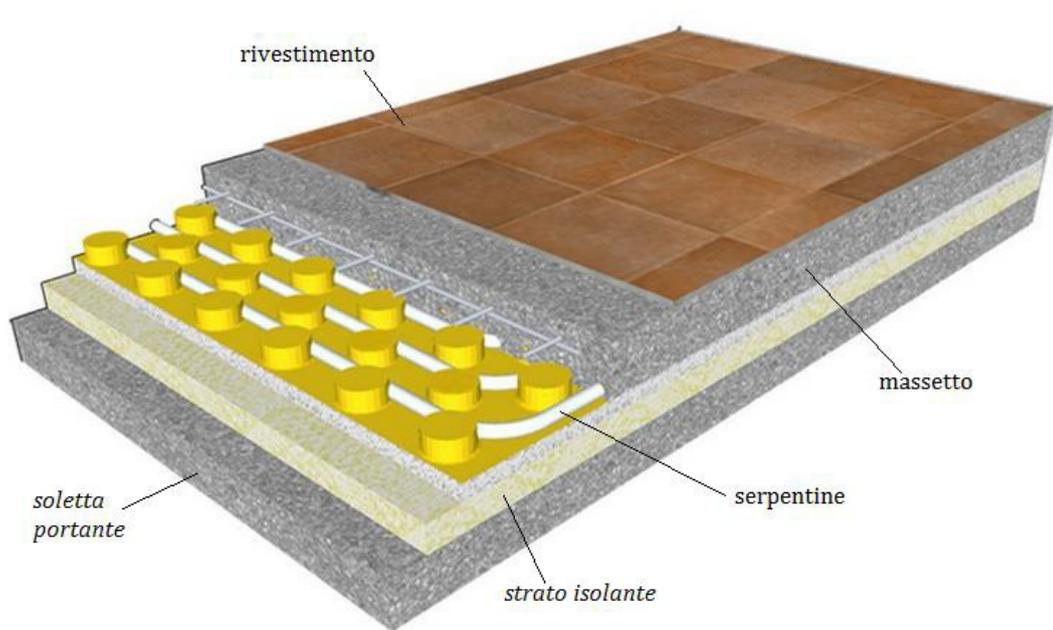


Figura 4.3.3. Schema costruttivo di un pavimento radiante

CAPITOLO 5. IL TEST DI RESA TERMICA

A livello internazionale la prova di scambio termico è conosciuta come GeRT (Geothermal Response Test) o anche GRT e permette di valutare la resa termica lineare della sonda. Il test consente di confermare la caratterizzazione termica del terreno effettuata in fase di progettazione, e per questo spesso viene svolto in corso d'opera, va eseguito su una sola sonda per volta e deve essere fatto prima che siano stati posati i collegamenti orizzontali fra le sonde. Si scelgono la/le sonda/e più rappresentative della geologia del sito; se si testa una sola sonda ci si concentra di solito su quella centrale, baricentrica sul campo geotermico.

Per il test è necessario conoscere le proprietà del fluido termovettore, la geometria della sonda e avere alcune indicazioni di massima sulla geologia del sito, ottenibili durante le perforazioni per la posa delle sonde. Se presente la malta di riempimento, è bene prima verificare che sia avvenuta la sua completa maturazione, poiché se così non fosse il terreno risulterebbe più caldo di quello indisturbato.

L'esecuzione del test è vivamente consigliata in letteratura quando la potenza dell'impianto supera i 30-50 kW; sotto tali valori i costi per l'esecuzione del test sono tali da far propendere verso l'utilizzo di fattori di sicurezza più elevati in progettazione senza effettuare poi la prova di resa termica.

La sonda, viste le sue caratteristiche geometriche, viene assimilata di solito ad un filo di lunghezza infinita e in queste condizioni il trasferimento di calore intorno alla sorgente avviene principalmente secondo la modalità radiale. L'evoluzione nel tempo della temperatura media del fluido circolante nella sonda è esprimibile mediante

$$T_f(t) - T_m = \frac{Q}{4\pi\lambda} \ln(t) + Q \left[R_b^* + \frac{1}{4\pi\lambda} \left(\ln \left(\frac{4a}{r_b^2} \right) - \gamma \right) \right]$$

dove

$T_f(t)$ = media aritmetica delle temperature di ingresso e di uscita del fluido in sonda, al tempo t [°C]; è misurabile;

T_m = temperatura indisturbata del terreno (media sulla profondità) [°C], determinabile all'inizio del test, facendo circolare nella sonda il fluido fino a che la temperatura di stabilizza in assenza di carico termico esterno. In linea teoria si dovrebbe ottenere una temperatura di ritorno identica a quella di mandata, ma nella pratica non avviene: si considera quindi come temperatura indisturbata del terreno quella di ritorno del fluido, una volta ottenuta la stabilizzazione termica;

t = tempo [s];

Q = potenza termica lineare iniettata nella sonda, cioè il rapporto tra la potenza media complessivamente trasmessa e la lunghezza della sonda, supposta perfettamente costante per tutto il corso della perforazione [W/m]. Essa è calcolabile con la relazione

$$Q(t) = \frac{m[T(t)_i - T(t)_u]c_p \cdot \rho_f}{3600 \cdot l}$$

nella quale compaiono la portata di fluido m [m³/h], le sue temperature in ingresso e in uscita e le proprietà calore specifico c_p [J/(kgK)] e densità ρ_f [kg/m³]. Infine si utilizza la lunghezza della sonda [m].

r_b = raggio della perforazione, supposto costante e pari al diametro della punta di perforazione al diametro esterno della camicia;

γ = costante di Eulero, pari a 0,5772;

λ = conducibilità termica del terreno [W/(mK)];

R_b^* = resistenza termica della perforazione [K/(Wm)];

a = diffusività termica del terreno [m²/s], calcolabile mediante $a = \frac{\lambda}{\rho c}$, dove compaiono la densità media del terreno attraversato ρ [kg/m³] e la sua capacità termica massica C [J/(kgK)].

La temperatura del fluido dipende linearmente dal logaritmo del tempo secondo un coefficiente angolare definito dal parametro \emptyset come

$$\emptyset = \frac{Q}{4\pi\lambda}$$

L'equazione può quindi essere riscritta come quella di una retta:

$$T_f(t) = \emptyset \cdot \ln(t) + p$$

Noto che \emptyset rappresenta il coefficiente angolare della funzione $T_f(\ln(t))$, è possibile risolvere l'equazione in modo molto semplice, ragionando graficamente. In un piano cartesiano l'asse delle ascisse rappresenta in scala logaritmica il tempo t e l'asse delle ordinate rappresenta la temperatura $T_f(t)$. Misurando la temperatura media tra ingresso e uscita del fluido dalla sonda in determinati istanti si individuano dei punti sperimentali che uniti sul piano cartesiano, se il modello rappresenta correttamente la realtà, dovrebbero formare una retta. Noto che il coefficiente angolare di una retta è dato dal rapporto tra la differenza tra le ordinate di due suoi punti e la differenza tra le corrispondenti ascisse, si calcola facilmente il parametro \emptyset con

$$\emptyset = \frac{T_1 - T_2}{\ln(t_1) - \ln(t_2)}$$

A questo punto, capovolgendo l'equazione di \emptyset , si trova il valore della conducibilità λ , dopo aver calcolato la potenza termica lineare iniettata nella sonda con la relazione precedentemente indicata.

Il passo successivo è il calcolo della resistenza termica effettiva della sonda posata e cementata, servendosi della relazione iniziale capovolta:

$$R_b^* = \frac{1}{Q}(T_f - T_m) - \frac{1}{4\pi\lambda} \left(\ln(t) + \ln\left(\frac{4a}{r_b^2}\right) - \gamma \right)$$

Per far sì che il test risulti accurato è bene escludere dall'analisi i primi risultati ottenuti, che sono relativi al materiale di riempimento e non al terreno. Si deve perciò individuare un tempo minimo significativo, che è quello necessario affinché l'onda termica attraversi un percorso almeno pari al raggio del foro di perforazione, calcolato mediante

$$t > \frac{5r_b^2}{a}$$

Nel rappresentare sul piano cartesiano le misure effettuate (temperatura media in funzione del tempo) si vede che si ha un comportamento lineare della temperatura solo per tempi elevati, mentre per tempi ridotti l'andamento si discosta molto dall'essere rettilineo.

Dato che la diffusività a dipende dalla conducibilità λ , valutabile solo in seguito all'esecuzione della prima parte del test, è necessario assegnare alla diffusività un valore di primo tentativo, da cui consegue un'iteratività del procedimento: in base al valore di diffusività di primo tentativo si calcola la conducibilità, usata per il calcolo della diffusività di secondo tentativo e così via.

Il tempo minimo perché la prova sia significativa si attesta intorno alle 8 ore e all'aumentare del tempo di indagine è possibile interessare con il test porzioni di terreno via via meno disturbate dalla perforazione: si preferisce per questo protrarre il test per almeno 50 ore.

Affinché la prova risulti ben riuscita si deve prestare attenzione ad alcuni aspetti. I termometri di misura devono essere tenuti il più possibile vicino alla sonda, per minimizzare le interferenze termiche esterne. La tratta di tubazione tra la sonda e l'attrezzatura di prova deve essere coibentata e possibilmente riparata dall'irraggiamento diretto e dalla pioggia. La prova viene normalmente effettuata con acqua, anche quando si utilizzi poi antigelo per il funzionamento.

Osservando gli andamenti tipici delle temperature di mandata e di ritorno ottenute, si nota che generalmente la loro differenza è pressoché costante e pari all'incirca a 4°C. L'andamento delle grandezze conducibilità termica e resistenza termica apparente in funzione del tempo è rappresentabile mediante grafici, dai quali si vede che la

conducibilità risente di un forte disturbo iniziale, che tende a smorzarsi dopo circa 40 ore di misure, mentre la resistenza termica apparente tende a stabilizzarsi abbastanza in fretta, perché legata al volume immediatamente circostante alle tubazioni.

Per avere conferma della qualità dei risultati è possibile fare un'analisi passo passo dei dati: si ripete l'interpretazione più volte considerando via via una porzione minore di dati disponibili, ovvero immaginando di aver interrotto prima la loro acquisizione.

Rispetto ad un test effettuato in laboratorio, il GeRT ha il vantaggio di permettere la stima della resistenza termica della sonda sul campo, la quale contiene quindi implicitamente anche l'influenza di eventuale acqua di falda. Inoltre, la conducibilità termica calcolata con il test è quella effettiva della sonda, mentre quella stimata di solito differisce dalla reale di qualche punto percentuale. In ogni caso, ogni prova è caratterizzata da un errore intrinseco nei risultati dovuto alla precisione degli strumenti e alle modalità operative. Sui risultati diventa perciò necessario applicare un fattore di sicurezza legato alla strumentazione usata e uno riguardo alla variabilità locale della qualità di posa.

PARTE 2. Studio della sonda geotermica coassiale Novatek

CAPITOLO 6. LA SONDA GEOTERMICA COASSIALE NOVATEK

6.1 Caratteristiche della sonda

Le caratteristiche di seguito esposte sono rivendicate nel brevetto 102016000095972 e devono essere applicate contemporaneamente:

- la sonda è di tipo coassiale: la mandata è costituita da un tubo interno, dove scorre il fluido diretto in profondità, il quale raggiunge la parte finale della sonda e da lì risale attraverso un tubo esterno, contenente il primo e coassiale ad esso. Il tubo interno di mandata è in pvc, materiale che presenta una conducibilità termica non particolarmente elevata (circa $0,38 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$), un calore specifico di $1,80 \text{ kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ e può essere utilizzato in modo continuativo in un range di temperature che va da -50°C a 80°C .

Il tubo esterno di ritorno è in acciaio,

materiale altamente conduttivo e per questo particolarmente performante in termini di scambio termico con il terreno. L'acciaio possiede valori di conducibilità termica intorno ai $60 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. I tubi esterni in acciaio si presentano come singoli moduli di lunghezza pari a 1 m, che in fase di posa vengono opportunamente uniti tramite le loro giunzioni filettate maschio femmina. Per rendere la sonda a tenuta stagna i tubi devono essere sigillati nella parte filettata mediante resine epossidiche aventi caratteristiche plastiche che durano nel tempo. Anche il tappo applicato nella parte finale della sonda è a tenuta stagna.

Grazie a questo tipo di struttura e ai materiali che costituiscono la sonda si ha un'interferenza tra tubo di mandata e tubo di ritorno molto ridotta, vista la bassa conducibilità termica del pvc.

- Il secondo aspetto essenziale di questa sonda è la rullatura, che viene praticata sulla superficie esterna del tubo in acciaio. La rullatura consiste in una filettatura del tubo eseguita con il metodo della pressatura a freddo, quindi senza asportazione di trucioli.

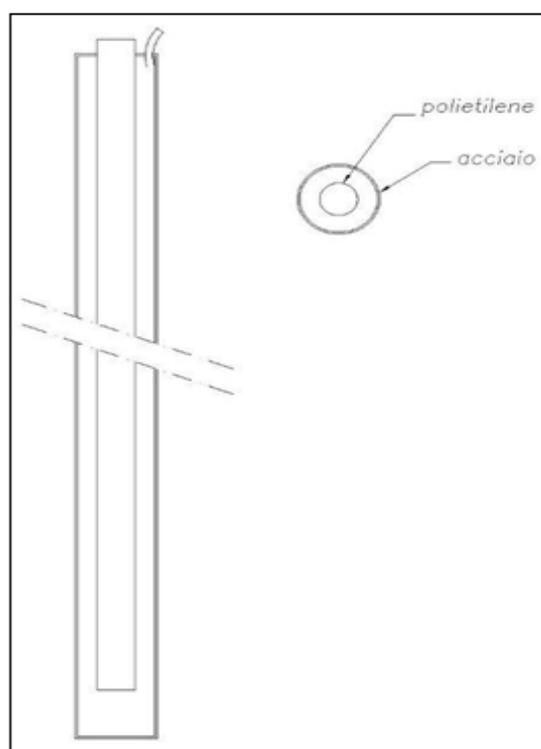


Figura 6.1.1. Sezione della sonda coassiale

Il trattamento conferisce alla sonda due caratteristiche estremamente importanti: un aumento della superficie di contatto tra sonda e terreno del 42% e il raddoppiamento della resistenza alla corrosione dell'acciaio poiché la rullatura, pressando il tubo, plasma e chiude tutti i pori dell'acciaio, rendendolo simile ad un acciaio inox.

- La posa in opera della sonda è effettuata tramite il metodo della roto-presso infissione, che consiste nell'avvitare nel terreno il tubo in acciaio e contemporaneamente applicare una pressione, in modo che la velocità di infissione sia pari a quella di avvitamento. Ne consegue che, sfruttando il peso di un macchinario zavorrato e contemporaneamente la forza di avvitamento nel terreno, si riescano a raggiungere profondità considerevoli senza la necessità di realizzare un preforo. Il metodo di infissione e la mancanza di preforo creano una compattazione radiale del terreno intorno alla sonda e conseguentemente un aumento della conducibilità termica. I terreni ideali per questi tipi di sonde sono argille, limi e sabbie. Nel caso di presenza di terreni rocciosi sarà necessaria l'esecuzione di un preforo di diametro uguale a quello del tubo rullato, in modo da utilizzare la macchina di roto-presso infissione per avvitare e pressare il tubo-sonda nel foro precedentemente eseguito.

Riassumendo i vantaggi si possono quindi citare:

1. velocità di posa in opera, specialmente in terreni non rocciosi;
2. elevatissimo scambio termico con il terreno rispetto alle altre sonde attualmente presenti sul mercato. Considerando ciò, le sonde possono essere posizionate in numero ridotto rispetto a quelle tradizionali;
3. assenza di impiego di fanghi di perforazione, altamente inquinanti, che necessitano di uno smaltimento e un risanamento del terreno;
4. possibilità di estrazione della sonda anche a distanza di molti anni, ripristinando lo stato iniziale del terreno.

Il fluido termovettore impiegato è acqua glicolata, per evitare episodi di congelamento, visto il periodo invernale di utilizzo. Il glicole è etilenico, in una percentuale circa del 20%, e la soluzione così ottenuta possiede una conducibilità termica che per le temperature di utilizzo rimane intorno a $0,5 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$. La densità è di $1032 \text{ kg}/\text{dm}^3$ e il calore specifico circa pari a $3851,8 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$.

