

**UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA**

LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Tesi di Laurea

**EFFETTO DEL CONGELAMENTO DEL TERRENO SULLE
PRESTAZIONI DELLE POMPE DI CALORE GEOTERMICHE**

Relatore: Ch. mo Prof. Ing. Michele De Carli

Correlatore: Ing. Angelo Zarrella

Laureanda: Mariagrazia Chinellato

Anno Accademico 2012/2013

A tutti i giovani disabili che non possono studiare
e vedere realizzati sogni e aspirazioni
che comunque nascono dentro di loro!
Grazie a tutti coloro che ogni giorno
si adoperano in maniera concreta,
a dare loro una vita dignitosa.

Questo studio è articolato sostanzialmente in tre parti.

Nella prima vengono esposti un'infarinatura generale sui principi base circa il funzionamento delle pompe di calore, e un confronto fra le possibili sorgenti dalle quali la pompa di calore può attingere energia.

L'attenzione viene focalizzata sull'andamento della temperatura nel terreno e quindi sulle migliori prestazioni che garantisce l'impiego della pompa di calore geotermica rispetto la pompa di calore ad aria.

In questa parte sono inoltre presentate le possibili soluzioni che si possono adottare per far fronte ad uno dei problemi che può minare, nei climi freddi, la diffusione della pompa di calore geotermica, ovvero l'abbassamento della temperatura nel terreno a causa del continuo prelievo di energia durante la stagione di riscaldamento.

Nella seconda parte vengono riassunti gli studi presenti in letteratura circa le soluzioni analitiche e numeriche del problema del cambiamento di fase che può interessare un materiale.

Qualora venga raggiunta una temperatura nel terreno prossima o inferiore allo zero, si ha la cessione del calore latente di fusione da parte dell'acqua contenuta nel terreno stesso ed è necessario investigare se ciò comporti dei vantaggi per il sistema o piuttosto dei peggioramenti nelle prestazioni della pompa di calore dovuti alla formazione del ghiaccio attorno allo scambiatore di calore a terreno.

La terza parte contiene le simulazioni effettuate con il software Comsol, che permette l'analisi dinamica della conduzione del calore nel dominio tridimensionale comprendente lo scambiatore geotermico, il materiale di riempimento ed il terreno circostante.

Grazie alla modellazione della geometria reale in una semplificata è possibile ridurre lo sforzo computazionale e osservare come i parametri termici del terreno influenzino l'efficienza della pompa di calore.

La particolarità di queste prove riguardano la tenuta in considerazione del calore latente di fusione sia nel caso in cui il profilo di carico da parte dell'utenza sia uguale nella stagione invernale ed estiva (profilo bilanciato), sia nel caso in cui il fabbisogno di riscaldamento prevalga rispetto quello di raffrescamento (carichi sbilanciati). Viene effettuato inoltre un confronto fra i risultati ottenuti da queste prove e quelle ottenute dall'aver considerato il terreno come un solido equivalente di proprietà termiche costanti

(assenza del cambiamento di fase).

In queste prove vengono assunti due valori di conduttività termica della sabbia quale solido costituente il terreno per studiare come questo parametro influenzi le temperatura nel terreno stesso in corrispondenza del prelievo o della cessione di calore, e conseguentemente le prestazioni di una pompa di calore.

Vengono infine esposti gli effetti della possibile riduzione della lunghezza di sonda e quindi del sottodimensionamento dell'impianto (pratica sempre più richiesta per ridurre gli elevati costi iniziali), sulle efficienze della macchina.

INDICE

INTRODUZIONE

- QUESTIONE ENERGETICA pag. I
- OBBLIGO D'IMPIEGO DELLE RINNOVABILI pag. VI
- CONTO TERMICO E AGEVOLAZIONI FISCALI
A CONFRONTO pag. XII

Cap. 1 LE POMPE DI CALORE

- 1.1 CICLO TERMODINAMICO pag. 1
- 1.2 CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE pag. 6
- 1.3 PROBLEMATICHE DELLE POMPE DI CALORE AD ARIA pag. 10
- 1.4 POMPE DI CALORE AD ARIA E GEOTERMICHE A
CONFRONTO pag. 14

Cap. 2 LA GEOTERMIA

- 2.1 LE POMPE DI CALORE GEOTERMICHE pag. 17
 - Le GCHP pag. 18
 - Le GWHP pag. 20
 - Le SWHP pag. 22
- 2.2 LE GROUND COUPLED HEAT PUMPS pag. 23

2.2.1	Andamento della temperatura nel terreno	pag. 27
2.2.2	Andamento della temperatura del terreno in presenza di una sorgente termica	pag. 32
2.2.3	Sviluppi sulle pompe di calore geotermiche	pag. 34
2.2.4	Normativa in materia di geotermia a bassa entalpia	pag. 36
 Cap. 3 SVANTAGGI LEGATI ALL'USO DELLE POMPE DI CALORE GEOTERMICHE		
3.1	DERIVA TERMICA DEL TERRENO	pag. 39
3.2	SOLUZIONI DI RICARICA SOLARE	pag. 43
 Cap. 4 IL PROBLEMA DEL CAMBIAMENTO DI FASE		
4.1	IL MODELLO CARM	pag. 57
4.2	LE TECNICHE ANALITICHE PER RISOLVERE IL CAMBIAMENTO DI FASE	pag. 60
4.2.1	Geometria piana	pag. 60
4.2.2	Geometria cilindrica	pag. 63
4.3	LE TECNICHE NUMERICHE IN ALTERNATIVA ALLE TECNICHE ANALITICHE	pag. 65
4.3.1	Il metodo della capacità termica equivalente	pag. 65
4.3.2	Il metodo di Hsiao	pag. 69
 Cap. 5 SIMULAZIONI CON IL SOFTWARE COMSOL		
5.1	LO STUDIO DI BERNIER	pag. 73
5.2	INTRODUZIONE AL COMSOL MULTYPHISICS	pag. 80
5.3	INCLUSIONE DEL CAMBIAMENTO DI FASE	pag. 84
5.4	DIFFICOLTÀ DELL'INCLUSIONE DEL CAMBIAMENTO DI FASE NEL DOMINIO TRIDIMENSIONALE	pag. 90
5.5	MODELLO CIRCOLARE 2D DI SONDA GEOTERMICA	pag. 97

5.6 CONFRONTO CON E SENZA CAMBIAMENTO DI FASE	pag. 100
5.7 PRESTAZIONI INVERNALI ED ESTIVE DELLA POMPA DI CALORE	pag. 107
5.8.EFFETTI DEL SOTTODIMENSIONAMENTO SULLE PRESTAZIONI DELLA MACCHINA	pag. 120
5.8.1 Le miscele antigelo per contenere gli effetti del sottodimensionamento	pag. 120
5.8.2 Disposizioni circa il fluido termovettore e i fluidi antigelo da impiegare nelle sonde	pag. 125
5.8.3 CASO STUDIO: simulazioni con riduzione della lunghezza di sonda	pag. 127
CONCLUSIONI	pag. 135
BIBLIOGRAFIA	pag. 139

INTRODUZIONE

La questione energetica

Numerose sono le iniziative in questi ultimi anni, finalizzate a dare un contributo concreto alle problematiche legate alla crisi energetica che sta attraversando il nostro Pianeta.

Se negli anni '90 le previsioni statistiche di riduzione delle risorse fossili parevano a qualcuno distanti e troppo pessimistiche, ad oggi preme assolutamente intervenire per far fronte alla degradante situazione sociale, economica ed energetica, risultato di eccessivi consumi mondiali, soddisfatti senza tenere conto delle inevitabili conseguenze che si sarebbero verificate in futuro.

Quel futuro lo stiamo vivendo ora, basti pensare ad alcune problematiche che appaiono irrisolvibili, a meno di interventi che potrebbero compromettere quell'alta qualità di vita che ha da sempre accompagnato le abitudini della popolazione più agiata.

È infatti all'occhio di tutti come una maggiore attenzione all'ambiente si possa riversare in consistenti insoddisfazioni da parte della gente comune ed è anche questo un punto dolente nella corsa verso la realizzazione di politiche finalizzate al risparmio energetico.

La riduzione delle emissioni in atmosfera non è infatti così di semplice ed immediata realizzazione.

Richiede infatti la modifica di componenti del sistema di produzione, se non addirittura di tutto il reparto impiantistico, perchè obsoleto o non conforme, richiedendo a sua volta enormi investimenti economici al produttore.

Anche le “domeniche senz'auto” rappresentano il tentativo estremo, se pur minimo, per contenere i livelli di inquinamento nell'aria, estremo non tanto perchè questa soluzione rappresenta l'ultimo mezzo possibile al quale aggrapparsi, ma piuttosto perchè comporta grande malcontento nella maggior parte della popolazione la quale risulta impensabile privarsi di un mezzo di spostamento quale l'automobile.

Emerge quindi la necessità di adoperarsi il più possibile per sensibilizzare la gente comune circa l'utilizzo razionale di qualsiasi tipo di fonte energetica e la modifica di usi ed abitudini scorretti, affinché singolarmente vengano realizzati piccoli passi che a livello mondiale rappresentino però importanti traguardi per la salvaguardia del pianeta e della nostra salute.

Il problema delle emissioni in atmosfera è iniziato a diventare un problema concreto in sede mondiale già con il protocollo di Kyoto, nel 1997, con il quale si impegnavano gli Stati Membri alla riduzione delle emissioni in atmosfera di almeno il 5% per cento rispetto il 1990, entro il 2012.

Se da un lato il nostro Paese è riuscito, anche se solo di mezzo punto percentuale, a superare il limite impostogli (riduzione del 6,5%) non si è registrato contemporaneamente un calo delle emissioni in atmosfera, che sono ad oggi ancora destinate ad aumentare.

Ciò è dovuto al fatto che i Paesi in via di sviluppo, allora esonerati dagli obblighi di riduzione, contribuiscono oggi invece pesantemente nel bilancio delle emissioni globali, senza tener conto dell'assenza, fra i Paesi firmatari, degli Stati Uniti d'America.

Grande sfiducia deriva poi dal ritiro di Russia, Giappone e Canada alla sottoscrizione del rinnovo del protocollo stesso al 2020, lasciando che i Paesi firmatari siano adesso i responsabili solo del 15% delle emissioni globali in atmosfera.

Anche nell'ultimo meeting del 2009, i Ministri dei Paesi dell'IEA (International Energy Agency) hanno espresso la chiara intenzione di ridurre del 50% le emissioni al 2050, sforzo non indifferente ma che se realizzato, potrebbe far trarre un sospiro di sollievo anche ai più scettici circa un'inversione di tendenza sul futuro del nostro Pianeta.

Nonostante tutti i bei discorsi e le volontà di impegno da parte dei politici, i risultati e i monitoraggi mostrano che i livelli di emissioni non sono destinati a scendere, urge pertanto la presa di coscienza da parte di quei Paesi che ancora ad oggi non vogliono impegnarsi nella predisposizione di misure contenenti l'inquinamento in atmosfera.

È ormai approvato l'effetto dannoso che un'alta concentrazione di inquinanti può arrecare alla salute umana, senza pensare alla distruzione dell'ozono, per effetto del rilascio in atmosfera di particolari gas, i gas serra, che potrebbe portare, qualora il

fenomeno non si arrestasse, a gravose malattie.

Come noto, l'ozono atmosferico funge da barriera schermante alle radiazioni solari a più alto contenuto energetico (quelle ultraviolette), che in assenza di tale barriera potrebbero giungere direttamente sulla superficie terrestre.

Studi a riguardo hanno dimostrato come melanomi e formazione di altri tipi di cancro della pelle, abbassamento delle difese immunitarie e danneggiamenti alla retina dell'occhio fino alla completa cecità sono fra le più probabili conseguenze degli effetti che la distruzione dell'ozono potrebbe comportare sulla Terra.

L'altra grande problematica con cui i potenti del pianeta si trovano spesso a fare i conti riguarda l'esaurimento delle risorse fossili, in parallelo a una sempre più consistente domanda energetica nei Paesi in via di sviluppo.

Lo scorso decennio il carbone ha contato per più della metà dell'aumento di richiesta di energia, crescendo ad una velocità superiore a quella dell'insieme delle fonti rinnovabili, ma se la domanda di carbone continuerà a crescere o subire uno stallo dipenderà dalla forza delle misure che favoriscono lo sviluppo di tecnologie a basse emissioni e a più alta efficienza energetica.

A quanto emerge dagli studi e dalle previsioni elaborate dall'Agenzia Internazionale dell'Energia al 2012, la domanda energetica aumenterà di un terzo da oggi al 2035, e per il 60% ciò sarà dovuto all'aumento di richiesta da parte dei Paesi emergenti quali Cina, India e Medio Oriente [54].

Nonostante sia da accettare che i combustibili fossili resteranno la fonte principale dal quale attingere ogni forma di energia, grossi passi in avanti potrebbero essere rappresentati da un più massiccio sfruttamento delle fonti rinnovabili, le quali rappresentano il secondo mezzo, dopo l'aumento dell'efficienza energetica, sul quale fare forza per la riduzione delle emissioni in atmosfera.

È senza dubbio necessario, almeno per quanto riguarda l'Italia, garantire l'attenzione su alcuni aspetti che possono senz'altro favorire l'aumento dell'installazione delle tecnologie che sfruttano le fonti rinnovabili.

I grossi ostacoli che limitano la produzione di energia da fonte rinnovabile, sono spesso

di carattere burocratico o amministrativo, dovuti spesso ad una mancanza di informazione e formazione, o di introduzione di incentivi appropriati che possano portare tali tecnologie ad essere competitive sul mercato rispetto le altri fonti convenzionali.

Va ben sottolineato come importanti risultati siano comunque stati conseguiti grazie alla diffusione delle rinnovabili, che hanno consentito ad esempio, nel 2011, la copertura della richiesta di energia elettrica per il 24% della domanda. Questo è avvenuto ad esempio grazie soprattutto allo sfruttamento dell'idroelettrico che riveste ancora un ruolo predominante nella produzione elettrica italiana.

In Fig.1 è possibile vedere la previsione dell'Enea per quanto riguarda l'Italia al 2020 [55].

Le fonti rinnovabili dovrebbero arrivare a coprire il 23% del fabbisogno energetico nazionale.

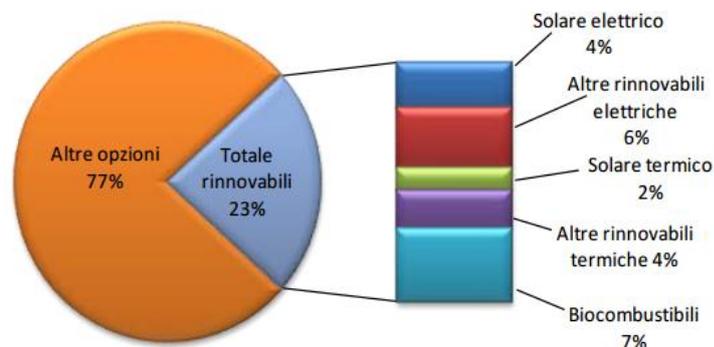


Fig.1 previsione al 2020 di copertura delle rinnovabili

Per quanto riguarda la produzione di energia termica, il maggior contributo da parte delle rinnovabili è rivestito dalla legna da ardere, mentre la geotermia, approfondita in questo studio, riveste purtroppo un ruolo ancora davvero modesto.

Il contributo delle rinnovabili per la produzione di energia termica è mostrato in Fig.2 alla pagina seguente.

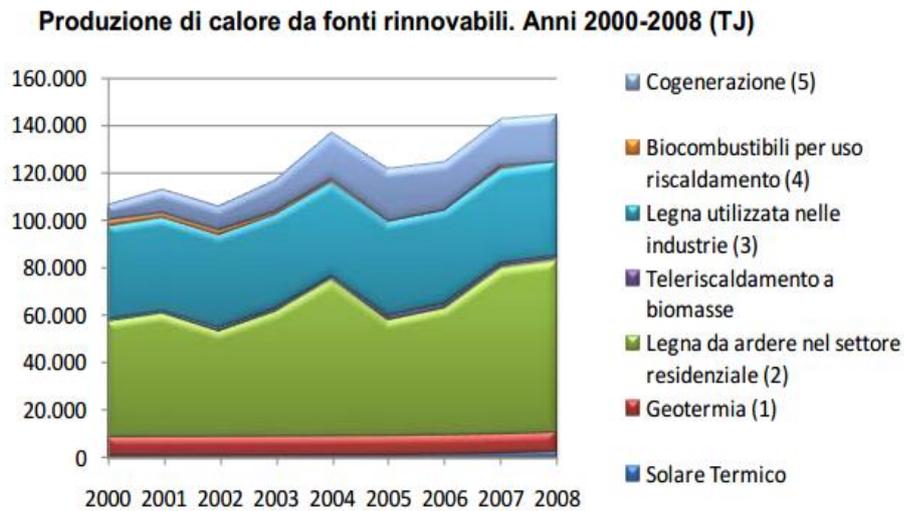


Fig. 2 contributo rinnovabili al 2008

La scarsa diffusione degli impianti geotermici è sicuramente dovuta al grosso costo iniziale dell'investimento, legato principalmente al costo delle perforazioni, e allo scetticismo che accomuna grossa parte della popolazione circa le potenzialità del sistema e spesso riscontrabile anche fra i progettisti stessi, data la tecnologia ancora non troppo matura quale quella dei sistemi tradizionali; questo senza tener conto della mancanza di incentivi specifici e di un quadro pianificatorio e normativo che disciplini questo settore.

Va altresì sottolineato come i dati relativi alla Fig. 2 siano riferiti a diversi tipi di indagini risalenti a ben 5 anni fa.

Nonostante la geotermia stia prendendo in questi ultimi anni sempre più piede, recenti previsioni [56] elaborate sulla base di alcuni scenari, danno al 2030, a tale settore, il merito del risparmio di petrolio equivalente solamente per l'1,5% del totale consumo di energia primaria; percentuale tuttavia in leggero rialzo rispetto quella del 2010 (0,71%) e della previsione al 2020 (1%).

Obbligo d'impiego delle rinnovabili

I Decreti Legge circa la copertura del fabbisogno da fonte rinnovabile sono sempre più pressanti e non aiutano di certo i progettisti, spesso costretti a scontrarsi con gli investimenti che deve sostenere l'utenza per provvedere alla climatizzazione dell'ambiente in maniera più efficiente, e spesso più costosa, almeno in fase d'acquisto, dei sistemi tradizionali.

Con il decreto n.28 del 3 marzo 2011 [1] ad esempio, è divenuto obbligatorio conseguire, tramite rinnovabili, la copertura del 50% del fabbisogno termico per la produzione di acqua calda sanitaria; la somma, invece, dei fabbisogni per la produzione di acqua calda sanitaria e per la climatizzazione invernale ed estiva deve essere coperta, per il 20%, sempre da fonte rinnovabile, almeno fino al 2014, data in cui questa ultima percentuale dovrà salire al 35% per poi ulteriormente arrivare al 50% nel 2017.

La pompa di calore risulta quindi uno fra i sistemi disponibili al raggiungimento di questi obiettivi oltre al fatto che contribuisce alla riduzione dei consumi e delle emissioni in atmosfera.

Va sottolineato come le pompe di calore s'intendono rinnovabili per la quota parte di energia che viene sottratta all'aria, all'acqua o al suolo dal momento che esse necessitano ugualmente di energia elettrica per poter alimentare il compressore.

È per questo che il fotovoltaico risulta praticamente necessario qualora si decida di installare una pompa di calore; in caso contrario infatti i costi d'esercizio legati al prelievo dalla rete, che impegnerebbero l'utenza con una potenza necessariamente maggiore dei consueti 3 kW, potrebbero lievitare rendendo sconveniente l'investimento. L'installazione del fotovoltaico in edifici nuovi o ristrutturati, è tuttavia divenuta obbligatoria con il D.Lgs n. 28, che stabilisce “la potenza elettrica degli impianti alimentati da fonti rinnovabili che devono essere obbligatoriamente installati sopra o all'interno dell'edificio”, secondo la:

$$P = \frac{1}{K} \cdot S \quad (1)$$

dove S è la superficie in pianta dell'edificio a livello del terreno, misurata in m^2 e K un coefficiente (m^2/kW) che assume i valori 80, 65 o 50 a seconda che la richiesta del titolo edilizio sia presentata rispettivamente fino a dicembre 2013, dal 1° gennaio 2014 fino al dicembre 2016, e dal 1° gennaio 2017.

Le percentuali di copertura degli obblighi stabiliti dal D.Lgs n.28, sono relative all'energia primaria che viene impiegata per soddisfare i fabbisogni dell'utenza, ne consegue che nel caso di pompe elettriche alimentate da rete elettrica, in assenza di impianti di energia elettrica prodotta da fonte rinnovabile, non è possibile ottenere un sistema 100% rinnovabile; questo perché il fattore di conversione energia elettrica-energia primaria è pari a 0,46, e quindi un kWh elettrico comporta l'impiego di 2,2 kWh di energia primaria, a causa di tutte le perdite che si verificano dal punto di produzione (centrale termoelettrica) al punto di prelievo (utenza).

La quota di energia rinnovabile che viene sfruttata da una pompa di calore è data dalla:

$$ren_{pd} = Q_{usable} \cdot \left(1 - \frac{1}{SPF} \right) \quad (2)$$

con Q_{usable} fabbisogno di riscaldamento che la pompa di calore è chiamata a coprire, rendimento del sistema elettrico nazionale e SPF, Seasonal Performance Factor della pompa di calore elettrica .

Sono ammesse, per il calcolo della quota di energia da fonti rinnovabili, secondo quanto stabilito anche dall'ultima Decisione della Commissione Europea (1° marzo 2013) le pompe di calore con SPF superiore a

$$1,15 * \frac{1}{\eta}$$

pertanto, con l'efficienza del nostro sistema energetico () fissata al 45,5% l'SPF minimo delle pompe di calore elettriche ($SCOP_{net}$) è pari a 2,5, diversamente da quanto previsto per le pompe di calore alimentate da energia termica (sia direttamente che attraverso la combustione di carburanti) per le quali l'efficienza del sistema energetico è pari all'unità e conseguentemente l'SPF minimo (in questo caso ($SPER_{net}$) ai fini del loro computo nella quota di energia da fonti rinnovabili risulta sufficiente essere superiore a 1,15.

Riveste quindi fondamentale importanza il sistema dual source, ovvero accoppiamento di pompa di calore con solare termico, che può garantire indiscussi vantaggi, quali quelli di elevare il valore di SPF, per le maggiori temperature medie all'evaporatore, senza contare l'aumento di quota di rinnovabile che deriverebbe con l'installazione del solare termico.

L'ambizioso progetto di conseguire un sistema 100% rinnovabile deve quindi essere realizzato collegando il fotovoltaico con le pompe di calore elettriche o il solare termico con le pompe di calore ad assorbimento, considerando però che il D. Lgs. n.28 pone un limite all'impiego di soluzioni di questo tipo per la copertura della quota rinnovabile richiesta per legge.

Nell'Allegato 3 dello stesso si legge infatti come “gli obblighi non possono essere assolti tramite impianti da fonti rinnovabili che producano esclusivamente energia elettrica la quale alimenti, a sua volta, dispositivi o impianti per la produzione di acqua calda sanitaria, il riscaldamento e il raffrescamento”.

Ciò obbliga pertanto al ricorso, all'installazione del solare termico (o di un sistema a bimoasse), oltre al fotovoltaico e alla pompa di calore da questo servita.

Va inoltre sottolineato come se da una parte il solare termico possa alimentare una macchina ad assorbimento operante come pompa di calore e macchina frigorifera nei mesi estivi, essendo improbabile un accumulo stagionale, dall'altra parte il sistema risulterà semi-inutilizzato nelle stagioni intermedie (solo acqua calda sanitaria) e d'inverno potrà dare un contributo limitato, senza poterlo bilanciare su base annua come i sistemi fotovoltaici.

Qualora questi vengano infatti previsti, la soluzione solitamente impiegata è lo scambio sul posto (il quale funzionamento è rappresentato dalla Fig.3 alla pagina seguente) che permette, in tempi diversi, la cessione alla rete del surplus prodotto dai moduli fotovoltaici e il prelievo dalla stessa quando questi non sono in grado di soddisfare il fabbisogno elettrico dell'utenza.

In alternativa all'installazione del fotovoltaico, nel caso in cui però l'edificio non sia di nuova costruzione per il quale è obbligatorio il ricorso ai moduli fotovoltaici, è possibile sfruttare le agevolazioni previste dall'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas che prevedono l'installazione di un secondo contatore dedicato alle pompe di calore, come

si legge nella Delibera n.348/08, finalizzato a tariffare in maniera agevolata il consumo di energia elettrica in ingresso alle sole pompe di calore. Nella stessa si legge infatti che “per le utenze domestiche in bassa tensione, con potenza disponibile fino a 3,3 kW, può essere richiesta l’installazione, di un secondo punto di prelievo destinato esclusivamente all’alimentazione di pompe di calore per il riscaldamento degli ambienti, anche di tipo reversibile”.

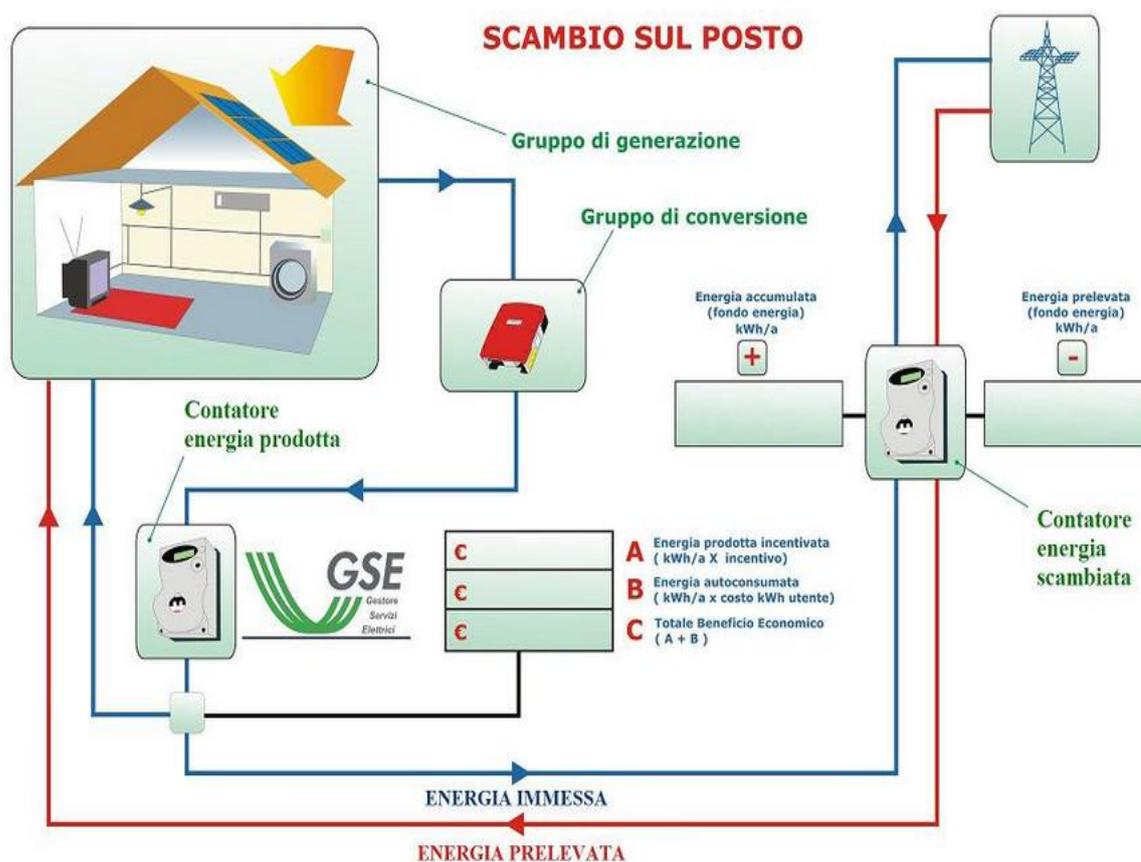


Fig. 3 scambio sul posto

Il ricorso al fotovoltaico, soprattutto nel caso di potenze impegnate per la climatizzazione dell’edificio sempre maggiori, risulta tuttavia una scelta obbligatoria per rendere l’installazione di una pompa di calore conveniente, oltre che garantire la copertura di parte del fabbisogno elettrico da fonte rinnovabile.

Nonostante dai Decreti e dalle disposizioni vigenti sia ben espresso il significato di fonte rinnovabile, risulta di più difficile determinazione il calcolo della quantità di rinnovabile che l’impianto installato è in grado di apportare rispetto al fabbisogno totale dell’utenza.

Da discussioni emerse da gruppi di lavoro o interne allo stesso Comitato Termotecnico Italiano, è emersa la necessità di una disposizione tecnica che potesse supportare la Legislazione vigente, soprattutto in relazione al fatto che questa presentava alcune lacune e necessitava di alcune specificazioni.

In quest'ottica, la Raccomandazione CTI 14 [2], pubblicata nel febbraio 2013, si è proposta di dare maggior chiarezza circa le modalità di valutazione dell'apporto di energia rinnovabile nel bilancio energetico e dell'energia elettrica esportata dal sistema, dando infine alcune specifiche sulla valutazione dell'energia elettrica prodotta dalle unità cogenerative.

Nella stessa raccomandazione (e tuttavia in quella precedente, la CTI 09 (ad oggi congelata), viene data la definizione di energie rinnovabili “on side” e “off side”.

L'energia “on site” risulta essere:

-“l'energia solare captata entro il confine energetico del sistema e convertita in energia elettrica o in energia termica utile, oppure anche

-l'energia aerotermica, geotermica, e idrotermica a bassa entalpia, prelevata entro il confine del sistema e riqualificata in energia termica utile ad entalpia più elevata mediante pompe di calore”.

Con energia “off side” s'intende invece “l'energia termica utile o energia elettrica prodotte attraverso vettori energetici rinnovabili”.

L'energia da parte dei vettori energetici può essere sia non rinnovabile, sia rinnovabile (in questo caso off-side) e tali vettori energetici possono alimentare sia generatori per la produzione di energia termica (combustione a fiamma o pompe di calore), sia generatori per la produzione combinata di energia termica ed elettrica (unità cogenerative).

La CTI 14 indica di calcolare l'energia termica netta in uscita dai generatori come differenza fra “ $Q_{k,d,in,i,m}$ ”, cioè l'energia termica utile richiesta mensilmente alla distribuzione al vettore i , e “ $Q_{k,os,m}$ ”, cioè l'energia termica utile fornita mensilmente da fonte rinnovabile “on site” al servizio k -esimo, asseverando come nel caso di pompe di calore si debba considerare il solo fabbisogno $Q_{k,d,in,i,m}$ senza applicare la deduzione descritta in precedenza (cioè considerando solamente l'energia utile fornita dalla stessa).

Ciò permette il calcolo della potenza utile in uscita da ciascun generatore per il servizio k -esimo (esempio, climatizzazione invernale o produzione di acqua calda sanitaria).

Per quanto riguarda invece il calcolo del fabbisogno di energia all'ingresso dei generatori in base al fabbisogno di energia termica utile si fa riferimento alla UNI TS 11300-4 [3] se il generatore di calore è una pompa di calore.

Nella UNI TS 11300-4 il fabbisogno di energia all'ingresso della pompa di calore (energia elettrica nel caso di pompe di calore elettriche) è espresso ovviamente come rapporto fra l'energia termica utile prodotta dalla stessa ed il suo coefficiente COP.

Essa prevede inoltre la determinazione del fabbisogno elettrico degli ausiliari, e la moltiplicazione di questo e del fabbisogno di energia elettrica in ingresso alla pompa di calore per i rispettivi fattori di conversione di energia primaria (solitamente coincidenti), in modo da calcolare, sommando questi due contributi, il fabbisogno totale di energia primaria del sistema pompa di calore-ausiliari elettrici.

Conto termico e agevolazioni fiscali a confronto

Ad oggi le agevolazioni che si possono sfruttare e che possono contribuire alla diffusione delle pompe di calore, sono individuabili nelle detrazioni fiscali del 50% (prima al 36% nel caso di ristrutturazioni e recuperi edilizi di edifici esistenti) o nella possibilità di usufruire del Conto Termico, primo step sulla strada dell'attuazione dell'intera misura che discende dal decreto dei ministeri dello Sviluppo Economico e dell'Ambiente del 28 dicembre 2012.

Con l'ultimo D.Lgs n. 63 del 4 giugno scorso, infatti, è stato prorogato al 31 dicembre 2013 il termine di scadenza in corrispondenza del quale l'aumento della detrazione dal 36% al 50% (ristrutturazioni edilizie) cessava di essere valido (prima imposto al 30 giugno 2013). Dal 1° gennaio 2014, si torna tuttavia nuovamente al 36% .

La buona notizia è anche la proroga del termine (sempre al 31 dicembre 2013) per le detrazioni delle spese che riguardano interventi di aumento di efficienza energetica, detrazione che con lo stesso decreto è passata dal 55% al 65%.

Nonostante l'ottimismo in questo settore, va subito sottolineato come le pompe di calore siano state categoricamente escluse dal poter beneficiare delle detrazioni, in quanto già favorite dal Conto Termico, secondo quanto espresso art. 14, comma 1 del decreto:

“le disposizioni si applicano con l'esclusione delle spese per gli interventi di sostituzione di impianti di riscaldamento con pompe di calore ad alta efficienza ed impianti geotermici a bassa entalpia nonché delle spese per la sostituzione di scaldacqua tradizionali con scaldacqua a pompa di calore dedicati alla produzione di acqua calda sanitaria”.

Resterebbe quindi, oltre alla detrazione del 50%, la possibilità del Conto Termico, anche se, in ambito residenziale, per potenze da 5 a 7 kW i rimborsi economici vanno solamente da 350 € a 1000 € in due anni, al massimo quindi il 15% del costo di acquisto e di installazione, considerando inoltre che il Conto Termico paga solo la pompa di calore e non gli eventuali interventi di adeguamento per l'impianto.

Il Conto Termico funziona tuttavia in modo opposto rispetto alle detrazioni sull'imposta lorda del 50% e del 65%. Non è infatti un recupero a posteriori ma prevede un rimborso su conto corrente, da parte del Gse, di una parte delle spese sostenute, suddivisa in rate annuali costanti, da un minimo di due anni, fino a un massimo di cinque anni, a seconda

del tipo di intervento [57].