6.2 Terreno di posa

Le sonde oggetto di studio sono state posate a Corbiolo di Boscochiesanuova, in provincia di Verona. Tale zona fa parte della Lessinia, altipiano che degrada verso la Pianura Padana, delimitato a nord dalla Valle dei Ronchi, a sud dalla Pianura Padana, a ovest dal fiume Adige e ad est dal fiume Chiampo. Le alture ad ovest fanno parte delle Prealpi Venete, con cime tra i 1500 e i 1800 metri, mentre a nord-est c'è il gruppo del Carega, che supera i 2200 metri; nella parte centrale le alture si attestano intorno ai 1000-1300 metri. Questo territorio rientra soprattutto nei confini della provincia di Verona e in parte minore in quelle di Vicenza e Trento. Dal punto di vista geologico il territorio si caratterizza per la presenza di rocce sedimentarie e vulcaniche. Nel tempo, acqua, ghiaccio e vento hanno dato origine a un'erosione consistente, che si manifesta anche in vari fenomeni carsici (per mezzo di doline, grotte, voragini) e modellazione delle rocce.

Il sito di posa in particolare presenta un sottosuolo costituito da roccia calcarea fratturata. Si possono trovare le sue proprietà tabulate, che ovviamente differiscono da quelle effettive, in quanto non vengono presi in considerazione eventuali acquiferi e la composizione precisa del terreno. In linea generale la pietra calcarea presenta una densità di 2,6-2,7 kg/dm³ e una conducibilità termica media che va da 2,5 a 4,0 W/(m·K), con valori tipici caratteristici intorno a 2,8 W/(m·K); la capacità termica è pari a 0,81-0,89 J/(kg·K).

Visto il terreno di tipo roccioso, per l'infissione delle sonde è risultato necessario eseguire un pre-foro e conseguentemente, dopo la posa, iniettare materiale di riempimento tra le sonde stesse e la roccia perforata. Il riempimento usato è il quarzo sferoidale, materiale solido in polvere, dalla forma cristallina e inodore. La sua temperatura di fusione è di 1500-1700°C, è chimicamente stabile, non è infiammabile, presenta una solubilità in acqua trascurabile e ha una densità relativa pari a 2,63-2,66 g/cm³.

CAPITOLO 7. TEST PRELIMINARI

7.1 Strumenti utilizzati per i test

Per effettuare dei test sulle sonde è stata realizzata in azienda una macchina ad hoc, avente gli stessi componenti di una pompa di calore, esclusi gli scambiatori evaporatore e condensatore, e in grado di far circolare il fluido attraverso le sonde. Tale macchina permette all'acqua di compiere un percorso chiuso, avendo a disposizione un accumulatore caldo e uno freddo, a seconda dell'uso che si vuole fare della macchina. Si misura la portata mediante un misuratore installato all'ingresso della macchina stessa; due misuratori di temperatura forniscono la temperatura dell'acqua all'ingresso nella sonda e quella dell'acqua in uscita.

7.2 Test condotti in precedenza

Nel terreno sottostante il capannone dell'azienda sono state posate alcune sonde, con la superficie esterna dei tubi in acciaio non rullata, e su di esse sono stati condotti dei test nel periodo estivo utilizzando il percorso a circuito chiuso appena citato, iniettando alla mandata acqua glicolata calda, per eseguire mediante il terreno un raffreddamento della stessa, o acqua glicolata fredda, per valutare l'entità del suo riscaldamento.

Ho analizzato i dati che sono stati registrati durante la prova di raffreddamento, anche se non sono molti.

Giorno	Ora	T_{in}	T_{out}	ΔT
11/07	15.20	28,4	28,6	0,2
	17.45	33,3	28,9	4,4
12/07	8.30	34,9	30,9	4
	15.10	39,4	34,4	5
	18.45	39,8	35,0	4,8
13/07	9.30	41,4	36,5	4,9

Tabella 7.2.1. Temperature di mandata e di ritorno e ΔT registrati durante la fase di test estivi condotti in azienda

Dalle temperature registrate si nota che la differenza tra mandata e ritorno è tanto maggiore quanto più alta è la temperatura dell'acqua alla mandata: il terreno da solo è in grado di effettuare un raffreddamento di 4,8-5°C sull'acqua che circola nelle sonde, quando questa entra ad una temperatura di circa 40°C.

Una fase di test è stata eseguita anche a Fiumicino nel mese di luglio: è stato effettuato tramite il terreno un riscaldamento dell'acqua. Il terreno in questo caso consiste in argille torbose, che possiedono una conducibilità termica intorno a 1,2 W/(m·K) e una capacità termica volumica di circa 2,8 MJ/(m³K). Da tali dati si nota subito che la conducibilità termica delle argille è inferiore rispetto a quella caratteristica della roccia calcarea; per questo motivo ci si possono aspettare prestazioni di scambio termico sonda-terreno inferiori nel caso delle prove condotte a Fiumicino, essendo il terreno di posa meno conduttivo.

Mi sono stati forniti i dati di questi test: registrando portata e differenza di temperatura fra mandata e ritorno e conoscendo la profondità di posa, 30 metri, è possibile valutare la potenza termica specifica che l'acqua nella sonda è in grado di assorbire dal terreno. Tramite la nota relazione sono stati calcolati i valori di potenza specifica espressi nella tabella (tab. 7.2.2),

$$q = \frac{\dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T}{l} \left[\frac{W}{m} \right]$$

con

\dot{m} = portata di fluido termovettore [kg/h], ottenibile moltiplicando la portata misurata [l/h] per la densità del fluido ρ , pari a 1,025 kg/dm³ per l'acqua glicolata circa al 15% usata per il test;

c_p = calore specifico del fluido termovettore [J/(kg·°C)], valore che si attesta intorno a 3893,72 J/(kg·°C);

ΔT = differenza di temperatura tra mandata e ritorno;

l = lunghezza della sonda [m].

	Prova 1	Prova 2	Prova 3	Prova 4
m [l/h]	214,2	218,4	218,18	218,4
\dot{m} [kg/h]	219,555	223,86	223,86	223,86
ΔT [°C]	4,2	4,3	4,1	5
q [W/m]	33,25	34,704	33,057	40,354

Tabella 7.2.2. Grandezze misurate e calcolate per il test effettuato a Fiumicino a luglio

Dai dati registrati si vede che la differenza di temperatura tra mandata e ritorno nell'ultima prova è superiore alle precedenti. Si deve sottolineare che, non disponendo delle temperature di mandata e ritorno ma solo della loro differenza, non è possibile valutare se

nelle prove il riscaldamento dell'acqua aumenti all'aumentare della temperatura di mandata o viceversa. Dalle leggi dello scambio termico si può però dedurre che l'entità di un riscaldamento o di un raffreddamento è tanto maggiore quanto più la sostanza da riscaldare/raffreddare è lontana dalla temperatura della sorgente termica. In base a questo, considerando le prove di raffreddamento citate in precedenza, si può affermare che il raffreddamento è tanto maggiore quanto più alta è la temperatura dell'acqua alla mandata rispetto a quella del terreno. Nel caso di riscaldamento si hanno risultati tanto migliori in termini di ΔT tra mandata e ritorno quanto più la temperatura di mandata è bassa e lontana da quella del terreno.

Viste le buone prestazioni delle sonde coassiali testate, ne sono state installate altre nel capannone sottostante gli uffici dell'azienda, disposte in otto file, raggiungendo una lunghezza complessiva di 720 m. Con l'inizio dell'inverno le sonde sono state collegate ad un impianto geotermico già esistente composto da tre sonde ad "U", della profondità di circa 150 metri ciascuna, realizzato al momento della costruzione degli uffici e dei capannoni dell'azienda, dieci anni fa. Si è deciso quindi di sfruttare le sonde coassiali per andare in aiuto alle sonde originarie, essendo ormai il terreno che le circonda giunto a temperature molto basse. C'è da sottolineare che in questo caso specifico non è presente un fluido termovettore nella pompa di calore, ma l'acqua, dopo aver subito un riscaldamento attraverso il terreno, giunge essa stessa nella pompa di calore, passa nel compressore e cede poi calore all'acqua dell'accumulo, usata per il riscaldamento a pavimento degli uffici. Infine una valvola di laminazione abbassa ulteriormente la temperatura e la pressione dell'acqua, la quale torna nelle sonde e ricomincia il ciclo.

7.3 Test su una sonda con struttura ad "U"

Non ho potuto testare una delle sonde coassiali facenti parte del campo sonde nel capannone, in quanto tutte erano già state collegate al circuito principale e ho dovuto quindi chiedere ai dipendenti di posare nuove sonde per permettermi di verificare in prima persona quali fossero le temperature di mandata e ritorno.

Ho condotto quindi personalmente una fase di studio aggiuntiva, con l'obiettivo di eseguire il test di resa termica secondo la procedura precedentemente illustrata. È stata usata l'acqua del circuito chiuso esistente e per il suo monitoraggio mi sono servita della pompa di calore costruita per i test. Diversamente da quello che consiglia la procedura, in quanto non è stato possibile fare altrimenti, le sonde studiate sono due, installate in due perforazioni distanti 2 metri tra loro, si trovano all'esterno del capannone dell'azienda e attraversano roccia calcarea, le cui proprietà sono già state elencate. La configurazione in

questo caso non è coassiale, per mancanza in azienda del pezzo superiore che chiude la sonda, ma ci sono i condotti di mandata e di ritorno posizionati nella stessa perforazione, collegati tra loro all'estremità inferiore.

Si ha uno schema praticamente ad "U", ma con le tubazioni che coincidono con i tubi usati per le sonde coassiali: la mandata è il tubo in polietilene e il ritorno quello in acciaio. Per il riempimento è stata utilizzato quarzo sferoidale.



Figura 7.3.1. Sonde testate, poste all'esterno del capannone dell'azienda

L'acqua, proveniente dalla pompa di calore principale, entrando nella macchina attraversa gli organi che la costituiscono ma senza subire nessuna trasformazione. L'energia elettrica spesa è in questo caso solo per il circolatore che permette il corretto moto del fluido. Il primo misuratore di temperatura fornisce a questo punto la temperatura dell'acqua al suo ingresso nella prima sonda, mentre il secondo mostra la temperatura alla quale l'acqua glicolata risale dalla seconda sonda.

Nel momento in cui si raggiunge una stabilizzazione della differenza di temperatura tra ingresso e uscita, si considera che la temperatura di ritorno sia quella indisturbata del terreno.

Le letture di temperature e portata sono state eseguite nei giorni 13, 14, 15 dicembre. La portata costante è stata di 0,62 m³/h, cioè 620 l/h.

	Temperatura di mandata [°C]	Temperatura di ritorno [°C]	Differenza di temperatura mandata-ritorno [°C]
Giorno 13/12			
Ore 08.35 accensione della macchina	9,5	10,5	1
Ore 09.30	5,2	7,2	2
Ore 10.30	5,2	7,1	1,9
Ore 11.30	5,2	7,1	1,9
Ore 12.30	6,1	7,7	1,6
Ore 14.30	7,4	8,9	1,5
Ore 15.30	6,5	7,9	1,4
Ore 16.30	6,7	8,4	0,7
Ore 17.30	6,0	7,5	1,5
Ore 18.30	5,7	7,2	1,5
Giorno 14/12			
Ore 08.30	5,0	6,4	1,4
Ore 09.30	4,8	6,2	1,4
Ore 10.30	4,7	6,1	1,4
Ore 11.30	4,7	6,1	1,4
Ore 12.30	4,7	6,2	1,5
Ore 14.30	5,4	6,7	1,3
Ore 15.30	5,6	6,9	1,3
Ore 17.30	5,7	7,2	1,5
Ore 18.30	5,3	6,6	1,3
Giorno 15/12			
Ore 08.30	5,3	6,7	1,4

Ore 09.30	5,1	6,5	1,4
<p>Vista la differenza di temperatura che rimaneva costante tra mandata e ritorno e il suo valore che era basso, scendendo l'acqua nel sottosuolo ad una temperatura troppo alta per osservare un ΔT significativo, si è provato a far funzionare le sonde ad "U" dell'impianto originario, chiudendo tutte le otto file di sonde coassiali tranne una, che serviva per avere una corretta movimentazione dell'acqua diretta alle sonde oggetto della prova.</p>			
Ore 10.15 chiusura di 7 file di sonde	3,7	5,4	1,7
Ore 11.15	1,5	3,8	2,3
Ore 12.15	1,1	3,4	2,3
<p>In sole due ore si vede che la differenza di temperatura mandata-ritorno ha già superato i 2°C e che la temperatura di ingresso nelle sonde si è abbassata notevolmente. Alle 12.20 le sonde sono state riaperte, ripristinando la corretta circolazione dell'acqua per non sovraccaricare la pompa di calore (ormai datata), e registrando, solo 15 minuti dopo la riapertura, il ΔT che era presente in precedenza alla chiusura.</p>			
Ore 12.30	4,9	6,2	1,3

Tabella 7.3.1. Valori di temperature misurati nei giorni 13, 14, 15 dicembre

Dai dati acquisiti si nota che la differenza di temperatura tra mandata e ritorno rimane costante, raggiungendo una quasi perfetta stabilizzazione dopo circa 11 ore dall'inizio del test. Si può considerare la temperatura di ritorno dopo questo periodo e assumerla come temperatura indisturbata del terreno T_m , come suggerito dalla procedura del Ground Response Test. Si ottiene un valore di 6,51°C.

In questo caso non è possibile procedere all'esecuzione del GeRT, e quindi rappresentare su un piano $\ln(t) - T_f(t)$ le temperature medie tra mandata e ritorno registrate, in quanto la pendenza della retta risulterebbe negativa. Se si fossero mantenute le sette file di sonde coassiali chiuse per più tempo, potendo così registrare un maggior numero di dati di temperatura, avrei potuto procedere con i calcoli. Come già detto, per l'esecuzione del test è necessario l'uso di acqua non troppo calda, in modo da poter apprezzare una variazione di temperatura mandata-ritorno maggiore e soprattutto registrare un aumento di questa differenza nelle ore successive all'inizio del test. Ciò non è stato possibile, in

quanto la pompa di calore alla quale le sonde sono collegate è datata e non si è voluto sovraccaricarla per paura di guasti. Per questo motivo le sonde chiuse sono state riaperte dopo poco tempo, impedendomi di procedere con l'acquisizione delle temperature registrate all'ingresso e all'uscita delle due sonde testate.

Non ho potuto quindi determinare la conducibilità termica effettiva del terreno, né la resistenza termica effettiva della sonda.

Nonostante l'impossibilità di elaborare i dati acquisiti, si possono comunque fare delle valutazioni circa le temperature osservate. Dopo un'oscillazione iniziale la temperatura di ritorno raggiunge una certa stabilizzazione, garantendo quindi prestazioni costanti delle sonde, aspetto da non sottovalutare qualora si valuti di installare una pompa di calore. Infatti, a differenza delle pompe di calore aria-acqua, quelle abbinata al terreno lavorano in condizioni di maggiore stabilità e possono essere quindi scelte in maniera più accurata in base al fabbisogno dell'edificio da riscaldare. Il terreno infatti possiede una certa inerzia termica e, a differenza dell'aria esterna, soggetta a continue variazioni di temperatura, non presenta fluttuazioni di temperatura eccessive, diventando tali fluttuazioni nulle a partire da una profondità di circa 15 metri. Si vede anche che la temperatura dell'acqua si mantiene abbondantemente sopra lo zero e ciò consente al terreno di non giungere a congelamento.

CAPITOLO 8. SIMULAZIONE DI DIVERSE CONFIGURAZIONI DEL CAMPO SONDE

Per ovviare alla determinazione della resistenza termica effettiva della sonda, ho simulato mediante la versione demo del programma di calcolo EED (Earth Energy Designer) varie configurazioni del campo sonde, riconducibili alla situazione attuale effettiva.

Il software consente il dimensionamento e lo studio delle sonde geotermiche attraverso l'utilizzo di un metodo di simulazione numerica basato sui dati analitici del flusso di calore derivanti da diverse combinazioni di strutture. Esso è adatto a qualsiasi tipo di terreno e a qualsiasi località.

Possono essere correttamente valutati con EED anche gli aspetti del funzionamento a lungo termine dello scambiatore, strettamente legati alle condizioni di temperatura del terreno circostante e alle variazioni di temperatura che si determinano a seguito dell'estrazione o dell'immissione di calore. Questo aspetto risulta di fondamentale importanza qualora si valuti la possibilità di installare un impianto con sonde geotermiche, in quanto il possibile congelamento del terreno che le circonda può determinare nel tempo un eccessivo consumo della pompa di calore e quindi una spesa per l'energia elettrica molto gravosa.

Il metodo utilizzato da EED è un approccio ibrido, che calcola l'andamento, variabile nel tempo, della temperatura media del fluido vettore in funzione della configurazione, delle proprietà del terreno e dei carichi termici stagionali richiesti all'impianto.

I modelli ibridi combinano i vantaggi delle tecniche analitiche e di quelle numeriche, per permettere la simulazione delle prestazioni degli scambiatori sul lungo periodo senza rinunciare a considerare la configurazione geometrica delle perforazioni.