L'intero conto termico, gestito dal Gse, mette infatti a disposizione un tesoro di 900 milioni annui, suddivisi in 700 milioni destinati ai privati e per il resto alla Pubblica Amministrazione.

Questi soggetti secondo il decreto stesso, possono avvalersi, per la realizzazione degli interventi, di una ESCO (società di servizi energetici) siglando un contratto di finanziamento tramite terzi, di servizio energia o di rendimento energetico. Essa risulta essere in questo caso il Soggetto Responsabile, individuato altrimenti dal soggetto privato o dall'amministrazione pubblica.

Le domande devono essere trasmesse sul portaltermico per via telematica e sono tutt'ora aperte fino al 1° agosto 2013, mentre per la trasmissione delle richieste di prenotazione e per l'accesso diretto agli incentivi il Gse renderà disponibile l'applicazione informatica nelle prossime settimane.

L'accesso diretto è consentito a interventi realizzati, in tal caso la richiesta di concessione degli incentivi deve essere presentata dal Soggetto Responsabile da inviare al Gse entro 60 giorni dalla conclusione dell'intervento.

La prenotazione degli incentivi invece è consentita prima della realizzazione degli interventi, nel solo caso di edifici o unità immobiliari di proprietà delle amministrazioni pubbliche e nel caso in cui gli interventi non debbano sottostare all'Iscrizione ai registri, obbligatoria per i privati o le Amministrazioni pubbliche nel caso gli interventi prevedano la sostituzione di impianti con generatori a biomassa o pompe di calore di potenza nominale maggiore di 500 kW ed inferiore o uguale a 1000 kW.

La Tab.1 alla pagina seguente [58] riporta la durata e il valore massimo dell'incentivo, riconosciuto sia alle amministrazioni pubbliche che ai soggetti privati, e calcolato in base a determinati parametri, quali ad esempio, la producibilità termica funzione della tecnologia, della taglia e della zona climatica in cui viene fatto l'intervento, la valorizzazione dell'energia prodotta, e le emissioni di particolato tipiche di ogni apparecchio (esclusivamente per i generatori di calore a biomassa).

Intervento	Taglia*	Durata (anni)	Valore massimo incentivo totale (€)	
			Zona C	Zona E
Pompa di calore elettrica acqua/acqua COP:5,1 Tipo 2.A **	$P_n \leq 35 \text{ kW}$	2	3.404	5.261
	$35 \text{ kW} < P_n \leq 500 \text{ kW}$	5	39.794	61.500
	$500 \text{ kW} < P_n \leq 1000 \text{ kW}$	5	70.745	109.333
Pompa di calore a gas acqua/acqua GUE:1,56 Tipo 2.A **	$P_n \leq 35 \text{ kW}$	2	2.986	4.615
	$35 \text{ kW} < P_n \leq 500 \text{ kW}$	5	34.903	53.942
	$500 \text{ kW} < P_n \leq 1000 \text{ kW}$	5	62.051	95.897
Caldaia a biomassa Tipo 2.B ***	$P_n \leq 35 \text{ kW}$	2	3.465	5.355
	$35 \text{ kW} < P_n \leq 500 \text{ kW}$	5	55.000	85.000
	$500 \text{ kW} < P_n \leq 1000 \text{ kW}$	5	99.000	153.000
Stufa o termocamino Tipo 2.B ***	$P_n \leq 35 \text{ kW}$	2	1.048	1.619
Collettori solari termici Tipo 2.C	$SL \leq 50 \text{ m}^2$	2	piani: 17.000 a concentrazione: 22.100	
	$50 \text{ m}^2 < SL \leq 1000 \text{ m}^2$	5	piani: 275.000 a concentrazione: 360.000	
Collettori solari abbinati a sistemi di solar cooling Tipo 2.C	$SL \leq 50 \text{ m}^2$	2	piani: 25.500 a concentrazione: 30.600	
	$50 \text{ m}^2 < SL \leq 1000 \text{ m}^2$	5	piani: 415.000 a concentrazione: 500.000	
Scaldacqua a pompa di calore Tipo 2.D	$Q \leq 150 \text{ litri}$	1	400	
	$Q > 150 \text{ litri}$	2	700	

* Per classi di Potenza nominale (P_n), Superficie solare lorda (SL) o Capacità (Q).

** In caso di installazione di pompe di calore geotermiche l'incentivo viene incrementato circa del 30%.

*** In caso di installazione di apparecchi che garantiscono livelli di emissioni di particolato inferiori a determinati valori l'incentivo si incrementa del 20% o del 50%.

Tab. 1 incentivi del conto termico

Alla pagina seguente sono invece elencati gli incentivi che sono riconosciuti alle sole amministrazioni pubbliche, e calcolati in funzione della spesa sostenuta fino ad un massimo del 40% delle spese ammissibili, nei limiti definiti in termini di massimali di incentivo (I_{max}) e di costo specifico (C_{max}).

Intervento	Durata (anni)	Costo massimo ammissibile C_{max}	Valore massimo incentivo totale I_{max} (€)
Isolamento di superfici opache Tipo 1.A	5	80 - 250 €/m ² *	250.000
Sostituzione di chiusure trasparenti Tipo 1.B	5	zone climatiche A, B, C: 350 €/m ²	45.000
		zone climatiche D, E, F: 450 €/m ²	60.000
Sostituzione di generatori con apparecchi a condensazione Tipo 1.C	5	$P_n \leq 35$ kW: 160 €/kW	2.300
		$P_n > 35$ kW: 130 €/kW	26.000
Installazione di sistemi di schermatura e/o ombreggiamento Tipo 1.D	5	schermature: 150 €/m ²	20.000
		meccanismi di regolazione: 30 €/m ²	3.000

* In funzione del tipo di struttura: copertura, pavimenti o pareti.

Tab.2 incentivi per le sole amministrazioni pubbliche

Il conto termico può essere assegnato solo a chi non accede ad altre forme di sostegno statale (salvo fondi di garanzia, fondi di rotazione o contributi in conto interesse) mentre per il settore pubblico gli incentivi del conto termico sono cumulabili con incentivi in conto capitale.

Va inoltre sottolineato come gli interventi realizzati per assolvere agli obblighi di integrazione delle fonti rinnovabili negli edifici di nuova costruzione e negli edifici esistenti sottoposti a ristrutturazioni rilevanti, accedono agli incentivi limitatamente alla quota eccedente quella necessaria per il rispetto degli stessi obblighi.

Nonostante l'indiscusso vantaggio del conto termico sulle detrazioni fiscali per quanto riguarda l'erogazione del rimborso (due anni contro i dieci delle detrazioni), alcuni vincoli burocratici potrebbero indirizzare gli utenti a usufruire delle detrazioni piuttosto che degli incentivi sul conto termico.

In primis, i vincoli che devono rispettare i tecnici circa indici prestazionali, zone climatiche e rendimenti degli impianti, diversamente da quanto previsto dalle

detrazioni, che pongono solamente alcuni vincoli prestazionali [4].

Vanno poi considerati i costi per la diagnosi energetica preliminare e le certificazioni energetiche successive all'intervento, che sono incentivate nella misura del 50% per i soggetti privati e del 100% per i soggetti pubblici.

Ai fini della copertura delle attività svolte dal GSE e dall'ENEA, il soggetto responsabile è tenuto a versare un corrispettivo pari all'1% del valore del contributo totale percepito, con un massimale pari a 150 €

Per quanto riguarda la convenienza fra Conto Termico e detrazioni fiscali, risulta quindi difficile dare una risposta.

Si spera nel frattempo, viste le giuste osservazioni alzate da coloro che sono del settore, che il Conto Termico venga "sistemato" e che L'Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas contribuisca alla diffusione delle pompe di calore elettriche con la modifica delle tariffe o con la creazione di un tariffa appositamente dedicata per loro.

CAPITOLO 1

LE POMPE DI CALORE

1.1 Ciclo termodinamico

Il funzionamento della pompa di calore viene comunemente descritto dal ciclo rappresentato nel diagramma T-s in Fig.1.1, nel quale si possono vedere le trasformazioni termodinamiche che subisce il fluido nel passaggio attraverso i due scambiatori di calore di alta (condensatore) e bassa temperatura (evaporatore), la valvola di laminazione ed il compressore, organi che sono mostrati nella Fig. 1.2.

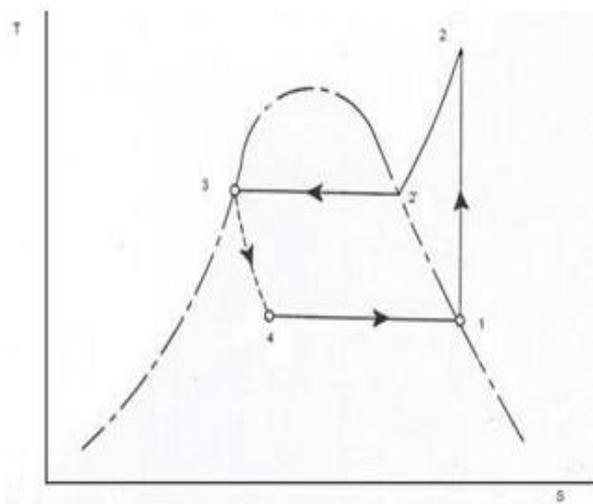


Fig. 1.1 ciclo termodinamico

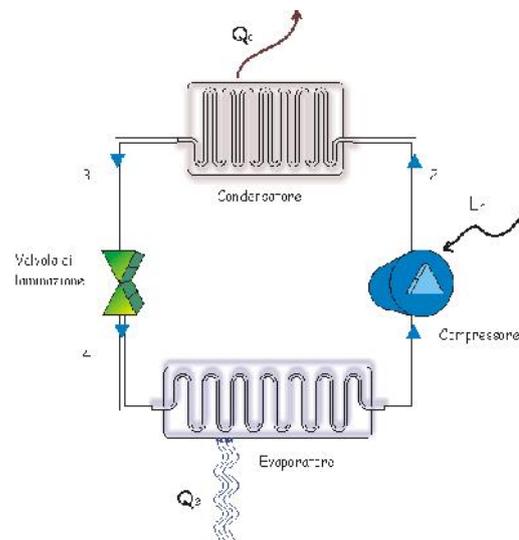


Fig. 1.2 componenti di una pompa di calore

La compressione è solitamente assunta adiabatica, con richiesta di lavoro elettrico dall'esterno, l'evaporazione (calore sottratto dalla macchina) e la condensazione (calore ceduto dalla macchina) assunte isobare e quindi isoterme mentre la laminazione è una trasformazione isoentalpica; qualora queste quattro trasformazioni siano inoltre reversibili, allora si parla di ciclo inverso di Carnot, ciclo termodinamico ideale al quale si fa riferimento quando si parla di pompa di calore (Fig.1.3).

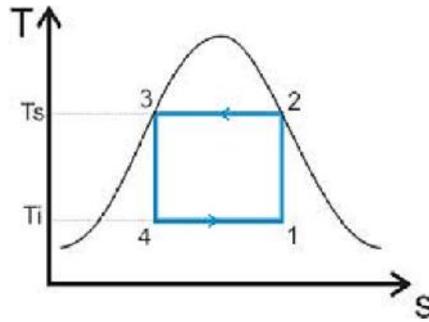


Fig. 1.3 ciclo ideale di Carnot

Nella realtà avvengono invece delle irreversibilità che, per la natura dei processi, sono ineliminabili e che costituiscono la ragione per la quale il coefficiente di prestazione utile reale si discosta da quello calcolato analiticamente nelle condizioni ideali.

Le irreversibilità sono rappresentate dalle perdite per attrito nel deflusso del fluido lungo gli scambiatori e lungo le tubazioni di collegamento fra i vari organi del ciclo (irreversibilità tuttavia trascurabili), e dalle irreversibilità nella compressione, caratterizzata da un suo rendimento isoentropico. Si aggiungono le differenze di temperatura fra il fluido condensante e il serbatoio caldo, e fra il fluido evaporante e la sorgente fredda, non presenti nel ciclo ideale di Carnot, nel quale le trasformazioni al condensatore e all'evaporatore sono reversibili.

La pompa di calore, come noto, viene così chiamata quando va a soddisfare l'esigenza di fornire calore da una sorgente a più bassa temperatura ad una più alta, grazie all'apporto del compressore che fornisce il quantitativo di lavoro pari alla differenza fra il calore ceduto al serbatoio caldo e quello sottratto alla sorgente fredda.

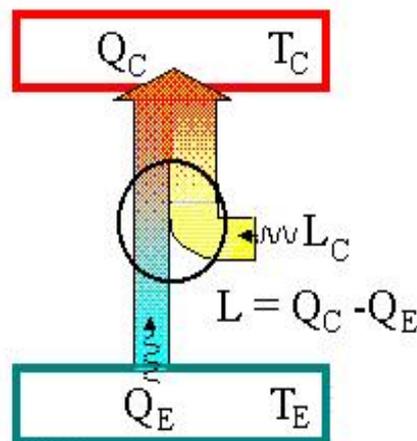


Fig. 1.4 funzionamento della pompa di calore

È possibile pertanto scrivere che il coefficiente di prestazione utile, il COP, della pompa di calore sia pari a:

$$COP = \frac{Q_c}{L_c} \quad (1.1)$$

con Q_c effetto utile ed L_c lavoro elettrico rappresentante la spesa necessaria per il funzionamento della pompa di calore.

Esplicitando Q_c e Q_e in funzione delle rispettive temperature delle sorgenti si arriva alla:

$$COP = \frac{T_c}{T_c - T_e} \quad (1.2)$$

formulazione che dimostra analiticamente come le migliori prestazioni si ottengono quanto più vicine sono le temperature delle due sorgenti.

Questo sta alla base della scelta di prediligere, insieme alla pompa di calore, terminali d'impianto quali i sistemi radianti, dal momento che consentono di abbassare la temperatura al condensatore vista la possibilità di essere alimentati ad una temperatura relativamente bassa.

Nella Fig. 1.4 alla pagina seguente sono mostrati alcuni valori dei COP conseguibili da alcune pompe di calore esistenti nel mercato (Fig. 1.4), vedendo come questi si discostino, nonostante i continui miglioramenti nella tecnologia, dal valore teorico conseguibile dal ciclo di Carnot.

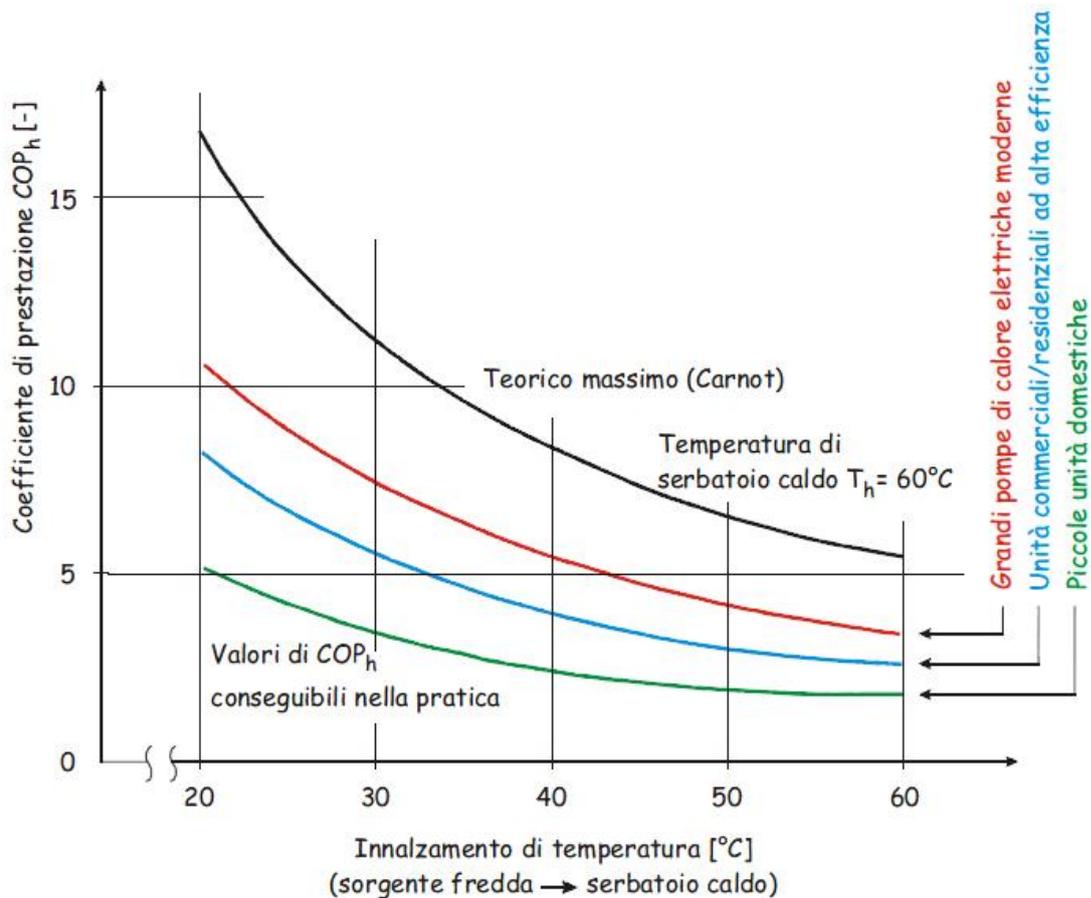


Fig. 1.4

Quando la pompa di calore è impiegata anche per raffreddare, allora si parla di pompa di calore reversibile ed il parametro che viene assunto per stimare la bontà del processo assume il nome di EER (Energy Efficiency Ratio). Anche per esso, mantenendo il significato di T_c e T_e e considerando che in questo caso il calore di condensazione è quello smaltito all'esterno, come si vede in Fig.1.5, è possibile scrivere che:

$$EER = \frac{Q_e}{L_c} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (1.3)$$



Fig. 1.5 verso dei flussi termici nella stagione estiva

Anche in questo caso, sempre più consistenti sono gli sforzi per cercare di aumentare la temperatura all'evaporatore, in modo da avvicinarla per quanto più possibile a quella del condensatore.

Come ovvio, garantire una sempre più fredda temperatura di mandata all'impianto (ad esempio T_0), comporta il fatto che l'evaporazione dovrà avvenire ad una temperatura di un certo ΔT sempre più inferiore alla T_0 , dipendendo ciò dall'efficienza dello scambio termico e dal limite che pone la termodinamica circa la temperatura del fluido in uscita dallo scambiatore; ciò fa quindi aumentare sempre più la differenza fra le due temperature (T_c e T_e) e penalizzare l'EER.

Ragionando in termini di raffrescamento ad esempio, sarà possibile abbassare la temperatura al condensatore solamente fintantochè la temperatura dell'aria esterna sarà in grado di farsi carico del calore smaltito, ciò significa che essa deve avere una temperatura minore rispetto quella di condensazione.

Se la temperatura esterna sale troppo, conseguentemente deve salire anche la temperatura di condensazione, pena l'arresto della pompa di calore.

Ciò però comporta una penalizzazione sull'EER dal momento che aumenta nuovamente il divario fra le due sorgenti.

I costruttori limitano comunque il funzionamento delle pompe di calore oltre determinate condizioni operative (aumento della temperatura di condensazione o abbassamento della temperatura di evaporazione) in modo da evitare sia la sconvenienza dell'uso della macchina (a causa dell'elevato prelievo di energia elettrica dalla rete) sia instabilità nel funzionamento della pompa di calore.

Il clima della località in cui si installa una pompa di calore riveste quindi un ruolo fondamentale nella scelta della sorgente con la quale essa deve lavorare.

1.2 Classificazione delle pompe di calore

Le pompe di calore possono essere classificate in base ai parametri seguenti:

- **per taglia di impianto**

una pompa di calore può essere impiegata in piccoli impianti (così definiti quando la potenza installata è inferiore ai 30 kW) oppure in medi/grandi impianti (oltre i 30 kW);

- **tipo di servizio**

la normativa UNI TS 11300-4 considera tre possibili servizi che può rendere disponibile la pompa di calore, ovvero il riscaldamento, la produzione di acqua calda sanitaria (ad esempio con la predisposizione del desurriscaldatore posto a valle del compressore) o la contemporanea copertura di entrambi. Essendo tale normativa adibita a regolamentare il fabbisogno di riscaldamento, fra i servizi elencati non viene citata la climatizzazione estiva, facilmente ottenibile con una pompa di calore reversibile;

- **vettori energetici e tipologie di generatori**

la UNI TS 11300-4 classifica gli impianti alimentati da pompa di calore come:

- ✓ monovalenti, quando la pompa di calore copre tutto il fabbisogno termico stagionale;
- ✓ bivalenti monoenergetici, quando il fabbisogno termico stagionale è coperto per una quota dalla pompa di calore e per la quota rimanente da un generatore ausiliario sfruttante lo stesso vettore energetico della pompa di calore;
- ✓ bivalenti e bienergetici, quando il vettore del sistema integrativo è diverso da quello della pompa di calore.

Per vettore energetico la specifica tecnica distingue l'energia elettrica, impiegata per le pompe di calore a compressione di vapore, dai combustibili gassosi e liquidi, impiegati nelle pompe di calore ad assorbimento a fuoco diretto;

- **per fluido impiegato dal lato dell'utenza**

è possibile che le pompe di calore siano ad espansione diretta (evaporazione o condensazione direttamente con l'aria ambiente) o che utilizzino invece un fluido secondario quale l'acqua per soddisfare le esigenze di riscaldamento o raffrescamento.

I terminali che si prestano al primo caso sono le unità ventilanti con recuperatore e

pompa di calore integrata, e i condizionatori split o multisplit per quanto riguarda i piccoli impianti; nei grandi impianti sono spesso impiegate le unità VRV (Variable Refrigerant Volume);

nel secondo caso i terminali che si prestano all'accoppiamento con pompa di calore sono i ventilconvettori e i pannelli radianti nei piccoli impianti mentre per i grandi impianti si possono individuare, oltre ai pannelli radianti e ai ventilconvettori, le travi attive;

- **per fluido impiegato dal lato della sorgente**

le pompe di calore più diffuse sono quelle che impiegano l'aria come sorgente esterna e a sua volta possono essere di tipo aria-aria, qualora vadano direttamente a riscaldare o raffreddare l'aria ambiente, oppure aria-acqua, se il calore o il freddo vengono ceduti ad un fluido termovettore (l'acqua) che a sua volta circola nei terminali d'impianto per soddisfare il carico sensibile dell'edificio.

Nel primo caso si parla di unità mono o multisplit, nel secondo avremo il circuito idraulico di distribuzione per la circolazione del fluido secondario, ne deriva quindi una maggiore complessità impiantistica e conseguentemente un costo anche pari a 2-3 volte superiore rispetto le pompe di calore aria-aria, che viene però ripagato dalla più alta efficienza risultante dall'impiego dell'acqua.

Questo senza tener conto di una più facile gestione anche per quanto riguarda la possibilità di produzione di acqua calda sanitaria.

Gli altri tipi di sorgente che possono essere sfruttati in alternativa all'aria sono rappresentati dall'acqua (sia essa proveniente da una falda o da un bacino) e dal terreno, in questo caso si parla di pompe di calore geotermiche.

Il fluido termovettore circolante nelle sonde alloggiato nel terreno o nel bacino, preleva da essi calore per cederlo all'evaporatore della pompa di calore.

Se la sorgente è rappresentata da una falda il prelievo è diretto, è tuttavia sempre consigliato l'impiego di uno scambiatore di disaccoppiamento fra l'acqua di falda e il fluido frigorigeno circolante nella pompa di calore, ove evitare sporcamenti eccessivi all'evaporatore.

Nella Tabella 1.2.1 alla pagina seguente è riportata la classificazione della UNI TS 11300-4 circa le tipologie di fonti dalle quali possono estrarre energia le pompe di calore:

Fonte di energia	Tipologia fonte di energia sfruttata	Modalità di estrazione
Aria esterna	Rinnovabile "aerotermica"	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria esterna
Aria interna	Non rinnovabile se proveniente da sistemi impieganti energie fossili, ad esclusione dell'aria di espulsione	Raffreddamento e deumidificazione dell'aria interna di espulsione in sistemi di recupero
Roccia	Rinnovabile "geotermica"	Raffreddamento del sottosuolo
Terreno	Rinnovabile "geotermica"	Raffreddamento del sottosuolo
Acqua di falda	Rinnovabile "geotermica"	Raffreddamento del sottosuolo
Acqua di mare	Rinnovabile "idrotermica"	Raffreddamento acque superficiali
Acqua di lago	Rinnovabile "idrotermica"	Raffreddamento acque superficiali
Acqua di fiume	Rinnovabile "idrotermica"	Raffreddamento acque superficiali
Acque di risulta e liquami di processi tecnologici	Non rinnovabile	Raffreddamento acque e/o liquami di processo
Liquami urbani	Assimilabile a rinnovabile	Raffreddamento liquami urbani

Tab. 1.2.1 fonti di energia rinnovabile

Nelle Figure 1.2.2 e 1.2.3 sono rappresentate rispettivamente una pompa di calore aria-acqua e una aria-acqua, ricordando come con il primo termine si faccia riferimento al fluido impiegato lato sorgente esterna e col secondo il fluido impiegato lato utenza.

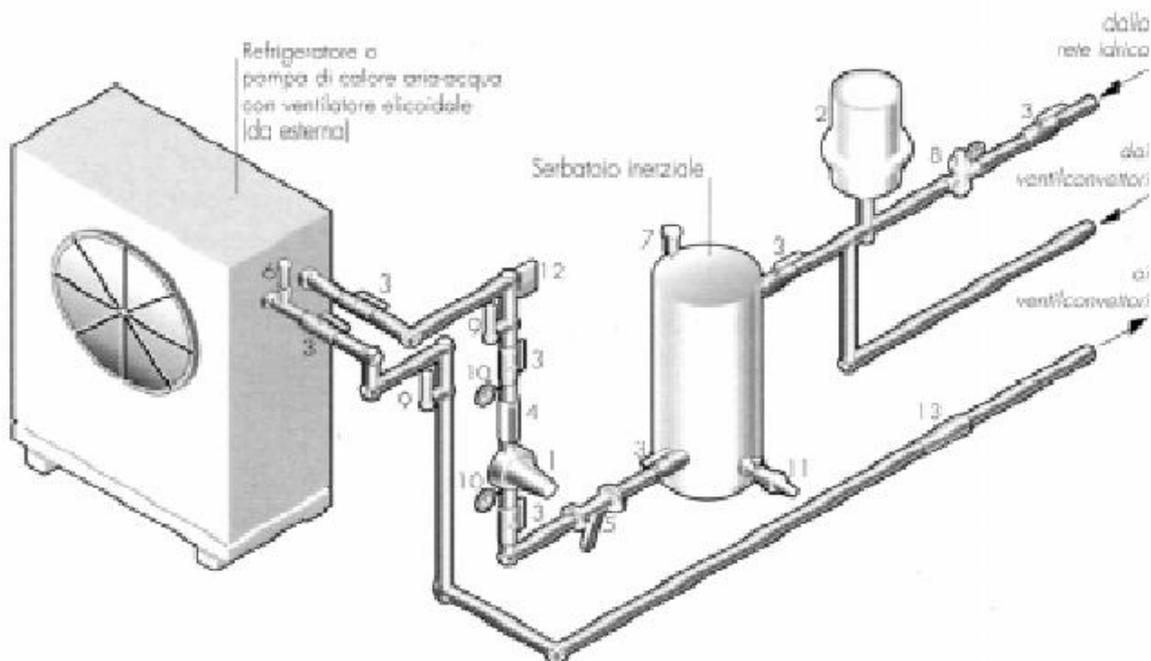


Fig. 1.2.2 pompa di calore aria-acqua

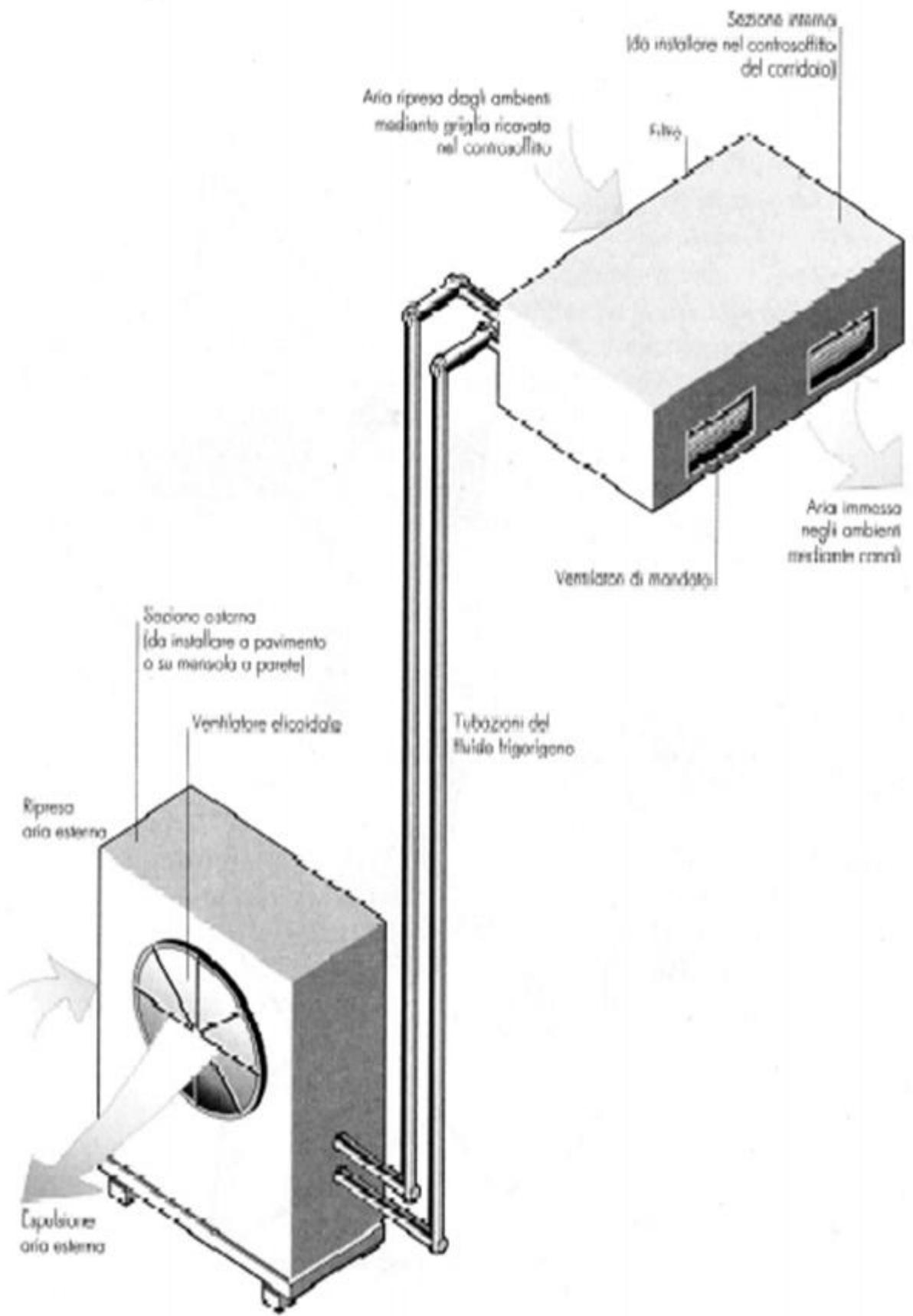


Fig. 1.2.3 pompa di calore aria-aria

1.3 Problematiche delle pompe di calore ad aria

È ben noto come alcuni punti fermi possono indirizzare verso la scelta della geotermia piuttosto che dell'aria quale sorgente da abbinare alla pompa di calore.

Un primo problema che accompagna da sempre la sorgente aria in presenza di uno scambiatore alettato qualora le temperature scendano sotto lo zero è rappresentato dalla brina.

Soprattutto nel clima della Pianura Padana, avendo l'aria un contenuto elevato di umidità relativa, un raffreddamento sensibile comporta il facile raggiungimento delle condizioni di saturazione, con conseguente separazione di acqua liquida (condensa).

Avendo però l'evaporatore una temperatura minore di quella dell'aria, è possibile che la condensa solidifichi, con l'ostruzione delle alette a causa del ghiaccio formatosi.

È necessario quindi far intervenire le tecniche per la sua rimozione o scioglimento, quali inversione del ciclo, predisposizione di resistenze elettriche, ecc, soluzioni nella maggior parte dei casi, si previste dai costruttori ma che comportano un maggior consumo di energia elettrica.

Tutto questo, senza tener conto della rumorosità che l'aria può comportare, soprattutto in caso di elevate potenze in gioco e dal costo energetico per la sua movimentazione.

Come visto nell'introduzione, poi, quando la temperatura esterna si abbassa, si abbassa anche la temperatura di evaporazione, comportando un aumento del denominatore nella definizione di COP, e la conseguente diminuzione del COP stesso.

Ne deriva un ulteriore aumento della spesa di energia elettrica per garantire ugualmente la necessità di riscaldamento dell'ambiente.

Quindi nel caso di pompa di calore ad aria quale sorgente primaria, quando la temperatura esterna si abbassa, si hanno efficienza e calore fornito minori, proprio nel momento in cui all'utenza servirebbe "più caldo".

È per questo motivo che l'installazione di una pompa di calore viene effettuata con la predisposizione di un sistema integrativo che entri in funzione quando il carico e le temperature esterne sono tali da rendere sconveniente il solo impiego della pompa di calore.

Se si dimensiona una pompa di calore per coprire il massimo fabbisogno termico, ne consegue che essa lavorerà al 100% del carico solamente quando la temperatura esterna raggiungerà la temperatura di progetto invernale, lavorando parzializzata per il resto del tempo, con grande spreco energetico, come mostrato sotto.

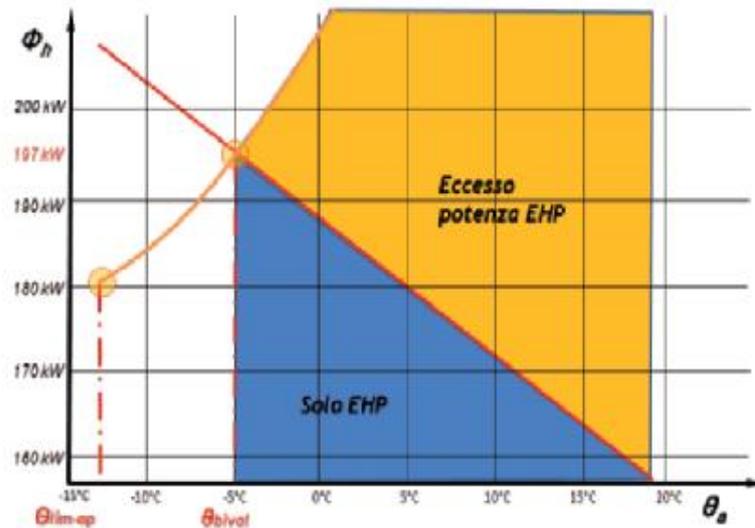


Fig. 1.3.1 temperatura bivalente pari alla temperatura di progetto invernale (-5°C)

La definizione di una temperatura bivalente maggiore della temperatura esterna di progetto fa sì che l'intervento della caldaia avvenga nel momento in cui l'uso della pompa di calore risulti sconveniente, ma ancora meglio, fa in modo che l'eccesso di potenza sia più limitato.

È possibile quindi far funzionare la pompa di calore parzializzata per temperature esterne superiori la temperatura bivalente, al massimo carico e in parallelo alla caldaia per temperature inferiori, fino al momento in cui la temperatura esterna eguagli la temperatura di cut off, in corrispondenza alla quale cioè la pompa di calore deve essere per forza spenta e fatta funzionare solamente la caldaia, pena consumi energetici maggiori rispetto quelli della caldaia.

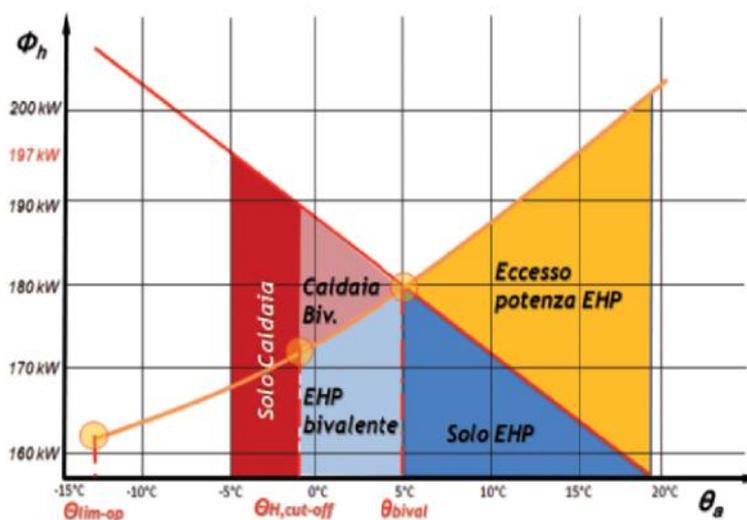


Fig. 1.3.2 temperatura bivalente pari alla temperatura esterna media stagionale

La temperatura bivalente potrebbe essere posta pari alla temperatura esterna media stagionale del sito in cui la pompa di calore viene installata (dato reperibile dalla UNI EN 10349); in questo modo si può essere certi che la pompa di calore potrà funzionare al 100% del carico per la maggior parte del tempo del suo funzionamento.

La temperatura di cut off risulta invece di più difficile determinazione, in quanto sono necessari i diagrammi che mostrano in dettaglio come varia l'efficienza della macchina in funzione della temperatura esterna e non sempre tali informazioni sono reperibili dai costruttori [59].

Il raggiungimento di temperature esterne troppo basse annulla quindi il vantaggio della pompa di calore (soprattutto nel caso di sorgente esterna rappresentata dall'aria), in termini di consumo ed emissioni, rispetto al sistema tradizionale rappresentato da una buona caldaia a condensazione;

questo perchè, ragionando in termini di energia primaria, un kW elettrico richiede 2,2 kWh di energia primaria, a differenza della conversione, pressochè unitaria, fra kW termici e kWh di energia primaria.

È necessario pertanto fare un'analisi preventiva in modo da valutare se la pompa di calore, per il clima in questione, sia un investimento conveniente. Una semplice analisi può mostrare seppur approssimativamente, quale deve essere il valore minimo di COP affinché la pompa di calore convenga in termini di consumo rispetto ad una caldaia con rendimento ad esempio del 100%.

Supposta 100 l'energia richiesta dall'edificio per le esigenze di climatizzazione, 100 corrisponderà anche al quantitativo di energia primaria consumata per alimentare la caldaia, dal momento che abbiamo assunto un rendimento unitario.

Nel caso invece di pompa di calore, se partiamo da 100 di energia primaria, dobbiamo considerare le perdite della centrale termoelettrica e le perdite di rete, che comportano la fornitura di solo un 45% (1/2,2) di energia elettrica all'utenza.

caldaia: 100 [en.primaria] -----> $q_h = 100$ [en.termica]

pompa di calore: 100 [en.primaria]-----> 45 [en.elettrica]

$$q_c = L \cdot \text{COP} = 45 \cdot \text{COP}; q_c = q_h$$

ragionando a parità di calore qh fornito all'edificio, si può scrivere che:

$$100=45*\text{COP} \text{ -----> } \text{COP}= 100/45= 2,22$$

Più si alza il rendimento della caldaia, ricordando come con le ultime caldaie a condensazione in commercio si possa arrivare anche al 108%, più alto dovrà essere il valore del COP conseguibile dalla pompa di calore, pena la sconvenienza del suo impiego.

Ciò che deve essere per forza conseguito è lo sforzo a minimizzare i consumi elettrici, in ragione anche delle alte tariffe elettriche tutt'ora vigenti nel nostro Paese.

È per questo motivo che è quasi d'obbligo il ricorso al fotovoltaico come supporto all'installazione di una pompa di calore, in modo che, nonostante il grande investimento economico complessivo, si abbia una certa copertura elettrica sia per quanto riguarda l'alimentazione della pompa di calore, sia per gli oneri legati ai pompaggi delle portate d'acqua, che diventano più consistenti soprattutto nel caso di pompe di calore ad acqua di falda o ad acqua superficiale.

Gli alti valori delle portate derivano dall'imposizione da normativa di ristrette differenze di temperatura fra i valori di temperatura di prelievo e di reimmissione nel bacino, a causa della probabile alterazione che ne deriverebbe sulla flora e fauna ittica esistenti.

1.4 pompe di calore ad aria e geotermiche a confronto

Nonostante sia noto come le pompe di calore geotermiche siano preferibili rispetto quelle ad aria, soprattutto in merito alla costanza della temperatura del terreno che esse possono sfruttare, vanno sottolineati alcuni punti fermi che sono emersi da un recente studio [5] incentrato su un confronto fra le due sorgenti.

Esso ha determinato le condizioni in cui deve lavorare una pompa di calore geotermica rispetto una ad aria affinché sia effettivamente vantaggiosa.

Lo studio è stato effettuato tramite il calcolo (piuttosto complesso, dal momento che in esso sono state inglobate anche le perdite di efficienza dovute all'avviamento dei compressori), del COP medio stagionale di pompe di calore acqua-acqua o aria-acqua, a partire dai dati climatici di ogni singola località considerata e dal carico termico.

La Fig.1.4 alla pagina seguente riassume i risultati dello studio stesso dimostrando quanto in precedenza detto circa l'abbassamento della temperatura esterna e il conseguente degrado nelle prestazioni invernali della macchina qualora la sorgente sia rappresentata dall'aria.

Nella stessa figura però si può anche notare come il vantaggio delle pompe di calore acqua-acqua (geotermiche o di falda) diminuisca all'aumentare della temperatura esterna.

Si vede inoltre come la differenza fra la temperatura della sorgente termica e la temperatura di evaporazione rivesta un ruolo fondamentale nelle performance della pompa di calore, che risultano decisamente più basse quando questa si aggira intorno ai 15°C (valore che si può raggiungere con pompe di calore geotermiche quando si sottodimensiona l'impianto allo scopo di minimizzare il numero delle sonde installate).

Una differenza di 9°C può invece essere quella relativa a pompe di calore ad acqua di falda (tra falda e circuito evaporatore c'è solo uno scambiatore di calore) o a terreno, nell'ipotesi però, in questo caso, che le superfici di scambio siano generose.

Il confronto è stato effettuato limitando il funzionamento della pompa di calore fino ad una temperatura dell'aria esterna di -5°C ed il solo consumo dei compressori è stato l'indice di riferimento per i confronti, essendo stato ipotizzato che l'energia spesa dagli

ausiliari, ventilatori (per le macchine aria-acqua) o pompe di circolazione (per le macchine acqua-acqua) fossero uguali, permettendo ciò un confronto neutro fra le diverse tipologie di pompa di calore.

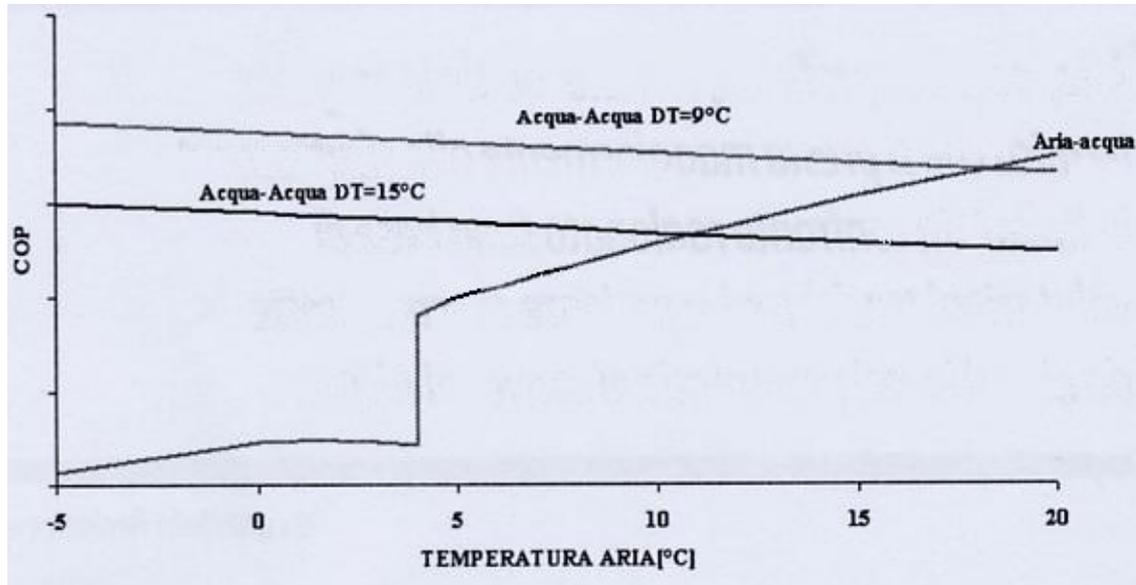


Fig. 1.4 risultati dello studio

Il fatto che il COP delle macchine ad acqua scenda (anche se leggermente) in corrispondenza dell'aumento della temperatura esterna, è dovuto al fatto che in queste condizioni il carico dell'utenza diminuisce e quindi la macchina, lavorando parzializzata, presenta un calo nelle prestazioni.

Le conclusioni tratte dallo studio effettuato in alcune città italiane hanno portato a poter affermare che:

- In Italia non esistono città molto fredde, per cui il terreno è sempre ad una temperatura tale da rendere energeticamente convenienti le pompe di calore acqua-acqua, anche se l'aria è un'ottima sorgente in tutto il territorio italiano e permette di ottenere valori di COP medi stagionali piuttosto buoni a patto di adottare batterie di scambio termico generosamente dimensionate e circuiti frigoriferi con almeno due compressori;
- Valori di COP ancora maggiori si possono ottenere con aumento della temperatura dell'acqua prodotta in corrispondenza alla diminuzione del carico;
- Per qualunque latitudine, il vantaggio delle pompe di calore acqua-acqua è interessante se la differenza fra la temperatura del terreno e la temperatura di evaporazione è pari o inferiore a 9°C;

In sintesi quindi si può affermare che è meglio una pompa di calore aria-acqua piuttosto che una geotermica con scambiatori sottodimensionati; i risultati dell'analisi hanno inoltre dimostrato come la soluzione forse in assoluto migliore, sarebbe un sistema misto, sia ad aria che ad acqua, da utilizzare in sequenza in funzione delle condizioni climatiche.

Essendo stato il confronto effettuato solo nel settore residenziale, e per quanto riguarda la sola esigenza di climatizzazione invernale, è già stato affermato come si possa presumere che i vantaggi per i sistemi acqua-acqua tenderebbero ad aumentare anche qualora lo studio riguardasse il settore terziario (per il quale è indiscussa l'esigenza di climatizzazione estiva), perché la temperatura del terreno (o della falda o del mare) è quasi sempre favorevole rispetto all'aria, almeno nei mesi più caldi dell'anno.

CAPITOLO 2

LA GEOTERMIA

2.1 Le pompe di calore geotermiche

Le pompe di calore geotermiche sono quelle che sfruttano il suolo come sorgente dalla quale prelevare calore, o tramite circuito chiuso (con un fluido termovettore che circola nelle tubazioni annegate nell'acqua di un bacino o nel terreno) o direttamente, da acqua di falda o da bacino superficiale.

È possibile individuarne una sottodivisione [6]:

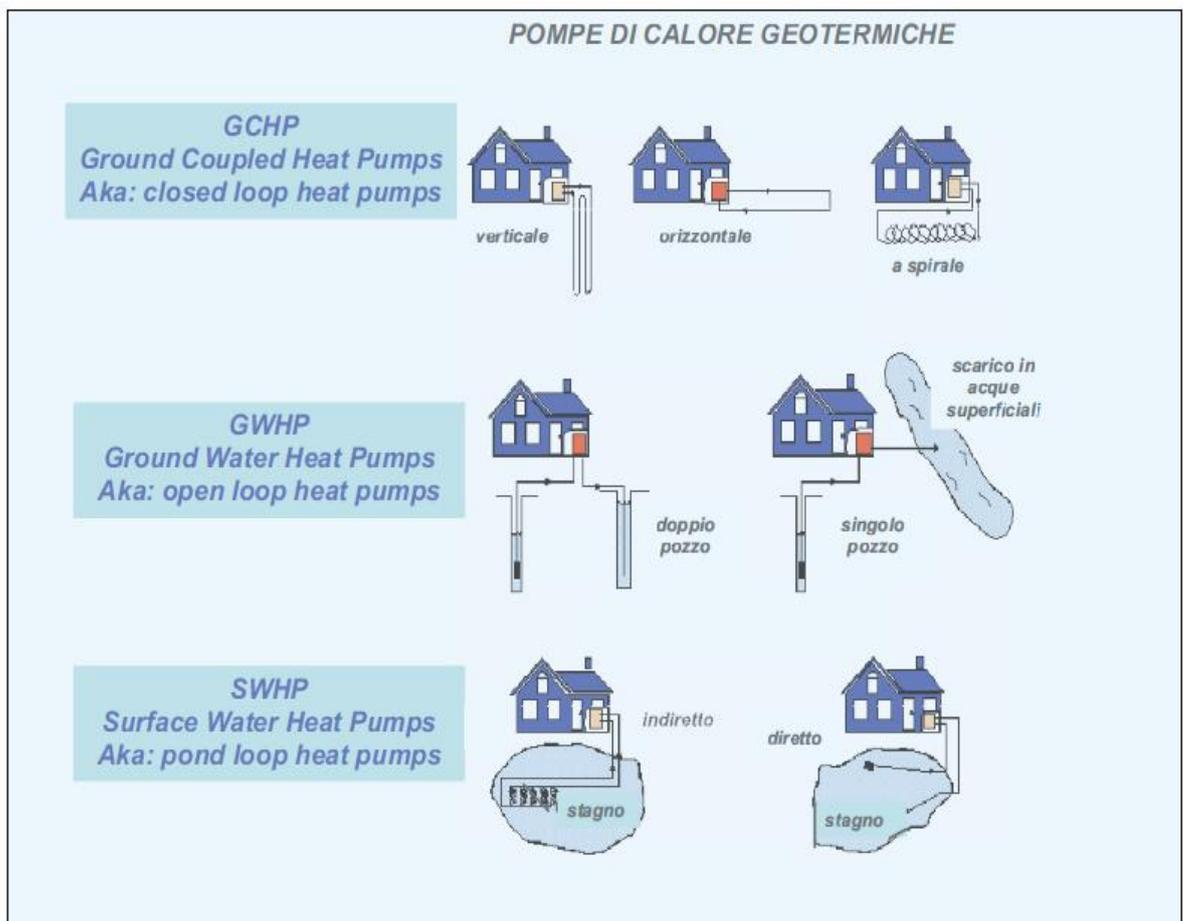


Fig. 2.1 classificazione delle pompe di calore geotermiche

- **GCHP**, Ground Coupled Heat Pump,

pompe di calore con sonde annegate nel terreno, nelle configurazioni verticali, orizzontali o a spirale (approfondite al Cap.2.2).

Di recente sviluppo sono anche le pompe di calore che impiegano i pali e i micropali energetici (Fig. 2.2), che fungono da scambiatori a terreno. Con essi vengono infatti sfruttate le strutture in calcestruzzo di fondazione degli edifici, così si possono annegare le tubazioni nel getto delle palificazioni.

Tale sistema, seppur poco diffuso, ha il vantaggio di evitare ulteriori perforazioni come invece richiesto dalle tradizionali GCHP.

Il grosso limite che pongono è circa la temperatura del fluido circolante, qualora si giunga infatti a temperature di 0°C, si rischia il congelamento della struttura, con gravose ripercussioni dal punto di vista statico.

Una tipologia che si è già sviluppata in Austria ma per applicazioni di solo riscaldamento, consiste nella pompa di calore ad espansione diretta (Fig. 2.3): con essa l'evaporazione del fluido avviene direttamente a contatto con il terreno, per questo motivo la profondità delle sonde (in rame e rivestite di un film plastico per evitare corrosione) è di soli 0,8-1,2 m; non si ha ne il fluido termovettore intermedio (che comporta uno scambio termico in più), con conseguente maggior efficienza della pompa di calore, ne la pompa per la circolazione dello stesso. Ciò consente di raggiungere valori di COP anche pari a 4-5, ben maggiori dei consueti COP conseguibili con pompe di calore a fluido secondario.

Un altro tipo di pompa di calore geotermica (per solo uso di riscaldamento invernale) che è nata in Austria (ma ancora in fase di sperimentazione) consiste nell'interramento, a circa 60 m, di un tubo di calore contenente un fluido bifase (Fig. 2.4). Esso evapora grazie al calore del sottosuolo e può quindi cedere il suo calore di condensazione alla sommità del tubo stesso per far evaporare il fluido frigorifero della pompa di calore. Il grande vantaggio è dovuto all'assenza delle spese di pompaggio per la circolazione del fluido bifase.



Fig. 2.2 Pali energetici

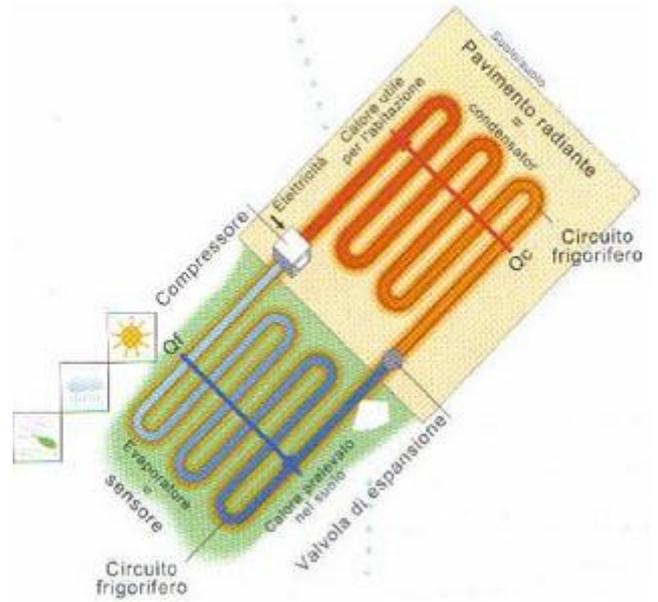
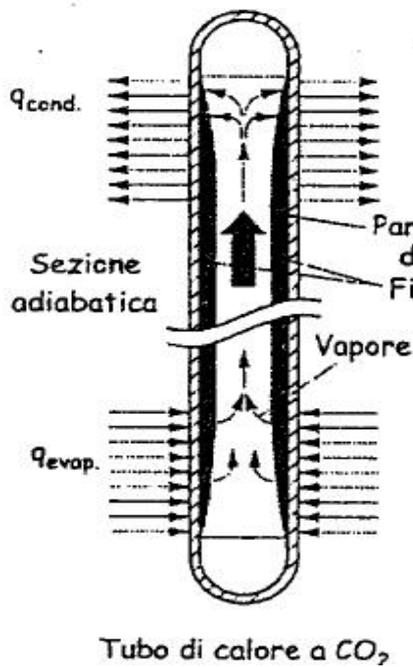


Fig. 2.3 Pompe di calore ad espansione diretta



Tubo di calore a CO₂

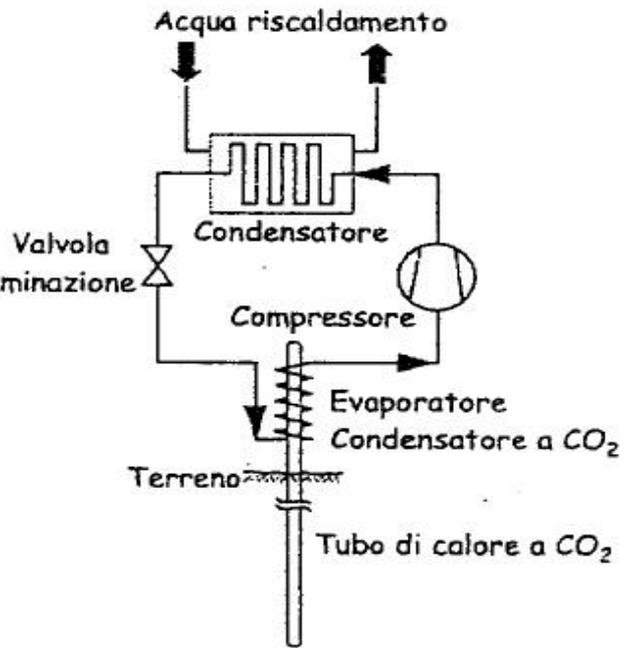


Fig. 2.4 Tubo di calore

- **GWHP**, Ground Water Heat Pump,

pompe di calore ad acqua di falda (Fig. 2.5); la falda funge da prelievo e da reimmissione (a patto di rispettare l'interferenza termica con la falda di prelievo) a meno che lo scarico non avvenga in acqua superficiale o nella rete di scarico pubblico;

A questa categoria appartiene la tecnologia ATES (Acquifer Thermal Energy Storage), ovvero il prelievo da una falda e la reimmissione (dopo il raffreddamento all'evaporatore) in una falda successiva; ciò a lungo termine porta, alla fine della stagione di riscaldamento, alla formazione di un serbatoio freddo, pronto, per lo stesso processo, ad essere impiegato nella stagione estiva, dove l'acqua prelevata viene riscaldata al condensatore e reimpressa, più calda, in un'altra falda (Fig. 2.6).



Fig.2.5 pompa di calore ad acqua di falda

La prassi comune per le installazioni di sonde sfruttanti l'acqua di falda è quella di isolare l'acqua dal sistema nell'edificio tramite scambiatori di calore di disaccoppiamento nonostante ciò possa leggermente aumentare i costi d'investimento oltre a quelli d'esercizio a causa del livello di temperature meno favorevole e per le conseguenti perdite di carico maggiorate.

Tuttavia il beneficio conseguito in base all'inserimento dello scambiatore circa le minori esigenze di manutenzione, giustifica ampiamente tale scelta.

Gli scambiatori di disaccoppiamento sono solitamente del tipo a piastre con guarnizioni, e con bassi valori del coefficiente di sporramento; oltre alla facilità di pulizia garantiscono la resistenza alla corrosione, sono in grado di realizzare un alto coefficiente globale di scambio e permettono di operare in controcorrente pressoché perfetta.

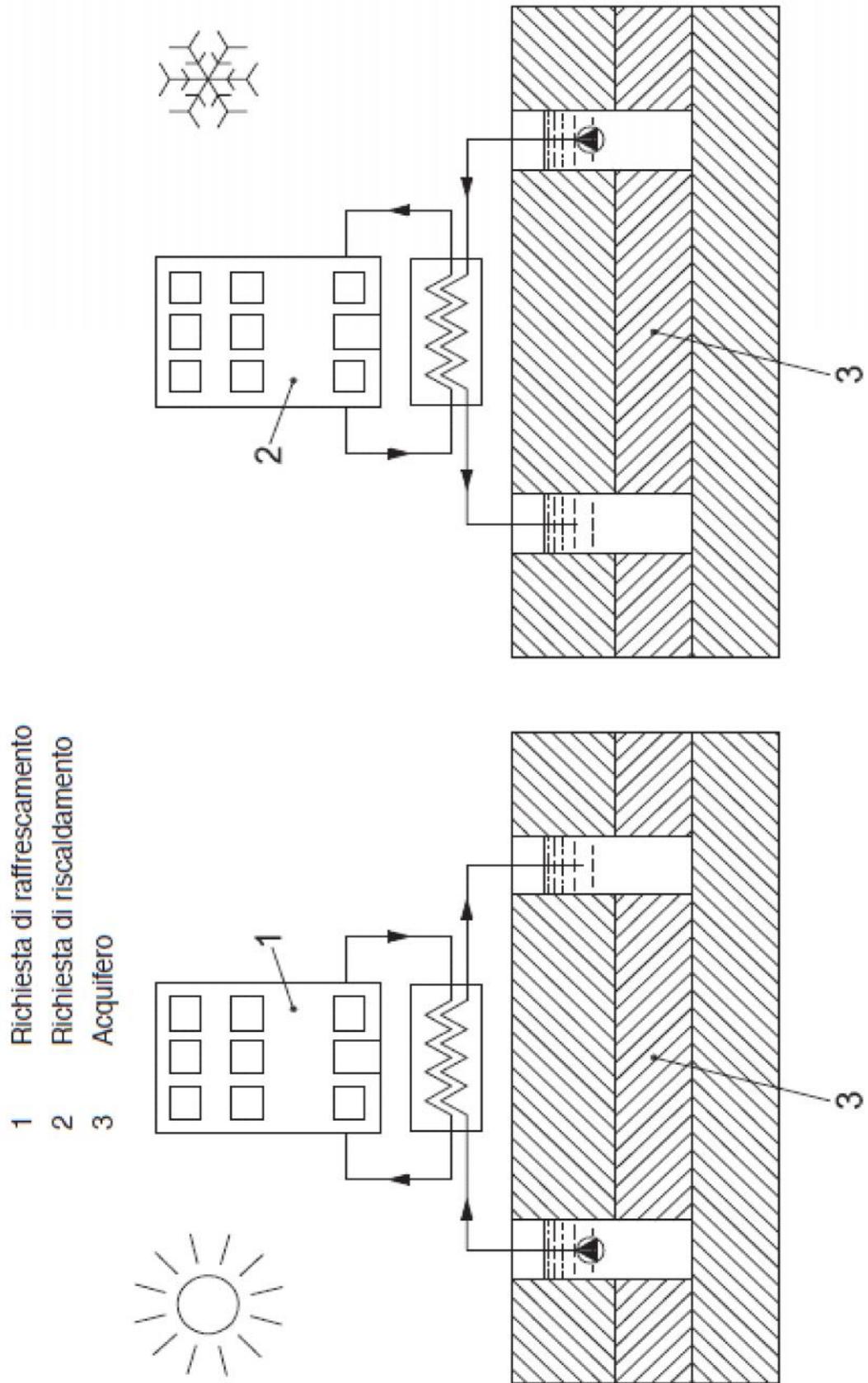


Fig. 2.6 tecnologia ATEC

- **SWHP**, Superficial Water Heat Pump,

pompe di calore ad acqua superficiale, con possibilità di scambio diretto (Fig. 2.8) o indiretto (Fig. 2.7). Con il primo le sonde, prelevano e scaricano direttamente l'acqua del bacino (anche se spesso vi è la presenza di un'ulteriore scambiatore per evitare un eccessivo sporcamiento della macchina), nel secondo caso le sonde vengono alloggiare all'interno del bacino che funge da serbatoio riscaldante. Grande influenza riveste in questo caso la radiazione solare dal momento che la profondità di posa è modesta.



Fig. 2.7 scambio indiretto



Fig. 2.8 scambio diretto

Come le pompe di calore ad acqua di falda, le pompe di calore ad acqua superficiale trovano spesso difficoltà di diffusione a causa dei severissimi vincoli circa la temperatura di reimmissione dopo lo scambio termico; inoltre devono essere effettuati dei monitoraggi, spesso costosi e onerosi anche dal punto di vista tempistico, per dimostrare l'inalterabilità delle condizioni idrogeologiche del bacino rispetto la situazione indisturbata.

Gli scambiatori che vengono impiegati in questo campo (tuttavia ancora poco conosciuti nel nostro Paese) sono a spirale ed in polietilene ad alta densità (PEAD), protetti con un rivestimento contro i raggi UV, vista la grande influenza a queste lievi profondità della radiazione solare, diversamente da quanto accade per le sonde annegate nel terreno o in falda.

2.2 Le Ground Coupled Heat Pumps

Le Ground Coupled Heat Pumps prevedono a sua volta due tipologie di configurazioni che si possono adottare, a seconda dello sviluppo dello scambiatore a terreno, che può essere orizzontale con tubazioni dritte o a spirale, o costituito da tubazioni poste verticalmente in perforazioni a pozzo.

Le sonde orizzontali a terreno sono costituite da tubi in polietilene (PEAD), di diametro fra i 20 ed i 40 mm interrati ad una profondità che solitamente non supera i 2 m. Come si vede sotto, varie sono le possibilità di disporre le sonde, ponendo nella stessa trincea due, quattro o anche sei tubi.

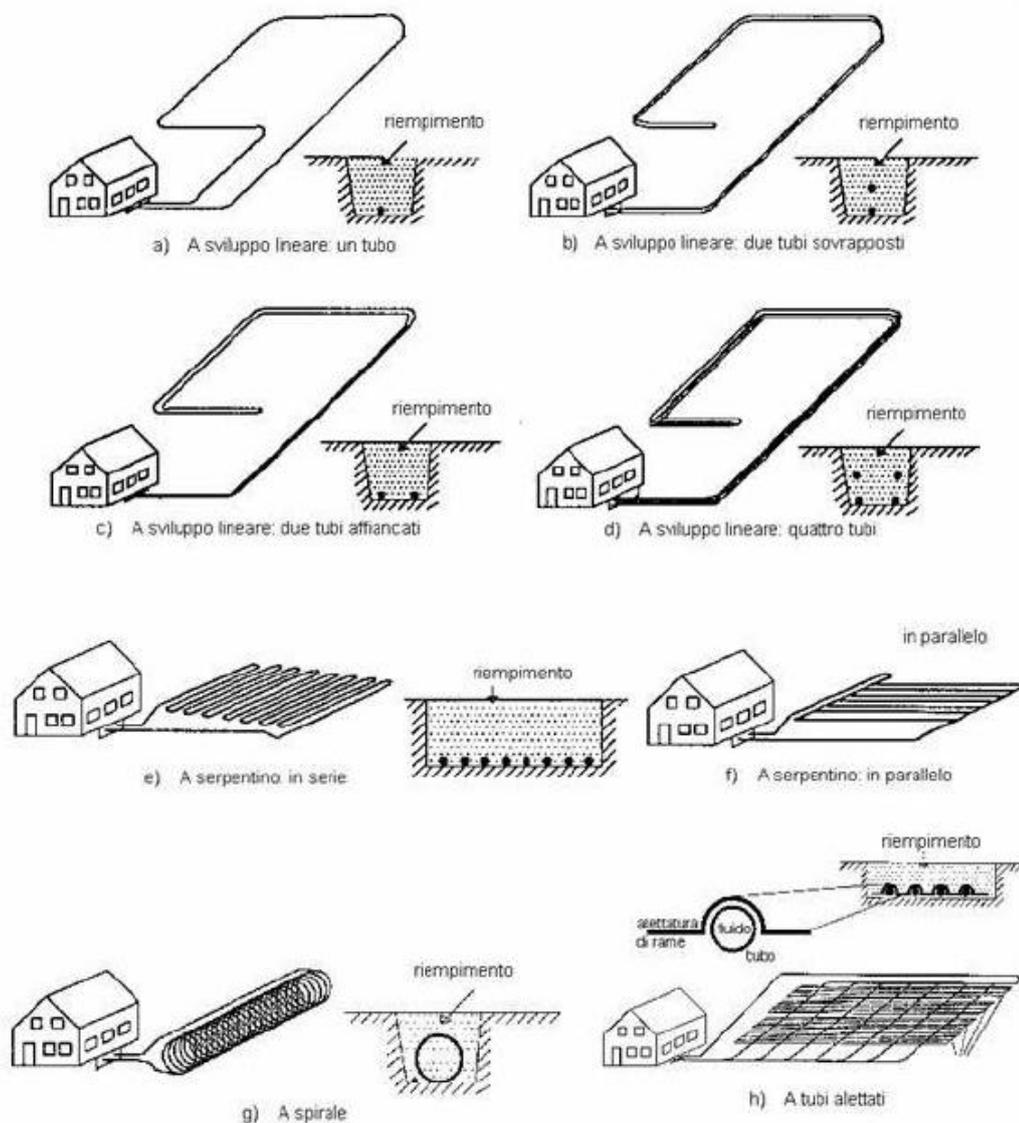


Fig. 2.2.1 configurazioni orizzontali

Ciò può consentire di ridurre l'estensione orizzontale di terreno rispetto al caso di singolo tubo in trincea (a), tuttavia con le disposizioni (b,c e d) si ha una gran interferenza termica fra tubi adiacenti e ciò a sua volta comporta una lunghezza di sonda maggiore.

L'interferenza termica è sentita maggiormente con la disposizione delle sonde a spirale, configurazione che tuttavia viene adottata con l'intento di ridurre lo scavo di trincea e l'area orizzontale necessaria.