Questa tecnica si basa su dei fattori di risposta di temperatura adimensionali, chiamati g-functions. I fattori di risposta sono calcolati con un procedimento in due passaggi. Il primo passaggio è la determinazione della risposta alla parete esterna della perforazione di una singola sonda di lunghezza e diametro finiti ad un unico impulso di temperatura. La risposta di temperatura viene ottenuta mediante una simulazione bidimensionale (radiale, assiale) alle differenze finite, con condizioni iniziali e al contorno costanti.

Il secondo passaggio è la sovrapposizione degli effetti spaziale, mediante la quale si ottiene la risposta di temperatura di un campo di sonde caratterizzate da un certo rapporto tra spaziatura orizzontale e lunghezza.

La g-function è la curva che si ottiene adimensionalizzando la risposta di temperatura della parete esterna delle perforazioni rispetto al tempo.

Come dati in ingresso devono essere fissati:

- Proprietà del terreno

- Caratteristiche geometriche delle sonde e delle perforazioni
- Caratteristiche del fluido termovettore
- Carico termico dell'ambiente considerato, in questo caso gli uffici dell'azienda

Tali grandezze si manterranno costanti durante le varie simulazioni, mentre sarà variata la profondità di posa: per ogni profondità saranno provate diverse configurazioni possibili del campo sonde tra quelle disponibili nel software, valutando contemporaneamente anche la distanza reciproca delle sonde. La lunghezza totale del campo sonde considerata per ogni configurazione viene presa circa pari a quella presente attualmente, ovvero circa 1120 m, dati da 720 m di sonde coassiali e circa 400 m di sonde ad "U".

Sarà poi eseguito un confronto tra la temperatura media tra ingresso e uscita dalle sonde che si aveva in precedenza al collegamento delle sonde coassiali, cioè quella riferita al solo funzionamento delle tre sonde ad "U", le temperature presenti attualmente, che fanno riferimento all'impianto composto da sonde ad "U" e sonde coassiali e le temperature che si presenterebbero nel caso di campo sonde costituito esclusivamente da sonde coassiali disposte secondo la configurazione che si valuterà essere la migliore tra quelle simulate.

8.1 Dati in ingresso

Saranno riassunti di seguito i dati inseriti come input in EED.

Le proprietà del terreno non possono essere scelte tra le opzioni fornite dal programma, in quanto la versione demo non lo consente. Si devono utilizzare i dati già presenti nella finestra "Proprietà del terreno", che consistono in una conduttività termica superiore a quella della roccia calcarea ($0,7 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ in più), di conseguenza i risultati saranno leggermente migliori rispetto a quelli che si avrebbero considerando la conduttività termica effettiva; e un calore specifico volumetrico che si discosta poco dal valore di $2,3 \text{ MJ}/(\text{m}^3\cdot\text{K})$ considerato usuale per la roccia calcarea. La temperatura del terreno alla superficie è fissata a 8°C , valore inferiore ai circa 11°C tipici per la città di Bolzano, che si può considerare simile alla località sede di posa delle sonde. Infine, il flusso di calore geotermico presente nel programma coincide con quello di Bolzano.

Proprietà del terreno	
Conduttività termica [W/(m·K)]	3,5
Calore specifico volumetrico [MJ/(m³·K)]	2,16
Temperatura del terreno alla superficie [°C]	8,0
Flusso di calore geotermico [W/m²]	0,06

Tabella 8.1.1 Proprietà del terreno considerate nelle simulazioni

Nella finestra che ha come input le caratteristiche geometriche delle sonde e della perforazione la resistenza di contatto tubo-riempimento è considerata nulla. La portata volumetrica è presa pari a quella dell'impianto geotermico attualmente in funzione e le conduttività termiche dei materiali dei tubi sono state selezionate dal database, rispettivamente polietilene per il tubo interno e acciaio St30 per quello esterno.

Perforazione e sonda geotermica		
Tipologia		Coassiale
Diametro perforazione [mm]		60
Resistenza di contatto tubo-riempimento		Considerata nulla
Conduttività termica del riempimento [W/(m·K)]		0,7
Portata volumetrica [l/s]		0,1
Tubo interno	Diametro esterno [mm]	20
	Spessore [mm]	2
	Conduttività termica [W/(m·K)]	0,420
Tubo esterno	Diametro esterno [mm]	42
	Spessore [mm]	8
	Conduttività termica [W/(m·K)]	60

Tabella 8.1.2 Caratteristiche della perforazione e della sonda

La resistenza termica delle sonde non viene fissata e si seleziona dalla relativa finestra l'opzione che prevede il suo calcolo al termine della simulazione.

Il fluido termovettore è acqua con aggiunta di glicole etilenico in una percentuale di circa il 20%. Dalle opzioni fornite in EED si seleziona quella relativa ad acqua con glicole monoetilenico in una percentuale del 25%, che possiede proprietà molto simili alla soluzione effettivamente impiegata.

Fluido vettore	
Conduttività termica [W/(m·K)]	0,48
Calore specifico massico [J/(kg·K)]	3795
Densità [kg/m³]	1052
Viscosità [kg/(m·s)]	0,0052
Punto di congelamento [°C]	-14

Tabella 8.1.3 Caratteristiche del fluido termovettore

Per i dati riguardanti il fabbisogno di energia termica per il riscaldamento degli uffici ho fatto una stima approssimativa prendendo in considerazione il fabbisogno tipico di energia termica per edifici mediamente isolati (circa 170 kWh/m²·anno) e chiedendo informazioni ai dipendenti dell'azienda.

Ho calcolato il fabbisogno di energia per la produzione di acqua calda sanitaria considerando la relazione proposta dalla norma UNI 11300 parte 2

$$Q_{ACS} = \rho \cdot c_p \cdot V_w \cdot G \cdot (\vartheta_{er} - \vartheta_0)$$

con

ρ densità dell'acqua, pari a 1000 kg/m³;

c_p calore specifico dell'acqua, pari a 4186 J/(kg·K), cioè 1,662·10⁻³ kWh/(kg·K) (1 J = 2,78·10⁻⁷ kWh);

V_w volume di ACS necessario, dato da $a \cdot S_p$, con il parametro a dato dalla normativa e pari a 0,2, e S_p superficie in pianta degli uffici, stimata pari a 270 m²;

G numero di giorni annuali di utilizzo, che ho fissato pari a 330;

$\vartheta_{er} - \vartheta_0$ differenza tra la temperatura di erogazione, solitamente pari a 40°C, e la temperatura dell'acqua di acquedotto, assunta di 10°C.

Per i carichi mensili si mantiene la suddivisione già presente nel programma.

Nella prima parte di simulazione si considera il carico termico da smaltire nel periodo estivo pari a zero, andando poi in un secondo tempo a fissarne l'entità, ipotizzando di eseguire un free cooling degli uffici durante l'estate. In questo caso il COP è idealmente infinito, non essendo usata energia elettrica per il funzionamento della pompa di calore. Con il free cooling è possibile rigenerare il terreno e renderlo meno soggetto al raffreddamento invernale, mantenendo l'efficienza del sistema a sonde geotermiche molto simile a quella che si ha nel primo periodo di funzionamento: il terreno diventa così una fonte praticamente inesauribile di calore. I carichi mensili per il raffreddamento sono non nulli solo nei mesi giugno, luglio e agosto e vengono posti rispettivamente pari al 30%, 50% e 20%, considerando che nel mese di agosto gli uffici rimangono chiusi per due settimane.

Carico termico	
Energia termica annuale per produzione di caldo [MWh]	45
Energia termica annuale per produzione di ACS [MWh]	0,89
COP della pompa di calore	3,8
Energia termica annuale per la produzione di freddo [MWh]	7

Tabella 8.1.4 Fabbisogni di energia termica e COP della pompa di calore

Infine, il periodo di simulazione viene preso pari a 25 anni, con inizio della simulazione nel mese di settembre.

8.2 Simulazioni eseguite fissando una profondità delle sonde di 20 metri

Per ottenere una lunghezza complessiva del campo sonde che si avvicini ai 1120 m, con una profondità di 20 m ciascuna, il numero di sonde deve rimanere intorno a 56. Le configurazioni fornite da EED del tipo a L, a doppia L, ad U e a rettangolo aperto non prevedono di arrivare ad un numero di sonde tanto elevato, per ovvi motivi di spazio necessario per l'installazione. Verrà considerata pertanto solo la configurazione per file parallele, della quale sono disponibili diverse tipologie nel database di EED.

Il fabbisogno totale è pari a 45,89 MWh e la resistenza termica effettiva della sonda fornita dal programma è di 0,1145 (m·K)/W. Nel caso di carico termico estivo da smaltire nullo il calore estratto dal terreno è pari a 33,814 MWh; se si considera di effettuare un free cooling estivo, smaltendo un calore di 7 MWh, l'energia termica estratta dal terreno è invece di 26,814 MWh.

8.2.1 Configurazioni con distanza tra le sonde 2 metri

- Adottando una configurazione avente solo due file parallele sarebbe necessario uno spazio di 54 m lineari, che ho considerato eccessivo e non ho perciò eseguito la simulazione per tale caso.
- Configurazione 3 file da 19 sonde ciascuna, per un totale di 57 sonde, cioè 1140 m, con dimensioni del campo sonde 36x4 m.

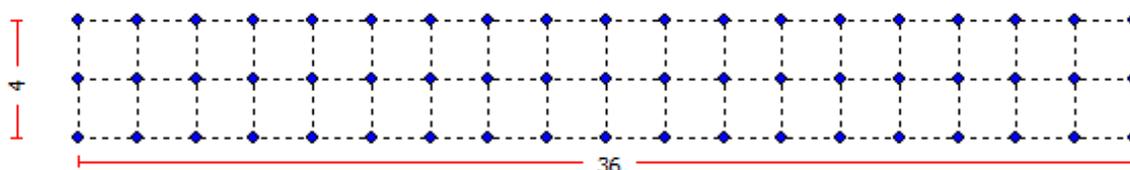


Figura 8.2.1.1. Configurazione del campo sonde con 3 file

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.82	2.70	2.52	2.46
FEB	8.17	3.55	2.53	2.35	2.30
MAR	8.17	3.69	2.76	2.58	2.52
APR	8.17	4.03	3.18	3.01	2.95
MAG	8.17	4.67	3.89	3.72	3.66
GIU	8.17	5.98	5.26	5.10	5.04
LUG	8.17	6.39	5.72	5.57	5.51
AGO	8.17	6.67	6.05	5.90	5.85
SET	7.04	5.78	5.20	5.06	5.01
OTT	6.25	5.17	4.63	4.49	4.44
NOV	5.37	4.42	3.91	3.78	3.73
DIC	4.47	3.63	3.15	3.03	2.98

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 2.30 °C alla fine di FEB
 Temperatura media max del fluido 5.85 °C alla fine di AGO

Figura 8.2.1.2. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 3 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.82	3.14	3.00	2.96
FEB	8.17	3.55	2.91	2.78	2.73
MAR	8.17	3.69	3.09	2.96	2.91
APR	8.17	4.03	3.48	3.34	3.30
MAG	8.17	4.67	4.15	4.03	3.98
GIU	8.17	7.13	6.65	6.52	6.48
LUG	8.17	8.62	8.17	8.06	8.01
AGO	8.17	8.18	7.76	7.65	7.61
SET	7.04	6.52	6.13	6.03	5.99
OTT	6.25	5.74	5.37	5.27	5.23
NOV	5.37	4.88	4.53	4.43	4.39
DIC	4.47	4.01	3.67	3.59	3.55

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

2.73 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

8.01 °C alla fine di LUG

Figura 8.2.1.3. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 3 file di sonde

- Configurazione 4 file da 14 sonde ciascuna, per un totale di 56 sonde, cioè 1120 m, con dimensioni del campo sonde 26x6 m.

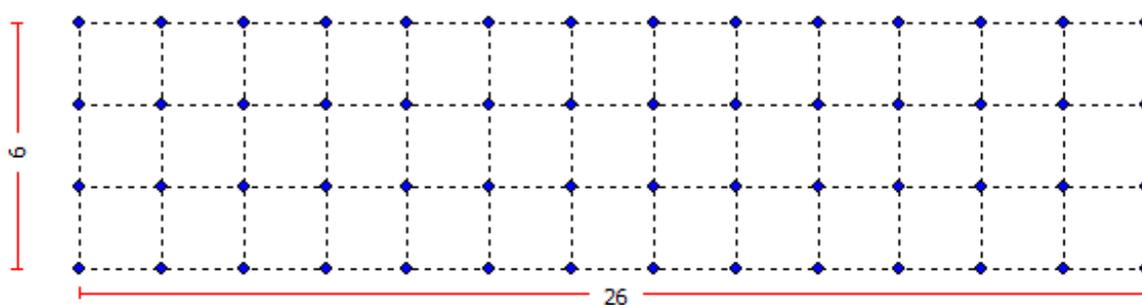


Figura 8.2.1.4. Configurazione del campo sonde con 4 file

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.46	2.19	2.00	1.94
FEB	8.17	3.12	1.98	1.79	1.73
MAR	8.17	3.22	2.18	2.00	1.94
APR	8.17	3.57	2.62	2.44	2.38
MAG	8.17	4.23	3.36	3.19	3.13
GIU	8.17	5.62	4.82	4.65	4.60
LUG	8.17	6.09	5.36	5.20	5.14
AGO	8.17	6.42	5.74	5.59	5.53
SET	6.99	5.52	4.89	4.74	4.69
OTT	6.13	4.88	4.28	4.15	4.10
NOV	5.17	4.08	3.52	3.39	3.34
DIC	4.18	3.22	2.70	2.57	2.52

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

1.73 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

5.53 °C alla fine di AGO

Figura 8.2.1.5. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 4 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.46	2.69	2.55	2.51
FEB	8.17	3.12	2.41	2.27	2.23
MAR	8.17	3.22	2.57	2.43	2.38
APR	8.17	3.57	2.95	2.82	2.77
MAG	8.17	4.23	3.66	3.53	3.49
GIU	8.17	6.81	6.29	6.16	6.12
LUG	8.17	8.45	7.97	7.85	7.80
AGO	8.17	8.08	7.62	7.51	7.47
SET	6.99	6.39	5.96	5.85	5.81
OTT	6.13	5.55	5.14	5.04	5.00
NOV	5.17	4.62	4.23	4.14	4.10
DIC	4.18	3.66	3.30	3.21	3.17

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

2.23 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

7.80 °C alla fine di LUG

Figura 8.2.1.6. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 4 file di sonde

- Configurazione 5 file da 11 sonde ciascuna, per un totale di 55 sonde, cioè 1100 m, con dimensioni del campo sonde 20x8 m.

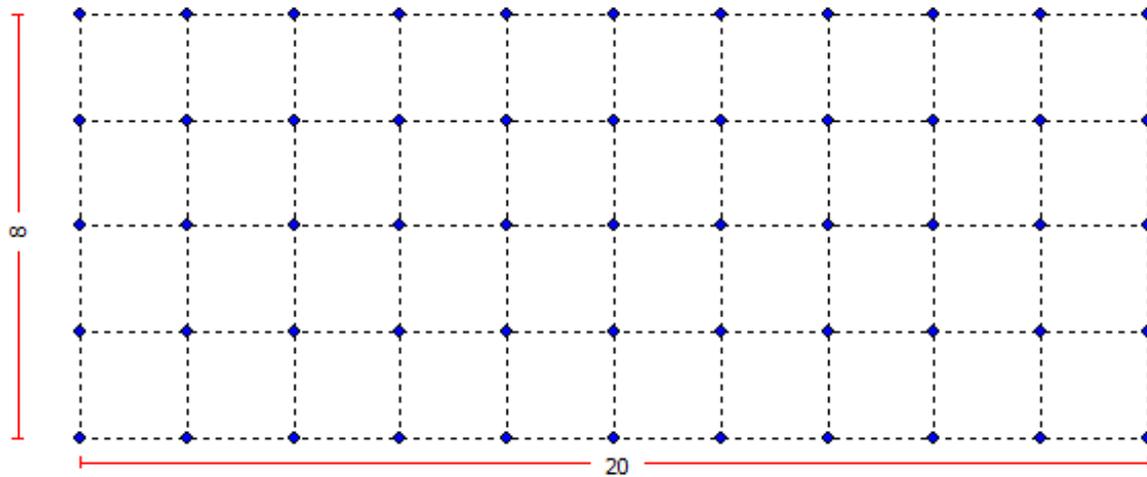


Figura 8.2.1.7. Configurazione del campo sonde con 5 file

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.21	1.86	1.66	1.61
FEB	8.17	2.84	1.62	1.43	1.37
MAR	8.17	2.92	1.81	1.63	1.57
APR	8.17	3.27	2.25	2.07	2.01
MAG	8.17	3.95	3.03	2.85	2.79
GIU	8.17	5.39	4.54	4.37	4.32
LUG	8.17	5.90	5.12	4.96	4.91
AGO	8.17	6.26	5.54	5.39	5.33
SET	6.95	5.35	4.68	4.54	4.49
OTT	6.05	4.68	4.06	3.92	3.87
NOV	5.04	3.85	3.27	3.13	3.08
DIC	3.99	2.95	2.40	2.27	2.22

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

1.37 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

5.33 °C alla fine di AGO

Figura 8.2.1.8. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 5 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.21	2.40	2.26	2.21
FEB	8.17	2.84	2.09	1.95	1.90
MAR	8.17	2.92	2.23	2.08	2.04
APR	8.17	3.27	2.62	2.48	2.43
MAG	8.17	3.95	3.35	3.22	3.17
GIU	8.17	6.62	6.07	5.94	5.90
LUG	8.17	8.35	7.84	7.72	7.68
AGO	8.17	8.01	7.53	7.42	7.38
SET	6.95	6.29	5.85	5.74	5.70
OTT	6.05	5.42	4.99	4.89	4.85
NOV	5.04	4.44	4.04	3.94	3.90
DIC	3.99	3.43	3.05	2.96	2.92

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

1.90 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

7.68 °C alla fine di LUG

Figura 8.2.1.9. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 5 file di sonde

- Configurazione 6 file da 9 sonde ciascuna, per un totale di 54 sonde, cioè 1080 m, con dimensioni del campo sonde 16x10 m.

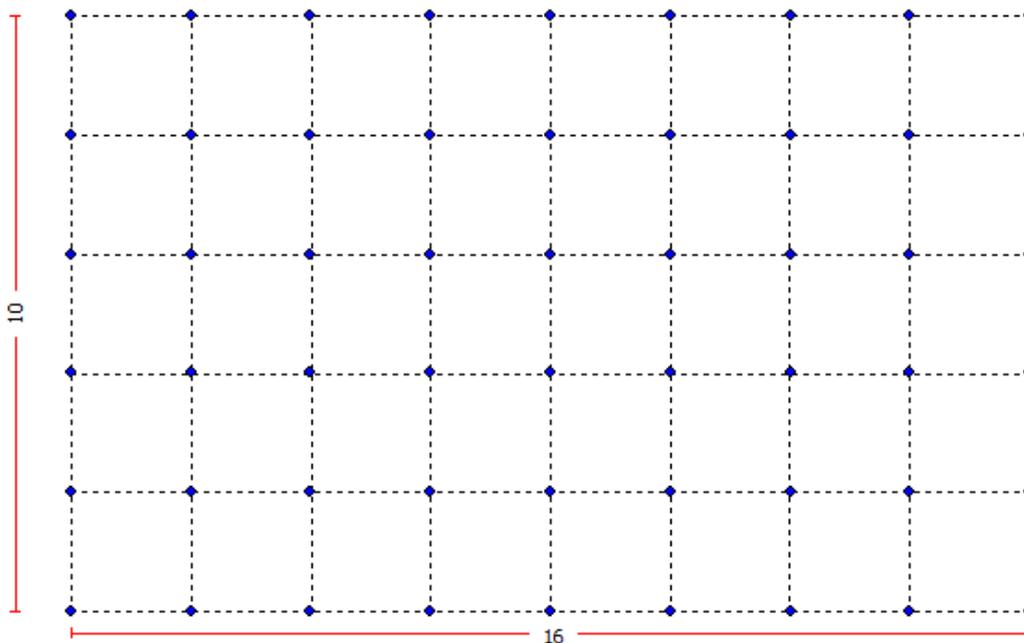


Figura 8.2.1.10. Configurazione del campo sonde con 6 file

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO DI PICCO: TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.04	1.64	1.45	1.39
FEB	8.17	2.65	1.38	1.19	1.13
MAR	8.17	2.73	1.58	1.39	1.33
APR	8.17	3.07	2.03	1.84	1.78
MAG	8.17	3.77	2.82	2.64	2.59
GIU	8.17	5.25	4.38	4.21	4.15
LUG	8.17	5.79	4.99	4.82	4.77
AGO	8.17	6.17	5.43	5.27	5.22
SET	6.92	5.25	4.56	4.41	4.36
OTT	5.99	4.56	3.92	3.78	3.73
NOV	4.94	3.70	3.10	2.97	2.92
DIC	3.86	2.77	2.21	2.08	2.03

CARICO DI PICCO: ANNUO 25

Temperatura media minima del fluido 1.13 °C alla fine di FEB
Temperatura media massima del fluido 5.22 °C alla fine di AGO

Figura 8.2.1.11. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 6 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO DI PICCO: TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.04	2.21	2.07	2.02
FEB	8.17	2.65	1.88	1.73	1.69
MAR	8.17	2.73	2.01	1.86	1.82
APR	8.17	3.07	2.40	2.26	2.22
MAG	8.17	3.77	3.16	3.02	2.98
GIU	8.17	6.51	5.95	5.82	5.77
LUG	8.17	8.31	7.78	7.66	7.62
AGO	8.17	7.99	7.49	7.38	7.34
SET	6.92	6.23	5.77	5.67	5.63
OTT	5.99	5.33	4.90	4.80	4.76
NOV	4.94	4.32	3.91	3.81	3.78
DIC	3.86	3.28	2.89	2.80	2.76

CARICO DI PICCO: ANNUO 25

Temperatura media minima del fluido 1.69 °C alla fine di FEB
Temperatura media massima del fluido 7.62 °C alla fine di LUG

Figura 8.2.1.12. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 6 file di sonde

- Configurazione 7 file da 8 sonde ciascuna, per un totale di 56 sonde, cioè 1120 m, con dimensioni del campo sonde 14x12 m.

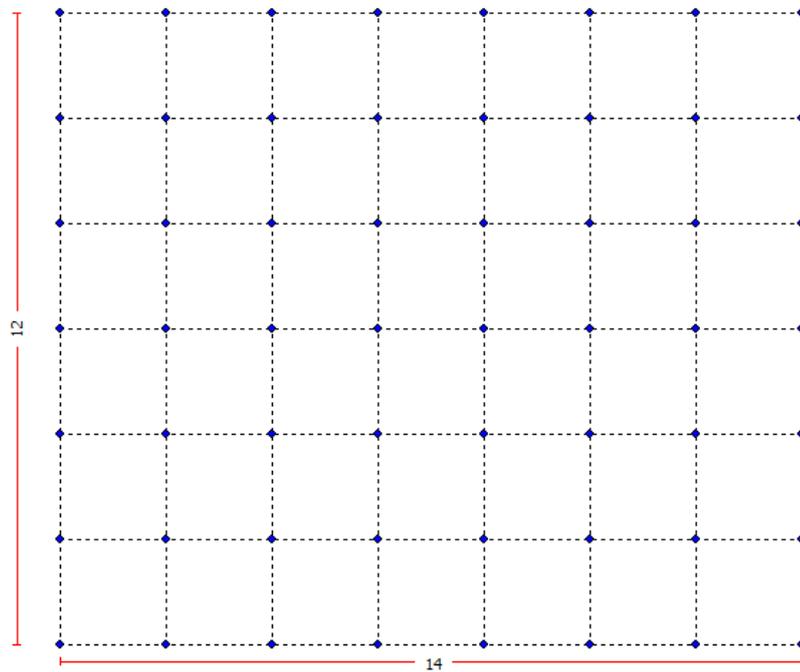


Figura 8.2.1.13. Configurazione del campo sonde con 7 file

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.17	1.78	1.58	1.53
FEB	8.17	2.78	1.52	1.33	1.27
MAR	8.17	2.84	1.70	1.52	1.46
APR	8.17	3.17	2.13	1.95	1.89
MAG	8.17	3.85	2.90	2.73	2.67
GIU	8.17	5.28	4.41	4.24	4.19
LUG	8.17	5.81	5.01	4.85	4.80
AGO	8.17	6.18	5.45	5.29	5.24
SET	6.96	5.30	4.61	4.47	4.42
OTT	6.06	4.63	4.00	3.86	3.81
NOV	5.03	3.80	3.20	3.07	3.02
DIC	3.97	2.89	2.33	2.21	2.16

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

1.27 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

5.24 °C alla fine di AGO

Figura 8.2.1.14. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 7 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.17	2.34	2.20	2.15
FEB	8.17	2.78	2.01	1.87	1.82
MAR	8.17	2.84	2.13	1.99	1.94
APR	8.17	3.17	2.51	2.37	2.32
MAG	8.17	3.85	3.24	3.10	3.06
GIU	8.17	6.50	5.94	5.81	5.77
LUG	8.17	8.26	7.73	7.61	7.57
AGO	8.17	7.96	7.47	7.35	7.31
SET	6.96	6.27	5.82	5.71	5.67
OTT	6.06	5.39	4.97	4.87	4.83
NOV	5.03	4.41	4.00	3.91	3.87
DIC	3.97	3.39	3.01	2.92	2.88

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 1.82 °C alla fine di FEB
Temperatura media max del fluido 7.57 °C alla fine di LUG

Figura 8.2.1.15. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 7 file di sonde

Facendo riferimento alle temperature medie tra ingresso e uscita del fluido termovettore fornite dalle simulazioni precedenti, si individua la configurazione che permette di ottenere temperature maggiori alla fine del venticinquesimo anno di funzionamento simulato. La situazione migliore è costituita da sonde disposte in tre file parallele: in assenza di free cooling la temperatura media minima raggiunta è di 2,30°C e quella massima è di 5,85°C; con free cooling le temperature si alzano a 2,73°C e 8,01°C.

Confrontando le diverse configurazioni è evidente che all'aumentare del numero di file le temperature medie diminuiscono. Questo è facilmente spiegabile considerando che, nel caso di sole tre file, le due file esterne hanno solamente un lato interfacciato con altre sonde, mentre il lato esterno è rivolto verso terreno indisturbato. All'aumentare del numero di file si hanno sempre più sonde che si influenzano reciprocamente, formando una disposizione a reticolo, e lunghezze delle file sempre minori; ciò si traduce nella diminuzione delle temperature medie del fluido

8.2.2 Configurazioni con distanza tra le sonde 2,5 metri

Verranno di seguito simulate le stesse configurazioni scelte per il caso precedente, ma fissando una distanza reciproca tra le sonde di 2,5 m. Aumentando la distanza ci si

aspettano meno influenza reciproca tra le sonde e quindi prestazioni migliori, con una temperatura media del fluido vettore più alta, a fronte però della necessità di maggiore spazio di installazione. Il fabbisogno totale è ancora di 45,89 MWh e la resistenza termica effettiva della sonda fornita dal programma rimane 0,1145 (m·K)/W. Nel caso di carico termico estivo da smaltire nullo il calore estratto dal terreno è pari a 33,814 MWh e con free cooling estivo l'energia termica estratta dal terreno è di 26,814 MWh.

- Configurazione 3 file da 19 sonde ciascuna, per un totale di 57 sonde, cioè 1140 m, con dimensioni del campo sonde 45x5 m.

Carico termico da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	4.41	3.42	3.24	3.19
FEB	8.17	4.20	3.29	3.12	3.06
MAR	8.17	4.34	3.50	3.34	3.28
APR	8.17	4.65	3.88	3.72	3.66
MAG	8.17	5.22	4.51	4.35	4.30
GIU	8.17	6.37	5.71	5.56	5.51
LUG	8.17	6.69	6.08	5.94	5.88
AGO	8.17	6.91	6.34	6.21	6.15
SET	7.16	6.09	5.56	5.43	5.38
OTT	6.48	5.56	5.06	4.94	4.89
NOV	5.72	4.90	4.44	4.32	4.27
DIC	4.95	4.22	3.79	3.67	3.62

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

3.06 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

6.15 °C alla fine di AGO

Figura 8.2.2.1. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 3 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	4.41	3.79	3.66	3.62
FEB	8.17	4.20	3.62	3.49	3.45
MAR	8.17	4.34	3.80	3.67	3.62
APR	8.17	4.65	4.14	4.02	3.97
MAG	8.17	5.22	4.74	4.62	4.58
GIU	8.17	7.39	6.96	6.84	6.80
LUG	8.17	8.65	8.24	8.13	8.09
AGO	8.17	8.19	7.80	7.70	7.66
SET	7.16	6.69	6.33	6.23	6.20
OTT	6.48	6.03	5.68	5.59	5.55
NOV	5.72	5.28	4.95	4.87	4.83
DIC	4.95	4.54	4.23	4.14	4.10

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 3.45 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 8.09 °C alla fine di LUG

Figura 8.2.2.2. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 3 file di sonde

- Configurazione 4 file da 14 sonde ciascuna, per un totale di 56 sonde, cioè 1120 m, con dimensioni del campo sonde 32,5x7,5 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	4.14	3.01	2.82	2.77
FEB	8.17	3.88	2.85	2.67	2.61
MAR	8.17	4.00	3.05	2.87	2.82
APR	8.17	4.30	3.43	3.26	3.20
MAG	8.17	4.88	4.08	3.92	3.86
GIU	8.17	6.08	5.35	5.19	5.13
LUG	8.17	6.45	5.77	5.61	5.56
AGO	8.17	6.70	6.07	5.92	5.87
SET	7.12	5.88	5.29	5.15	5.10
OTT	6.40	5.32	4.77	4.64	4.59
NOV	5.58	4.63	4.11	3.98	3.93
DIC	4.74	3.90	3.41	3.29	3.24

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 2.61 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 5.87 °C alla fine di AGO

Figura 8.2.2.3. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 4 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	4.14	3.44	3.30	3.26
FEB	8.17	3.88	3.23	3.09	3.05
MAR	8.17	4.00	3.39	3.25	3.21
APR	8.17	4.30	3.73	3.60	3.56
MAG	8.17	4.88	4.35	4.23	4.18
GIU	8.17	7.15	6.66	6.54	6.50
LUG	8.17	8.50	8.05	7.93	7.89
AGO	8.17	8.09	7.66	7.55	7.51
SET	7.12	6.57	6.17	6.07	6.03
OTT	6.40	5.86	5.49	5.39	5.35
NOV	5.58	5.07	4.71	4.62	4.58
DIC	4.74	4.27	3.92	3.84	3.80

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 3.05 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 7.89 °C alla fine di LUG

Figura 8.2.2.4. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 4 file di sonde

- Configurazione 5 file da 11 sonde ciascuna, per un totale di 55 sonde, cioè 1100 m, con dimensioni del campo sonde 25x10 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.96	2.74	2.55	2.49
FEB	8.17	3.67	2.56	2.37	2.32
MAR	8.17	3.77	2.75	2.57	2.51
APR	8.17	4.07	3.14	2.96	2.91
MAG	8.17	4.66	3.81	3.64	3.58
GIU	8.17	5.90	5.12	4.95	4.90
LUG	8.17	6.29	5.56	5.41	5.35
AGO	8.17	6.57	5.89	5.74	5.69
SET	7.09	5.73	5.11	4.96	4.91
OTT	6.34	5.16	4.58	4.44	4.39
NOV	5.48	4.45	3.89	3.77	3.72
DIC	4.60	3.68	3.17	3.04	2.99

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 2.32 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 5.69 °C alla fine di AGO

Figura 8.2.2.5. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 5 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.96	3.20	3.07	3.02
FEB	8.17	3.67	2.97	2.83	2.79
MAR	8.17	3.77	3.12	2.98	2.93
APR	8.17	4.07	3.46	3.33	3.28
MAG	8.17	4.66	4.10	3.97	3.93
GIU	8.17	6.99	6.48	6.35	6.31
LUG	8.17	8.42	7.94	7.82	7.78
AGO	8.17	8.02	7.57	7.46	7.42
SET	7.09	6.48	6.06	5.95	5.91
OTT	6.34	5.75	5.35	5.25	5.22
NOV	5.48	4.93	4.54	4.45	4.41
DIC	4.60	4.08	3.72	3.63	3.59

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

2.79 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

7.78 °C alla fine di LUG

Figura 8.2.2.6. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 5 file di sonde

- Configurazione 6 file da 9 sonde ciascuna, per un totale di 54 sonde, cioè 1080 m, con dimensioni del campo sonde 20x12,5 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.83	2.56	2.36	2.31
FEB	8.17	3.53	2.37	2.18	2.12
MAR	8.17	3.62	2.56	2.38	2.32
APR	8.17	3.92	2.95	2.77	2.72
MAG	8.17	4.53	3.64	3.46	3.41
GIU	8.17	5.79	4.98	4.81	4.76
LUG	8.17	6.20	5.45	5.29	5.23
AGO	8.17	6.49	5.79	5.64	5.59
SET	7.07	5.64	4.99	4.85	4.80
OTT	6.29	5.06	4.45	4.31	4.26
NOV	5.41	4.32	3.75	3.62	3.57
DIC	4.50	3.54	3.01	2.88	2.83