Anche per quanto riguarda le sonde verticali sono possibili quattro tipologie da adottare: le sonde ad U, a doppia U, a tubi concentrici e a pozzo permanente, quest'ultima possibile da adottare solamente in terreni fortemente rocciosi e consolidati in quanto evitano la rifoderazione della perforazione, di fatto eliminando una resistenza aggiuntiva e quindi permettendo un miglior scambio termico.

La colonna d'acqua nello spazio anulare è direttamente ricircolata e scambia calore col terreno tramite la parete della perforazione. Questa è l'unica differenza fra le sonde a pozzo permanente e quelle a tubi concentrici, che permette però di ridurre sensibilmente la lunghezza totale complessiva delle sonde grazie alla diminuzione di resistenza termica.

Tutte le configurazioni sono mostrate in Fig.2.2.2 alla pagina seguente.

Solitamente la configurazione verticale è preferita rispetto quella orizzontale, questo perché:

- vi è una sostanziale minor necessità di superficie orizzontale richiesta per alloggiare gli scambiatori a terreno;
- le sonde verticali comportano profondità che implicano variazioni molto limitate nella temperatura stagionale e nelle proprietà termofisiche;
- le sonde verticali richiedono minor lunghezza totale di tubo, e quindi più ridotta spesa di pompaggio per il fluido termovettore;
- esse permettono inoltre di conseguire migliori rendimenti energetici.

I vantaggi che giocano invece a favore delle sonde orizzontali sono rappresentati dai minor costi per le trivellazioni, oltre che a una più ampia reperibilità dei mezzi tecnici necessari alla realizzazione dell'impianto.

Infine per la disposizione orizzontale il possibile rischio di deriva termica è meno

sentito, in quanto lo scambio termico del suolo con le sonde è piccolo rispetto allo scambio termico normale alla superficie del terreno (dovuto ai contributi di radiazione ed aria, ad esempio).

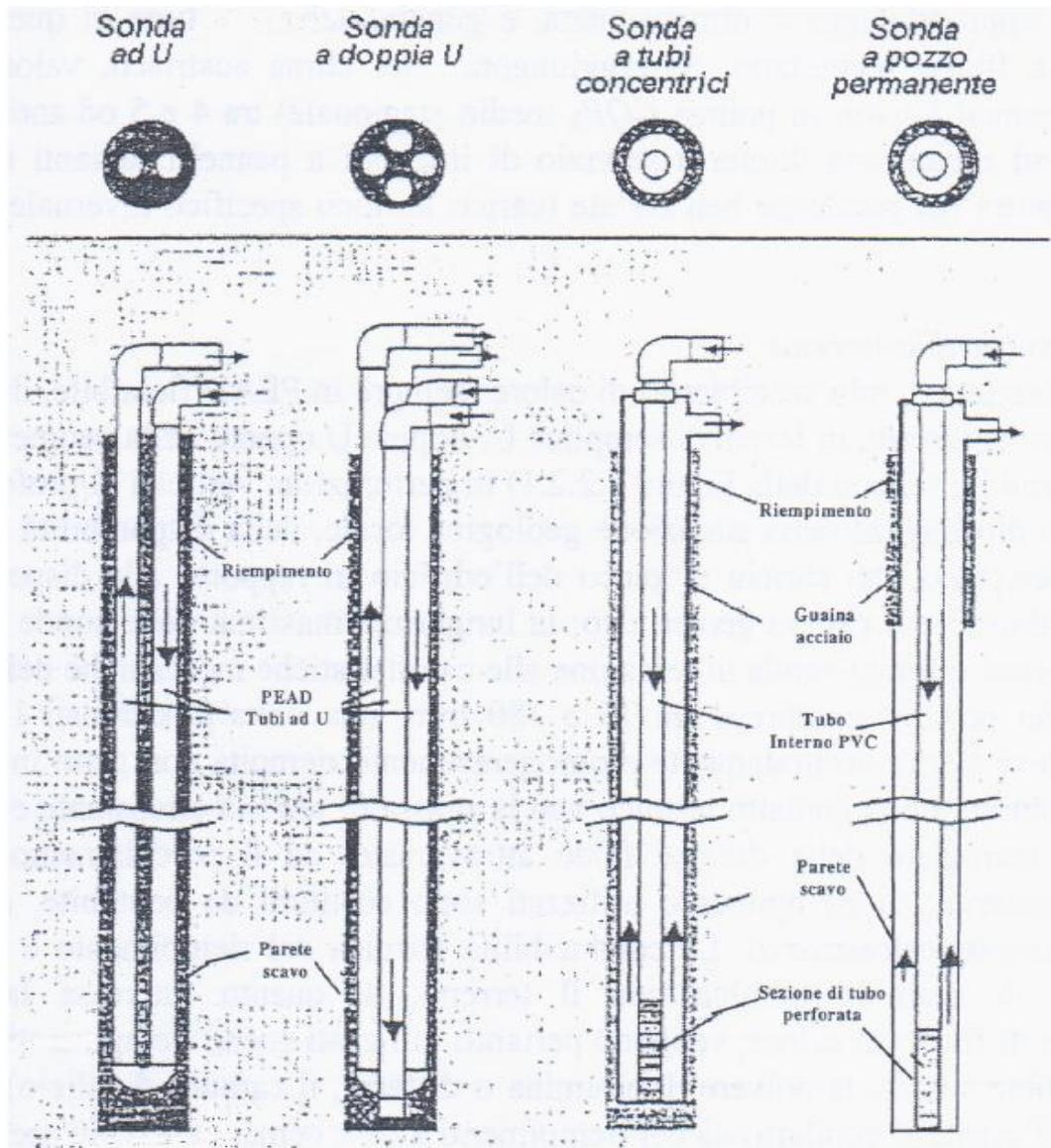


Fig. 2.2.2 configurazioni verticali

I tubi ad U prevedono un tubo di mandata e uno di ritorno che vengono saldati. Sono in commercio anche tubi ad U continui che prevengono possibili rischi di rottura. Le perforazioni per le sonde verticali vanno dai 20 ai 180 m di profondità con diametri delle tubazioni in PEAD flessibile di 20-40 mm. Per quanto riguarda i tubi a doppia U, essi sono costituiti da due tubi ad U, con la possibilità del collegamento di questi a sua volta in serie o in parallelo.

Dopo la posa dei tubi negli scavi, la perforazione deve essere omogeneamente riempita con un getto indurente che assicuri buon contatto termico ed eviti inquinamento incrociato delle diverse falde attraversate oltre che percolamento di inquinanti dalla superficie.

I materiali di riempimento sono solitamente costituiti da miscele bentonite-cemento o bentonite-calcestruzzo e rivestono un ruolo molto importante perchè determinano la zona di massima concentrazione di flusso di calore. La scelta è fatta sulla base di un alto valore di conducibilità termica, conseguibile grazie a riempimenti con additivi quali quarzite, sabbia silicea, polvere di allumina o di ferro, o carburo di silicio.

Le sonde sono a loro volta collegate in serie (in questo caso si ha un aumento delle perdite di carico) (Fig. 2.2.3) o in parallelo (Fig. 2.2.4) in quelli che vengono chiamati collettori, interrati a sua volta ma a profondità opportune per evitare rischi di danneggiamenti e congelamenti nella stagione fredda, quando il fluido termovettore impiegato è acqua.

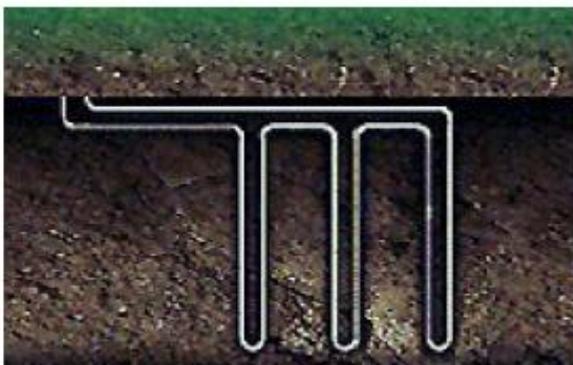


Fig. 2.2.3

Collegamento in serie

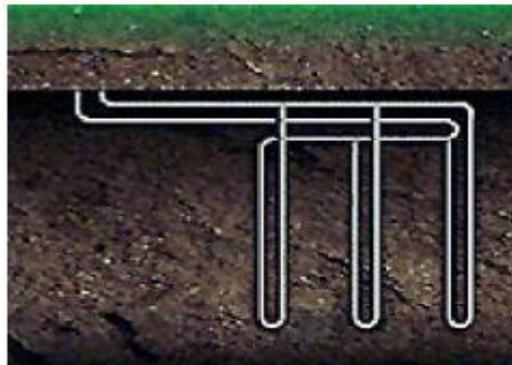


Fig. 2.2.4

Collegamento in parallelo

2.2.1 Andamento della temperatura nel terreno

In ragione del fatto che la temperatura dell'aria è soggetta a rapidi mutamenti nell'arco dell'anno e ancor più che per il fatto che essa determina in modo assoluto le prestazioni della pompa di calore, la ricerca di un altro tipo di sorgente che possa ovviare a questo problema ha da sempre attirato le maggiori attenzioni di progettisti e utenti finali.

Già a partire dagli anni 80, soprattutto in Canada, si ebbe una significativa diffusione commerciale delle pompe di calore geotermiche, ad oggi estesa soprattutto in Svezia e Svizzera grazie alle buone proprietà termiche del terreno e ai bassi costi dell'energia elettrica.

Alle pompe di calore geotermiche viene spesso associato il termine di sistema a bassa entalpia, diversificandolo dai sistemi a media e alta entalpia, per lo più finalizzati allo sfruttamento di alte temperature per la presenza di anomalie termiche dovute a fumarole, soffioni caldi e geyser e che conducono alla produzione di energia elettrica attraverso i relativi cicli termodinamici.

Il principio che sta alla base delle pompe di calore geotermiche è quello di poter sfruttare un serbatoio con elevata capacità di accumulo che contenga le fluttuazioni di temperatura che invece si riscontrano nell'aria, oltre che a garantire una costanza di temperatura già a profondità di qualche metro, per tutto il periodo dell'anno e che si può ritenere, con buona approssimazione, pari alla temperatura media annuale dell'aria del sito.

A partire poi da circa 100 m di profondità, e dirigendosi verso il basso, si trova un gradiente di temperatura di circa 3°C ogni 100 m.

È possibile conoscere in maniera più dettagliata l'andamento della temperatura del terreno per diverse profondità, assumendo il terreno stesso come uno strato di materiale omogeneo, infinitamente esteso nel verso delle x positive e limitato dalla superficie piana avente coordinata $x=0$.

Tali ipotesi permettono di descrivere analiticamente il terreno e poter quindi scrivere l'equazione di Fourier della diffusione del calore:

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (2.2.1)$$

con diffusività termica del terreno.

La relazione (2.2.1), che permette la conoscenza della temperatura del terreno all'interno dello strato, nota la temperatura superficiale, può essere risolta approssimando l'andamento reale di questa con una funzione sinusoidale, descritta dall'espressione seguente:

$$t_s = t_0 + A \sin(\omega \tau) \quad (2.2.2)$$

valida per $x=0$ e con A ampiezza della variazione della temperatura superficiale, avente valore medio t_0 , periodo τ_0 e pulsazione $\omega = \frac{2\pi}{\tau_0}$.

Trascurando il periodo di transitorio, si può esprimere la temperatura t ad una profondità x e all'istante τ nel modo seguente:

$$t = t_0 + A \cdot e^{-\gamma x} \cdot \text{sen}(\omega \tau - \gamma x) \quad (2.2.3)$$

Dove i termini $\gamma = \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \alpha}}$, $\gamma = \sqrt{\frac{\pi}{\alpha \cdot \tau_0}}$ ed $e^{-\gamma x}$ si chiamano rispettivamente “costante di smorzamento” e “fattore di smorzamento”.

La soluzione indica che la variazione di temperatura all'interno del terreno è ancora di tipo sinusoidale, ma con ampiezza ridotta rispetto alla variazione superficiale, nel rapporto $e^{-\gamma x}$ e con uno sfasamento dato da γx radianti.

La riduzione di ampiezza e lo sfasamento, a parità di diffusività termica, sono tanto maggiori quanto maggiore è la profondità x e quanto maggiore è la frequenza dell'oscillazione.

La formulazione (2.2.3) non tiene conto però del periodo di tempo che intercorre, rispetto l'istante considerato, dal momento in cui la forzante (valore minimo della temperatura dell'aria, ad esempio) inizia ad agire.

La correzione della formula (2.2.4), avviene con la soluzione di temperatura nel terreno (2.2.4) proposta dalla UNI 11466 [7], nella quale emerge, all'argomento del coseno, la differenza temporale fra il giorno considerato, t , ed il giorno in cui si verifica il minimo di temperatura del terreno (T_0).

Trascurando la possibile presenza d'acqua di percolazione meteorica e i regimi di sfruttamento del banco geotermico, con la (2.2.4) è possibile conoscere il valore di temperatura ad una certa profondità e dopo t giorni a partire dal primo di gennaio:

$$\theta_g(d, t) = \theta_M - A_{\theta, s} \times \exp\left[-d \times \left(\frac{\pi}{365 \times \alpha}\right)^{1/2}\right] \times \cos\left[\frac{2 \times \pi}{365} \times \left(t - T_0 - \frac{d}{2} \times \left(\frac{365}{\pi \times \alpha}\right)^{1/2}\right)\right] \quad (2.2.4)$$

Dove

- $\theta_g(d, t)$ è la temperatura del terreno alla profondità d dopo t giorni dal primo giorno di gennaio;
- θ_M è la temperatura media del terreno nello strato termicamente stabile;
- $A_{\theta, s}$ è l'ampiezza di oscillazione annuale della temperatura;
- T_0 è il numero del giorno corrispondente alla temperatura minima dell'aria, a partire dal primo gennaio;
- d è la profondità, espressa in metri;
- t è il numero dei giorni a partire dal primo gennaio;
- α è la diffusività termica del terreno, in m^2/giorno .

Per il dimensionamento di sonde orizzontali sono ad esempio richieste le temperature minime e massime del terreno nelle condizioni di picco secondo le formulazioni seguenti:

$$\theta_{S, L} = \theta_g(d, T_0) \times A_{\theta, s} + \theta_M \quad (2.3.5)$$

$$\theta_{S, H} = \theta_g(d, T_0 + 180) \times A_{\theta, s} + \theta_M \quad (2.3.6)$$

Dove $\theta_g(d, T_0)$ e $\theta_g(d, T_0 + 180)$ sono rispettivamente i valori di temperatura di progetto del terreno nella stagione di riscaldamento e raffreddamento, in corrispondenza dei giorni T_0 e $T_0 + 180$ nei quali si verificano i minimi e i massimi valori di temperatura dell'aria esterna (in assenza di informazioni dettagliate si assumono i giorni del 15 gennaio e all'incirca del 15 luglio).

Nel grafico di Fig. 2.2.1 alla pagina seguente è mostrato l'andamento della temperatura nel terreno, secondo la formulazione riportata sopra, per la zona di Asolo (TV).

In prima approssimazione, si sono scelti i valori di conduttività termica pari a 2,2 W/m K, densità di 2500 kg/m³ e capacità termica del terreno di 2,25 MJ/m³ K secondo quanto indicato nel prospetto 3 della UNI 11466, alla voce rocce argillose-limose quali strato costituente il terreno in analisi (dato rilevato in altri studi e dal piano di assetto territoriale comunale).

Ovviamente per una precisione maggiore, sarebbe necessaria un indagine geologica dettagliata finalizzata a stabilire le reali proprietà termiche del terreno.

Le varie curve sono relative ciascuna al primo giorno di ogni mese, mentre in corrispondenza delle ascisse si trova la profondità del terreno.

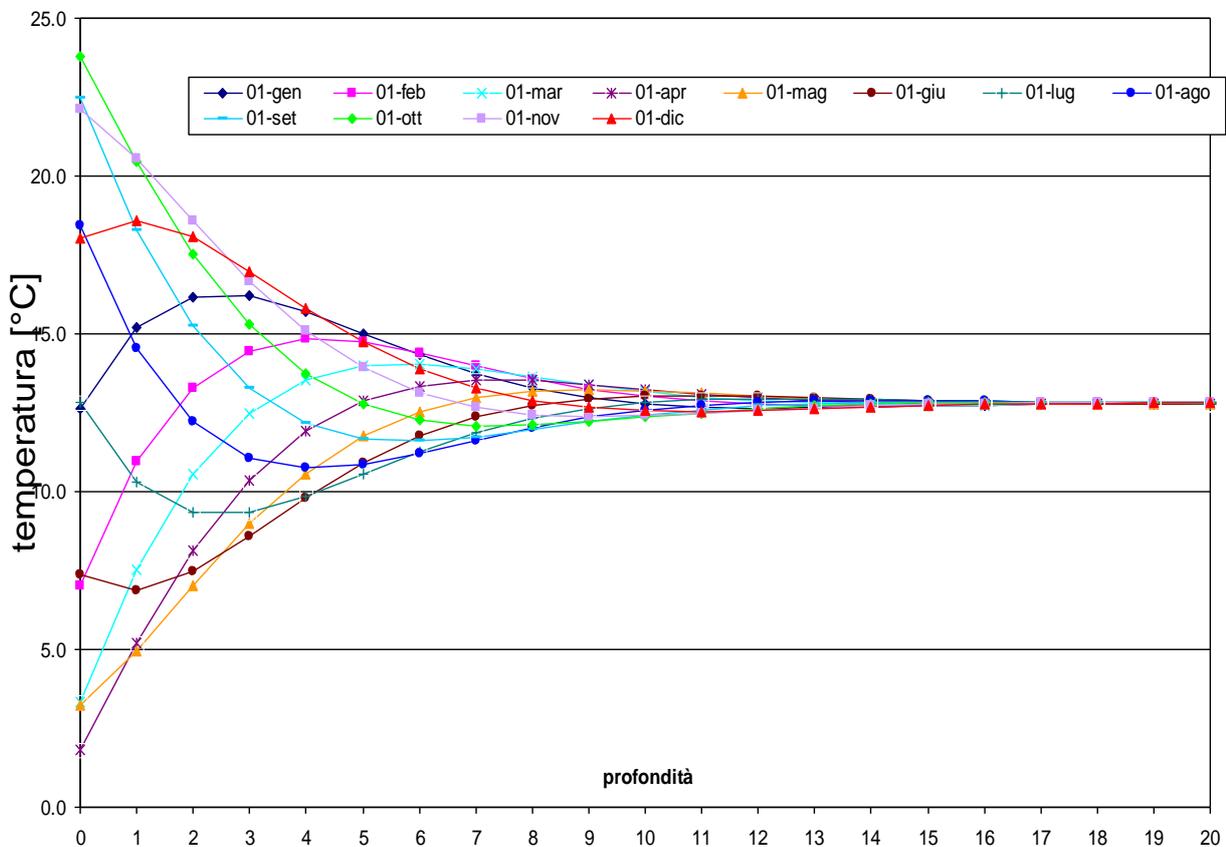


Fig. 2.2.1 temperature mensili nel terreno per la zona di Asolo, in funzione della profondità

Alla pagina seguente è invece riportata l'oscillazione di temperatura a livello annuale, per diverse profondità del terreno. Già a 10 metri di profondità si può avere una temperatura tutto sommato costante.

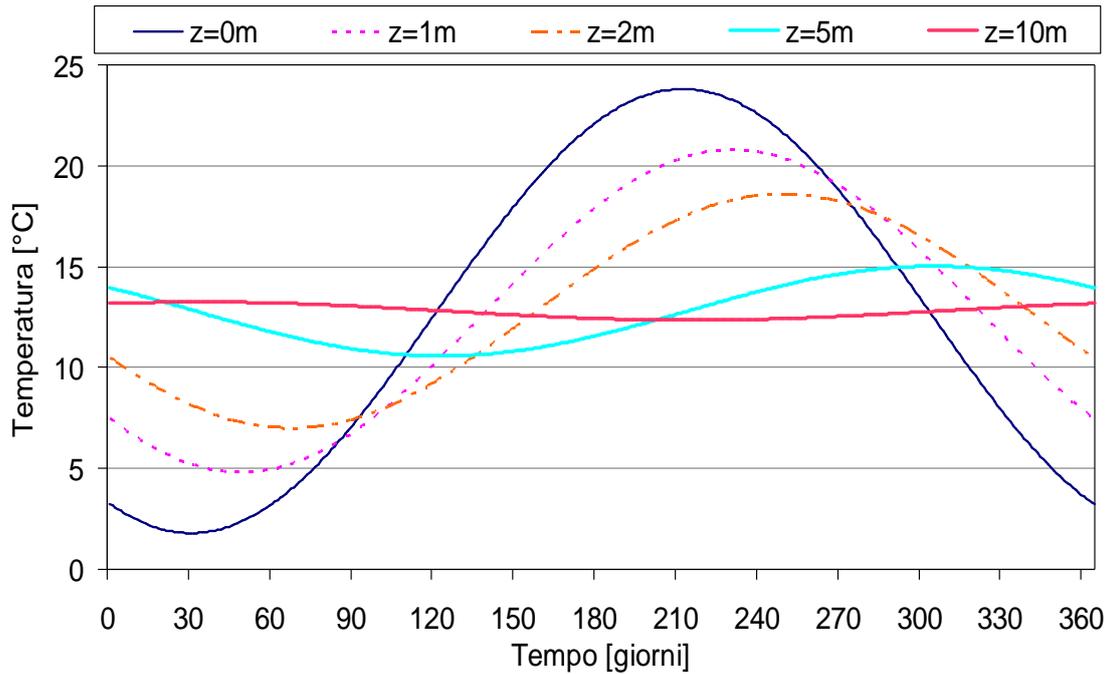


Fig.2.2.2 oscillazione annuale della temperatura del terreno per la zona di Asolo

Dal primo diagramma si può notare come l'escursione termica stagionale, risultante massima, in superficie, fra i mesi di aprile e ottobre e pari circa a 22°C si riduca a 0.036°C a 20 m di profondità e comunque la stessa differenza sia pari a $1,83^{\circ}\text{C}$ già a 4 m di profondità.

Si conclude quindi che con l'installazione di sonde verticali di profondità di 100 m si può disporre di una temperatura pressoché indisturbata del terreno, non influenzata cioè dai cambiamenti stagionali che intervengono nel corso dell'anno.

Ciò non è altrettanto vero per le sonde a sviluppo orizzontale, configurazione che risulta maggiormente affetta dalla radiazione solare e dalla temperatura dell'aria che riveste un ruolo ancora rilevante a qualche metro di profondità del terreno.

2.2.2 Andamento della temperatura del terreno in presenza di una sorgente termica

L'accoppiamento sonda-terreno è descritto dal modello di sorgente lineare di Kelvin.

Il terreno, caratterizzato da una certa temperatura iniziale, è visto come un mezzo infinitamente esteso mentre il foro che ospita la sonda è approssimato da una linea di lunghezza infinita.

Il trasferimento di calore in direzione dell'asse del foro è trascurato, di fatto semplificando la conduzione del calore al caso monodimensionale.

L'andamento della temperatura intorno alla linea, in funzione del raggio e del tempo, qualora il flusso termico q applicato sia costante nel tempo, è dato dall'equazione seguente:

$$T(r,t) = \frac{q}{4f} \cdot \int_{\frac{r^2}{4\tau t}}^{\infty} \frac{e^{-u}}{u} du = \frac{q}{4f} E_1\left(\frac{r^2}{4\tau t}\right) \quad (2.2.2.1)$$

dove:

- f è la conducibilità termica [W/(m K)];
- τ è la diffusività [m²/s];
- E_1 è un integrale esponenziale.

L'errore rispetto ad una fonte cilindrica risulta minore del 2% se $t \geq 20 \cdot r_b^2 / \tau$: in genere, per una sonda geotermica, t è nell'intervallo 10-20 ore. Per valori più grandi del rapporto $\tau t / r^2$, E_1 può essere approssimato con la seguente relazione [8]:

$$E_1\left(\frac{r^2}{4\tau t}\right) = \ln\left(\frac{4\tau t}{r^2}\right) - \gamma \quad \frac{\tau t}{r^2} \geq 5 \quad (2.2.2.2)$$

dove $\gamma = 0.5772$ è la costante di Eulero. L'errore massimo è 2.5% per $\tau t / r^2 \geq 20$ e 10% per $\tau t / r^2 \geq 5$.

Con riferimento alla Fig. 2.2.2.1, è possibile anche conoscere la temperatura del fluido all'interno della sonda che sarà data dalla:

$$T_f(t) = T_b^q(t) + q \cdot R_b + T_0 \quad (2.2.2.3)$$

Nella quale:

- la resistenza termica R_b è data da:

$$R_b = R_{pp} + R_{gr} + R_t \quad (2.2.2.4)$$

dove:

R_{pp} è la resistenza termica complessiva dei tubi in cui scorre il fluido;

R_{gr} è la resistenza del getto di riempimento;

R_t è la resistenza del tubo esterno che può essere calato in fase di perforazione per evitare otturazioni del pozzo prima di inserire le sonde e realizzare il getto; (questo tubo può essere tolto ($R_t = 0$) o meno una volta consolidato il getto).

- T_0 è la temperatura indisturbata del terreno,
- T_b è la temperatura alla parete di perforazione, ricavabile dalla (2.2.2.1).

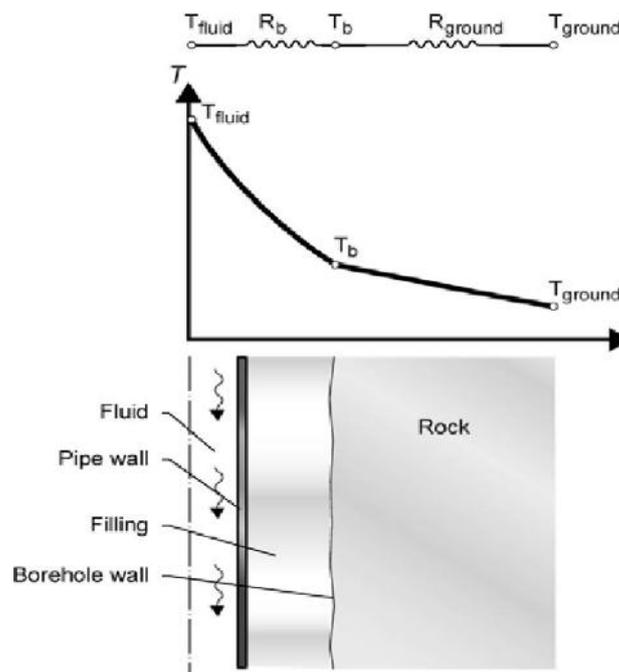


Fig. 2.2.2.1 resistenze termiche fra fluido termovettore e terreno

Tenendo conto delle relazioni precedenti risulta quindi :

$$T_f(t) = \frac{q}{4f} \cdot \left(\ln \left(\frac{4rt}{r^2} \right) - x \right) + q \cdot R_b + T_0 \quad (2.2.2.5)$$

2.2.3 Sviluppi delle pompe di calore geotermiche

Le pompe di calore, in qualità di generatori di calore o di freddo, sono chiamate a climatizzare l'edificio, in funzione del carico richiesto dall'utenza.

Soprattutto nel settore domestico però il carico varia notevolmente nella stessa stagione ed esse devono pertanto adeguarsi tramite un loro sistema di regolazione.

Il controllo della capacità una volta veniva fatto esclusivamente con accensioni e spegnimenti ciclici della macchina, ovvero con modalità ON/OFF del compressore, comportamento che, a lungo andare, come noto, implica usura e abbassamenti nelle prestazioni dello stesso fino alla sua possibile rottura.

Studi relativi all'adozione della velocità variabile in sistemi di refrigerazione affermano che il controllo basato sulla portata variabile è in grado di conseguire risparmi energetici fra il 28 e il 35% su base stagionale, anche se tali indagini sono riferite a pompe di calore aria-aria.

Gli sviluppi nel campo delle regolazioni elettroniche hanno migliorato moltissimo la stabilità delle macchine e quindi del sistema, permettendo anche agli evaporatori di lavorare in condizioni di portata variabile.

L'impianto che permette di sfruttare questa nuova capacità è il VRF (Variable Primary Flow) ovvero un impianto che permette l'eliminazione delle pompe del circuito secondario essendo affidata, tutta la circolazione, alle pompe a portata variabile del primario.

L'unica condizione che deve essere rispettata è un valore minimo di portata, pena inefficienze negli scambi termici in caso di portate troppo ridotte e da limiti operativi delle pompe che potrebbero provocare fenomeni di instabilità e di raffreddamento del motore elettrico per la riduzione troppo spinta della frequenza di alimentazione.

La portata minima viene assicurata dalla presenza di un tubo di by-pass, opportunamente dimensionato [9].

I vantaggi che questi impianti possono offrire rispetto le soluzioni tradizionali sono rappresentate dalla riduzione dei costi d'installazione, ottenuti grazie all'eliminazione del gruppo di pompaggio secondario e ad un impianto più semplice, oltre che al minor spazio richiesto in centrale, rappresentante quest'ultimo un ottimo vantaggio nel caso di riqualificazione di impianti esistenti.

Si hanno inoltre minori spese di pompaggio, in quanto eliminando le pompe secondarie

diminuisce la massima corrente di picco per cui deve essere dimensionato l'impianto elettrico.

Infine potendo il sistema giocare sulla variabilità della portata, ne consegue il mantenimento di differenze di temperatura agli scambiatori pressoché costanti, consentendo ciò vantaggi anche dal punto di vista energetico.

L'utilizzo di un impianto con primario a portata variabile consente un risparmio compreso fra il 40% ed il 60% delle spese di pompaggio, e quindi risparmi globali di gestione variabili fra il 4 ed il 7%.

Un'altra soluzione che si è rilevata interessante ai fini geotermici è rappresentata dall'impiego dell'evaporatore allagato rispetto l'evaporatore ad espansione secca rappresentante ancor oggi la soluzione tradizionale.

L'evaporatore allagato offre il particolare vantaggio di garantire una minor differenza di temperatura fra il fluido frigorifero e la sorgente, a tutto beneficio delle prestazioni della macchina. Il fluido evapora infatti a temperatura più elevata rispetto al caso di evaporatore ad espansione secca.

Un recente studio [10] circa l'impiego delle miscele anticongelanti quali escamotage per abbassare la temperatura di congelamento del fluido termovettore nelle sonde e quindi ridurre il numero delle sonde stesse installate, ha dimostrato che proprio l'evaporatore allagato con l'acqua in qualità di fluido termovettore nelle sonde geotermiche, consente di ottenere un risparmio economico consistente, valutato considerando i costi totali (installazione e di esercizio), rispetto altre soluzioni che sono state adottate per il confronto (evaporatore ad espansione secca con utilizzo o meno del glicole e disposizione del campo geotermico a matrice o ad L).

Nonostante l'impiego del glicole comporti un costo in più, la soluzione tradizionale di evaporatore ad espansione secca e di sola acqua quale fluido circolante nelle sonde è risultato essere il sistema più costoso.

2.2.4 Normativa in materia di geotermia a bassa entalpia

La normativa tedesca VDI 4640 è quella che funge da riferimento a livello europeo, e quindi anche italiano, per l'installazione di qualsiasi sistema geotermico.

Essa è nata grazie al lavoro iniziato nel 1995 da un gruppo di tecnici provenienti dalle Università, dalle compagnie di perforazione e dal settore minerario, nonché dalla protezione delle acque e del sottosuolo, non solo provenienti dalla Germania, ma anche dai Paesi dell'Olanda, dell'Austria e della Svizzera che regolamentarono il settore della geotermia fino ad arrivare alla stesura della VDI, terminata nel 2001, e successivamente aggiornata nel 2008.

La prima legge significativa in Italia, che può essere definita simile per intenti, alla valutazione d'impatto ambientale, è la n. 896 del 9 dicembre 1991, che ha dettato un regolamento per il titolo minerario e che rappresenta la prima legge di riguardo verso la tutela dell'ambiente.

Prima di essa infatti, le disposizioni vigenti obbligavano i proprietari dei terreni oggetto di interesse da parte dei Ricercatori a mettere a disposizione la loro proprietà, potendo tuttavia contare sul conseguente risarcimento dei danni.

Alcuni anni prima, nel 1984, la legge 464, del 4 agosto, fissava invece delle disposizioni per le perforazioni che superavano i 30 m, come quella di fornire comunicazione del progetto entro 30 giorni dall'inizio delle perforazioni, al Servizio Geologico Nazionale.

È oggi riferimento per le installazioni verticali.

La legge n. 59 del 15 marzo 1997 ha delegato alle regioni la competenza amministrativa sulle risorse geotermiche, lasciando allo Stato il potere legislativo. Ha inoltre permesso alle stesse di dotarsi di un Piano Energetico Regionale per la definizione di politiche di sviluppo del territorio.

Ulteriore passo è stato effettuato con il Decreto Legislativo n.152 del 3 aprile 2006, con successive integrazioni avvenute nel 2009. Con esso vengono trattate le procedure per la Valutazione Ambientale Strategica, per la Valutazione d'Impatto Ambientale e per l'Autorizzazione Ambientale Integrata. Viene posta molta attenzione alla difesa del suolo e alla tutela delle falde e dell'acqua dall'inquinamento, secondo quanto già affrontato dalla legge Merli del 1976.

Il decreto n.152 del 2006 ha sostituito il D.Lgs 152/99, che prevedeva che le singole regioni predisponessero un *Piano di Tutela delle Acque* quale strumento per il raggiungimento ed il mantenimento degli obiettivi di qualità ambientale.

Il D.Lgs 152/06 è quello preso di riferimento sia per le pompe di calore ad acqua superficiale che ad acqua di falda, fissa infatti i valori limite di temperatura alla quale è possibile rigettare lo scarico in acqua, vieta lo scarico diretto nelle acque sotterranee e nel sottosuolo e stabilisce come l'Autorità competente (in genere la Provincia), dopo indagine preventiva, possa autorizzare la derivazione dal sottosuolo della portata d'acqua necessaria ad un impianto a pompa di calore, imponendo che la qualità dell'acqua di reimmissione non sia di caratteristiche peggiori rispetto quella di prelievo. Tale Decreto obbliga il responsabile dell'impianto ad attivare le misure di contenimento (bonifica, messa in sicurezza e ripristino della situazione precedente il danno) in casi di superamento dei valori di temperatura stabiliti, disciplinando il cosiddetto "danno ambientale" commesso.

Il riassetto della normativa in materia di ricerca e coltivazione delle risorse geotermiche avviene con il D.Lgs n.22 dell'11 febbraio 2010, che attua quanto previsto dalla legge 23 luglio 2009, circa lo sfruttamento dell'energia termica del sottosuolo.

Esso disciplina il settore della ricerca in ambito geotermico, garantendo, previa verifica, permessi di ricerca delle risorse geotermiche di durata pari a quattro anni, prorogabili al massimo con un ulteriore biennio.

Viene data in esso la definizione di risorse geotermiche a bassa entalpia, ovvero quelle caratterizzate da una temperatura del fluido reperito inferiore a 90°C.

Tale Decreto definisce inoltre come "piccole utilizzazioni locali di calore geotermico" quelle "effettuate con l'installazione di sonde geotermiche che scambiano calore con il sottosuolo senza effettuare il prelievo e la re immissione nel sottosuolo di acque calde o fluidi geotermici, stabilendo inoltre come gli impianti di potenza inferiore ad 1 MW, ottenibile dal fluido geotermico alla temperatura convenzionale dei reflui di 15°C geotermico e le utilizzazioni tramite sonde geotermiche, siano escluse dalle procedure regionali di verifica di assoggettabilità ambientale".

Per quanto concerne specificatamente le GCHP, non esistono nel nostro Paese disposizioni nazionali generali normative o legislative che regolano la materia degli scambi termici diretti col terreno, in assenza di emungimento d'acqua.

Si possono individuare specifiche normative emanate da alcuni enti locali, come la Regione Lombardia, il Piemonte, la Toscana, il Trentino Alto Adige e il Veneto (Province di Vicenza e Treviso).

Ad esempio, a Bolzano (provincia autonoma del Trentino) è sempre ammessa la disposizione verticale delle sonde a terreno, mentre lo sfruttamento diretto a fini termici dell'acqua di falda è in ogni caso vietato.

In Veneto, “la realizzazione di sistemi di scambio termico con il sottosuolo, che non prevedano la movimentazione di acqua di falda, è autorizzata dalla Provincia”.

Dal punto di vista tecnico, emergono in particolare tre normative redatte recentemente dal Comitato Termotecnico Italiano che regolamentano il settore della geotermia e che sono state pubblicate dopo il termine (novembre 2012) dell'inchiesta pubblica nella quale erano finite.

Sono:

- La UNI 11466, che definisce i criteri per il dimensionamento e la progettazione con le relative procedure di calcolo per la determinazione delle prestazioni di progetto e stagionali dei sistemi geotermici;
- La UNI 11467 [11], circa le metodologie di perforazione, le procedure di realizzazione delle geosonde e dei test di risposta geotermica, le caratteristiche dei fluidi termovettori, del materiale di riempimento e i macchinari e utensili da impiegare;
- La UNI 11468 [12], sui requisiti ambientali che deve avere il sito dove avverrà la perforazione per stabilire il suo livello di compatibilità ambientale con l'impianto geotermico.

CAPITOLO 3

SVANTAGGI LEGATI ALL'USO DELLE POMPE DI CALORE GEOTERMICHE

3.1 Deriva termica del terreno

Il problema principale che si presenta nella progettazione e quindi nel dimensionamento di un sistema Ground Source Heat Pump riguarda il possibile sbilanciamento dei carichi richiesti dall'edificio durante la stagione estiva e quella invernale.

Se si decide di installare un impianto geotermico in climi molto freddi, ne consegue che la pompa di calore sarà dimensionata per far fronte al carico di riscaldamento invernale, mentre in estate, grazie alle temperature esterne non troppo elevate è possibile raffrescare naturalmente gli ambienti attraverso il cosiddetto free-cooling; questo particolare sistema di condizionamento molto economico ed ecologico, permette la climatizzazione estiva semplicemente facendo circolare all'interno dei pannelli radianti l'acqua di ritorno dalle sonde geotermiche. È necessaria a tal fine la predisposizione del by-pass della pompa di calore.

Un tale impiego del sistema, che vede cioè l'uso della pompa di calore solamente per la stagione di riscaldamento invernale, è assolutamente sconveniente, in quanto ciò equivale a un continuo prelievo di energia dal terreno, e la sola trasmissione del calore che avviene nella stagione estiva nel sottosuolo, dal terreno più distante a quello circostante le sonde, non risulta sufficiente a “ricaricarlo” e a ripristinare la situazione precedente il prelievo.

A lungo termine ciò comporta un moderato ma non trascurabile abbassamento della temperatura del terreno circostante le sonde che a sua volta compromette le performance della pompa di calore, dal momento che si abbassa la temperatura che il fluido termovettore riesce a raggiungere nella sua circolazione.

Vi è inoltre da considerare l'inevitabile aumento di spesa elettrica al compressore, per

garantire la copertura del fabbisogno termico.

Eugster e Raybach [13] ad esempio hanno condotto una serie di misure circa l'impiego di un singolo tubo coassiale lungo 105 m installato per riscaldare un utenza monofamiliare situata in Svizzera.

I risultati da essi ottenuti hanno evidenziato un brusco abbassamento di temperatura nel terreno ad un metro di distanza dalla sonda nel primo anno di funzione della pompa di calore.

Dopo dieci anni di funzionamento del sistema un equilibrio è stato tuttavia raggiunto con la stabilizzazione della temperatura ad un metro dalla sonda pari a due gradi inferiore rispetto quella di partenza.

Va sottolineato tuttavia come in questo caso si potesse sfruttare la ricarica del terreno vista la sua estensione praticamente infinita rispetto il tubo installato.

Nei casi di campi geotermici rilevanti la stessa ricarica del terreno risulta di più difficile realizzazione a causa del contemporaneo prelievo di calore da parte delle sonde installate, è tuttavia necessario che in qualche modo si provveda al ripristino di una situazione indisturbata di temperatura, o tramite ricarica solare o tramite lo spegnimento dell'impianto, o ancora, decidendo di installare l'impianto solamente nei casi in cui il calore rigettato nella modalità estiva nel terreno sia pari a quello prelevato durante la stagione invernale dallo stesso.

Un altro esempio dell'abbassamento di temperatura è riportato nella Figura 3.1.1 alla pagina seguente, risultante da un'analisi teorica [14] fatta sulla base di vent'anni da alcuni studiosi francesi che hanno simulato, con l'utilizzo del software di simulazione dinamica Trnsys, ciò che sarebbe accaduto nel terreno al ventesimo anno qualora questo scambiasse calore con due sonde geotermiche a doppia U nella sola stagione invernale.

Le assunzioni che sono state fatte riguardano:

- campo geotermico realizzato con due fori alla distanza di 10m e di profondità pari a 90m,
- riscaldamento necessario per sei mesi l'anno,
- temperatura d'ingresso ai pannelli radianti a pavimento pari a 30°C,
- portata fluente negli stessi di 2000 kg/h,

-funzionamento della pompa di calore per 11 ore al giorno.

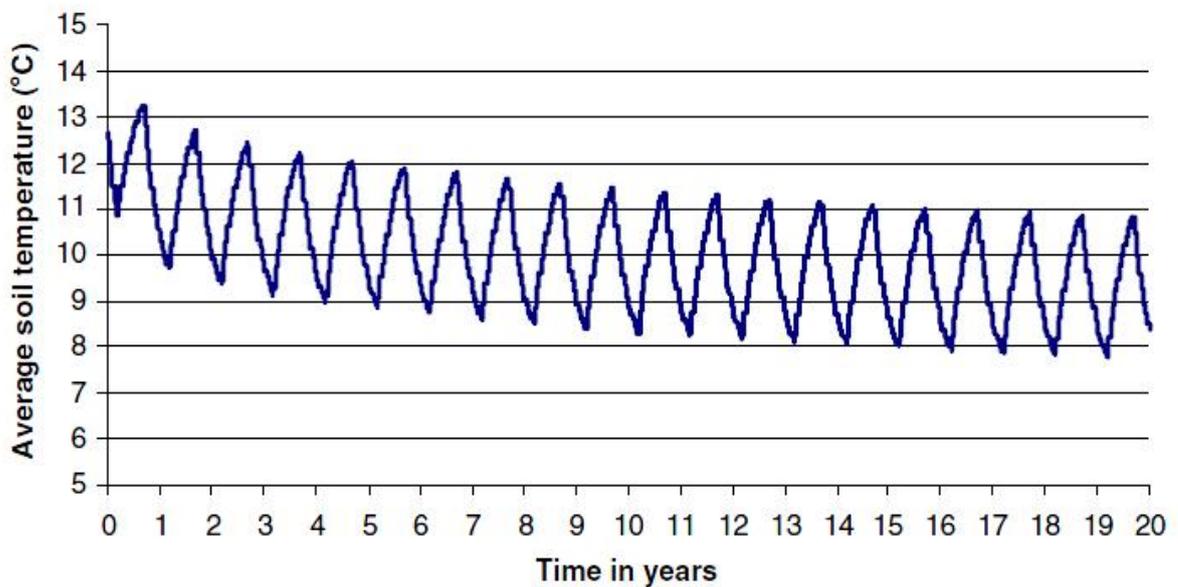


Fig. 3.1.1 deriva termica del terreno nel corso degli anni

Come si può vedere l'abbassamento di temperatura avviene rapidamente durante i primi 3-4 anni di estrazione di energia dal terreno, in seguito il calo si fa via via meno sentire, fino che, al ventesimo anno, si arriva ad una temperatura minima di circa due gradi inferiore rispetto quella minima di partenza, come d'altronde emerso nello studio di Raybach.

Dalle problematiche sopra elencate è emersa la necessità di prevedere una soluzione per permettere al terreno di ricaricarsi, ovvero di fargli raggiungere, dopo il suo sfruttamento, una temperatura più alta rispetto quella che raggiungerebbe dal continuo prelievo di energia da parte dell'utenza.

Per quanto riguarda la nostra situazione italiana l'Aicarr ha espresso preoccupazione per l'adozione del parametro p (temperatura di penalizzazione) quale strumento d'indice del depauperamento termico nel terreno. La p appare sottovalutare il fenomeno a causa del troppo piccolo campo d'influenza radiale che le norme associano a ciascuna sonda nello svolgimento del suo calcolo.

È stato espresso inoltre come per contro, il Trnsys tenda a sovrastimare gli effetti di deriva termica, per motivazioni legate alla modellistica in esso adottata per il complesso

delle sonde, che non tiene conto degli effetti della particolare geometria secondo la quale sono disposte le sonde nel piano orizzontale, che porta ad una falsa valutazione della capacità termica del suolo.

Analisi parametriche hanno dimostrato come l'adozione, in sede di progetto, di una distanza doppia o tripla fra le sonde, possa portare a valori decisamente più contenuti del depauperamento termico di picco, che avrebbe potuto con questa modifica ridursi rispettivamente del 40 e del 55%.

Le norme attuali consigliano l'adozione di una distanza fra le sonde, all'incirca di 7 m per evitare sia la deriva termica del terreno che l'interferenza termica fra le stesse.

Un'analisi condotta prevedendo l'utilizzo della pompa di calore anche durante la stagione estiva e quindi con la conseguente ricarica del terreno ha portato alla riduzione del fenomeno dell'abbassamento di temperatura nel tempo di un ulteriore 22,5%.

Sotto è mostrata l'influenza (in termini di valore massimo TM del decremento di temperatura) che gioca un campo di sonde geotermiche sul depauperamento termico rispetto ad una singola sonda il quale terreno circostante può invece sfruttare la conduzione da parte del terreno più distante, indisturbato, per contenere l'abbassamento di temperatura.

I risultati [5] sono relativi al decimo anno e la disposizione delle 15 sonde è stata assunta pari alla configurazione a matrice.

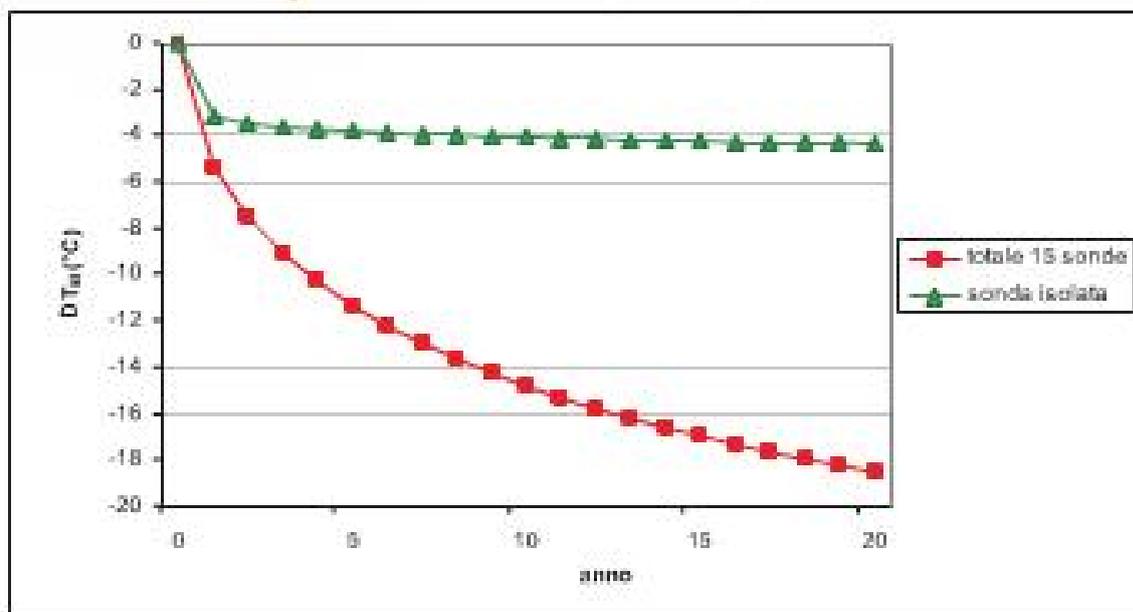


Fig. 3.2 effetto dell'adozione di un campo geotermico rispetto l'impiego di una singola sonda, sulla deriva termica del terreno

3.2 soluzioni di ricarica solare

Una prima soluzione pensata per contrastare il fenomeno dell'abbassamento di temperatura nel terreno spiegata in precedenza, fu quella di prevedere un'altra sorgente per la pompa di calore, da impiegare in alternativa al terreno.

In questo modo, quando il sistema GSHP non è in funzione, il terreno a grande distanza riscalda quello nelle vicinanze la sonda geotermica, in tal modo è possibile far avvenire la ricarica del terreno naturalmente durante il giorno.

Quando si dispone di un tale sistema alternativo che può alimentare la pompa di calore si parla comunemente di SAHP, ovvero Solar Assisted Heat Pump, intendendo con esso cioè la predisposizione di alcuni pannelli solari che possano riscaldare il fluido termovettore e indirizzarlo direttamente all'evaporatore della pompa di calore.

Negli scritti relativi al 28° convegno Aicarr [15] è riassunto l'elenco dei sistemi SAHP, effettuata nel 2010 per mano di Herkel e alt. Si possono trovare:

- sistema dual-source, in cui la funzione dei collettori solari è sia la produzione di acqua calda sanitaria che la rigenerazione del terreno sia nella stagione estiva che in quella invernale. Gioca un fattore importantissimo in questi sistemi la regolazione, determinante la modalità di funzionamento del sistema.
- Sistemi con accumulo inerziale, in cui i pannelli solari garantiscono con priorità la produzione di acqua calda sanitaria, ma l'accumulo da essi riscaldato soddisfa anche le esigenze della pompa di calore, e il sistema GCHP integra solamente in casi di necessità di energia.
- Sistemi con collettori piani scoperti, con i quali è possibile innalzare la temperatura all'evaporatore in caso di scarsa radiazione solare; lavorano in coppia con il sistema GCHP e possono prevedere, la ricarica del terreno.

Yang e al. [16], e Xi e al.[17] hanno recentemente indicato che usare una sorgente di calore supplementare quale quella dei collettori solari per alimentare l'evaporatore della pompa di calore è un'ottima soluzione per rendere vantaggiosi, nei climi freddi, sia il riscaldamento dell'ambiente che la produzione di acqua calda sanitaria qualora sia installato un sistema GCHP.

La soluzione per effettuare la ricarica "forzata" del terreno è quindi quella di prevedere

l'iniezione di calore direttamente nelle sonde geotermiche, sempre sfruttando la sorgente solare.

Le possibili configurazioni da adottare per realizzare le due cessioni di calore alla pompa di calore e al terreno per la sua ricarica sono molteplici, e questi due scopi possono venire realizzati sia contemporaneamente che in diversi momenti nell'arco delle 24 ore, se non addirittura differenziando le due esigenze a livello stagionale.

A tal riguardo si inserisce lo studio effettuato da Wang e al [18] circa la predisposizione di uno stoccaggio di energia solare nel terreno durante la stagione estiva in presenza di zone climatiche particolarmente fredde.

Considerando qui le temperature non troppo elevate e una situazione tradizionale di assenza di accumulo di energia nel terreno, durante la stagione di raffrescamento si può ottenere un risparmio elettrico consistente in quanto si evita il funzionamento della pompa di calore, potendo l'utenza sfruttare il free-cooling nelle sonde geotermiche.

Tuttavia dallo studio è emerso come il calore smaltito nel terreno in questo modo sia meno del 10% di quello estratto dallo stesso per il condizionamento invernale, con il conseguente squilibrio fra i carichi nel terreno a livello annuale e, a lungo andare, l'inevitabile abbassamento di temperatura spiegato in precedenza.

Lo studio citato ha dimostrato come invece l'iniezione durante l'estate di energia solare nelle sonde possa portare allo stoccaggio nel terreno di un'energia pari al 24,5% in più di quella prelevata per le esigenze di climatizzazione invernale.

Questo grazie anche all'estensione del campo geotermico in questione, rappresentato da 12 sonde ad U. È stato dagli autori ben sottolineato che potendosi verificare la situazione opposta ugualmente indesiderata di aumento della temperatura nel terreno oltre un livello inappropriato, sarebbe necessario ridurre il funzionamento dei collettori per garantire il bilanciamento dei carichi nelle due stagioni.

Uno fra i possibili sistemi da adottare per la ricarica del terreno in alternativa alla predisposizione di un accumulo termico nello stesso, che sfrutta ugualmente l'iniezione solare nelle sonde, è comunemente noto come SESHPS [19], ovvero Solar-Earth Source Heat Pump System, ed è raffigurato in Fig.3.2.1 alla pagina seguente.

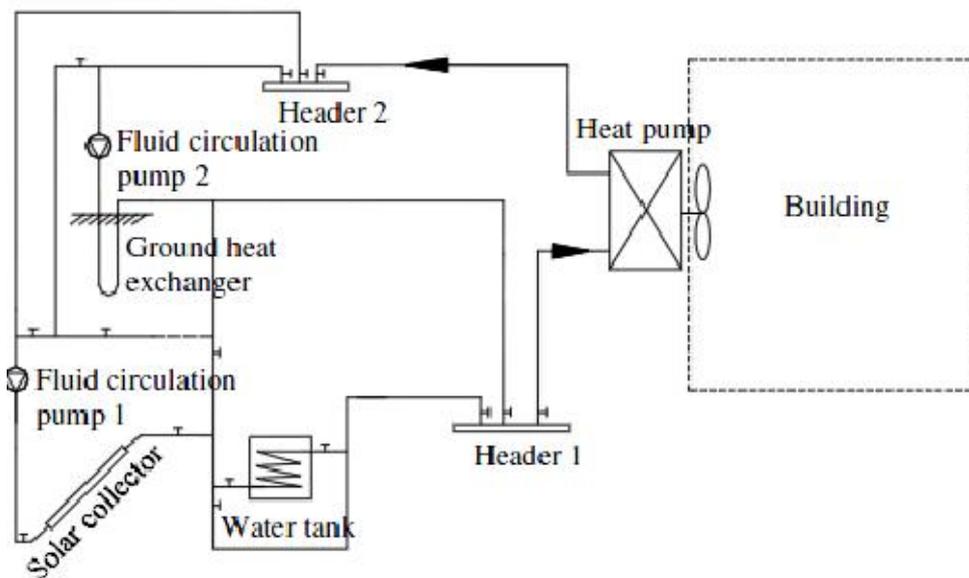


Fig. 3.2.1 Sistema SESHPS

Prevede due modalità di intervento delle due sorgenti: un sistema alternato e uno combinato.

Con il primo sistema vengono sfruttati, come sorgente per riscaldare il fluido diretto all'evaporatore della pompa di calore, i collettori solari di giorno e le sonde geotermiche di notte.

In questo modo la ricarica del terreno avviene durante il giorno, da parte del terreno circostante, dal momento che il sistema GSHP è fuori servizio.

Il sistema combinato a sua volta prevede tre modalità di impiego contemporaneo delle due sorgenti:

- 1) l'alimentazione in serie delle sonde geotermiche e dopo dei collettori solari,
- 2) sempre alimentazione in serie dei due circuiti ma prima dei collettori solari e dopo delle sonde geotermiche,
- 3) alimentazione in parallelo di collettorie e sonde geotermiche, variando il rapporto fra le portate fluenti nei due circuiti.

Dall'analisi condotta e alla quale rimandiamo per ulteriori approfondimenti, è emerso come durante il funzionamento alternato, tenendo in considerazione l'efficienza energetica, l'economia del sistema e la ricarica del terreno, l'energia solare dovrebbe essere impiegata per un tempo pari a 10-14 ore, cioè il 42-58% delle 24 ore in cui il

sistema funziona.

Ciò equivale al recupero del 30-60% della temperatura del terreno circostante le sonde. Con la modalità combinata 2 invece si hanno le migliori performance in assoluto, soprattutto se viene installato un serbatoio inerziale che accolga l'eccesso di radiazione solare giornaliera.

Va sempre sottolineato tuttavia, come, le analisi condotte siano riferite a una determinata località geografica e che pertanto deve essere compito del progettista valutare, a seconda delle condizioni meteorologiche del sito, se l'installazione di un tale impianto sia una scelta economicamente ed energeticamente fattibile.

Prescindendo dalla trattazione esposta sopra, è mostrato in Fig. 3.2.2 sotto, un altro sistema tradizionale [20] che prevede sempre la ricarica del terreno tramite collettori solari.

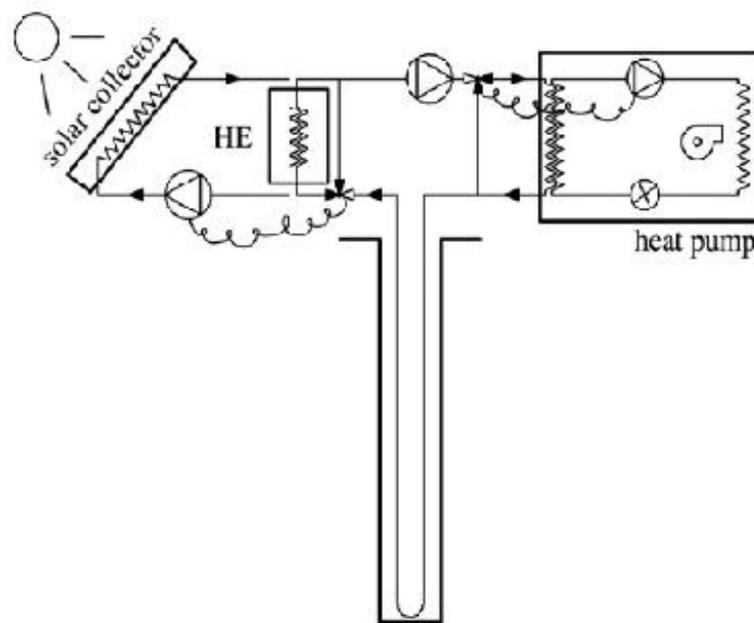


Fig. 3.2.2 sistema tradizionale per la ricarica del terreno

In presenza di disponibilità di energia solare e di richiesta di calore da parte dell'utenza, una prima valvola a tre vie garantisce la circolazione del fluido termovettore nello scambiatore HE, mentre una seconda valvola garantisce che questo fluido vada direttamente nell'evaporatore della pompa di calore, passando successivamente per le sonde geotermiche.

Qualora la pompa di calore sia spenta, e sia sempre presente la radiazione solare, la

valvola a tre vie ha il compito di deviare la direzione del fluido, che quindi by-passerà l'evaporatore, andando a rigettare calore al terreno e a ricaricarlo.

Quando l'energia solare è invece insufficiente a riscaldare il fluido, la pompa del circuito solare si arresta e il fluido termovettore acquisisce calore direttamente dal terreno.

L'impiego di un serbatoio d'acqua in sistemi di questo tipo è una prassi corrente, per livellare le fluttuazioni di temperatura dovute a possibile assenza di radiazione o a non contemporaneità fra disponibilità e richiesta di energia termica.

Solitamente il calore proveniente dai collettori, qualora sia sufficiente ad alimentare i terminali d'impianto in maniera diretta, viene comunque fatto passare prima per il serbatoio, appunto per garantire condizioni di stazionarietà al sistema.

Wang et al [21], hanno studiato un sistema a pompa di calore geotermica solare assistito e collegato ad un serbatoio per soddisfare le esigenze di un utenza residenziale, concludendo come le performance del sistema dipendevano fortemente dall'area dei collettori solari e dal volume del serbatoio.

Han e al. [22] hanno analizzato diverse modalità di funzionamento di un sistema SAGSHP integrato con un serbatoio di riserva di energia latente (LHEST, Latent Heat Energy Storage Tank).

Secondo lo schema in Fig. 3.2.3 alla pagina seguente, quando il serbatoio B è freddo, il fluido caldo proveniente dai collettori trasferisce calore all'acqua in esso contenuta, che aumenta di temperatura.

L'acqua a sua volta trasferisce parte del calore alle capsule (PCM, phase change material), grazie alla differenza fra la sua temperatura e quella alla quale avviene per esse il cambiamento di fase.

Quando invece il serbatoio è caldo, il fluido freddo circolante nella serpentina del serbatoio, che deve aumentare di temperatura per alimentare l'evaporatore della pompa di calore, estrae calore dall'acqua del serbatoio, che si raffredda.

Le capsule garantiscono allora all'acqua parte del loro calore latente di fusione.

L'acqua funge quindi sia da mezzo intermediario fra il fluido termovettore e le capsule, sia da riserva di calore sensibile.

Questo sistema, oltre a migliorare il COP grazie all'aumento della temperatura nel terreno a seguito della ricarica solare, ridurre la dipendenza fossile, e garantire quindi la salvaguardia dell'ambiente, compensa l'intermittenza e l'instabilità dell'energia solare, indirizzando il sistema di riscaldamento verso le condizioni di stazionarietà.

Lo stoccaggio di energia latente migliora la capacità del serbatoio per unità di volume, cosicché può esserne ridotta la taglia; anche il range di temperatura alla quale è sottoposto il serbatoio durante il riscaldamento diminuisce, diminuiscono in tal modo le fluttuazioni e il sistema in generale diventa più stabile. Migliora l'efficienza dei collettori e conseguentemente, aumenta la durata di captazione solare.

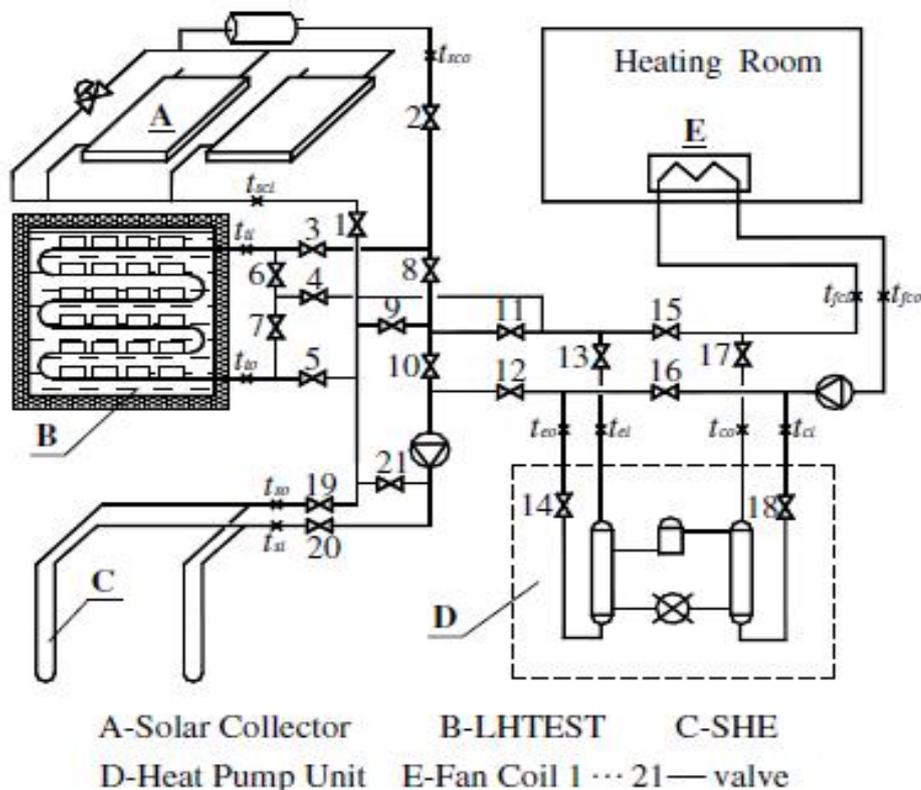


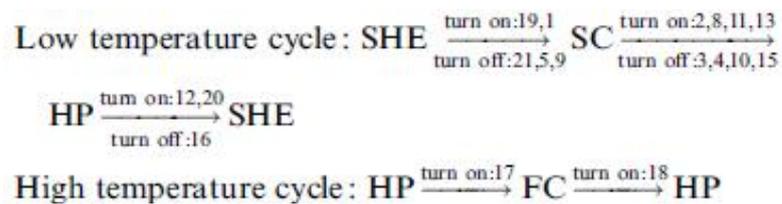
Fig. 3.2.3 schema d'impianto di un Latent Heat Energy Storage Tank

Attraverso un ottima regolazione è possibile ottenere diverse modalità di funzionamento, come quella di escludere la pompa di calore nelle fasi iniziali e finali della stagione di riscaldamento e indirizzare il fluido termovettore proveniente dal LHTEST (precedentemente caricato grazie alle giornate soleggiate) direttamente nei fan coils (FC) dell'ambiente.

In questo specifico caso si avrà il percorso seguente:



La successione di processi descritti sotto fa riferimento invece alle giornate più fredde nel mezzo della stagione di riscaldamento, dove è necessario l'ausilio delle sonde geotermiche a garantire la temperatura necessaria all'evaporatore della pompa di calore. Il fluido termovettore passa quindi dapprima nelle sonde, poi nei collettori e quindi attraverso la pompa di calore.



Un'importante conclusione di Kjellsson [23] riguarda l'ottimizzazione del sistema scambiatori a terreno-pompa di calore-circuito solare.

In particolare, dopo aver studiato cinque modalità di funzionamento, ella è giunta alla considerazione che per realizzare il più grande risparmio di energia elettrica è necessario predisporre di un sistema ibrido costituito da collettori solari che provvedono (in presenza di disponibilità solare) ad innalzare il livello di temperatura all'evaporatore e a ricaricare il terreno nella stagione invernale, grazie al fluido termovettore proveniente dai collettori che lascia l'evaporatore della pompa di calore e si dirige negli scambiatori a terreno, mentre in estate la disponibilità solare garantisce la produzione di acqua calda sanitaria e la ricarica del terreno può avvenire in maniera gratuita.

È risultato infatti più conveniente nella stagione estiva usare la radiazione solare per la produzione di acqua calda sanitaria piuttosto che provvedere alla ricarica del terreno.

La ricarica del terreno si è rivelata più efficace nella stagione invernale, vista la concomitanza con il prelievo di energia dal terreno e particolarmente utile quando il campo geotermico risulta sottodimensionato, o comprendente un elevato numero di sonde annegate in una area di dimensioni ridotte, situazione nella quale la probabilità di raggiungere le condizioni di deriva termica è più elevata.

L'autrice ha poi espresso la necessità di prestare attenzione all'uso dell'elettricità nelle pompe di circolazione che garantiscono la ricarica del terreno nella stagione invernale.

Tale quantitativo può facilmente eccedere il risparmio di elettricità derivante dalla pompa di calore, soluzione che può essere ovviata con l'impiego di pompe di circolazione ad elevata efficienza.

Un altro tipo ancora di configurazione recentemente nata è quella proposta da Bernier ed Eslami-nejad [20].

Con essa si hanno complessivamente quattro tubi (configurazione a doppia U) realizzanti due circuiti indipendenti (Fig.3.2.4).

Un tubo ad U è collegato alla pompa di calore mentre l'altro al circuito dei collettori solari.

Il sistema può funzionare in tre modalità:

- 1) sola ricarica solare
- 2) solo pompa di calore
- 3) contemporanea modalità 1 e 2.

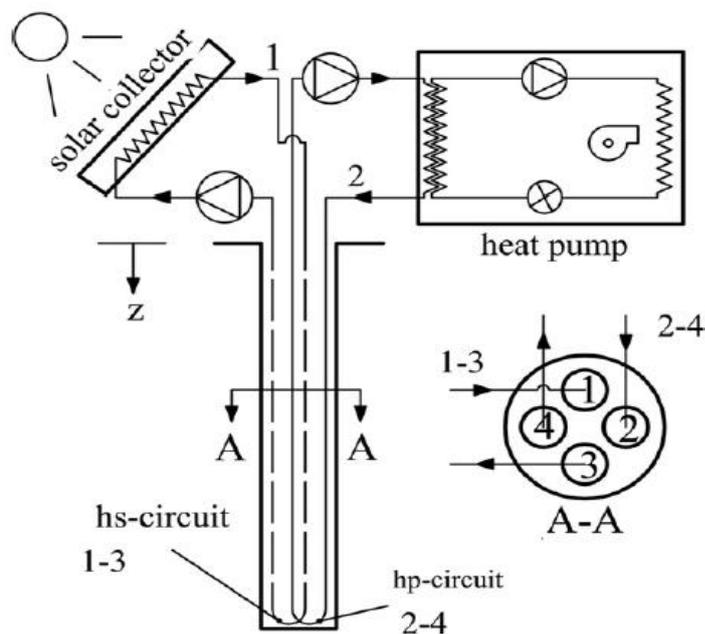


Fig 3.2.4 configurazione a due circuiti indipendenti

Avvengono in quest'ultima modalità, contemporaneamente, la ricarica solare per la rigenerazione di temperatura ed il prelievo di calore dal terreno, per l'alimentazione dell'evaporatore della pompa di calore.