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

2.12 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

5.59 °C alla fine di AGO

Figura 8.2.2.7. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 6 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.83	3.05	2.91	2.86
FEB	8.17	3.53	2.80	2.66	2.61
MAR	8.17	3.62	2.94	2.80	2.75
APR	8.17	3.92	3.29	3.15	3.11
MAG	8.17	4.53	3.94	3.81	3.77
GIU	8.17	6.91	6.37	6.25	6.20
LUG	8.17	8.38	7.88	7.76	7.72
AGO	8.17	7.99	7.53	7.41	7.37
SET	7.07	6.42	5.99	5.88	5.84
OTT	6.29	5.68	5.27	5.17	5.13
NOV	5.41	4.83	4.43	4.34	4.30
DIC	4.50	3.96	3.58	3.49	3.45

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 2.61 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 7.72 °C alla fine di LUG

Figura 8.2.2.8. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 6 file di sonde

- Configurazione 7 file da 8 sonde ciascuna, per un totale di 56 sonde, cioè 1120 m, con dimensioni del campo sonde 17,5x15 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.95	2.68	2.49	2.44
FEB	8.17	3.65	2.49	2.31	2.25
MAR	8.17	3.73	2.68	2.49	2.44
APR	8.17	4.02	3.05	2.88	2.82
MAG	8.17	4.60	3.72	3.54	3.49
GIU	8.17	5.82	5.01	4.85	4.79
LUG	8.17	6.22	5.47	5.32	5.26
AGO	8.17	6.51	5.81	5.66	5.61
SET	7.10	5.69	5.05	4.91	4.85
OTT	6.35	5.13	4.52	4.39	4.34
NOV	5.49	4.41	3.85	3.72	3.67
DIC	4.60	3.65	3.12	3.00	2.95

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 2.25 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 5.61 °C alla fine di AGO

Figura 8.2.2.9. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 7 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.17	3.95	3.17	3.03	2.99
FEB	8.17	3.65	2.92	2.78	2.74
MAR	8.17	3.73	3.05	2.91	2.87
APR	8.17	4.02	3.39	3.25	3.21
MAG	8.17	4.60	4.02	3.89	3.84
GIU	8.17	6.90	6.37	6.25	6.20
LUG	8.17	8.33	7.84	7.72	7.68
AGO	8.17	7.97	7.51	7.39	7.35
SET	7.10	6.46	6.03	5.92	5.88
OTT	6.35	5.74	5.33	5.23	5.19
NOV	5.49	4.91	4.52	4.43	4.39
DIC	4.60	4.06	3.69	3.60	3.57

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 2.74 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 7.68 °C alla fine di LUG

Figura 8.2.2.10. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 7 file di sonde

Anche con distanza tra le sonde di 2,5 metri la configurazione che ha dato risultati migliori in termini di temperatura media del fluido termovettore è quella a tre file parallele. In assenza di free cooling la temperatura media minima nel venticinquesimo anno di simulazione è di 3,06°C e quella massima di 6,15°C. Effettuando un free cooling estivo la simulazione ha fornito come temperatura media minima 3,45°C e come massima 8,09°C. Rispetto al caso precedente, che considerava una distanza tra le sonde di 2 metri, si vede che le temperature medie raggiunte sono superiori, grazie ovviamente al maggiore spazio presente tra una sonda e l'altra e quindi alla minore influenza reciproca. In particolare, nel funzionamento invernale si nota che la temperatura media minima del fluido termovettore è superiore di circa 0,7°C nel caso di sonde distanti 2,5 metri rispetto a sonde che distano 2 metri.

8.3 Simulazioni eseguite fissando una profondità delle sonde di 30 metri

Per ottenere una lunghezza complessiva del campo sonde che si avvicini ai 1120 m, con una profondità di 30 m ciascuna, il numero di sonde deve rimanere intorno a 37. Anche in questo caso le configurazioni del tipo a L, a doppia L e ad U non prevedono di arrivare ad un numero di sonde tanto elevato; verrà però presa in considerazione la configurazione a

rettangolo aperto, disponibile in EED per il numero di sonde fissato. Sarà poi considerata la configurazione per file parallele, come è stato fatto per il caso precedente.

Il fabbisogno termico rimane invariato, così come l'energia estratta dal terreno in caso di solo riscaldamento invernale e produzione di ACS o di free cooling estivo. La resistenza termica effettiva della sonda è in questo caso pari a 0,1169 (m·K)/W.

8.3.1 Configurazioni con distanza tra le sonde 2 metri

- Configurazione rettangolare, per un totale di 38 sonde, cioè 1140 m, con dimensioni del campo sonde 34x4 m.

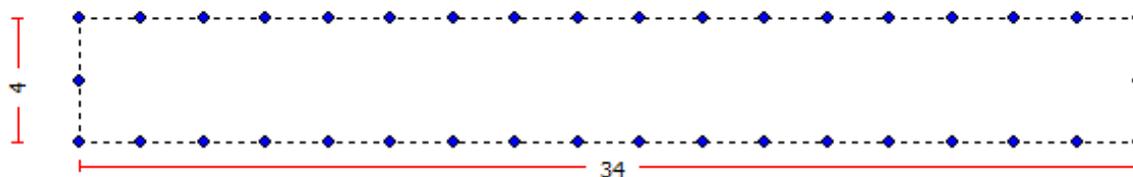


Figura 8.3.1.1. Configurazione rettangolare del campo sonde 34x4 m

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.44	3.13	2.80	2.66
FEB	8.26	4.22	3.01	2.69	2.55
MAR	8.26	4.36	3.23	2.92	2.78
APR	8.26	4.67	3.61	3.31	3.17
MAG	8.26	5.23	4.23	3.94	3.80
GIU	8.26	6.39	5.45	5.16	5.03
LUG	8.26	6.68	5.80	5.52	5.38
AGO	8.26	6.89	6.05	5.78	5.65
SET	7.21	6.03	5.24	4.98	4.85
OTT	6.54	5.49	4.74	4.49	4.36
NOV	5.77	4.81	4.11	3.86	3.73
DIC	4.99	4.12	3.45	3.21	3.08

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

2.55 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

5.65 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.1.2. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con configurazione rettangolare 34x4 m

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.44	3.56	3.32	3.20
FEB	8.26	4.22	3.40	3.17	3.05
MAR	8.26	4.36	3.59	3.36	3.25
APR	8.26	4.67	3.94	3.71	3.60
MAG	8.26	5.23	4.54	4.31	4.21
GIU	8.26	7.44	6.79	6.57	6.46
LUG	8.26	8.68	8.06	7.84	7.74
AGO	8.26	8.17	7.58	7.37	7.27
SET	7.21	6.63	6.07	5.87	5.77
OTT	6.54	5.97	5.43	5.24	5.14
NOV	5.77	5.21	4.70	4.52	4.42
DIC	4.99	4.45	3.96	3.78	3.69

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

3.05 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

7.74 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.1.3. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con configurazione rettangolare 34x4 m

- Configurazione rettangolare, per un totale di 38 sonde, cioè 1140 m, con dimensioni del campo sonde 30x8 m.

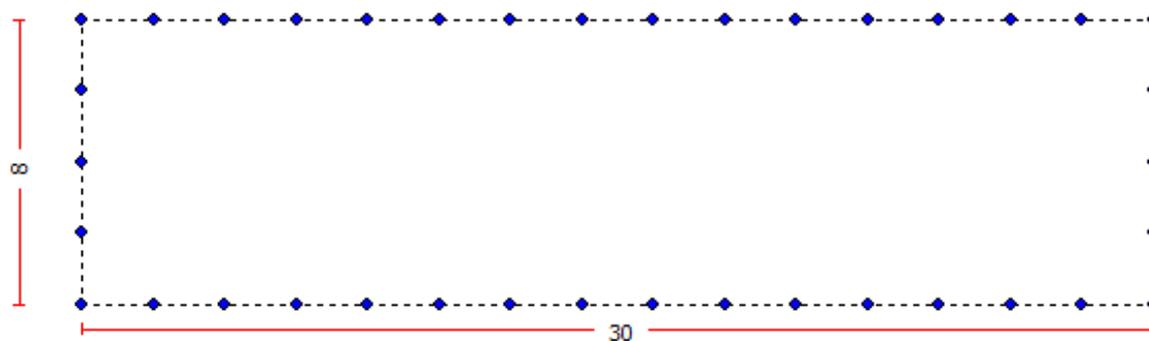


Figura 8.3.1.4. Configurazione rettangolare del campo sonde 30x8 m

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.73	3.45	3.12	2.98
FEB	8.26	4.55	3.35	3.04	2.90
MAR	8.26	4.70	3.58	3.27	3.13
APR	8.26	4.98	3.94	3.63	3.50
MAG	8.26	5.50	4.52	4.22	4.09
GIU	8.26	6.59	5.65	5.37	5.23
LUG	8.26	6.82	5.94	5.66	5.52
AGO	8.26	6.98	6.15	5.88	5.75
SET	7.26	6.14	5.35	5.09	4.96
OTT	6.65	5.64	4.90	4.64	4.52
NOV	5.94	5.02	4.32	4.07	3.95
DIC	5.22	4.39	3.72	3.48	3.35

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

2.90 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

5.75 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.1.5. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con configurazione rettangolare 30x8 m

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.73	3.85	3.61	3.50
FEB	8.26	4.55	3.74	3.50	3.39
MAR	8.26	4.70	3.93	3.70	3.59
APR	8.26	4.98	4.26	4.03	3.93
MAG	8.26	5.50	4.82	4.59	4.49
GIU	8.26	7.60	6.94	6.72	6.62
LUG	8.26	8.70	8.07	7.86	7.76
AGO	8.26	8.14	7.54	7.34	7.24
SET	7.26	6.65	6.09	5.89	5.79
OTT	6.65	6.07	5.53	5.34	5.24
NOV	5.94	5.38	4.87	4.69	4.59
DIC	5.22	4.68	4.20	4.02	3.92

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

3.39 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

7.76 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.1.6. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con configurazione rettangolare 30x8 m

- Configurazione rettangolare, per un totale di 38 sonde, cioè 1140 m, con dimensioni del campo sonde 26x12 m.



Figura 8.3.1.7. Configurazione rettangolare del campo sonde 26x12 m

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.82	3.57	3.24	3.10
FEB	8.26	4.66	3.50	3.18	3.03
MAR	8.26	4.83	3.73	3.42	3.28
APR	8.26	5.12	4.09	3.79	3.65
MAG	8.26	5.64	4.66	4.37	4.23
GIU	8.26	6.70	5.78	5.50	5.36
LUG	8.26	6.91	6.04	5.76	5.63
AGO	8.26	7.06	6.23	5.96	5.83
SET	7.26	6.21	5.43	5.16	5.03
OTT	6.67	5.71	4.97	4.72	4.59
NOV	5.98	5.11	4.40	4.15	4.03
DIC	5.29	4.49	3.82	3.58	3.45

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

3.03 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

5.83 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.1.8. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con configurazione rettangolare 26x12 m

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.82	3.96	3.71	3.60
FEB	8.26	4.66	3.86	3.63	3.51
MAR	8.26	4.83	4.07	3.84	3.73
APR	8.26	5.12	4.41	4.17	4.07
MAG	8.26	5.64	4.95	4.73	4.62
GIU	8.26	7.71	7.06	6.84	6.73
LUG	8.26	8.77	8.15	7.94	7.83
AGO	8.26	8.17	7.58	7.37	7.27
SET	7.26	6.68	6.12	5.92	5.82
OTT	6.67	6.10	5.57	5.38	5.28
NOV	5.98	5.44	4.93	4.74	4.65
DIC	5.29	4.76	4.28	4.10	4.00

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido	3.51 °C alla fine di FEB
Temperatura media max del fluido	7.83 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.1.9. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con configurazione rettangolare 26x12 m

- Configurazione 3 file da 12 sonde ciascuna, per un totale di 36 sonde, cioè 1080 m, con dimensioni del campo sonde 22x4 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	3.33	1.71	1.36	1.20
FEB	8.26	3.01	1.52	1.17	1.01
MAR	8.26	3.14	1.76	1.42	1.27
APR	8.26	3.52	2.23	1.90	1.75
MAG	8.26	4.22	3.03	2.70	2.55
GIU	8.26	5.69	4.57	4.25	4.10
LUG	8.26	6.14	5.09	4.78	4.63
AGO	8.26	6.44	5.46	5.16	5.01
SET	6.98	5.43	4.50	4.21	4.07
OTT	6.10	4.73	3.86	3.57	3.44
NOV	5.09	3.87	3.04	2.77	2.63
DIC	4.07	2.96	2.18	1.92	1.78

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido	1.01 °C alla fine di FEB
Temperatura media max del fluido	5.01 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.1.10. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 3 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	3.33	2.27	2.00	1.88
FEB	8.26	3.01	2.01	1.75	1.63
MAR	8.26	3.14	2.22	1.96	1.84
APR	8.26	3.52	2.65	2.40	2.28
MAG	8.26	4.22	3.41	3.16	3.04
GIU	8.26	6.97	6.20	5.96	5.84
LUG	8.26	8.64	7.91	7.68	7.57
AGO	8.26	8.15	7.47	7.24	7.13
SET	6.98	6.30	5.64	5.42	5.31
OTT	6.10	5.40	4.78	4.57	4.46
NOV	5.09	4.40	3.82	3.61	3.51
DIC	4.07	3.40	2.85	2.65	2.54

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 1.63 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 7.57 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.1.11. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 3 file di sonde

- Configurazione 4 file da 9 sonde ciascuna, per un totale di 36 sonde, cioè 1080 m, con dimensioni del campo sonde 16x6 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	3.04	1.30	0.93	0.77
FEB	8.26	2.67	1.06	0.71	0.55
MAR	8.26	2.78	1.30	0.95	0.79
APR	8.26	3.15	1.78	1.44	1.29
MAG	8.26	3.88	2.60	2.27	2.12
GIU	8.26	5.40	4.21	3.88	3.74
LUG	8.26	5.90	4.79	4.48	4.33
AGO	8.26	6.25	5.21	4.90	4.76
SET	6.95	5.23	4.25	3.95	3.81
OTT	6.01	4.50	3.58	3.29	3.15
NOV	4.93	3.59	2.72	2.44	2.31
DIC	3.84	2.63	1.81	1.54	1.41

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 0.55 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 4.76 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.1.12. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 4 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	3.04	1.90	1.63	1.51
FEB	8.26	2.67	1.60	1.34	1.22
MAR	8.26	2.78	1.79	1.53	1.41
APR	8.26	3.15	2.23	1.97	1.85
MAG	8.26	3.88	3.01	2.76	2.64
GIU	8.26	6.73	5.91	5.66	5.55
LUG	8.26	8.51	7.75	7.50	7.39
AGO	8.26	8.08	7.36	7.13	7.02
SET	6.95	6.20	5.51	5.29	5.18
OTT	6.01	5.25	4.60	4.38	4.27
NOV	4.93	4.19	3.58	3.37	3.26
DIC	3.84	3.12	2.54	2.34	2.23

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

1.22 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

7.39 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.1.13. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 4 file di sonde

- Configurazione 5 file da 8 sonde ciascuna, per un totale di 40 sonde, cioè 1200 m, con dimensioni del campo sonde 14x8 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	3.35	1.63	1.27	1.11
FEB	8.26	2.98	1.39	1.04	0.88
MAR	8.26	3.05	1.58	1.24	1.09
APR	8.26	3.38	2.02	1.68	1.54
MAG	8.26	4.04	2.78	2.45	2.30
GIU	8.26	5.44	4.26	3.94	3.80
LUG	8.26	5.93	4.83	4.52	4.38
AGO	8.26	6.27	5.24	4.94	4.80
SET	7.05	5.35	4.38	4.09	3.96
OTT	6.17	4.68	3.76	3.48	3.35
NOV	5.16	3.83	2.97	2.70	2.56
DIC	4.13	2.92	2.11	1.85	1.72

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

0.88 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

4.80 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.1.14. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 5 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MW

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	3.35	2.22	1.96	1.84
FEB	8.26	2.98	1.92	1.66	1.55
MAR	8.26	3.05	2.07	1.81	1.70
APR	8.26	3.38	2.46	2.21	2.09
MAG	8.26	4.04	3.18	2.93	2.82
GIU	8.26	6.66	5.85	5.61	5.50
LUG	8.26	8.34	7.59	7.35	7.24
AGO	8.26	8.00	7.29	7.06	6.95
SET	7.05	6.30	5.62	5.40	5.29
OTT	6.17	5.41	4.77	4.56	4.46
NOV	5.16	4.42	3.81	3.61	3.51
DIC	4.13	3.41	2.84	2.64	2.54

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 1.55 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 7.24 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.1.15. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 5 file di sonde

- Configurazione 6 file da 6 sonde ciascuna, per un totale di 36 sonde, cioè 1080 m, con dimensioni del campo sonde 10x10 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	2.87	1.06	0.69	0.53
FEB	8.26	2.47	0.81	0.45	0.29
MAR	8.26	2.57	1.03	0.68	0.53
APR	8.26	2.94	1.52	1.17	1.02
MAG	8.26	3.68	2.36	2.02	1.87
GIU	8.26	5.23	4.00	3.68	3.53
LUG	8.26	5.77	4.62	4.30	4.16
AGO	8.26	6.14	5.06	4.75	4.61
SET	6.93	5.12	4.11	3.81	3.67
OTT	5.96	4.37	3.42	3.13	3.00
NOV	4.85	3.44	2.54	2.26	2.13
DIC	3.72	2.45	1.60	1.33	1.20

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 0.29 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 4.61 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.1.16. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 6 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	2.87	1.70	1.42	1.30
FEB	8.26	2.47	1.37	1.11	0.98
MAR	8.26	2.57	1.55	1.28	1.16
APR	8.26	2.94	1.99	1.72	1.61
MAG	8.26	3.68	2.79	2.53	2.41
GIU	8.26	6.58	5.74	5.49	5.38
LUG	8.26	8.43	7.65	7.40	7.29
AGO	8.26	8.04	7.30	7.06	6.95
SET	6.93	6.14	5.44	5.21	5.10
OTT	5.96	5.16	4.50	4.28	4.17
NOV	4.85	4.07	3.44	3.23	3.13
DIC	3.72	2.97	2.37	2.17	2.06

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

0.98 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

7.29 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.1.17. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 6 file di sonde

Effettuando le simulazioni considerando una lunghezza delle sonde di 30 metri, con distanza reciproca 2 metri, si individua come configurazione migliore tra quelle simulate quella rettangolare di dimensioni 26x12 metri. Le temperature medie minima e massima del fluido termovettore nel venticinquesimo anno di funzionamento per tale geometria del campo sonde sono rispettivamente 3,03°C e 5,83°C in assenza di free cooling e 3,51°C e 7,83°C con free cooling estivo. Anche in questo caso si può dedurre che i risultati migliori riguardano la configurazione nella quale le sonde si influenzano meno reciprocamente.

8.3.2 Configurazioni con distanza tra le sonde 2,5 metri

- Configurazione rettangolare, per un totale di 38 sonde, cioè 1140 m, con dimensioni del campo sonde 42,5x5 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.95	3.80	3.50	3.36
FEB	8.26	4.79	3.72	3.43	3.29
MAR	8.26	4.94	3.94	3.66	3.52
APR	8.26	5.23	4.29	4.01	3.87
MAG	8.26	5.73	4.84	4.57	4.43
GIU	8.26	6.75	5.92	5.65	5.52
LUG	8.26	6.97	6.17	5.91	5.78
AGO	8.26	7.12	6.37	6.12	5.99
SET	7.31	6.31	5.60	5.36	5.23
OTT	6.73	5.84	5.17	4.93	4.81
NOV	6.07	5.26	4.62	4.39	4.27
DIC	5.40	4.66	4.05	3.83	3.71

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 3.29 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 5.99 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.2.1. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con configurazione rettangolare 42,5x5 m

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.95	4.17	3.94	3.83
FEB	8.26	4.79	4.06	3.84	3.74
MAR	8.26	4.94	4.26	4.04	3.94
APR	8.26	5.23	4.58	4.36	4.26
MAG	8.26	5.73	5.11	4.90	4.79
GIU	8.26	7.72	7.13	6.92	6.82
LUG	8.26	8.75	8.19	7.99	7.88
AGO	8.26	8.20	7.66	7.47	7.37
SET	7.31	6.78	6.27	6.08	5.98
OTT	6.73	6.22	5.74	5.56	5.46
NOV	6.07	5.58	5.12	4.94	4.85
DIC	5.40	4.93	4.49	4.32	4.22

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 3.74 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 7.88 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.2.2. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con configurazione rettangolare 42,5x5 m

- Configurazione rettangolare, per un totale di 38 sonde, cioè 1140 m, con dimensioni del campo sonde 37,5x10 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	5.16	4.06	3.75	3.61
FEB	8.26	5.04	4.01	3.71	3.57
MAR	8.26	5.21	4.24	3.95	3.81
APR	8.26	5.49	4.58	4.30	4.16
MAG	8.26	5.97	5.11	4.83	4.70
GIU	8.26	6.96	6.14	5.87	5.74
LUG	8.26	7.13	6.35	6.08	5.95
AGO	8.26	7.25	6.51	6.25	6.12
SET	7.33	6.44	5.73	5.48	5.36
OTT	6.79	5.99	5.32	5.08	4.95
NOV	6.17	5.43	4.80	4.56	4.44
DIC	5.56	4.87	4.27	4.04	3.92

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 3.57 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 6.12 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.2.3. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con configurazione rettangolare 37,5x10 m

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	5.16	4.39	4.16	4.05
FEB	8.26	5.04	4.33	4.11	4.00
MAR	8.26	5.21	4.54	4.32	4.22
APR	8.26	5.49	4.86	4.64	4.53
MAG	8.26	5.97	5.36	5.15	5.05
GIU	8.26	7.90	7.31	7.11	7.01
LUG	8.26	8.84	8.28	8.08	7.98
AGO	8.26	8.24	7.70	7.50	7.41
SET	7.33	6.82	6.32	6.13	6.03
OTT	6.79	6.31	5.82	5.64	5.55
NOV	6.17	5.71	5.25	5.07	4.97
DIC	5.56	5.10	4.66	4.49	4.40

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 4.00 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 7.98 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.2.4. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con configurazione rettangolare 37,5x10 m

- Configurazione rettangolare, per un totale di 38 sonde, cioè 1140 m, con dimensioni del campo sonde 32,5x15 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	5.21	4.16	3.85	3.71
FEB	8.26	5.10	4.12	3.82	3.68
MAR	8.26	5.29	4.36	4.07	3.93
APR	8.26	5.58	4.70	4.42	4.28
MAG	8.26	6.07	5.23	4.95	4.82
GIU	8.26	7.05	6.26	5.98	5.85
LUG	8.26	7.21	6.45	6.19	6.05
AGO	8.26	7.32	6.60	6.34	6.21
SET	7.33	6.50	5.82	5.57	5.44
OTT	6.80	6.05	5.40	5.16	5.03
NOV	6.19	5.51	4.88	4.64	4.52
DIC	5.59	4.96	4.36	4.13	4.01

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 3.68 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 6.21 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.2.5. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con configurazione rettangolare 32.5x15 m

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	5.21	4.47	4.24	4.13
FEB	8.26	5.10	4.42	4.20	4.09
MAR	8.26	5.29	4.65	4.42	4.32
APR	8.26	5.58	4.96	4.75	4.64
MAG	8.26	6.07	5.47	5.26	5.15
GIU	8.26	7.99	7.42	7.21	7.10
LUG	8.26	8.92	8.37	8.16	8.06
AGO	8.26	8.29	7.76	7.57	7.47
SET	7.33	6.87	6.37	6.18	6.08
OTT	6.80	6.35	5.88	5.69	5.60
NOV	6.19	5.76	5.30	5.12	5.03
DIC	5.59	5.17	4.73	4.56	4.46

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 4.09 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 8.06 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.2.6. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con configurazione rettangolare 32.5x15 m

- Configurazione 3 file da 12 sonde ciascuna, per un totale di 36 sonde, cioè 1080 m, con dimensioni del campo sonde 27,5x5 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.08	2.62	2.28	2.13
FEB	8.26	3.82	2.48	2.14	1.99
MAR	8.26	3.95	2.70	2.37	2.23
APR	8.26	4.27	3.10	2.78	2.64
MAG	8.26	4.87	3.78	3.47	3.32
GIU	8.26	6.12	5.09	4.79	4.65
LUG	8.26	6.46	5.49	5.20	5.06
AGO	8.26	6.70	5.79	5.50	5.37
SET	7.14	5.80	4.94	4.66	4.53
OTT	6.41	5.21	4.40	4.13	4.00
NOV	5.55	4.48	3.71	3.45	3.32
DIC	4.69	3.72	2.99	2.74	2.61

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 1.99 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 5.37 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.2.7. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 3 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.08	3.11	2.85	2.73
FEB	8.26	3.82	2.92	2.67	2.55
MAR	8.26	3.95	3.11	2.86	2.75
APR	8.26	4.27	3.48	3.23	3.12
MAG	8.26	4.87	4.12	3.88	3.77
GIU	8.26	7.25	6.53	6.30	6.19
LUG	8.26	8.62	7.94	7.71	7.61
AGO	8.26	8.12	7.48	7.26	7.15
SET	7.14	6.49	5.88	5.67	5.57
OTT	6.41	5.76	5.18	4.98	4.88
NOV	5.55	4.93	4.38	4.18	4.08
DIC	4.69	4.09	3.57	3.38	3.28

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 2.55 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 7.61 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.2.8. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 3 file di sonde

- Configurazione 4 file da 9 sonde ciascuna, per un totale di 36 sonde, cioè 1080 m, con dimensioni del campo sonde 20x7,5 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	3.88	2.29	1.94	1.79
FEB	8.26	3.59	2.12	1.77	1.62
MAR	8.26	3.69	2.33	1.99	1.84
APR	8.26	4.00	2.73	2.40	2.26
MAG	8.26	4.61	3.42	3.10	2.96
GIU	8.26	5.89	4.78	4.46	4.32
LUG	8.26	6.26	5.22	4.91	4.77
AGO	8.26	6.53	5.55	5.25	5.11
SET	7.12	5.63	4.70	4.42	4.28
OTT	6.35	5.02	4.15	3.88	3.74
NOV	5.46	4.26	3.44	3.17	3.04
DIC	4.55	3.47	2.69	2.43	2.30

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 1.62 °C alla fine di FEB
 Temperatura media max del fluido 5.11 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.2.9. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 4 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.19	3.14	2.88	2.77
FEB	8.26	3.89	2.92	2.67	2.55
MAR	8.26	3.96	3.06	2.81	2.70
APR	8.26	4.23	3.38	3.13	3.02
MAG	8.26	4.77	3.97	3.73	3.62
GIU	8.26	6.99	6.22	5.99	5.88
LUG	8.26	8.33	7.61	7.39	7.28
AGO	8.26	7.96	7.28	7.06	6.95
SET	7.22	6.49	5.84	5.63	5.53
OTT	6.51	5.79	5.18	4.98	4.88
NOV	5.67	4.99	4.41	4.21	4.12
DIC	4.82	4.16	3.61	3.42	3.32

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 2.55 °C alla fine di FEB
 Temperatura media max del fluido 7.28 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.2.10. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 4 file di sonde

- Configurazione 5 file da 8 sonde ciascuna, per un totale di 40 sonde, cioè 1200 m, con dimensioni del campo sonde 17,5x10 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.19	2.61	2.27	2.12
FEB	8.26	3.89	2.43	2.10	1.95
MAR	8.26	3.96	2.61	2.28	2.14
APR	8.26	4.23	2.97	2.65	2.51
MAG	8.26	4.77	3.60	3.29	3.15
GIU	8.26	5.94	4.84	4.53	4.40
LUG	8.26	6.30	5.26	4.97	4.83
AGO	8.26	6.55	5.58	5.30	5.16
SET	7.22	5.75	4.83	4.55	4.42
OTT	6.51	5.19	4.33	4.06	3.93
NOV	5.67	4.49	3.68	3.42	3.29
DIC	4.82	3.75	2.98	2.73	2.60

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 1.95 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 5.16 °C alla fine di AGO

Figura 8.3.2.11. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo, con 5 file di sonde

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	4.19	3.14	2.88	2.77
FEB	8.26	3.89	2.92	2.67	2.55
MAR	8.26	3.96	3.06	2.81	2.70
APR	8.26	4.23	3.38	3.13	3.02
MAG	8.26	4.77	3.97	3.73	3.62
GIU	8.26	6.99	6.22	5.99	5.88
LUG	8.26	8.33	7.61	7.39	7.28
AGO	8.26	7.96	7.28	7.06	6.95
SET	7.22	6.49	5.84	5.63	5.53
OTT	6.51	5.79	5.18	4.98	4.88
NOV	5.67	4.99	4.41	4.21	4.12
DIC	4.82	4.16	3.61	3.42	3.32

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido 2.55 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido 7.28 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.2.12. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 5 file di sonde

- Configurazione 6 file da 6 sonde ciascuna, per un totale di 36 sonde, cioè 1080 m, con dimensioni del campo sonde 12,5x12,5 m.

Carico termico estivo da smaltire nullo

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	3.77	2.11	1.75	1.60
FEB	8.26	3.45	1.92	1.57	1.42
MAR	8.26	3.54	2.12	1.78	1.63
APR	8.26	3.85	2.52	2.19	2.04
MAG	8.26	4.45	3.22	2.89	2.75
GIU	8.26	5.75	4.59	4.28	4.13
LUG	8.26	6.14	5.06	4.75	4.61
AGO	8.26	6.43	5.41	5.11	4.97
SET	7.11	5.53	4.57	4.28	4.15
OTT	6.32	4.92	4.02	3.74	3.60
NOV	5.40	4.14	3.29	3.02	2.89
DIC	4.47	3.32	2.52	2.26	2.13

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

1.42 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

4.97 °C alla fine di AGO

Carico termico estivo da smaltire pari a 7 MWh

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	25
GEN	8.26	3.77	2.67	2.40	2.28
FEB	8.26	3.45	2.43	2.17	2.05
MAR	8.26	3.54	2.59	2.33	2.22
APR	8.26	3.85	2.95	2.70	2.58
MAG	8.26	4.45	3.61	3.36	3.25
GIU	8.26	6.91	6.11	5.87	5.76
LUG	8.26	8.39	7.64	7.41	7.30
AGO	8.26	7.97	7.26	7.03	6.92
SET	7.11	6.34	5.66	5.44	5.34
OTT	6.32	5.57	4.93	4.72	4.62
NOV	5.40	4.68	4.07	3.87	3.77
DIC	4.47	3.77	3.19	3.00	2.90

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 25

Temperatura media min del fluido

2.05 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

7.30 °C alla fine di LUG

Figura 8.3.2.14. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo, con 6 file di sonde

Nel caso di distanza reciproca tra le sonde pari a 2,5 metri, come ci si poteva aspettare, la configurazione che ha fornito le temperature maggiori è stata la medesima del caso precedente, cioè quella rettangolare, stavolta con dimensioni del campo sonde 32,5x15 metri. Senza free cooling, nel venticinquesimo anno di simulazione, si avrebbero temperature medie massima e minima di 3,68°C e 6,21°C, mentre con free cooling le temperature salirebbero a 4,09°C e 8,06°C. L'aumento della temperatura media minima, passando da una distanza tra le sonde di 2 metri ad una di 2,5 metri, è in questo caso poco inferiore a 0,6°C.

8.4 Discussione sui risultati ottenuti

La resistenza termica effettiva della sonda fornita dal programma è pari a 0,1145 (m·K)/W nel caso di campo sonde con profondità delle sonde 20 metri; si alza leggermente fino a 0,1169 (m·K)/W per sonde profonde 30 metri.

I risultati su cui si pone ora l'attenzione sono le temperature medie massima e minima del fluido, raggiunte durante il venticinquesimo anno di simulazione. Innanzitutto si vede che le temperature non scendono mai al di sotto degli 0°C, aspetto molto positivo.

Se si confrontano le temperature medie delle configurazioni per file parallele costituite da sonde profonde 20 metri, si nota che all'aumentare del numero di file le temperature diminuiscono a causa dell'influenza reciproca tra le sonde stesse.

Mantenendo circa la stessa lunghezza totale del campo sonde, ma considerando una profondità delle sonde di 30 metri sono state testate le medesime configurazioni, considerando però, ovviamente, un numero di sonde minore. Le prestazioni sono inferiori alle precedenti; si deduce quindi che un aumento di profondità di 10 metri per ogni sonda non è sufficiente a garantire gli stessi risultati (è noto infatti che la temperatura del terreno aumenta di circa 3°C ogni 100 metri di profondità). Le temperature medie nel caso di sonde profonde 30 metri sono inferiori di più di 1°C rispetto al caso di sonde profonde 20 metri per le configurazioni con minor numero di file; all'aumentare del numero di file la differenza tra le temperature riferite a configurazione con sonde di 30 metri e di 20 metri diminuisce, attestandosi circa a 0,8°C.

Dimostrato che la configurazione a griglia, sia essa composta da più o meno sonde, è meno adatta ad un numero di sonde esiguo, si passano ad analizzare i risultati ottenuti con le configurazioni a rettangolo aperto, che sono risultate essere le migliori tra quelle simulate fissando la profondità a 30 metri. In particolare, la configurazione migliore è costituita dal rettangolo avente un lato con 14 sonde e l'altro con 7. Si può spiegare anche

tale risultato considerando che l'influenza reciproca tra le sonde è quasi nulla, essendo i lati paralleli del rettangolo distanti almeno 15 metri.