Già Zeng [24] aveva stabilito la miglior soluzione per ottimizzare lo scambio termico

quando si disponeva di una configurazione a doppia U di sonde geotermiche (anche se in questo caso si aveva lo stesso fluido nelle due tubazioni ad U).

Era giunto alla conclusione che lo schema più efficiente riguardava l'alimentazione in parallelo di sonde a doppia U nella configurazione 1,3-2,4 (configurazione centrale di Fig. 3.2.5).

La configurazione 1,3-2,4, dove con 1-3 si fa riferimento al fatto che il fluido entra nel tubo numero 1, circola nel terreno e ed esce da quello numero 3, e lo stesso per i numeri 2-4, è tale infatti da presentare una resistenza totale minore, favorendo il miglior scambio termico fluido-terreno.

Si può notare che:

- nella 1-2,3-4 gli ingressi dei due circuiti sono opposti ma lo stesso circuito (ingresso e uscita) è vicino;
- in quella centrale, gli ingressi dei due circuiti sono vicini ma l'ingresso e l'uscita dello stesso circuito sono opposti,
- nella configurazione 1-2,4-3 sono vicini sia gli ingressi dei due circuiti sia l'ingresso e l'uscita di ciascun circuito.

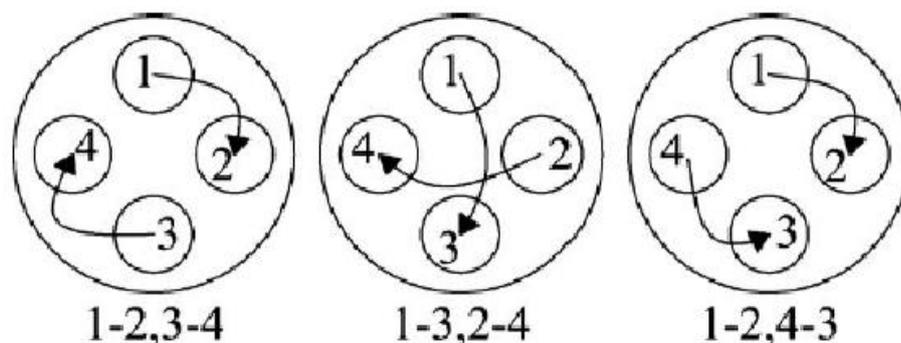


Fig. 3.2.5 configurazioni possibili in sonde a 2U

Zeng nello stesso studio ha comunque dimostrato come le differenze nei valori di resistenza termica derivanti dall'adozione delle altre due configurazioni, fossero praticamente trascurabili.

Come migliori performance dopo la configurazione centrale con alimentazione in parallelo, seguivano l'alimentazione in serie della stessa configurazione e infine i tubi a singola U, richiedenti conseguentemente una lunghezza di perforazione maggiore rispetto quelli a doppia U, a parità di scambio termico dato il loro più alto valore in assoluto di resistenza termica.

Per questo motivo lo studio [25] ripreso dai due autori circa i due circuiti indipendenti ha visto ancora una volta il confronto fra le varie configurazioni sopra;

In questo caso si ha infatti un fluido (quello proveniente dai pannelli solari) che si raffredda nel terreno, cedendogli calore, e un altro che deve invece sottrarre calore dal terreno per alimentare alla più alta temperatura possibile, l'evaporatore della pompa di calore.

Le varie possibilità prese in considerazioni sono state quelle di Fig.3.2.6, che corrispondono ciascuna alle soluzioni di Zeng di Fig. 3.2.5 con l'unica differenza, in questo caso, dell'adozione dei due circuiti indipendenti.

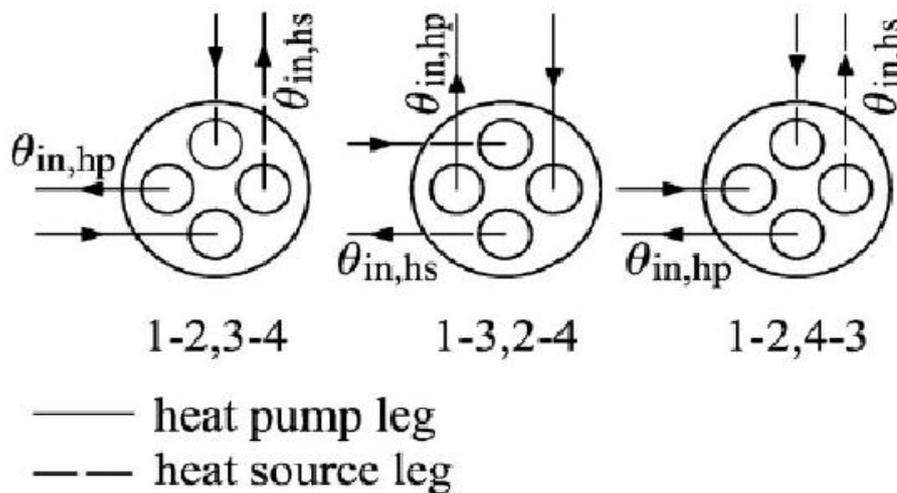


Fig. 3.2.6

Anche in questo caso, la configurazione centrale è quella che garantisce le migliori performance.

Ciò è dovuto al fatto che i tubi dello stesso circuito sono più distanti fra loro, per entrambi i circuiti, rispetto le altre due configurazioni e quindi una minor interferenza termica si verifica fra i tubi dello stesso circuito.

Conseguentemente, anche maggior calore viene trasferito dalla sonda U calda (solare) a quella fredda della pompa di calore.

Un'altra analisi [25] di sensitività sempre effettuata da Bernier per la configurazione a circuiti indipendenti ma in riferimento alle tre disposizioni studiate da Zeng ha evidenziato come l'aumento della temperatura del foro (a), del rapporto D/r_b (b), che significa maggiore distanza fra l'ingresso e l'uscita della stessa sonda ad U (con D

semidistanza fra due tubi vicini e r_b raggio del foro), e l'aumento della conduttività termica del riempimento (c) garantiscano un valore più alto della temperatura in ingresso alla pompa di calore, per tutte tre le configurazioni, come mostrato nei grafici alla pagina seguente.

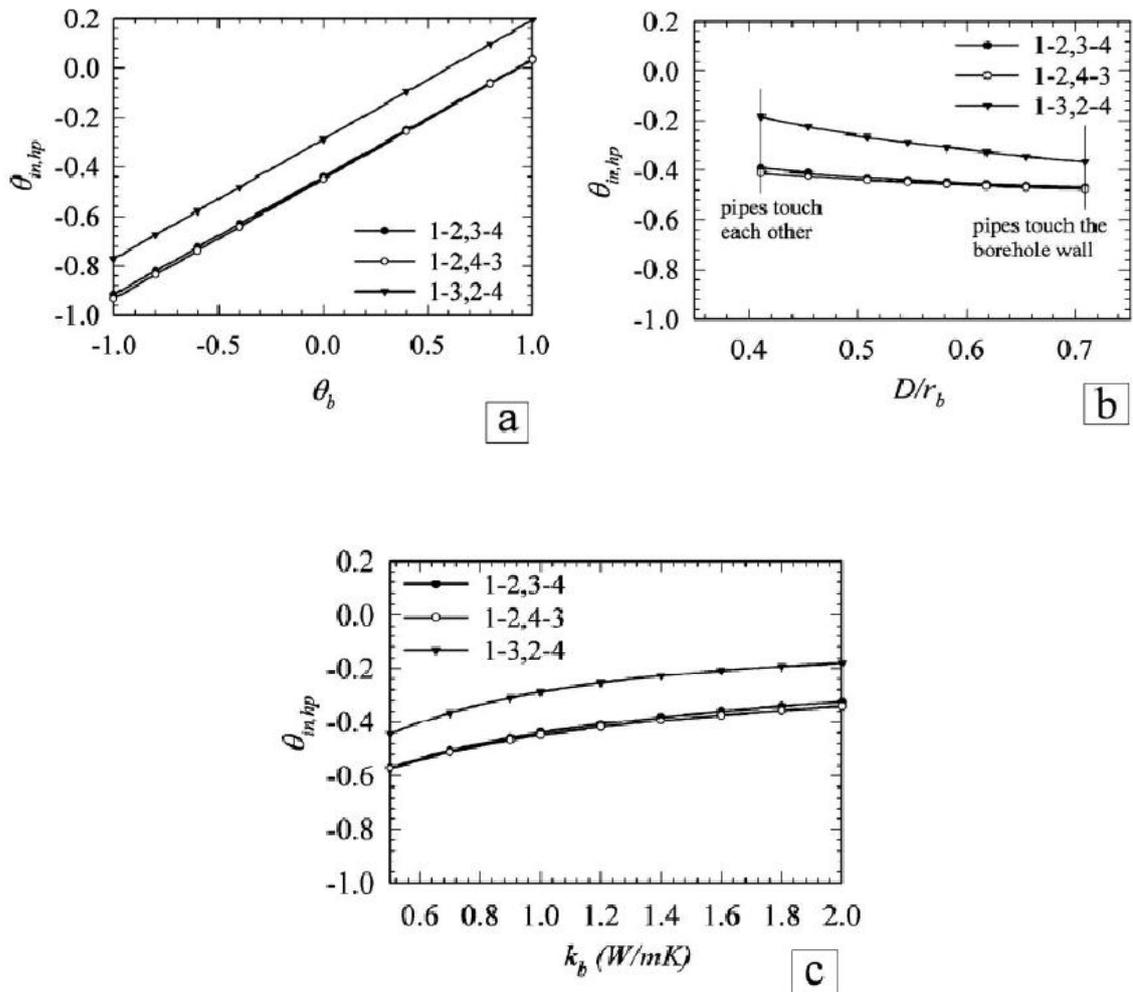


Fig. 3.2.7 influenza di alcuni parametri sulla $T_{in, hp}$

Con le due configurazioni 1-2,3-4 e 1-2,4-3 si presenta inoltre un effetto indesiderato, ovvero un lieve raffreddamento del fluido all'interno della sonda di salita verso l'ingresso della pompa di calore.

Se anche nella configurazione 1,3-2,4 il maggior scambio di calore avviene nella discesa del fluido nella sonda ad U, ovvero nel primo tratto di tubazione, un lievissimo ulteriore riscaldamento si può riscontrare nel secondo tratto di tubazione, evidenziato dalla temperatura adimensionale (si rimanda all'articolo per la sua determinazione) pari a 0.05, come mostrato nella terza figura alla pagina seguente.

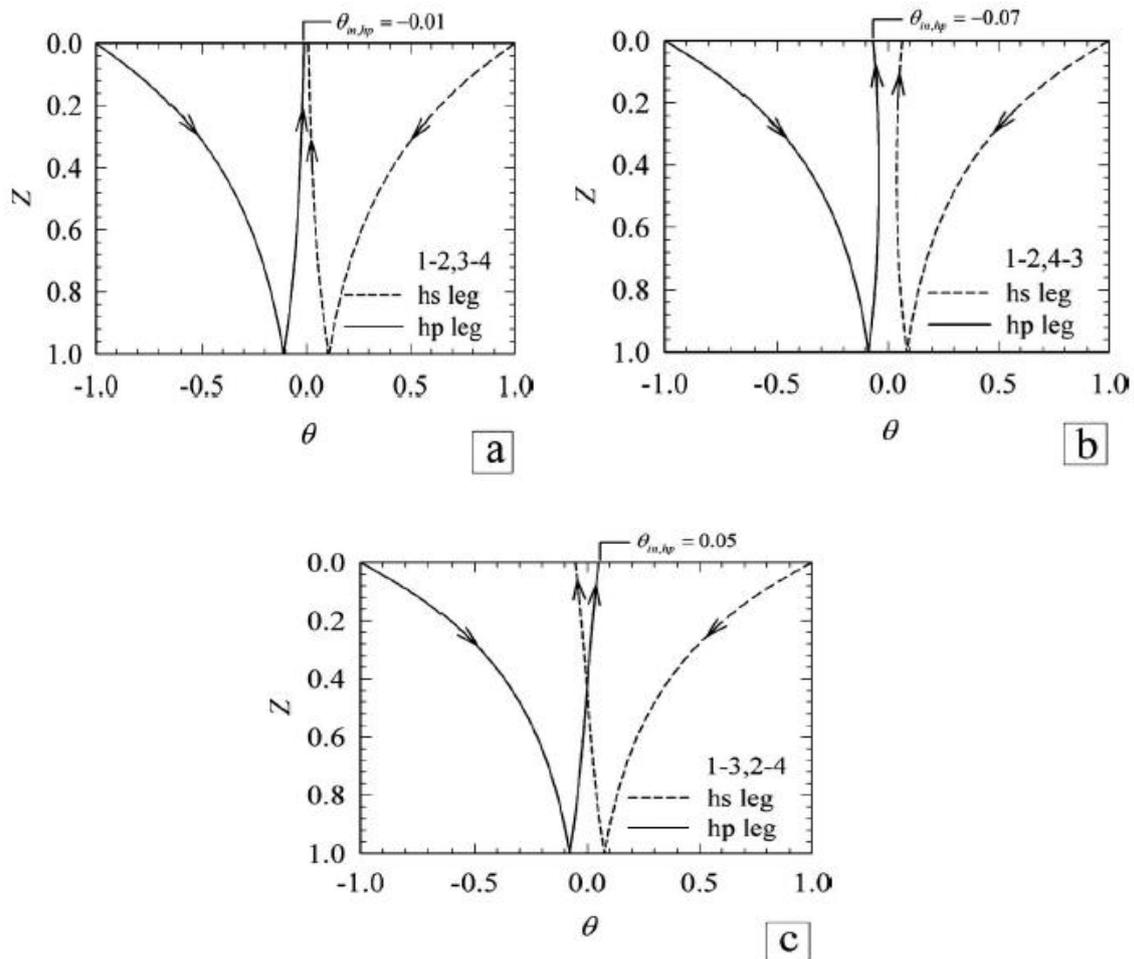


Fig. 3.2.8 Tuscita dalle sonde

Infine, un'ultima considerazione va fatta circa la lunghezza di sonda che è risultata necessaria dall'analisi condotta, sempre da Bernier, su tre configurazioni, per garantire la copertura di un fabbisogno termico costante nei tre casi esaminati.

Le tre configurazioni prese in esame sono quella a semplice U (Fig. 3.2.9), quella a doppia U con due circuiti indipendenti e iniezione solare (Fig.3.2.10), e quella a doppia U con alimentazione in parallelo delle due sonde ad U (configurazione relativa al più basso valore di resistenza termica secondo Zeng) (fig. 3.2.11).

I dati impiegati nell'analisi sono mostrati nella tabella 3.1, ai quali vanno aggiunti la temperatura di ritorno dalla pompa di calore e la temperatura di parete del foro nel terreno, poste rispettivamente pari a -5°C e 10°C . Nel caso di iniezione solare è stata assunta una temperatura di 25°C in ingresso alla sonda geotermica e nel caso di configurazione in parallelo, la portata totale in tabella è stata divisa a metà per tenere conto dell'alimentazione di ciascuna delle due U. L'energia estratta dal terreno è stata assunta uguale per le tre configurazioni, e pari a 7,2 kW.

Parametri usati nella simulazione effettuata da Bernier

r_b (m)	r_p (m)	H (m)	D (m)	k (W m ⁻¹ K ⁻¹)	k_b (W m ⁻¹ K ⁻¹)	\dot{m} (kg s ⁻¹)	C (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	θ_b	R_{pipe} (m K W ⁻¹)
0.055	0.016	100	0.03	1.5	1	0.2	4187	0	0.1

Tab 3.1

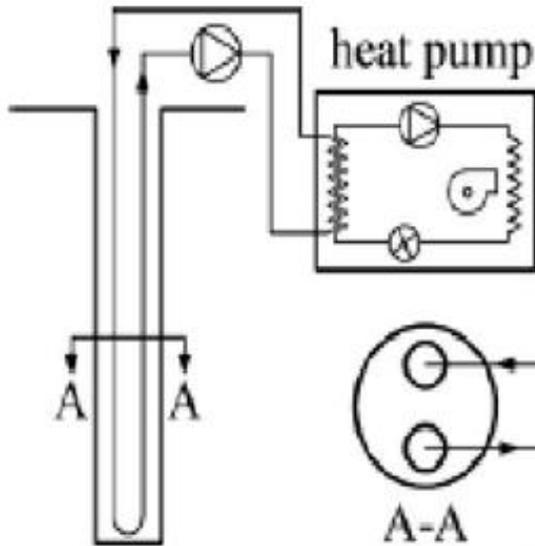


Fig. 3.2.9 Semplice U

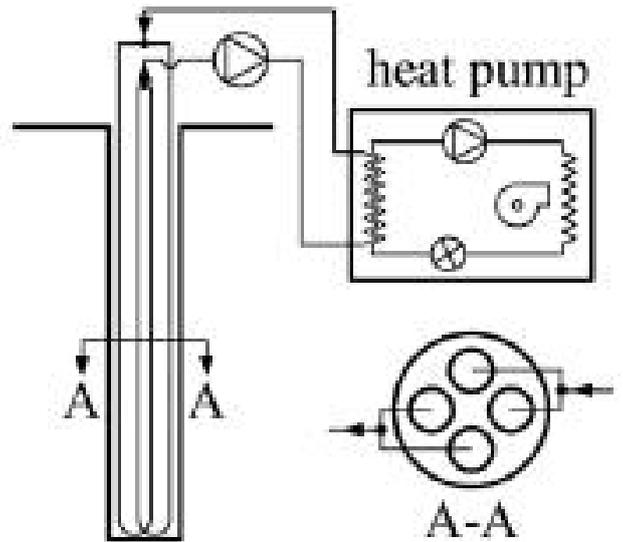


Fig. 3.2.10 Doppia U Circuiti in parallelo 1-3, 2-4

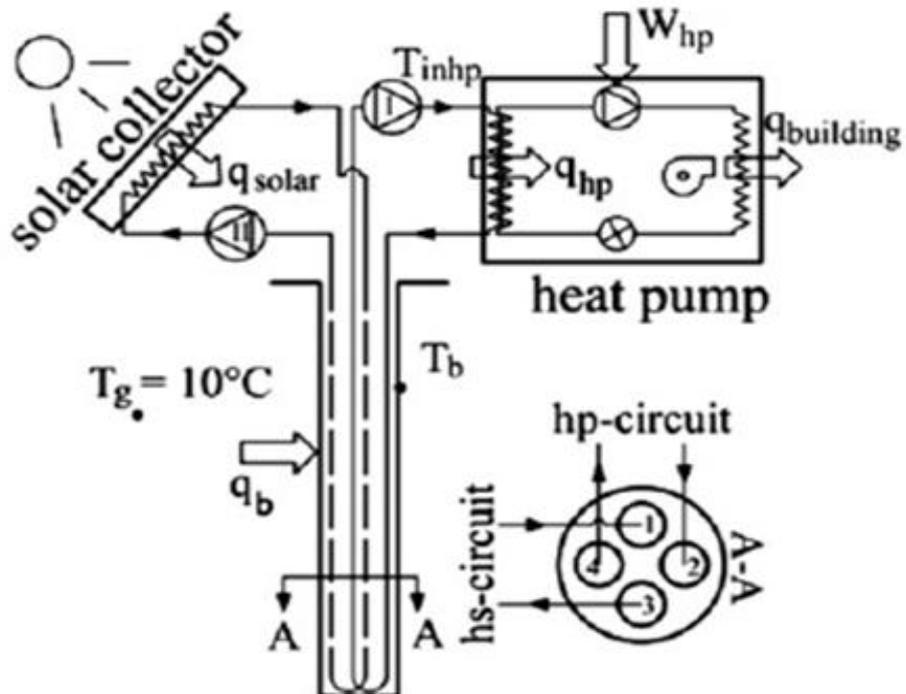


Fig. 3.2.11 Doppia U Circuiti indipendenti 1,3-2,4

Dall'analisi condotta da Bernier è risultata una lunghezza necessaria di 100 m per la configurazione a semplice U, di 68m per quella 1,3-2,4 con alimentazione in parallelo e di 70 m per quella a due circuiti indipendenti e iniezione solare.

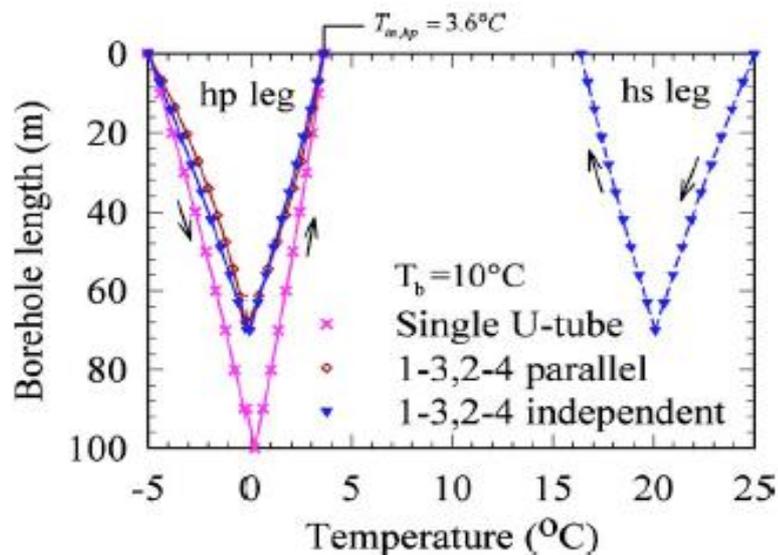


Fig. 3.2.12 lunghezza di perforazione necessaria per le tre configurazioni analizzate

Nonostante apparentemente la seconda scelta potrebbe sembrare quella migliore, per il risparmio derivante dalla minor lunghezza di sonda, va invece chiarito come con l'alimentazione in parallelo, il calore venga prelevato direttamente dal terreno, a differenza della configurazione a due circuiti indipendenti nella quale il calore è sottratto quasi gratuitamente a spese del circuito solare.

Se addirittura il calore iniettato nel foro coincidesse con quello prelevato dal fluido diretto alla pompa di calore, il bilancio risultante comporterebbe una sottrazione nulla di energia dal terreno, con minori rischi di abbassamento della temperatura attorno le sonde

CAPITOLO 4

IL PROBLEMA DEL CAMBIAMENTO DI FASE

4.1 il modello CaRM

Con il modello CaRM (Capacity Resistance Model), sviluppato dal Dipartimento di Fisica Tecnica dell'Università di Padova, è possibile simulare in maniera dettagliata il comportamento termico di sonde a terreno, qualsiasi sia la forma del campo geotermico. In particolare, con questo modello, il terreno viene suddiviso in n cilindri concentrici aventi come centro la sonda geotermica, con n rappresentante il cerchio maggiore che si pensa contenere l'ultima parte di terreno influenzata dalle variazioni termiche.

A sua volta ogni cilindro viene diviso in m cilindretti di altezza z , in modo da avere a disposizione n strati. In questo modo si avrà una porzione di terreno $m \times n$ sulla quale effettuare una modellazione del terreno con lo scopo di descrivere analiticamente il comportamento di questa porzione rispetto le altre componenti d'impianto.

Sfruttando la simmetria radiale e l'analogia elettrica, è possibile descrivere ogni porzione come caratterizzata da un nodo avente una certa temperatura, una capacità termica e due resistenze che lo collegano radialmente ai nodi vicini.

Alla pagina seguente sono mostrate, ad esempio, le modellazioni per quanto concerne una sonda a semplice U (Fig.4.1) e una a doppia U (Fig. 4.2).

Si rimanda ai rispettivi articoli [26,27] per ulteriori approfondimenti circa le approssimazioni e le assunzioni che stanno alla base di questo modello.

Precedenti studi e confronti sono stati già effettuati per dimostrare la validità del modello e delle sue evoluzioni, fra le quali, la considerazione, nel modello stesso, delle capacità termiche del materiale di riempimento e del fluido termovettore, risultate non trascurabili per i risultati conseguibili nelle analisi a breve termine.

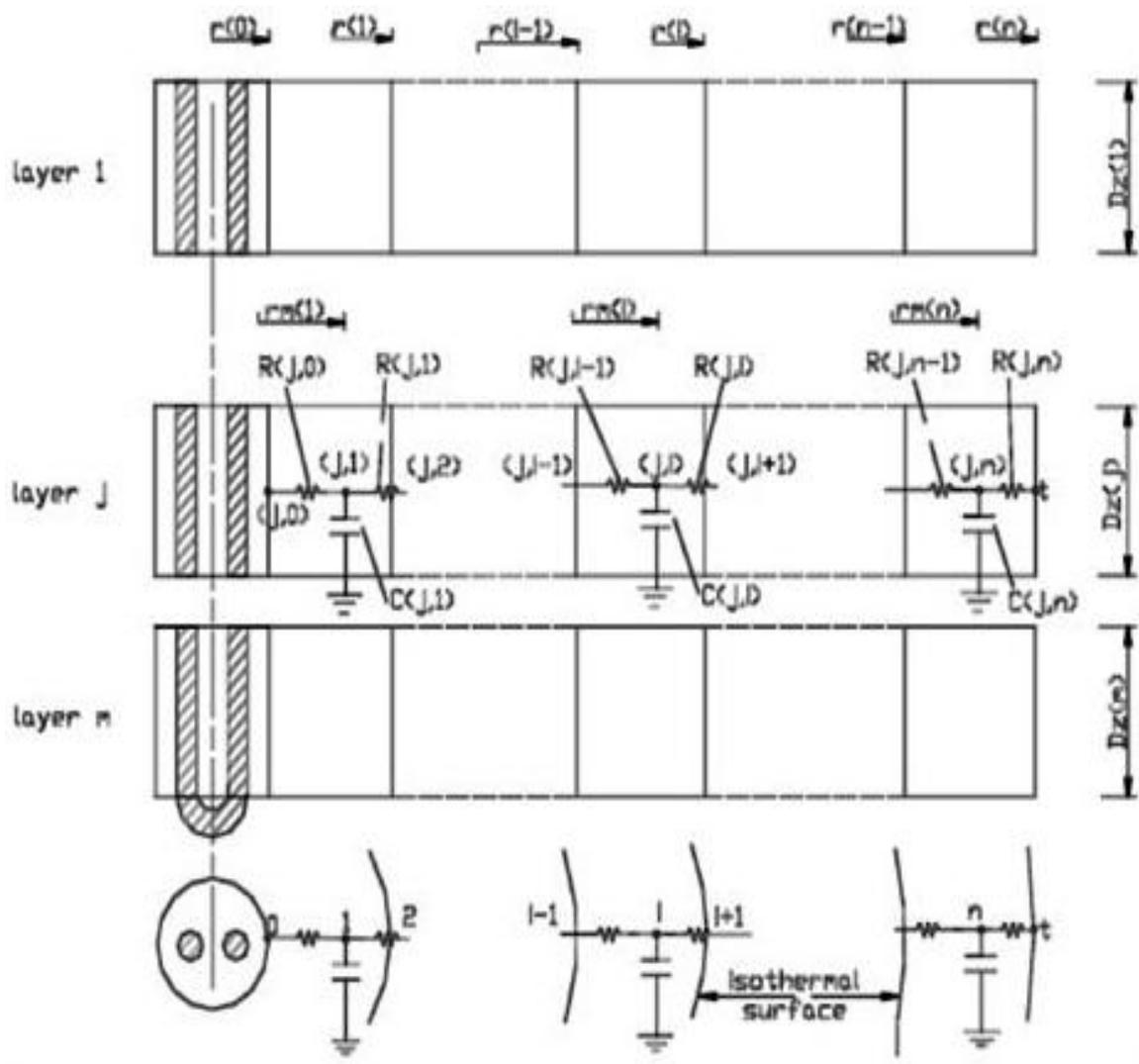


Fig. 4.1.1 Il modello CaRM per la modellazione delle sonde ad U

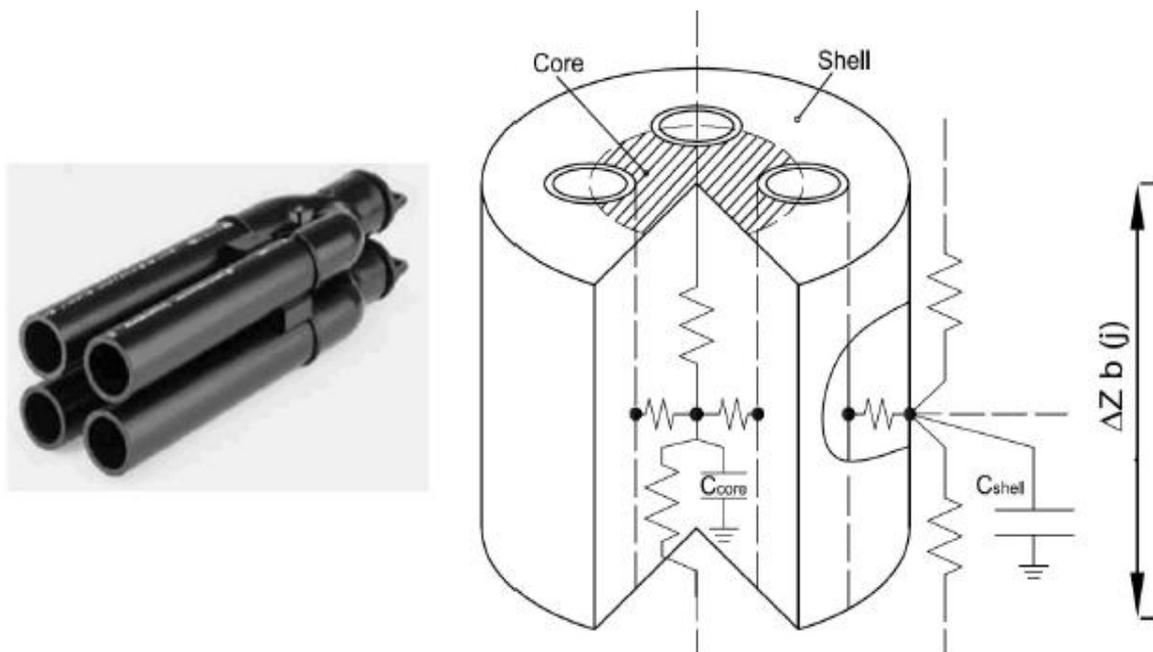


Fig. 4.1.2 Il modello CaRM per la modellazione delle sonde a doppia U

Il modello però non considera il cambiamento di fase che può avvenire nell'acqua contenuta nel terreno poroso, di fatto assumendo il terreno come un solido equivalente le cui proprietà termiche vengono determinate attraverso una media pesata delle proprietà termiche dei suoi componenti (acqua e sabbia).

Qualora si volesse studiare il processo di solidificazione (ghiaccio) o di scioglimento (liquido) dell'acqua, che occorrono, rispettivamente, dal continuo prelievo o rigetto di calore al terreno, diventa necessario considerare le diverse proprietà termiche dell'acqua nelle sue fasi.

Oltre al problema di per sé del cambiamento di fase, va subito sottolineato come l'inclusione di questo problema in qualsiasi tipo di modello numerico, richieda uno sforzo computazionale davvero elevato, a causa della continua verifica e, conseguentemente (in caso di esito positivo), del cambiamento delle proprietà termiche dell'acqua, in funzione della temperatura di ciascun nodo.

Vi è inoltre da considerare che una sostanza pura ha un comportamento diverso da una multicomponente.

Mentre con la prima infatti il cambiamento di fase avviene ad una precisa temperatura, e durante il processo essa si mantiene costante, nel secondo caso la transizione liquido-solido avviene all'interno di un range di temperatura $[T_f - t, T_f + t]$ spesso difficilmente conoscibile e spesso influenzante la soluzione.

Problematica, risulta essere anche la comprensione di ciò che accade all'interfaccia fra le due fasi, soprattutto quando il fronte di ghiaccio avanza.

La conduzione con cambiamento di fase liquido/solido è sempre stato un argomento di grande interesse nella pratica scientifica ed ingegneristica; può coinvolgere infatti numerosi settori e discipline, dai processi di solidificazione o scioglimento al quale possono essere soggetti i materiali impiegati nella metallurgia, fino al congelamento artificiale che si realizza nel terreno per consolidarlo in presenza di scavi superficiali o aperture sotterranee.

Pensando al congelamento dell'acqua nel terreno poroso, con la conseguente formazione di uno strato di ghiaccio attorno alla sonda geotermica, il problema principale riguarda la non-linearità introdotta dal movimento dell'interfaccia solido-liquido, la quale posizione non è nota a priori.

4.2 Le tecniche analitiche per risolvere il cambiamento di fase

Per affrontare questo problema, molte tecniche di risoluzione **analitiche** sono state sviluppate nel passato.

La loro orientazione a risolvere la trasmissione del calore solamente in modo monodimensionale costituisce il loro maggior limite e anche quando esse riescono a descrivere problemi multidimensionali, le soluzioni consistono in formulazioni matematiche troppo complicate.

Esse fra l'altro assumono la conduzione come unica modalità di trasferimento di calore, condizione ideale e difficilmente riscontrabile nella pratica dove i fenomeni convettivi, seppur influenti in maniera minima, non possono essere evitati.

La prima soluzione analitica di temperatura circa un il problema di un materiale in cambiamento di fase è quella proposta da Stefan ed in seguito modificata da Newmann [28]; Carlaws e Jaeger [29] provvedono invece all'estensione della stessa (valida per una regione piana) nel caso in cui il problema coinvolga una geometria cilindrica.

Fra le altre tecniche analitiche più diffuse e conosciute che trattano del cambiamento di fase si trovano quelle di Goodman [30], di Yeh e Chung [31], di Boley [32], di Crank e Gupta [33] e di Keung [34].

4.2.1 geometria piana

Il problema della conduzione con cambiamento di fase è spesso conosciuto come “Stefan problem”, dal nome del fisico austriaco che, per primo, nel 1889, pubblicò una discussione su un problema di questo tipo, circa la glaciazione oceanica.