Le temperature massima e minima durante l'ipotetico venticinquesimo anno di funzionamento delle sonde nei vari casi simulati sono riassunte di seguito e sono evidenziati i risultati migliori, cioè le temperature più alte (tabelle 8.4.1 e 8.4.2).

Profondità sonde 20 metri					
		Distanza 2 metri		Distanza 2,5 metri	
		MWh_{est}=0	MWh_{est}=7	MWh_{est}=0	MWh_{est}=7
3 file	Tmin [°C]	2,30	2,73	3,06	3,45
	Tmax [°C]	5,85	8,01	6,15	8,09
4 file	Tmin [°C]	1,73	2,23	2,61	3,05
	Tmax [°C]	5,53	7,80	5,87	7,89
5 file	Tmin [°C]	1,37	1,90	2,32	2,79
	Tmax [°C]	5,33	7,68	5,69	7,78
6 file	Tmin [°C]	1,13	1,69	2,12	2,61
	Tmax [°C]	5,22	7,62	5,59	7,72
7 file	Tmin [°C]	1,27	1,82	2,25	2,74
	Tmax [°C]	5,24	7,57	5,61	7,68

Tabella 8.4.1. Temperature medie massime e minime nel venticinquesimo anno di simulazione, considerando una profondità delle sonde di 20 metri

Profondità sonde 30 metri					
		Distanza 2 metri		Distanza 2,5 metri	
		MWh _{est=0}	MWh _{est=7}	MWh _{est=0}	MWh _{est=7}
Rettangolo aperto 1	Tmin [°C]	2,55	3,05	3,29	3,74
	Tmax [°C]	5,56	7,74	5,99	7,88
Rettangolo aperto 2	Tmin [°C]	2,90	3,39	3,57	4,00
	Tmax [°C]	5,75	7,76	6,12	7,98
Rettangolo aperto 3	Tmin [°C]	3,03	3,51	3,68	4,09
	Tmax [°C]	5,83	7,83	6,21	8,06
3 file	Tmin [°C]	1,01	1,63	1,99	2,55
	Tmax [°C]	5,01	7,57	5,37	7,61
4 file	Tmin [°C]	0,55	1,22	1,62	2,55
	Tmax [°C]	4,76	7,39	5,11	7,28
5 file	Tmin [°C]	0,88	1,55	1,95	2,55
	Tmax [°C]	4,80	7,24	5,16	7,28
6 file	Tmin [°C]	0,29	0,98	1,42	2,05
	Tmax [°C]	4,61	7,29	4,97	7,30

Tabella 8.4.2. Temperature medie massime e minime nel venticinquesimo anno di simulazione, considerando una profondità delle sonde di 30 metri

Effettuando un free cooling estivo è possibile aumentare le prestazioni delle sonde, come si vede chiaramente dalle tabelle precedenti. Si fa in modo che il terreno durante l'estate si "rigeneri" e quindi nell'inverno successivo riscaldi maggiormente l'acqua nelle sonde rispetto al riscaldamento che avviene in assenza di free cooling: la temperatura media ingresso-uscita minima con free cooling è superiore di circa 0,5°C a quella senza la messa in atto di tale procedura.

Per avere una visione più chiara e immediata dell'andamento delle temperature medie ingresso-uscita massima e minima negli anni, per le due configurazioni risultate migliori, si può fare riferimento ai grafici seguenti.

Per la configurazione con sonde profonde 20 metri distanti 2,5 metri, disposte in tre file parallele, in assenza di free cooling la temperatura media minore si registra nel mese di febbraio e quella maggiore nel mese di agosto, mentre con free cooling la temperatura media maggiore è in luglio.

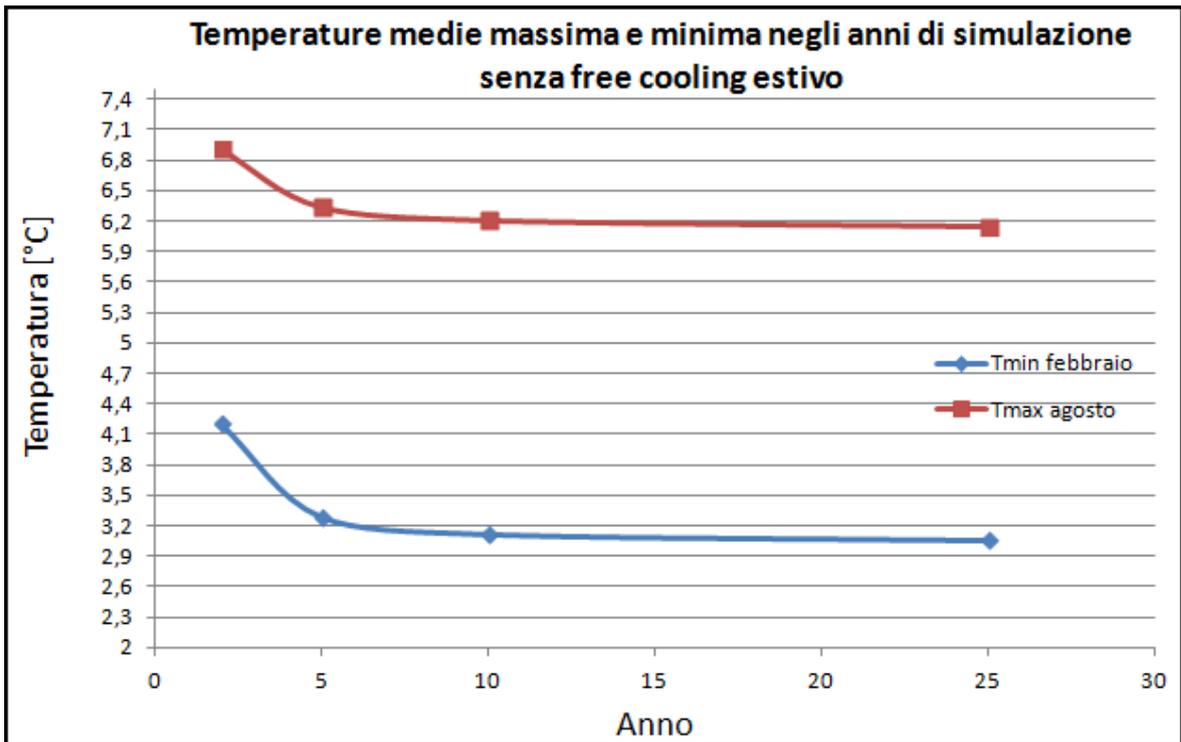


Figura 8.4.1. Andamento negli anni di simulazione delle temperature medie massima e minima in assenza di free cooling estivo, per configurazione a tre file parallele

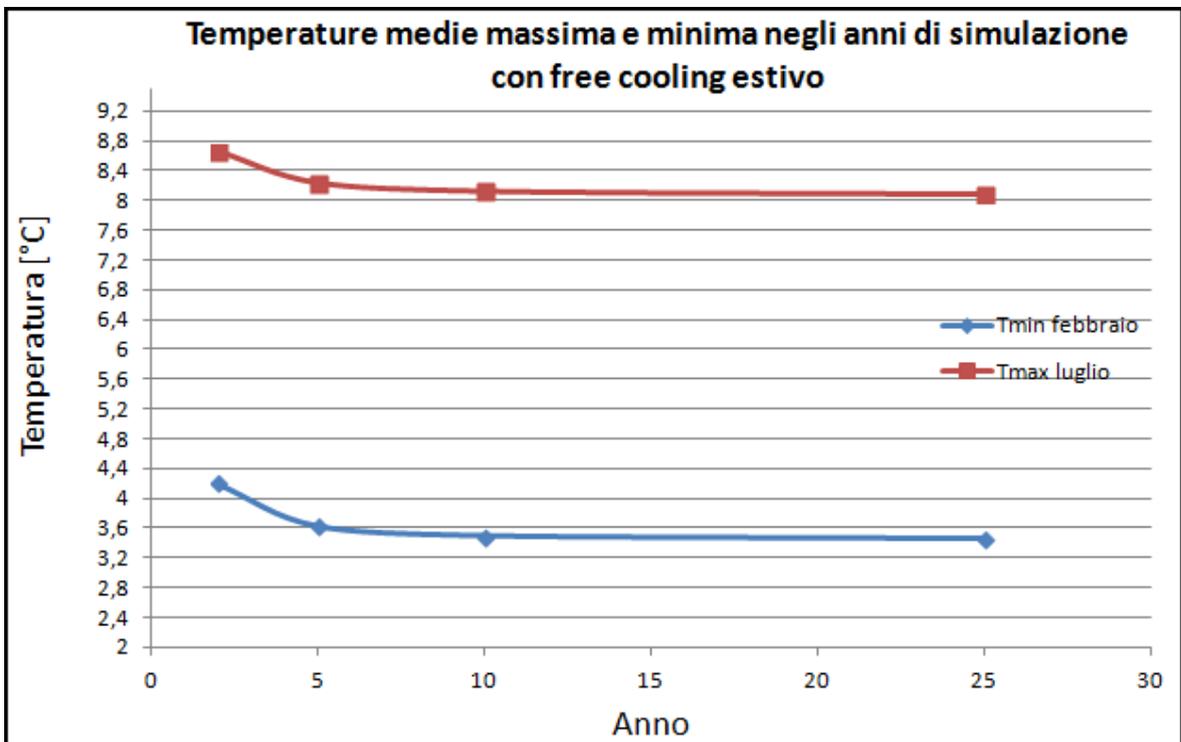


Figura 8.4.2. Andamento negli anni di simulazione delle temperature medie massima e minima con free cooling estivo, per configurazione a tre file parallele

Per la configurazione con sonde profonde 30 metri distanti 2,5 metri, disposte a rettangolo, in assenza di free cooling la temperatura media minore si registra nel mese di febbraio e quella maggiore nel mese di agosto, mentre con free cooling la temperatura media maggiore è in luglio.

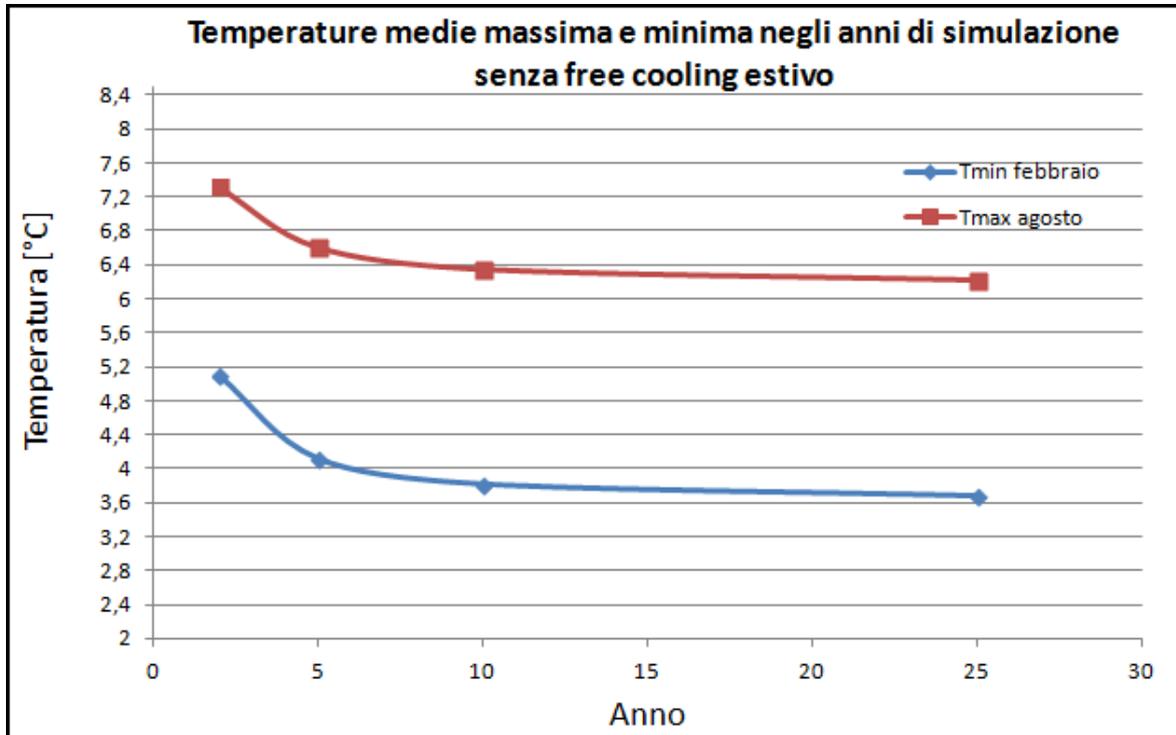


Figura 8.4.3. Andamento negli anni di simulazione delle temperature medie massima e minima in assenza di free cooling estivo, per configurazione rettangolare

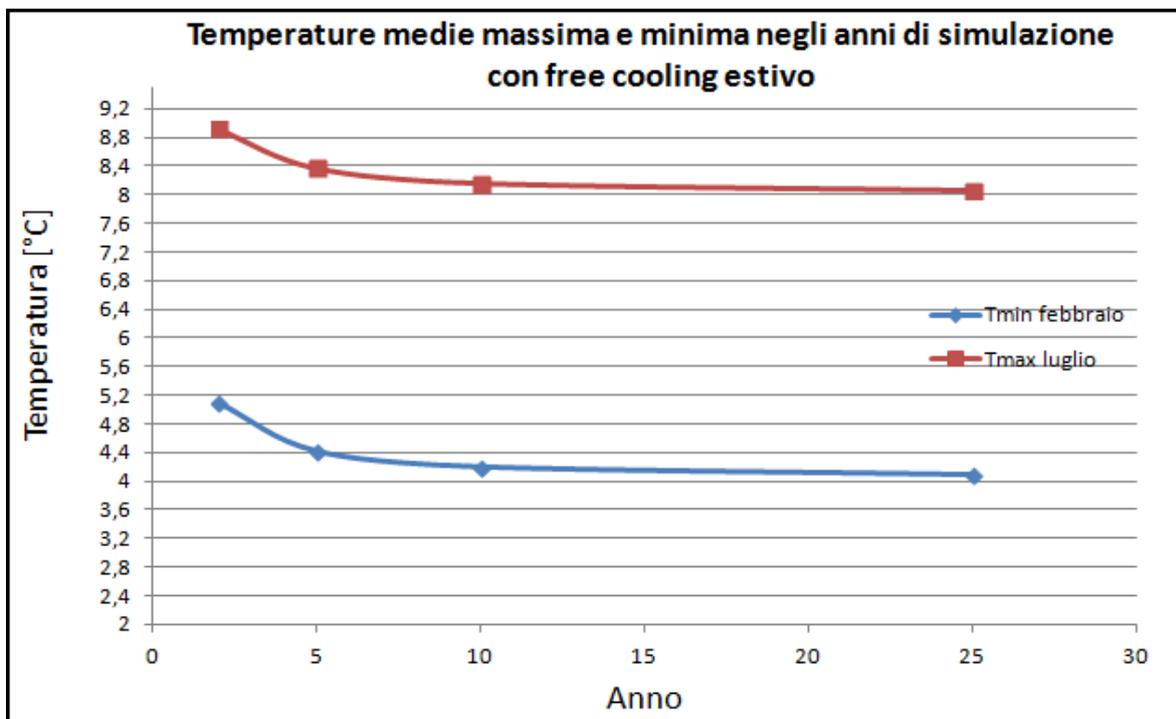


Figura 8.4.4. Andamento negli anni di simulazione delle temperature medie massima e minima con free cooling estivo, per configurazione rettangolare

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	50
GEN	8.17	4.41	3.79	3.66	3.62
FEB	8.17	4.20	3.62	3.49	3.45
MAR	8.17	4.34	3.80	3.67	3.62
APR	8.17	4.65	4.14	4.02	3.97
MAG	8.17	5.22	4.74	4.62	4.58
GIU	8.17	7.39	6.96	6.84	6.80
LUG	8.17	8.65	8.24	8.13	8.09
AGO	8.17	8.19	7.80	7.70	7.66
SET	7.16	6.69	6.33	6.23	6.20
OTT	6.48	6.03	5.68	5.59	5.55
NOV	5.72	5.28	4.95	4.87	4.83
DIC	4.95	4.54	4.23	4.14	4.10

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 50

Temperatura media min del fluido 3.45 °C alla fine di FEB
 Temperatura media max del fluido 8.09 °C alla fine di LUG

Figura 8.4.6. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo. Il caso è quello della configurazione migliore per sonde profonde 20 metri, cioè a tre file parallele, avendo fissato il periodo di simulazione a 50 anni