Egli era riuscito a trovare la soluzione analitica circa il problema dello scioglimento di un materiale allo stato iniziale di ghiaccio, che cambiava di fase.

Egli assunse che una parte del materiale, già ghiacciata (e quindi alla temperatura di fusione), si mantenesse tale, mentre un'altra parte fosse soggetta al processo di scioglimento, diventando effettivamente liquido.

Per questo la sua soluzione è spesso nota come quella del “problema ad 1 fase”.

La soluzione mostrò come la velocità di scioglimento o solidificazione del materiale dipendeva da un numero adimensionale, conosciuto in seguito come “stefan number” e di valore pari a:

$$St = \frac{C_l \cdot (T_l - T_m)}{H_f} \quad (4.2.1.1)$$

Con C_l calore specifico del liquido, T_l e T_m rispettivamente temperatura del liquido e temperatura di fusione del materiale e con H_f calore latente di fusione.

Le equazioni formulate da Stefan sono state riprese in seguito da Newmann il quale ampliò il problema del cambiamento di fase ad un problema a due fasi, con l'ulteriore modifica di altre due condizioni.

Lo stato iniziale del materiale per il processo di scioglimento fu assunto solido, ma con una sua temperatura iniziale diversa da quella di fusione; inoltre la temperatura dello stesso durante il cambiamento di fase non fu più mantenuta costante, come invece aveva assunto Stefan.

Il processo di scioglimento descritto da Newmann riguardava un materiale allo stato iniziale solido alla temperatura $T_s < T_m$. In corrispondenza di una sua estremità ($x=0$) veniva imposta nel tempo una temperatura costante e maggiore di T_m .

Assumendo la costanza delle proprietà termiche, il problema, in coordinate cartesiane, poteva quindi venir descritto matematicamente dalle equazioni riportate alla pagina seguente che portarono a conoscere la temperatura per le due regioni solida (4.2.1.8) e liquida (4.2.1.9).

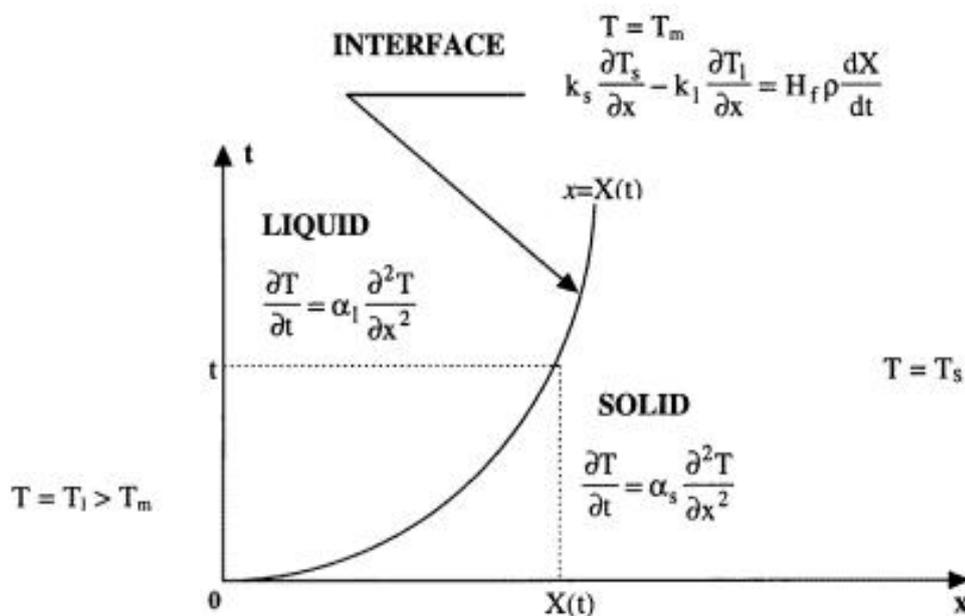


Fig. 4.2.1 geometria piana analizzata da Newmann

Conduzione nella regione
liquida: $\frac{\partial T_l}{\partial t} = \alpha_l \frac{\partial^2 T_l}{\partial x^2}$ per $0 < x < X(t)$ (4.2.1.2)
per $t > 0$

Conduzione nella regione
solida: $\frac{\partial T_s}{\partial t} = \alpha_s \frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2}$ per $X(t) < x$ (4.2.1.3)
per $t > 0$

Temperatura
all'interfaccia: $T(X(t), t) = T_m$ per $t > 0$ (4.2.1.4)

“Stefan condition”:
 $K_s \frac{\partial T_s}{\partial x} + K_l \frac{\partial T_l}{\partial x} = H \rho \frac{\partial X}{\partial t}$ per $x = X(t)$ (4.2.1.5)
per $t > 0$

Condizione iniziale: $T(x, 0) = T_s < T_m$ per $x > 0, X(0) = 0$ (4.2.1.6)

Condizioni al contorno
 $T(0, t) = T_l > T_m$ per $t > 0$ (4.2.1.7)
 $T(x, t) = T_s$ per $x \rightarrow \infty$
per $t > 0$

con $X(t)$, posizione dell'interfaccia al tempo t , nota grazie alla (4.2.1.10)

Le temperature nelle due regioni vengono espresse dalle:

$$T(x, t)_{fase\ solida} = T_s + (T_m - T_s) \frac{\text{erf}(x/2\sqrt{\alpha_s t})}{\text{erfc}(\lambda\sqrt{\alpha_l/\alpha_s})} \quad (4.2.1.8)$$

$$T(x, t)_{fase\ liquida} = T_l - (T_l - T_m) \frac{\text{erf}(x/2\sqrt{\alpha_l t})}{\text{erfc}\lambda} \quad (4.2.1.9)$$

$$X(t) = 2\lambda\sqrt{\alpha_l t} \quad (4.2.1.10)$$

Con λ , soluzione dell'equazione trascendentale seguente:

$$\frac{St_l}{\exp(\lambda^2)\text{erf}(\lambda)} - \frac{St_s\sqrt{\alpha_s}}{\sqrt{\alpha_l}\exp(\alpha_l\lambda^2/\alpha_s)\text{erfc}(\lambda\sqrt{\alpha_l/\alpha_s})} = \lambda\sqrt{\pi} \quad (4.2.1.11)$$

In cui

$$St_l = C_l \frac{(T_l - T_m)}{H_f} \qquad St_s = C_s \frac{(T_m - T_s)}{H_f} \qquad (4.2.1.12)$$

4.2.2 Geometria cilindrica

In presenza di una geometria cilindrica invece la soluzione analitica più nota è quella di Carlaw e Jaeger.

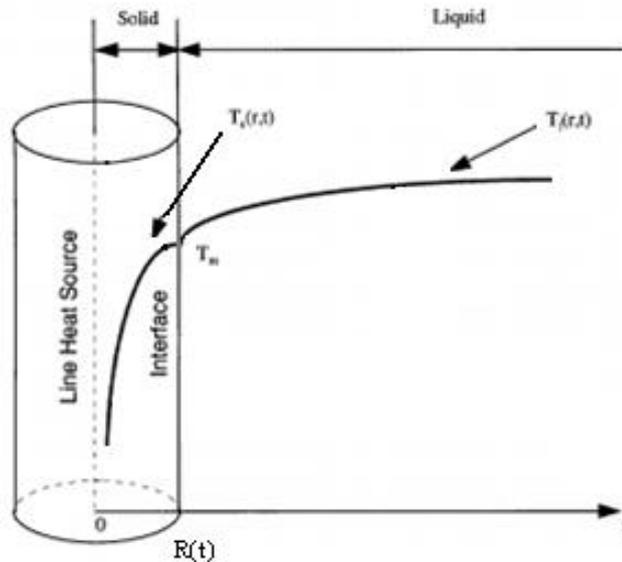


Fig. 4.2.2.1 geometria cilindrica analizzata da Carslaw e Jaeger

Il modello descrive il processo di congelamento di una sostanza allo stato iniziale liquido prevedendo la formazione, ad un certo istante temporale t , di una regione solida ($r < R$) separata dall'interfaccia di ghiaccio $R(t)$ dalla regione liquida ($r > R$).

Sotto le ipotesi di:

- superficie di separazione fra le due fasi, solida e liquida, in corrispondenza al raggio $r=R(t)$, che rappresenta l'interfaccia fra le stesse;
- ρ, c_l, K_l, T_l , proprietà della fase liquida (regione $r > R$);
- ρ, c_s, K_s, T_s , proprietà della fase solida (regione $r < R$);
- T_m , temperatura di fusione.

Con le condizioni al contorno:

$$T_l = T_s = T_m \qquad \text{per } r=R \qquad (4.2.2.1)$$

$$K_l \frac{\partial T_l}{\partial r} - K_s \frac{\partial T_s}{\partial r} = L\rho \frac{\partial R}{\partial t}$$

E con le assunzioni che:

- all'istante $t=0$, R sia pari a 0,
- che la temperatura della regione liquida $r>0$, cioè l'unica fase presente all'istante $t=0$, sia pari alla temperatura T ,
- che allo stesso istante $t=0$ venga attivata la sorgente lineare infinita che in corrispondenza di $r=0$, prelevi continuamente il calore Q [W/m],

l'autore arriva alla definizione delle temperatura per un certo istante di tempo t , nelle due regioni, solida (4.2.2.2) e liquida (4.2.2.3).

$$T_s = T_m + \frac{Q}{4\pi K_s} \left[Ei\left(\frac{-r^2}{4\kappa_s t}\right) - Ei(-\lambda^2) \right] \quad 0 < r < R \quad (4.2.2.2)$$

$$T_l = T - \frac{T - T_m}{Ei(-\lambda^2 \kappa_s / \kappa_l)} Ei\left(\frac{-r^2}{4\kappa_l t}\right) \quad r > R \quad (4.4.2.3)$$

Dove $R = 2\lambda(\kappa_s t)^{1/2}$ e λ è la radice di

$$\frac{Q}{4\pi} e^{-\lambda^2} + K_l \frac{(T - T_m)}{Ei(-\lambda^2 \kappa_s / \kappa_l)} e^{-\lambda^2 \kappa_s / \kappa_l} = \lambda^2 \kappa_s L\rho \quad (4.2.2.4)$$

Per $t>0$ il bilancio di energia attorno alla sorgente lineare può essere quindi espresso dalla:

$$\lim_{r \rightarrow 0} 2\pi r K_s \frac{\partial T_s}{\partial r} = Q \quad (4.2.2.5)$$

4.3 Le tecniche numeriche in alternativa alle tecniche analitiche

L'altro approccio che ha preso piede per tentare di risolvere il cambiamento di fase consiste nella “**tecnica numerica**”, sotto la quale troviamo i metodi delle “differenze finite” e degli “elementi finiti”.

Le tecniche numeriche permettono di svincolarsi dal definire la geometria e le condizioni al contorno del problema in esame, soprattutto quando questo si presenta di forme geometriche complesse; quando anche le condizioni al contorno sono dipendenti dal tempo, i parametri fisici non risultano costanti o si è in presenza di non linearità delle equazioni, la soluzione analitica risulta assai spesso impossibile.

Molti autori e ricercatori hanno usato l'approccio numerico per risolvere la conduzione di calore con cambiamento di fase.

Hu e Argyropoulos [35] hanno redatto un importante rassegna sui metodi analitici e numerici che trattano del cambiamento di fase e che sono stati sviluppati in passato.

Fra quelli numerici più usati si individuano quelli dell'entalpia, proscrittori del primo modello proposto da Eyres ancora nel 1946 [36], e quelli della *capacità termica apparente* di Bonacina e Comini [37]. Entrambi usano l'approccio a griglia fissa, di più facile implementazione.

Nei primi la temperatura viene sostituita dall'entalpia quale variabile principale di calcolo mentre nei secondi viene proposta una “nuova capacità termica equivalente” per tenere conto del calore latente di fusione, secondo il metodo qui illustrato:

4.3.1 il metodo della capacità termica equivalente

Considerando un caso monodimensionale, è possibile scrivere le equazioni di conduzione del calore per la regione solida di ghiaccio:

$$C_1(t) \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left[K_1(t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] \quad \begin{array}{l} 0 < x < \xi(\tau) \\ \tau > 0 \end{array} \quad (4.3.1)$$

$$t_1(x, 0) = \varphi_1(x) \leq t_f \quad 0 < x < \xi(0) \quad (4.3.2)$$

$$t_1(0, \tau) = f_1(\tau) < t_f \quad \tau > 0 \quad (4.3.3)$$

con f_1 temperatura imposta in corrispondenza ad $x=0$ a partire dall'istante $t=0$, C e K conduttività e capacità termica del ghiaccio, x coordinata cartesiana, t istante di tempo considerato e ξ posizione del fronte all'interfaccia.

Per quella liquida, con le stesse denotazioni (il pedice 2 è riferito questa volta alla fase liquida):

$$C_2(t) \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} [K_2(t) \frac{\partial t}{\partial x}] \quad \begin{array}{l} \xi(\tau) < x < L \\ \tau > 0 \end{array} \quad (4.3.4)$$

$$t_2(x, 0) = \varphi_2(x) \geq t_f \quad \xi(0) < x < L \quad (4.3.5)$$

$$t_2(L, \tau) = f_2(\tau) > t_f \quad \tau > 0 \quad (4.3.6)$$

ciò che accade all'interfaccia viene invece descritto da:

$$t_1[\xi, \tau] = t_2[\xi(\tau), \tau] = t_f \quad (4.3.7)$$

$$k_2(t) \frac{\partial t_2}{\partial x} - k_1(t) \frac{\partial t_1}{\partial x} = \lambda \frac{\partial \xi}{\partial \tau} \quad (4.3.8)$$

con λ calore latente di fusione. Viene quindi introdotta la “capacità termica equivalente”

$$\tilde{C}(t) = \frac{dH(t)}{dt} = C(t) + \lambda \delta(t - t_f) \quad (4.3.9)$$

$$\begin{array}{l} C(t) = C_1(t) \quad t < t_f \\ C(t) = C_2(t) \quad t > t_f \end{array} \quad (4.3.10)$$

con $\delta(t - t_f)$ funzione di Dirac per tener conto della discontinuità fra le due fasi.

Essa è pari a λ per $t=t_f$, vale 0 altrove e soddisfa l'equazione seguente:

$$\int_{-\infty}^{\infty} (t - t_f) dt = 1 \quad (4.3.11)$$

Sostituendo la capacità equivalente nelle prime due equazioni (4.3.1), (4.3.4) riguardanti la fase solida e liquida, si ottiene che:

$$\bar{C}(t) \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left[K(t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] \quad (4.3.12)$$

$$\begin{aligned} K(t) &= K_1 & t < t_f \\ K(t) &= K_2 & t > t_f \end{aligned} \quad (4.3.13)$$

Gli Autori hanno in seguito tenuto in considerazione il fatto che il cambiamento di fase per le sostanze non pure avviene in un intorno finito, anche se spesso difficilmente conoscibile, della temperatura di fusione. Questa modifica al problema implica un cambiamento nelle equazioni precedenti, indicate d'ora in avanti con il simbolo (*).

Significa innanzitutto ridefinire la funzione di Dirac nella definizione della capacità equivalente (4.3.10) che viene sostituita dalla $\delta(t - t_f, \pm t)$.

Essa assume quindi un valore elevato ma finito di capacità specifica nell'intervallo $2t$, anziché in corrispondenza della sola T_f .

In questo modo, il nuovo problema viene descritto da:

$$C^*(t) \frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left[K^*(t) \frac{\partial t}{\partial x} \right] \quad (4.3.14)$$

insieme alle condizioni iniziali e al contorno (4.3.2), (4.3.3), (4.3.5), (4.3.6), mentre la capacità e la conduttività termica assumono i valori:

$$C^*(t) = \begin{cases} C_1(t) & \text{per } t < t_f - t \\ C_2(t) & \text{per } t > t_f + t \end{cases} \quad (4.3.15)$$

e

$$K^*(t) = \begin{cases} K_1(t) & \text{per } t < t_f - t \\ K_2(t) & \text{per } t > t_f + t \end{cases} \quad (4.3.16)$$

Per quanto riguarda invece l'intervallo $t_f - t \leq t \leq t_f + t$, l'approssimazione di ritenere C_1, C_2, k_1 e k_2 indipendenti dalla temperatura nell'intervallo stesso, porta a scrivere che:

$$C^* = \frac{\lambda}{2\Delta t} + \left[\frac{C_1 + C_2}{2} \right] \quad (4.3.17)$$

$$K^*(t) = K_1 + \frac{K_2 - K_1}{2 \Delta t} [t - (t_f - \Delta t)] \quad (4.3.18)$$

Senza entrare troppo in dettaglio i risultati raggiunti hanno dimostrato una sufficiente accuratezza per il campo ingegneristico in cui il metodo può venire impiegato; inoltre essendo la soluzione insensibile alla geometria esaminata, il metodo può essere applicato a problemi multidimensionali.

Nonostante l'indicazione dell'autore di poter ottenere buoni risultati soltanto nel caso in cui l'intervallo $2 T$ “abbracci” almeno uno o due elementi (del dominio discretizzato) in maniera completa, problemi di non convergenza sono stati riportati in letteratura; ciò dovuto al brutale cambiamento del calore specifico all'interfaccia.

Inoltre la soluzione è risultata sensibile sia al passo d'integrazione che al range di temperatura $2 T$ che venivano scelti.

Da una parte si vorrebbe impiegare un $2 T$ piccolo, se non nullo, per descrivere il rapidissimo congelamento o scioglimento che caratterizza le sostanze “pure”, dall'altra un intervallo più esteso di $2 T$ sarebbe preferibile per eliminare la non linearità introdotta dall'effetto del calore latente, $/2 T$.

Sono state quindi in seguito sviluppate dagli autori alcune versioni finalizzate a migliorare l'approccio precedentemente descritto, fra le quali quelle di Comini [38,39], Morgan [40], Giudice [41], Lemmon [42] e Pham[43].

Anche nella versione di Lemmon tuttavia, problemi di non convergenza sono stati riportati; questi dovuti, nell'implementazione del modello, all'impiego di un metodo d'integrazione implicito e di un passo temporale troppo elevato.

4.3.2 il metodo di Hsiao

Hsiao nel 1985 pubblica invece un interessante soluzione con l'intento di svincolare il metodo sviluppato dalla scelta del ΔT da adottare nel problema; il metodo permette inoltre l'uso di mesh e time step relativamente larghi [44].

Hsiao si basa sull'interpolazione lineare delle temperature dei nodi vicini, incorporando tuttavia il metodo della capacità equivalente di Bonacina, precedentemente descritto.

Prendendo in considerazione il cambiamento di fase descritto dalla Fig. 4.3.2.1, si può notare come solamente due nodi siano all'interno dell'interfaccia, e quindi all'interno del range di temperatura $t_f - \Delta t$ e $t_f + \Delta t$.

Applicando direttamente l'equazione 5, l'effetto del calore latente di fusione non viene per essi trascurato.

Per gli altri nodi, prossimi al fronte, verranno impiegate le proprietà della fase solida o liquida a seconda che le loro temperature risultino rispettivamente, maggiori di $t_f + \Delta t$, o minori di $t_f - \Delta t$.

I principali errori numerici e di instabilità della soluzione derivano dall'impossibilità, restando così fissata la griglia, di tenere in considerazione il quantitativo reale di calore latente all'interfaccia, in quanto essa non ingloba altri nodi oltre ai due precedentemente citati.

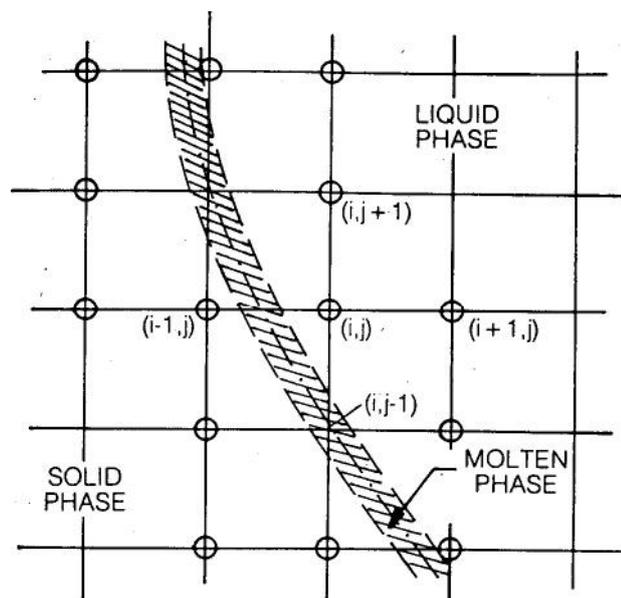


Fig. 4.3.2.1 griglia del dominio analizzato

Una prima soluzione sarebbe quella di raffinare ulteriormente la griglia in modo che più nodi cadano all'interno dell'interfaccia e che quindi questa sia da essi "evidenziata".

La soluzione pensata da Hsiao per risolvere la lacuna evidenziata, consiste nel definire la capacità termica di un nodo generico (i,j) non basandosi sulla temperatura del nodo stesso, ma esprimendola come combinazione delle capacità dei nodi vicini, secondo l'espressione seguente:

$$C(T_{i,j}) = \frac{1}{4} \times [C(T_{i,j}, T_{i-1,j}) + C(T_{i,j}, T_{i+1,j}) + C(T_{i,j}, T_{i,j-1}) + C(T_{i,j}, T_{i,j+1})]$$

(4.3.2.1)

dove $C(T_{i,j}, T_{i-1,j})$ rappresenta una capacità termica "aggiustata" e calcolata a partire dallo stato fisico del materiale all'interno del range di temperature $T_{i,j}$ e $T_{i-1,j}$.

Se per semplicità tali due temperature vengono poste pari a T_1 e T_2 , vari valori della capacità $C(T_1, T_2)$ sono possibili, a seconda, a sua volta, della posizione di T_1 e T_2 (con $T_1 > T_2$) rispetto la temperatura di fusione.

Di seguito sono riportate le varie combinazioni possibili:

- se $T_2 < T_1 < T_f - t$ (fase solida) (4.3.2.2)

$$C(T_1, T_2) = C_s \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)$$

- se $T_f + t < T_2 < T_1$ (fase liquida) (4.3.2.3)

$$C(T_1, T_2) = C_l \left(\frac{T_1 + T_2}{2} \right)$$

- se $T_2 < T_f - t$ e $T_1 > T_f + t$ (4.3.2.4)

$$C(T_1, T_2) = \frac{1}{T_1 - T_2} \times \left[2\Delta t \left(\frac{\lambda}{2\Delta t} + \frac{(C_s + C_l)}{2} \right) + C_s \left(\frac{T_2 + T_f - \Delta t}{2} \right) * (T_f - \Delta t - T_2) + C_l \left(\frac{T_1 + T_f + \Delta t}{2} \right) * (T_1 - T_f - \Delta t) \right]$$

- se $T_f - t < T_2 < T_1 < T_f + t$ (4.3.2.5)

$$C(T_1, T_2) = \frac{\lambda}{2\Delta t} + \left[\frac{C_s + C_l}{2} \right]$$

- se $T_2 < T_f - t$ e $T_f - t < T_1 < T_f + t$ (4.3.2.6)

$$C(T_1, T_2) = \frac{1}{T_1 - T_2} \times \left[\left(\frac{\lambda}{2\Delta t} + \frac{(C_s + C_l)}{2} \right) * (T_1 - T_f + \Delta t) + C_s \left(\frac{T_2 + T_f + \Delta t}{2} \right) * (T_f - \Delta t - T_2) \right]$$

- se $T_f - t < T_2 < T_f + t$ e $T_1 > T_f + t$ (4.3.2.7)

$$C(T_1, T_2) = \frac{1}{T_1 - T_2} \times \left[\left(\frac{\lambda}{2\Delta t} + \frac{(C_s + C_l)}{2} \right) * (T_f + \Delta t - T_2) + C_l \left(\frac{T_1 + T_f + \Delta t}{2} \right) * (T_1 - T_f - \Delta t) \right]$$

nel caso in cui t fosse pari a zero, le ultime tre equazioni non si potrebbero risolvere.

Fra le altre soluzioni numeriche si individuano quelle di Hascemi e Sliepcevich [45] i quali hanno sviluppato un modello numerico 2-D per valutare gli effetti del flusso d'acqua sotterraneo sul congelamento artificiale del terreno, potendo affermare come un piccolo flusso perpendicolare all'asse del tubo non abbia effetti significanti sulla crescita dell'interfaccia di ghiaccio.

Frivik e Comini [46] sono invece gli autori di un modello 2-D agli elementi finiti pensato per descrivere il terreno ghiacciato in presenza di flusso d'acqua sotterraneo, dimostrando anche in questo caso come il contributo convettivo al trasferimento di energia sia stato di entità modesta vista la bassa permeabilità del terreno.

Entrando nel settore della geotermia in particolare, si trovano gli studi di Emerson e Mei [47] circa lo sviluppo di un modello numerico di flusso monodimensionale e di trasferimento di calore pensato per tubi orizzontali connessi ad una pompa di calore. I risultati hanno indicato che qualora la temperatura d'ingresso alla sonda sia minore della temperatura di fusione del terreno, la totale energia estratta dal suolo deriva principalmente dal calore latente di fusione dell'acqua nel terreno.

Fan et al. [48] hanno studiato l'impatto della combinazione conduzione di calore-convezione d'acqua sotterranea sulla trasmissione del calore fra la perforazione verticale ed il terreno circostante, tenendo conto del cambiamento di fase secondo un modello da essi sviluppato.

CAPITOLO 5

SIMULAZIONI CON IL SOFTWARE COMSOL

5.1 Lo studio di Bernier

Questa tesi è stata sviluppata con lo scopo di monitorare come varia l'efficienza della pompa di calore qualora il modello preso per descrivere ciò che accade durante lo scambio termico nel terreno, tenga conto di un ulteriore quantitativo di calore che nella realtà di fatto contribuisce ad aumentare la temperatura in ingresso alla macchina.

Tale calore che viene fornito dal terreno al fluido termovettore nelle sonde e diretto all'evaporatore non è altro che il calore latente di fusione che deriva dal cambiamento di fase dell'acqua liquida contenuta nel terreno poroso qualora si giunga a temperature prossime al punto di congelamento dell'acqua, a causa del continuo prelievo di calore da parte dell'utenza.

Al fine di poter sfruttare questo stesso calore in maniera ciclica e migliorare così l'efficienza del sistema, può essere presente un sistema che fornisca energia al terreno, per andare a sciogliere il ghiaccio formatosi e consentire, nel periodo successivo il ricongelamento.

Per questo motivo un sistema di questo tipo che sia pensato proprio per realizzare uno strato cilindrico di ghiaccio attorno alle sonde, deve per forza di cose essere accoppiato ad un circuito solare, in modo che il fluido termovettore caldo possa andare a ricaricare il terreno circostante, sciogliendo lo strato di ghiaccio.

Qualora non si provvedesse all'installazione dei collettori solari e del relativo circuito idraulico il periodo di fermata della pompa di calore sarà ovviamente maggiore, per permettere il naturale scongelamento del ghiaccio sfruttando la trasmissione del calore da parte del terreno più caldo, previa ottima regolazione dell'impianto. In caso contrario l'impianto sarebbe chiamato a funzionare con prestazioni scadenti e con consumi troppo elevati.

È obbligo riportare, a favore di quanto detto, i dati ottenuti dalle simulazioni effettuate

sulla base dello studio di Bernier ed Eslami-nejad [49] circa l'impiego di due circuiti indipendenti per migliorare le prestazioni della pompa di calore e contemporaneamente garantire la ricarica del terreno.

Le due configurazioni esaminate, e rappresentate in Fig.5.1.1.e.5.1.2, sono state:

- 1) sistema a pompa di calore, senza iniezione solare nel terreno, e con anello di sabbia saturo attorno alle sonde (Fig.5.1.1 b);
- 2) sistema a pompa di calore, con iniezione solare nel terreno e con anello di sabbia saturo attorno alle sonde (Fig. 5.1.2 b).

Di seguito è mostrata anche la possibile presenza o meno dell'anello di sabbia saturo attorno alle sonde (rispettivamente le Fig. 5.1.3 b e a).

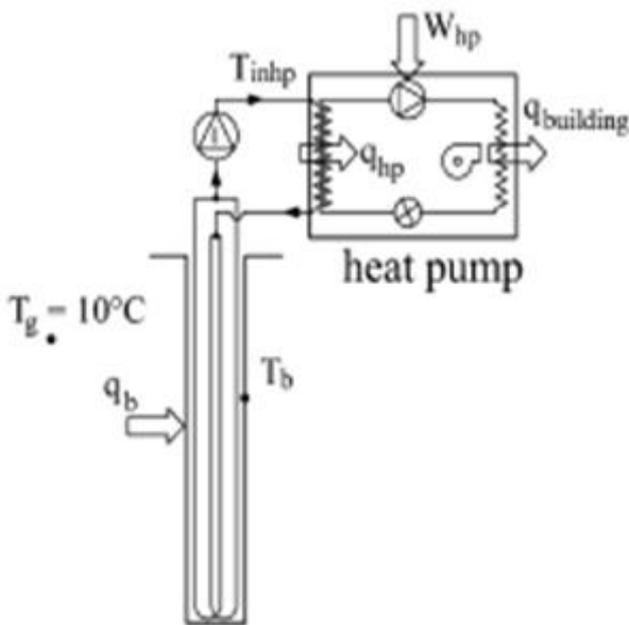


Fig. 5.1.1 (1) configurazione a semplice U

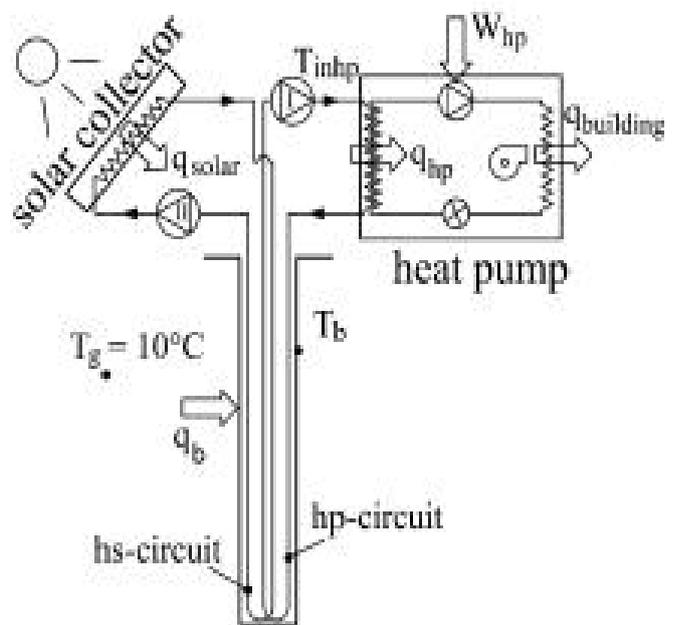


Fig. 5.1.2 (2) configurazione a doppia U con iniezione solare

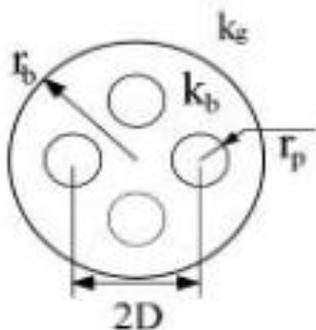


Fig. 5.1.3 a) senza anello saturo d'acqua

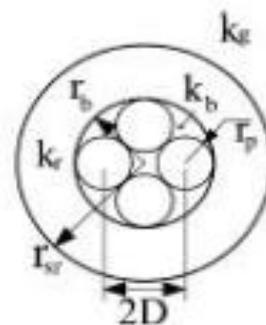


Fig. 5.1.3 b) con anello saturo d'acqua

Sono state imposte le condizioni di diffusività e conduttività termica del terreno pari a $0,08 \text{ m}^2/\text{day}$ e 2 W/m K , mentre la temperatura indisturbata del terreno è stata fissata dagli Autori pari a 10°C .

I carichi dell'utenza, pari annualmente a 11950 kWh con potenza di picco di $5,2 \text{ kW}$, sono risultati dall'aver considerato un edificio ben isolato nella città di Montreal, che ha rappresentato conseguentemente la località di riferimento per il TRY impiegato nella simulazione.

I risultati ottenuti dal confronto delle due configurazioni sono mostrati sotto.

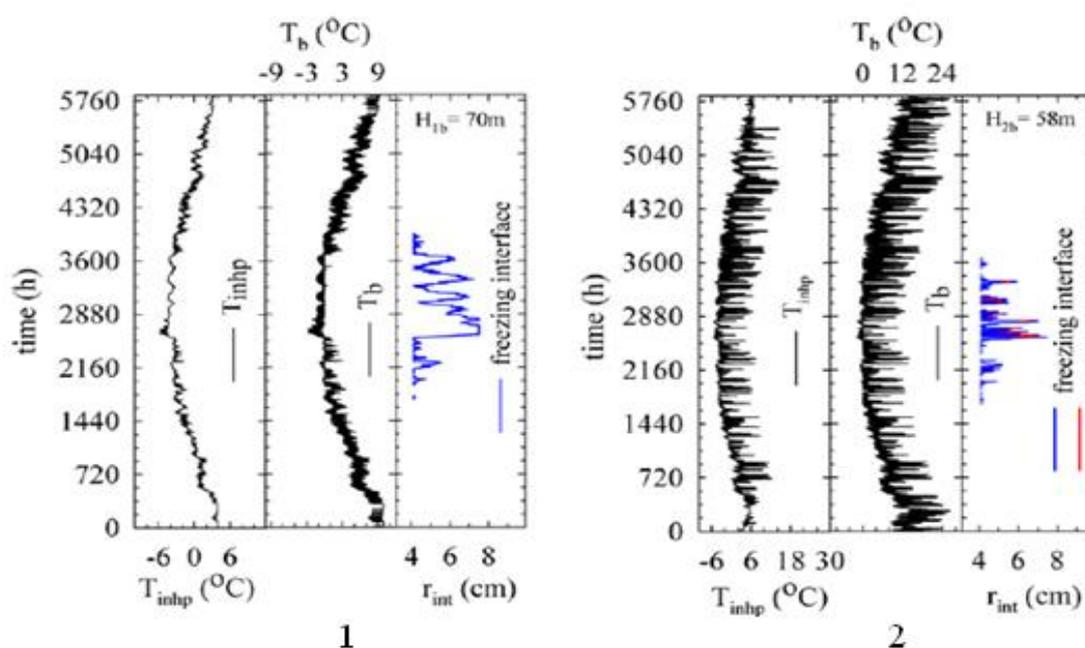


Fig. 5.1.4 Andamenti della T_{inhp} , della T_b e dell'interfaccia di ghiaccio per le configurazioni 1(b) e 2(b) analizzate da Bernier

Vengono riportati in Fig.5.1.4, per la stagione di riscaldamento (e quindi in funzione dell'istante di tempo considerato), gli andamenti della temperatura d'ingresso alla pompa di calore, T_{inhp} , della temperatura di parete T_b e del raggio in corrispondenza al quale si trova l'interfaccia di ghiaccio.