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	50
GEN	8.26	5.21	4.16	3.85	3.68
FEB	8.26	5.10	4.12	3.82	3.65
MAR	8.26	5.29	4.36	4.07	3.90
APR	8.26	5.58	4.70	4.42	4.25
MAG	8.26	6.07	5.23	4.95	4.79
GIU	8.26	7.05	6.26	5.98	5.82
LUG	8.26	7.21	6.45	6.19	6.02
AGO	8.26	7.32	6.60	6.34	6.18
SET	7.33	6.50	5.82	5.57	5.41
OTT	6.80	6.05	5.40	5.16	5.00
NOV	6.19	5.51	4.88	4.64	4.49
DIC	5.59	4.96	4.36	4.13	3.98

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 50

Temperatura media min del fluido 3.65 °C alla fine di FEB
 Temperatura media max del fluido 6.18 °C alla fine di AGO

Figura 8.4.7. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, senza free cooling estivo. Il caso è quello della configurazione migliore per sonde profonde 30 metri, cioè a rettangolo, avendo fissato il periodo di simulazione a 50 anni

CARICO TERMICO e TEMPERATURE MEDIE DEL FLUIDO (a fine mese) [°C]

Anno	1	2	5	10	50
GEN	8.26	5.21	4.47	4.24	4.11
FEB	8.26	5.10	4.42	4.20	4.06
MAR	8.26	5.29	4.65	4.42	4.29
APR	8.26	5.58	4.96	4.75	4.61
MAG	8.26	6.07	5.47	5.26	5.13
GIU	8.26	7.99	7.42	7.21	7.08
LUG	8.26	8.92	8.37	8.16	8.04
AGO	8.26	8.29	7.76	7.57	7.44
SET	7.33	6.87	6.37	6.18	6.06
OTT	6.80	6.35	5.88	5.69	5.57
NOV	6.19	5.76	5.30	5.12	5.01
DIC	5.59	5.17	4.73	4.56	4.44

CARICO TERMICO DI BASE: ANNO 50

Temperatura media min del fluido

4.06 °C alla fine di FEB

Temperatura media max del fluido

8.04 °C alla fine di LUG

Figura 8.4.8. Temperature medie ingresso-uscita del fluido termovettore alla fine di ogni mese per vari anni di simulazione, con free cooling estivo. Il caso è quello della configurazione migliore per sonde profonde 30 metri, cioè a rettangolo, avendo fissato il periodo di simulazione a 50 anni

Come ipotizzato, le temperature non calano in modo significativo: passando dal decimo al cinquantesimo anno di funzionamento si notano le seguenti differenze (tabelle 8.4.3 e 8.4.4) riferendosi ancora ai mesi più caldi e più freddi

Temperatura minima				Temperatura massima			
No free cooling		Con free cooling		No free cooling		Con free cooling	
Anno 10 [°C]	Anno 50 [°C]	Anno 10 [°C]	Anno 50 [°C]	Anno 10 [°C]	Anno 50 [°C]	Anno 10 [°C]	Anno 50 [°C]
3,12	3,06	3,49	3,45	6,21	6,15	8,13	8,09

Tabella 8.4.3. Temperature medie massime e minime nel decimo e nel cinquantesimo anno di funzionamento, con e senza free cooling estivo, per la configurazione a tre file parallele di sonde profonde 20 metri e distanti 2,5 metri

Temperatura minima				Temperatura massima			
No free cooling		Con free cooling		No free cooling		Con free cooling	
Anno 10 [°C]	Anno 50 [°C]	Anno 10 [°C]	Anno 50 [°C]	Anno 10 [°C]	Anno 50 [°C]	Anno 10 [°C]	Anno 50 [°C]
3,82	3,65	4,20	4,06	6,34	6,18	8,16	8,04

Tabella 8.4.4. Temperature medie massime e minime nel decimo e nel cinquantesimo anno di funzionamento, con e senza free cooling estivo, per la configurazione rettangolare di sonde profonde 30 metri e distanti 2,5 metri

Dai risultati ottenuti si può quindi concludere che la risorsa geotermica, se sfruttata mediante un campo sonde ben dimensionato, è una fonte inesauribile di calore, avendo verificato mediante simulazioni che la temperatura media ingresso-uscita dell'acqua dal campo sonde tende a stabilizzarsi.

Considerando le due soluzioni migliori trovate, scegliendo la configurazione per file parallele con sonde profonde 20 metri sarebbe necessario uno spazio di posa delle sonde di $45 \times 5 = 225 \text{ m}^2$, mentre adottando la configurazione rettangolare con sonde profonde 30 metri l'area di posa è di $32,5 \times 15 = 487,5 \text{ m}^2$, con sonde poste però solo sul perimetro di tale area.

CAPITOLO 9. CONFRONTO TRA SITUAZIONE ATTUALE, SITUAZIONE PRECEDENTE E SITUAZIONE SIMULATA

Con campo sonde costituito solo da tre sonde ad "U" di profondità complessiva circa 400 metri, ovvero la situazione che si aveva in precedenza al collegamento all'impianto esistente delle sonde coassiali, dopo una decina d'anni di funzionamento, le temperature nella stagione invernale erano:

- temperatura di ingresso dell'acqua glicolata nelle sonde pari a circa -4/-3°C;
- temperatura di uscita pari a -1/0°C.

Si riscontrava così un riscaldamento dell'acqua per mezzo del terreno di 3 - 4°C.

Da tali valori si deduce che il terreno circostante le sonde era giunto a parziale congelamento, sebbene venissero usati anche pannelli solari per scaldare acqua da far circolare nelle sonde per rigenerare il terreno. Di conseguenza il consumo di energia elettrica da parte della pompa di calore era ingente ed era necessario porre rimedio in tempi brevi.

Sono state poi aggiunte alle sonde ad "U" 36 sonde coassiali con profondità 20 metri, per una lunghezza complessiva raggiunta dal campo geotermico di circa 1120 metri. Il collegamento delle sonde coassiali all'impianto esistente è avvenuto all'inizio di dicembre e dopo poco più di un mese (15 gennaio) si leggono le temperature:

- temperatura di ingresso dell'acqua glicolata nelle sonde pari a 4,7°C;
- temperatura di uscita pari a 5,8°C;
- temperatura media ingresso-uscita pari a 5,25°C.

Vengono utilizzati ancora pannelli solari per effettuare un riscaldamento del terreno; in particolare, la lettura effettuata lo stesso giorno ha fornito come temperatura alla quale l'acqua entra nelle sonde 18,4°C e come uscita 18,1°C.

Si nota subito che, avendo aumentato la lunghezza delle sonde disponibili per lo scambio termico con il terreno, la temperatura è salita sopra allo zero, permettendo al compressore della pompa di calore di lavorare a minor potenza.

I risultati ottenuti con le simulazioni di campi sonde di lunghezza complessiva pari a circa quella presente attualmente (1120 metri) si riferiscono alle temperature medie tra ingresso e uscita dal campo sonde. Per poter eseguire un confronto con la situazione presente attualmente, verranno prese in considerazione le temperature del mese di gennaio del secondo anno di simulazione, ovvero dopo quattro mesi dalla messa in funzione delle sonde. Dovendo considerare i risultati di gennaio, non è possibile fare distinzione tra il

caso con free cooling e quello in assenza di raffrescamento, in quanto tale procedura ha inizio, nei casi simulati, nell'estate successiva al mese che si sta considerando.

La situazione migliore con sonde profonde 20 metri si è visto essere quella costituita da campo sonde con configurazione a tre file parallele, con distanza tra le sonde 2,5 metri. La simulazione di quanto appena descritto ha fornito i risultati:

- temperatura media minima nel mese di gennaio al secondo anno di simulazione pari a 4,41°C.

Con profondità delle sonde di 30 metri, la configurazione che ha prodotto i risultati migliori dal punto di vista delle temperature è stata quella con disposizione rettangolare delle sonde, con dimensioni 32.5x15, anche qui con sonde distanti 2,5 metri.

Si è ottenuto:

- temperatura media minima nel mese di gennaio al secondo anno di simulazione pari a 5,21°C.

Tra le due configurazioni di campo sonde risultate migliori dalle simulazioni si vede che la temperatura media ingresso-uscita più alta si registra nel caso di configurazione rettangolare con sonde profonde 30 metri. Considerando anche il fatto che non è necessaria tutta l'area rettangolare di 487,5 m² per la posa delle sonde ma solo il suo perimetro, si può concludere che, sia dal punto di vista delle prestazioni che per quanto riguarda lo spazio di installazione delle sonde, la configurazione rettangolare è preferibile.

Selezionato il caso migliore tra quelli simulati, si passa ora al confronto con la situazione presente attualmente. Si vede che la temperatura media registrata a metà gennaio è di 5,25°C, mentre quella del caso simulato è risultata essere di 5,21°C. La differenza è minima, ma deve essere considerato il fatto che vengono utilizzati anche pannelli solari che permettono un riscaldamento dell'acqua, che viene poi fatta circolare nelle sonde per evitare un eccessivo raffreddamento del terreno. Il programma usato per le simulazioni non prevede di poter ipotizzare una circolazione di acqua calda nelle sonde e per questo il confronto non è di fatto eseguito nelle stesse condizioni di funzionamento dell'impianto. Considerato però che le temperature tra caso reale e caso simulato sono pressoché identiche, si può ipotizzare che, con impiego di pannelli solari, il caso simulato fornirebbe risultati migliori in termini di temperatura rispetto a quello reale.

CAPITOLO 10. CONCLUSIONI

Sebbene le prove siano state eseguite su sonde aventi la tubazione di ritorno in acciaio non rullato, diversamente da quanto previsto dal brevetto, i risultati ottenuti sono stati comunque buoni in termini di scambio termico con il terreno. In primo luogo si è verificato che la temperatura dell'acqua nelle sonde non scende mai sotto lo zero, aspetto importante per evitare il congelamento del terreno. Inoltre, nella fase di acquisizione delle temperature, si è visto che la temperatura di ritorno dell'acqua si stabilizza dopo breve tempo, consentendo di avere consumi quasi costanti della pompa di calore impiegata per effettuare un ulteriore riscaldamento dell'acqua.

Uno degli aspetti innovativi della sonda coassiale Novatek consiste nella rullatura della superficie esterna del tubo in acciaio. Considerando che la rullatura permette un aumento della superficie della sonda a contatto con il terreno del 42% rispetto al caso di tubo liscio, si può affermare con certezza che le prestazioni ottenibili utilizzando tubazioni di questo tipo sono migliori rispetto a quelle registrate sia nelle prove che nelle simulazioni, essendo disponibile una maggiore superficie per lo scambio termico acqua-terreno.

Si può concludere che le sonde coassiali di media profondità consentono di ottenere buone prestazioni dal punto di vista delle temperature dell'acqua, che può essere mantenuta abbondantemente sopra lo zero se l'impianto è ben dimensionato per l'applicazione richiesta, grazie alla tubazione esterna di ritorno in acciaio, che garantisce uno scambio termico con il terreno superiore rispetto a quello ottenibile con sonde in polietilene, materiale molto meno conduttivo dell'acciaio. Nel caso di acciaio rullato le prestazioni aumentano ulteriormente grazie all'aumento della superficie esterna della sonda.

Un altro aspetto positivo si trova nel fatto che la profondità di posa è inferiore a quella solitamente adottata per le sonde ad "U" in polietilene, riducendo così i costi di perforazione e i rischi legati alla posa di sonde profonde, quali possibilità di incontrare falde o, in presenza di sottosuoli rocciosi, cavità o vere e proprie grotte sotterranee, che rendono impossibile e pericolosa la continuazione della posa delle sonde, le quali possono addirittura cadere nelle cavità ed essere quindi irrecuperabili.

Utilizzando il metodo della roto-presso infissione si evita l'uso di fanghi di perforazione e si ha una fase di posa in opera delle sonde rapida, soprattutto se non si necessita di preforo.

Per contro, si deve disporre di uno spazio di posa maggiore rispetto a quello necessario nel caso di sonde ad "U" profonde. Infatti, come si è visto dalle simulazioni, per soddisfare il fabbisogno termico dell'utenza e fare in modo che la temperatura media dell'acqua non

si abbassi eccessivamente, si deve avere una disponibilità di spazio non indifferente, aspetto da non sottovalutare e che non sempre consente di poter optare per una soluzione con sonde di media profondità.

CAPITOLO 11. BIBLIOGRAFIA E SITOGRAFIA

R. Delmastro, G. Noce (2011), *Manuale di geotermia a sonde verticali*, Milano, Ulrico Hoepli Editore

<https://www.unionegeotermica.it/cosa-e-energia-geotermica.asp>

<https://ilpositivismo.com/geotermia-nanotecnologie-dna-tracciante/>

https://www.researchgate.net/publication/251373388_Tecnologia_e_potenzialita_dei_sistemi_geotermici_a_bassa_entalpia_Technology_and_potentiality_of_geothermal_heat_pumps

<https://www.unionegeotermica.it/la-geotermia-in-Italia.asp>

<https://www.unionegeotermica.it/pdf/ITALY-country-update-EGC-2016.pdf>

https://it.wikipedia.org/wiki/Polietilene_ad_alta_densit%C3%A0

http://www.margom.com/index.php?option=com_content&view=article&id=4367&Itemid=7163&lang=it

<http://www.deriplast.it/prodotti/informazioni-tecniche/>

http://www.geotermicasaval.it/030_03_sonda_geotermica_coassiale.php

http://www.e-transfer.it/sonde_geotermiche.html

https://it.wikipedia.org/wiki/Glicole_etilenico

http://www.nextrend.it/images/documenti/10310FI.002.14%20Glicole_%20densit%C3%A0%20e%20punto%20di%20congelamento.pdf

https://it.wikipedia.org/wiki/Glicole_propilenico

http://www.enobiotech.com/sites/default/files/prodotti/files/REFRIGERANTI_Glicole_Mono_propilenico_Inibito_ST_rev00.pdf

<http://microclimaenergia.blogspot.it/2011/09/convenienza-e-limiti-delle-pompe-di.html>

<http://www-3.unipv.it/webidra/materialeDidattico/sala/011.pdf>

http://www.maurits.it/refrigerazione/spacc_scroll.htm

<http://www.directindustry.it/prod/emerson-commercial-residential-solutions/product-34558-1684689.html>

<http://refrigerationandairconditioning.danfoss.it/products/compressors-for-air-conditioning-and-heating/tg/#/>

<https://www.onda-it.com/ita/news/funzionamento-scambiatori-di-calore/scambiatori-di-calore-a-piastre>

<https://www.impianto.it/scambiatori-a-piastre-e-galvanica/>

https://it.wikipedia.org/wiki/Scambiatore_a_fascio_tubiero_e_mantello#cite_note-3

<https://www.impianto.it/scambiatori-fascio-tubiero-scambiatori-piastra/>

http://web.taed.unifi.it/fisica_tecnica/Cellai/circuito%20frigo%20e%20impianti.pdf

http://users.libero.it/helemauri/italia_friends/refregerazione/componenti.htm

<http://www.nextville.it/temi-utili/12>

http://climatizzazioneconfontirinnovabili.enea.it/attachments/article/311/2012_09_AicarrJournal_15_ENEA.pdf

<https://it.wikipedia.org/wiki/Freon>

http://www.interfred.it/Aziende/Refrigeranti/Storia_normative.asp

<http://web.tiscali.it/miositoprimoweb/refrigerazione.htm>

https://www.google.com/search?client=firefox-b&biw=1366&bih=656&tbm=isch&sa=1&ei=h-gSWtCqFM20gAam-pbwAg&q=elementi+e+colonne+dei+radiatori&oq=elementi+e+colonne+dei+radiatori&gs_l=psy-ab.3...160255.161669.0.161786.10.9.0.0.0.0.236.991.0j2j3.5.0....0...1.1.64.psy-ab..8.0.0....0.lbEpEdofLTY#imgsrc=Fk9lpXKST7FPyM:

<https://it.wikipedia.org/wiki/Ventilconvettore>

http://www.centrogalileo.it/nuovaPA/Articoli%20tecnici/Fantoni/impianti%20ventilconvettori_110.htm

https://it.wikipedia.org/wiki/Pannelli_radianti

http://www.edilportale.com/prodotti/rossato-group/pannello-radiante-a-pavimento/ecofloor-e_153585.html

<http://www.camera.it/parlam/leggi/deleghe/10022dl.htm>

http://www.acs.enea.it/doc/dlgs_28-2011.pdf

<http://portale.provincia.vr.it/documenti/statuto-e-regolamenti/regolamenti/raccolta-regolamenti/regolamento-per-linstallazione-di-sonde-geotermiche/view>

<http://www.housegate.net/lessinia/lessinia.htm>

http://www.harpogroup.it/sites/default/files/harpogroup.it/pag-static/allegato/ss%20harpo%20sandtex%20quarzo%20sferoidale%20rev_3%202016_07_18.pdf

https://www.engineeringtoolbox.com/ethylene-glycol-d_146.html

http://www.processengineeringmanual.it/1_attivita/metodi_calcolo/Conducibilita_Termica_Liquidi.pdf

<https://www.athsoftware.it/prodotti/linea-fonti-rinnovabili-ee-geotermia/>