L'asse y rappresenta il numero di ore dall'inizio (metà settembre) alla fine (metà maggio) della stagione di riscaldamento.

Come si può vedere, l'impiego della prima soluzione comporta un grave abbassamento della temperatura di parete T_b e della temperatura d'ingresso alla pompa di calore T_{inhp} , rispettivamente sotto lo zero e sotto i $-3,4^\circ\text{C}$, durante il periodo di picco di richiesta

termica (Fig.5.1.4 (1)).

L'anello saturo resta ghiacciato addirittura per due mesi, ai termini dei quali, grazie alla minor richiesta termica e alla trasmissione del calore da parte del terreno vicino, l'anello inizia a sciogliersi.

Se invece avviene la ricarica solare, si ottengono dei benefici consistenti per il sistema.

La temperatura d'ingresso alla pompa di calore raggiunge addirittura i 14 °C nelle condizioni migliori di disponibilità solare e di bassa richiesta termica da parte dell'utenza, e, anche considerando la media annuale di questo parametro si hanno due gradi di differenza per la prima e la seconda situazione, nella quale si riscontrano, rispettivamente, -1°C e 1°C di temperatura d'ingresso alla pompa di calore.

Anche la temperatura di parete sta intorno agli 0°C durante i giorni di picco di richiesta termica, e non scende ulteriormente, grazie questo all'apporto del calore latente di fusione da parte dell'anello saturo. Anche per il resto del tempo, come si può vedere, è sostanzialmente maggiore rispetto la situazione tradizionale (Fig.5.1.4.(1)).

Si hanno inoltre dei risparmi in termini di consumo della pompa di calore (3,1 % in meno), nonostante il fatto il risparmio sia già implicito nella minor lunghezza di sonda installata (17.1 % in meno).

Si osserva in particolare al tempo $t=2564$ h la presenza di due interfacce di ghiaccio nella configurazione 2b.

Al tempo iniziale, l'anello saturo è completamente sciolto e l'interfaccia di ghiaccio è localizzata proprio alla parete della circonferenza tangente i 4 tubi.

Solamente 37 ore più tardi, è presente un anello di ghiaccio, causato dall'assenza della radiazione solare e dall'elevato prelievo dell'utenza. La conduzione del calore da parte del terreno circostante riduce lo spessore dell'anello ghiacciato, fino al momento in cui l'iniezione solare scioglie la parte più interna dello stesso anello ghiacciato, fino ad una certa coordinata radiale (il raggio della prima interfaccia). Rimane quindi la seconda interfaccia, causa del fatto che il terreno "indisturbato" non è riuscito completamente a sciogliere il ghiaccio attorno alle sonde.

Il processo è illustrato in Fig.5.1.5.

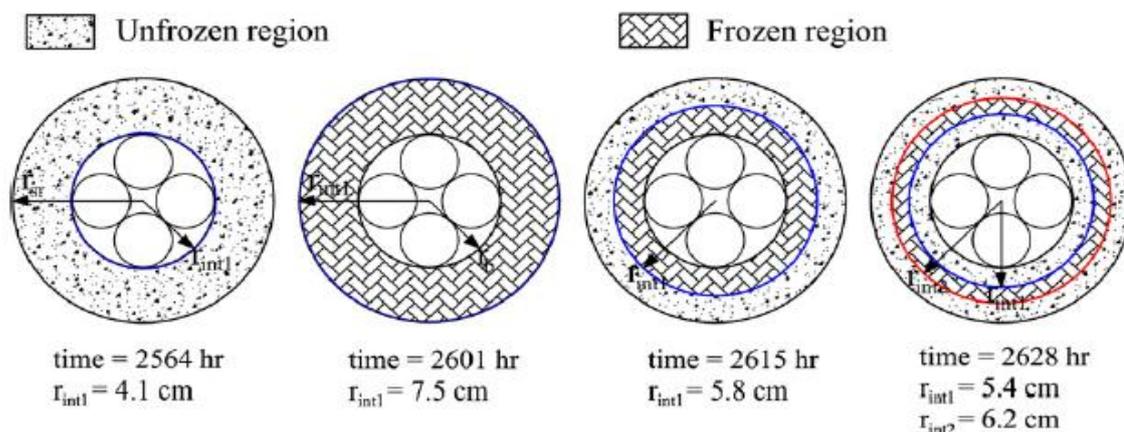


Fig.5.1.5. formazione del ghiaccio durante la stagione di riscaldamento

La tabella 5.1 mostra i risultati ottenuti in termini di lunghezza di sonda necessaria, consumo elettrico della pompa di calore, calore scambiato con il terreno e calore iniettato nello stesso tramite iniezione solare, per tutte le configurazioni possibili fra i casi di contributo o no di iniezione solare e della presenza o meno dell'anello di sabbia satura.

risultati dell'analisi effettuata da Bernier per le quattro configurazioni 1a, 1b, 2a, 2b.

	Cases			
	1 a	2a	1b	2b
H (m)	71	65	70	58
q_{build} (kWh)			11,950	
W_{hp} (kWh)	3600	3430	3550	3440
q_b (kWh)	8350	2810	8400	2770
q_{solar} (kWh)	0	5710	0	5740

Tab 5.1

L'ulteriore analisi effettuata dagli Autori (di cui sono riportati i risultati in Tab. 5.2), è stata quella di variare i valori di conduttività termica del terreno, assumendola prima pari a 1,5 W/m K, ed in seguito pari a 3 W/m K.

Il confronto, fra la situazione elementare (senza iniezione solare e senza anello saturo, Fig.5.1.1 a), con quella con ricarica solare (configurazione a due circuiti indipendenti, con presenza inoltre dell'anello saturo d'acqua, Fig. 5.1.2 b), ha portato ad una lunghezza di sonda nel secondo caso pari al 38% in meno rispetto il primo, in presenza

di terreni a bassa conduttività termica, mentre la riduzione di lunghezza nei due casi estremi si è fatta meno sentire in terreni con più alto valore di conduttività termica (3 W/m K contro 1 W/m K). Fra i due casi si è registrata infatti una riduzione del solo 11%.

Le lunghezze di sonda installata sono quelle risultanti dall'aver imposto che la temperatura d'ingresso alla pompa di calore non scendesse al di sotto dei -6°C .

confronto dei risultati ottenuti per conduttività del terreno di 1 W/m K e 3 W/m K

	$k_g = 1.0 \text{ (W m}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{)}$				Opt. r_{sr}	$k_g = 3.0 \text{ (W m}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{)}$				Opt. r_{sr}
	Cases					Cases				
	1a	2a	1b	2b		1a	2a	1b	2b	
$H \text{ (m)}$	114	98	111	90	71	55	51	54	49	49
$W_{hp} \text{ (kWh)}$	3540	3360	3510	3330	3460	3650	3510	3600	3450	3460
$r_{intmax} \text{ (cm)}$	-	-	7.5	7.5	13.3	-	-	6.7	5.7	5.9
$r_{sr} \text{ (cm)}$	-	-	7.5	7.5	13.3	-	-	7.5	7.5	5.9

Tab 5.2

Tornando ad imporre una conduttività del terreno pari a 2 W/m K, e andando ad aumentare il raggio di sabbia satura (r_{sr}) attorno alle sonde, gli Autori hanno dimostrato come in corrispondenza a questo aumento, la lunghezza di sonda (H) necessaria per coprire il fabbisogno, via via diminuisse fino ad un certo raggio considerato ottimale (e indicato con Opt r_{sr} in Tab. 5.2).

Nella realtà questo raggio può essere assunto pari al raggio massimo raggiunto dal ghiaccio durante la stagione di riscaldamento (r_{intmax}).

Come si può vedere in Fig.5.1.6 alla pagina seguente, oltre questo raggio, la riduzione di lunghezza della sonda è davvero modesta.

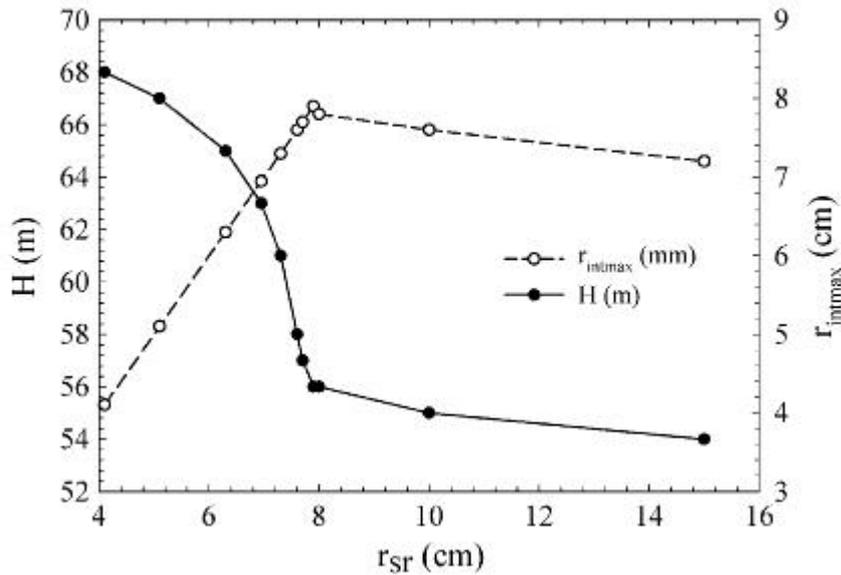


Fig. 5.1.6 andamento della lunghezza di sonda in funzione del raggio di sabbia satura

Nello studio appena esposto, per quanto riguarda l'analisi sul cambiamento di fase dell'acqua contenuta nell'anello saturo attorno le sonde, è stato assunto dagli Autori, un modello monodimensionale per descrivere la conduzione di calore dalla parete del foro al terreno più distante. Le tre fasi considerate sono state: la miscela di terreno ghiacciato, la miscela di terreno ma con l'acqua allo stato di liquido, e la fase di transizione fra le due.

Inizialmente, è stato impiegato il modello di Bonacina et al., spiegato al Cap.4.3.1, per la determinazione delle proprietà termiche delle fasi in funzione della loro temperatura; l'insorgenza di problemi circa convergenza della soluzione e dipendenza della stessa dal range di temperatura in cui avveniva il cambiamento di fase hanno mosso verso la scelta del metodo proposto da Hsiao (descritto al Cap.4.3.2) il quale permette la determinazione della capacità specifica delle diverse fasi basandosi sull'interpolazione lineare delle capacità specifiche dei nodi vicini.

5.2 Introduzione al COMSOL MULTYPHISICS

Al fine di prendere “confidenza” con il software Comsol nella fase iniziale dello studio, il primo passo che si è effettuato è stato quello di verificare che i risultati ottenuti dal software siano coerenti con quelli calcolati facendo semplicemente uso delle formule classiche della trasmissione del calore.

La geometria di una perforazione reale di raggio r_b destinata ad ospitare una configurazione di sonde a doppia U è stata ricondotta ad una perforazione fittizia dello stesso raggio r_b ma con all'interno un cilindro di sezione pari alla sezione attraversata dal fluido nella configurazione a doppia U.

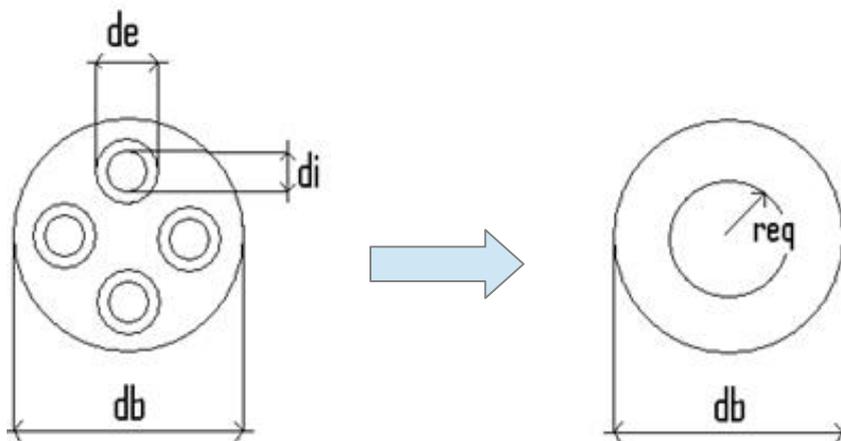


Fig. 5.2 passaggio alla geometria equivalente

Grazie all'uguaglianza dell'area occupata dal materiale di riempimento, è possibile determinare il valore del raggio equivalente del modello:

$$\pi \times r_b^2 - 4 \pi \times r_e^2 = \pi \times r_b^2 - \pi \times r_{eq}^2 \quad (5.2.1)$$

Si ottiene che $r_{eq} = 2 r_e$, con r_e raggio esterno delle sonde nella configurazione a doppia U.

Andando ad imporre le proprietà fisiche nel sottodominio grout e le condizioni al contorno di temperatura indisturbata sulla circonferenza esterna e di flusso termico su quella interna è possibile ricavare dal software (procedendo ad un'integrazione sul contorno) il valore di temperatura sul cerchio interno.

Questa risulterà anche essere l'incognita che si ricava dalla formula classica della conduzione del calore attraverso uno strato cilindrico (2) e che permette di stabilire,

dopo aver confrontato i due valori di temperatura ottenuti, la correttezza delle condizioni impostate.

$$q = \frac{2 \pi \lambda}{r \ln \frac{r_e}{r_i}} * (T_g - T_x) \quad (5.2.2)$$

con T_x temperatura lungo la circonferenza interna e T_g temperatura indisturbata del terreno.

Nel modello preso in considerazione, come già sostenuto, lo scambio termico avviene solamente per conduzione fra la parete del cilindro di raggio equivalente r_{eq} e la parete di raggio esterno r_b , coincidente con il raggio della perforazione.

Va sottolineato come sia consigliabile ricondurre la geometria ad una più semplice possibile, dal momento che il software discretizza il dominio andando a suddividerlo in migliaia di poligoni, creando quelle che comunemente vengono chiamate mesh.

Visto lo sforzo computazionale non indifferente è stato utile sfruttare la simmetria del sistema e ricondursi ad analizzare un quarto dell'intero dominio, come riportato sotto.

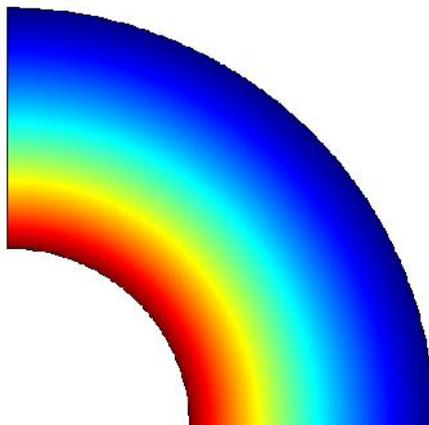


Fig.5.2.1 soluzione di temperatura su un quarto di dominio

Un'altra osservazione riguarda il flusso che è stato imposto alla parete del raggio interno.

Nella pratica si assume che il fluido asporti dal terreno dai 40 ai 60 W per metro di perforazione;

la prima mossa è stata quella di andare a dividere il primo valore per 4, per tenere conto

del quarto di geometria analizzata.

Quindi assumendo ad esempio il flusso termico pari a 10 W al metro di perforazione, per ottenere quello incidente sulla circonferenza interna, è necessario dividere ulteriormente per la lunghezza ($2 * r_i/4$) in quanto il software richiede i W che incidono al metro quadro.

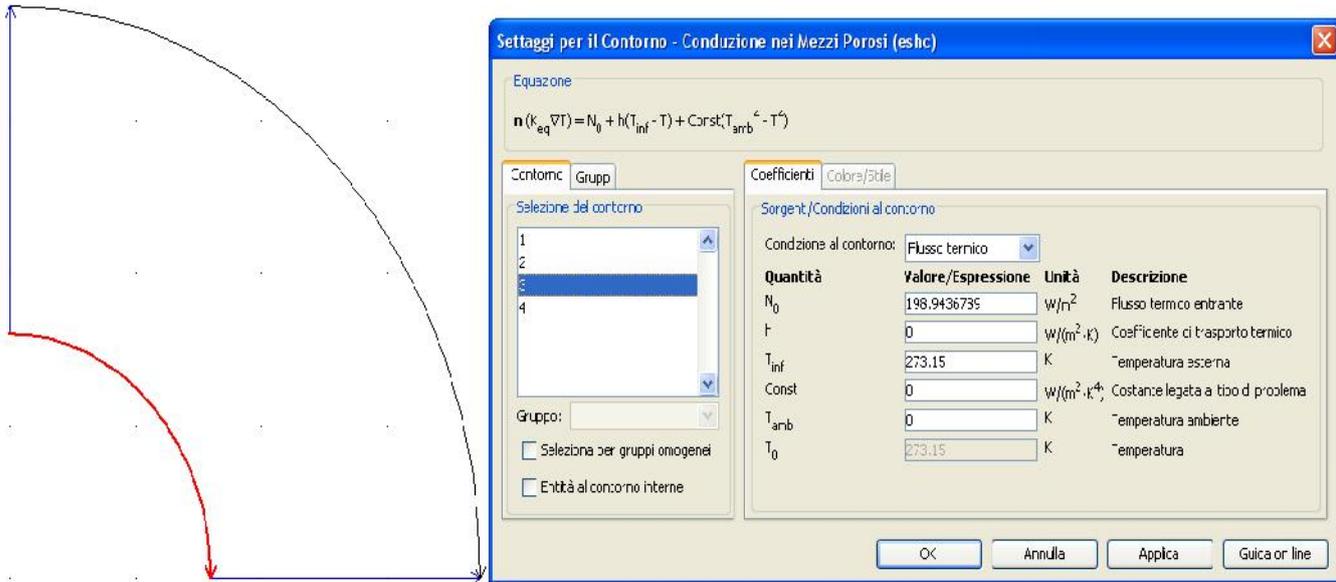


Fig.2 settaggi per il contorno

Quindi per questa prima semplice simulazione si sono adottati gli step seguenti:

- disegno della geometria equivalente (per la quale si sono adottati $r_e=0.075\text{m}$ e $r_i=0.032\text{m}$)
- imposizione delle condizioni al contorno e nel dominio interno:
 $T_g=14\text{ }^\circ\text{C}=287.15\text{ K}$
 $q=0$, sulle linee blu di taglio “esterne”
 $q=198.944\text{ W/m}^2$ sulla circonferenza interna,
 $K_{acqua}=0.65\text{ W/m K}$; $K_{sabbia}=0.29\text{ W/m K}$
 porosità=0.36

Gli ultimi due dati sono necessari alla determinazione della conduttività equivalente del dominio, e che è calcolata sulla base della formula:

$$k_{eq} = \frac{\sum k_i * \theta_i}{\sum \theta_i} \quad (5.2.4)$$

con ϕ_i frazione volumetrica del componente i -esimo in esame;

- raffinamento della mesh e ottenimento della soluzione;
- integrazione sulla circonferenza interna, selezionando la variabile che si desidera conoscere.
(ad esempio scelta la temperatura, si ottiene un risultato in m^*K);
- divisione del risultato ottenuto per la lunghezza del quarto di circonferenza, al fine di ottenere il risultato in K (risulta $15,0833 m^*K$, quindi $300,195 K$ ($27,045 ^\circ C$) con lunghezza dell'arco pari a $0,050245 m$)
- calcolo della T_x dalla formula (5.2.2), ponendo attenzione a tenere in considerazione che la formula della conduzione si riferisce ad una geometria piena, quindi con $R=0,323 W/m K$ e $q=40 W$ imposto sulla superficie della circonferenza interna, si ottiene che $T=12,92284$ e quindi $T_x=300,07$, pari a $26,92^\circ C$.
- lo scostamento ($0,125^\circ C$) fra i due risultati, può essere considerato accettabile.

5.3 Inclusione del cambiamento di fase

Il secondo passo è stato quello di prendere in considerazione il cambiamento di fase liquido-solido, sulla base di un test già effettuato e presente in letteratura [45] sul quale basarsi per confrontare i risultati ottenuti dal Comsol.

Il grafico preso da riferimento (Fig.5.3.1) mostra il profilo di temperatura dopo 10 e 48 ore, in un dominio cilindrico dal quale una sorgente (lineare ed infinita) ha estratto un flusso costante pari a 60 W al metro di perforazione.

Un monitoraggio di temperature attraverso alcune sonde annegate lungo il cilindro ha confermato la possibilità di trascurare gli effetti assiali (per le prime ore del test), e poter considerare quindi le temperature in corrispondenza della superficie .

Nel caso preso in considerazione il dominio è costituito dalla sola acqua, le prove successive descritte in dettaglio nell'articolo hanno visto l'aggiunta della sabbia a simulare ciò che accade in un terreno saturo d'acqua.

Il confronto al fine di validare il modello del terreno alla base della prova sperimentale e specificato in dettaglio nell'articolo è stato a sua volta effettuato con la soluzione analitica di Carslaw e Jaeger, precedentemente esposta e rappresentata dalla soluzione in linea continua in figura sotto.

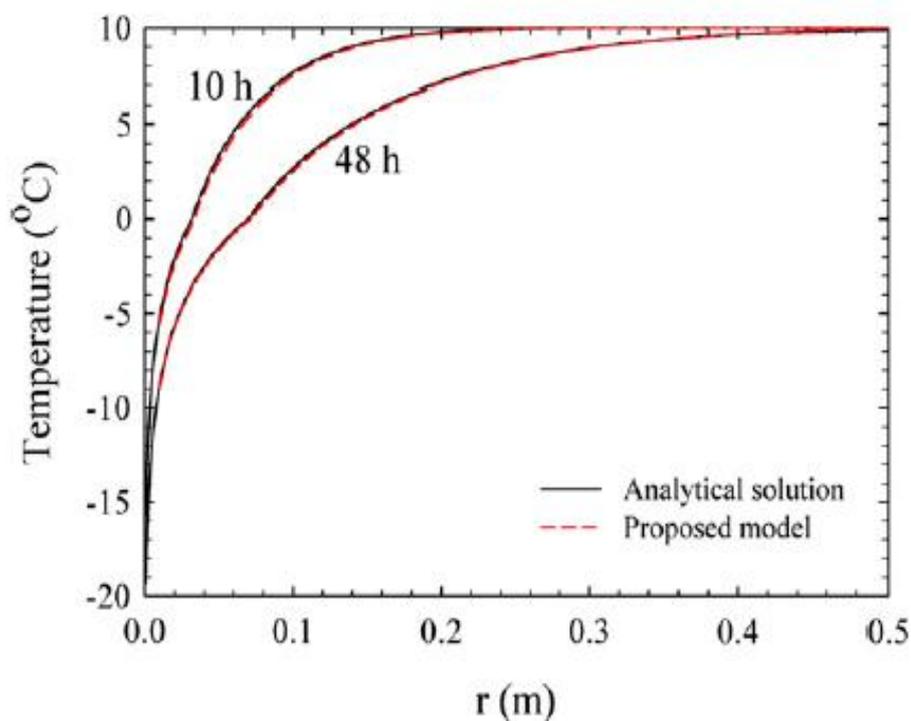


Fig.5.3.1 Soluzione di Carslaw e Jager a confronto con il modello proposto da Bernier

Lo scopo della simulazione è quello di riprodurre lo stesso grafico tramite il software Comsol, inserendo i dati al contorno reperibili nell'articolo stesso, come la condizione iniziale di temperatura sul dominio, fissata pari a 10°C.

In questo caso si è disegnato un cerchio (con raggio pari a 0.5m) contenente il materiale in cambiamento di fase (solo acqua) concentrico ad un altro cerchio, del diametro di 1mm, per rappresentare la sorgente lineare di lunghezza infinita.

La soluzione di temperatura sulla superficie analizzata ottenuta dal Comsol è mostrata sotto.

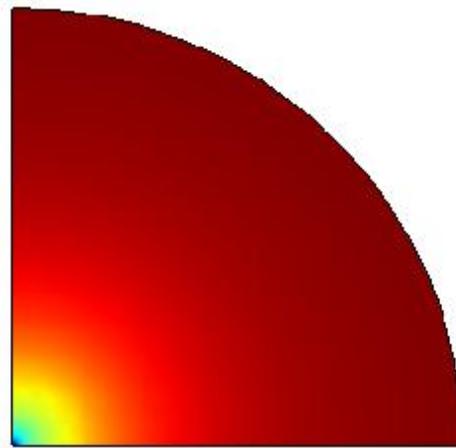


Fig. 5.3.2 soluzione di temperatura dal Comsol

Dal momento che il test sperimentale prevedeva la rimozione di 60 W/m per studiare il momento e la distanza alla quale avvenivano il congelamento dell'acqua, anche nel software sono stati forniti come condizione al contorno i 15 W (60/4, per tener conto della ridotta geometria analizzata) che sono stati successivamente, come al solito, divisi per il quarto di circonferenza per ottenere i W/m².

Per simulare il cambiamento di fase è stata adottata la procedura specifica che è richiamata nel manuale, la quale prevede la determinazione di alcune costanti, come la temperatura alla quale avviene la transizione di fase liquido-solido (0°C) ed il relativo range di temperatura deltaT attorno ad essa (0.5°C), oltre il calore latente di fusione dell'acqua (3.33*10⁵ J/kg K).

Il risultato ottenuto è mostrato in Fig.5.3.3 alla pagina seguente;

In Fig.5.3.4 invece si è sovrapposto il caso della “sola acqua” proposto da Bernier, con il risultato ottenuto dal software.

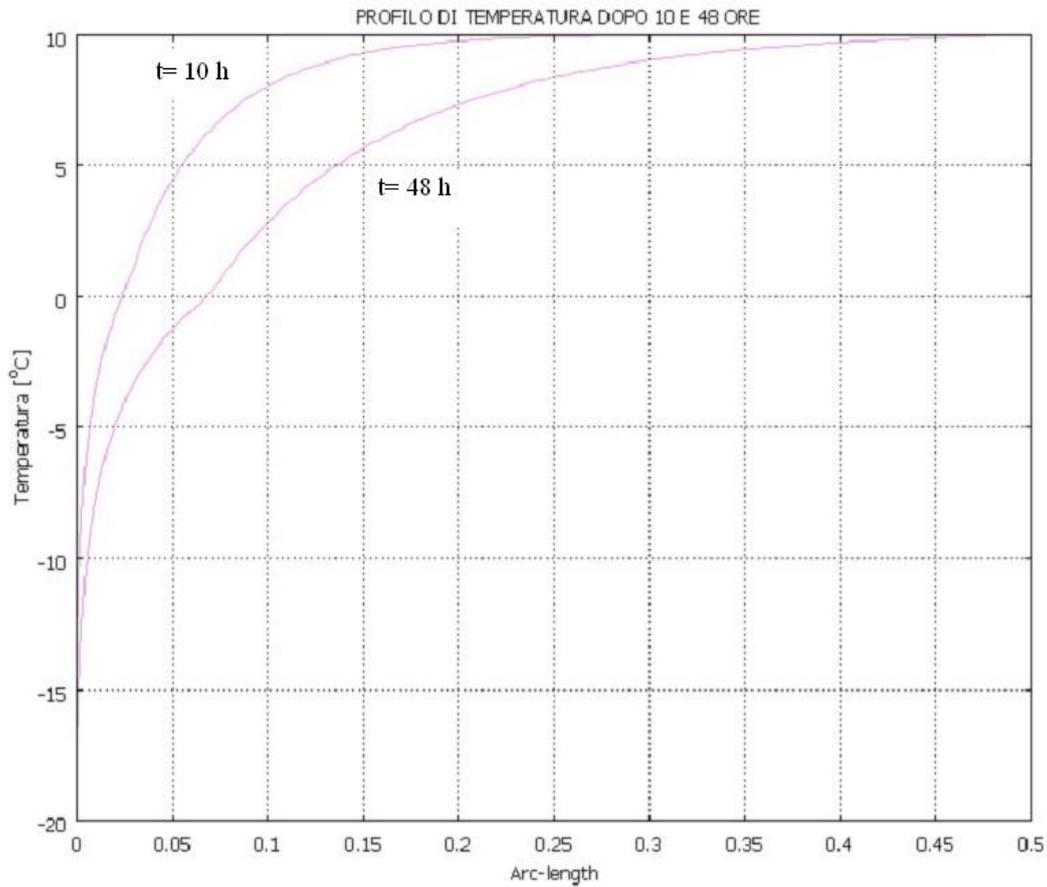


Fig.5.3.3. caso di “solo acqua”

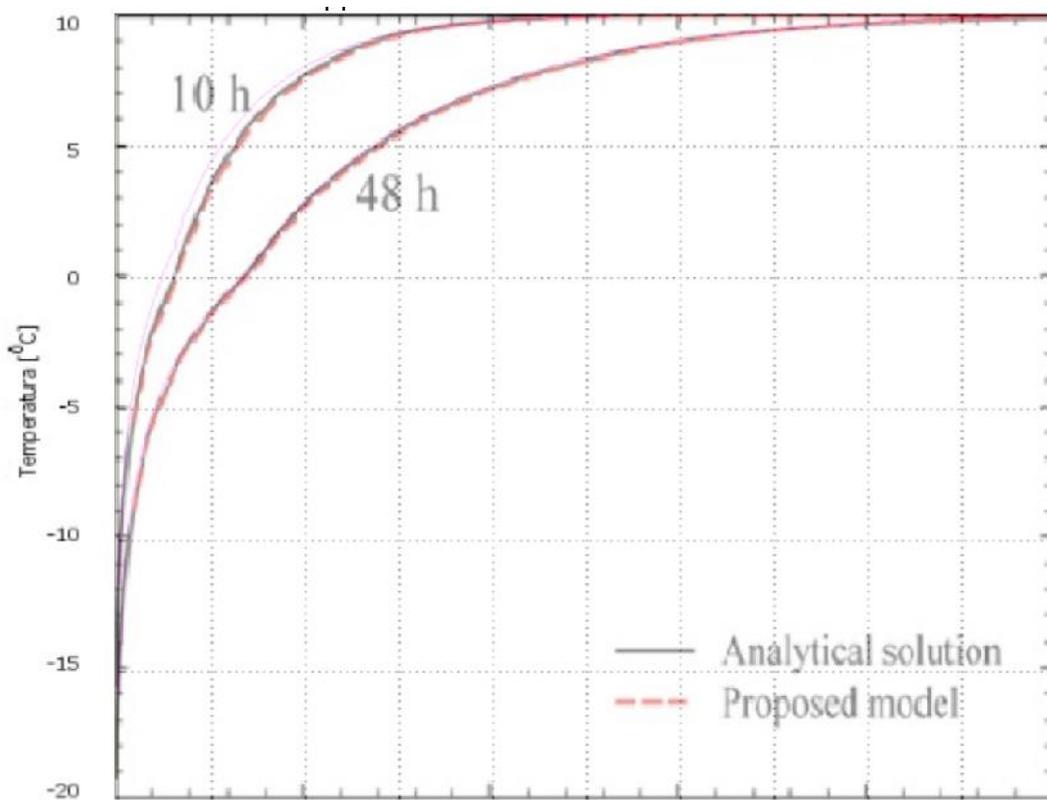


Fig.5.3.4. sovrapposizione grafici ottenuti dal Comsol con quelli di Bernier

Come si può notare dai grafici, c'è già una buona coerenza a 10 ore fra il profilo ottenuto dal Comsol (rosa) e quello (in rosso) proposto da Bernier, che diventa ottima al passare del tempo;

I due grafici risultano infatti praticamente sovrapposti al tempo t di 48 ore.

Questo perchè l'onda termica si sposta nel tempo e maggiore è l'istante temporale preso in considerazione, minore è l'influenza che essa riveste sulla superficie, determinando un sempre più piccolo scostamento fra i modelli scelti per descrivere il problema.

La leggera differenza nella temperatura nei due casi in corrispondenza a $r=0$, è sostanzialmente dovuto all'aver assunto la sorgente di dimensione finita.

In seguito è stata aggiunta la sabbia come secondo solido presente nel sottodominio.

Grazie alla normalizzazione della funzione H (che va da zero a uno durante il cambiamento di fase dell'acqua da ghiaccio a liquido) si può andare ad assegnare la corrispondente frazione volumetrica compresa nell'intervallo $[0, 0.36]$ sia all'acqua liquida che al ghiaccio, mentre la sabbia resta di frazione pari sempre a 0.64.

In questo modo si trascurano le variazioni volumetriche che avvengono durante il cambiamento di fase nei materiali, approssimazione tuttavia ritenuta lecita dalla maggior parte dei modelli.

Le proprietà assunte sono state pertanto:

		Acqua (fluido1)	Acqua (solido1)	Sabbia (solido2)
frazione volumetrica:		$H*0.36$	$0.36-H*0.36$	0,64
densità:	kg/m^3	997	918	3323,55
capacità termica specifica:	J/kg K	$4179+D*1m$	$2052+D*1m$	835
Conduttività termica	W/m K	0,613	2,31	3

Il valore di densità della sabbia, è stato ricavato a partire dalla formula (5.3.1) imponendo i valori di diffusività termica pari a $0.0934 \text{ m}^2/\text{giorno}$, e di calore specifico pari a 835 J/kg K .

$$\alpha = \frac{\lambda}{c_p \cdot \rho} \quad (5.3.1)$$

Successivamente è stata variata la conduttività della sabbia secca, e imposta pari a 1.5 W/m K, mantenendo costanti le altre proprietà di densità e calore specifico.

Nel primo grafico (Fig.5.3.5) è illustrato il confronto fra il caso di dominio composto da sola acqua e il caso di dominio composto da acqua e sabbia, mentre nel secondo grafico (Fig. 5.3.6) sono stati sovrapposti i grafici relativi al dominio terreno (acqua più sabbia), ma con i due valori diversi di conduttività della sabbia secca.

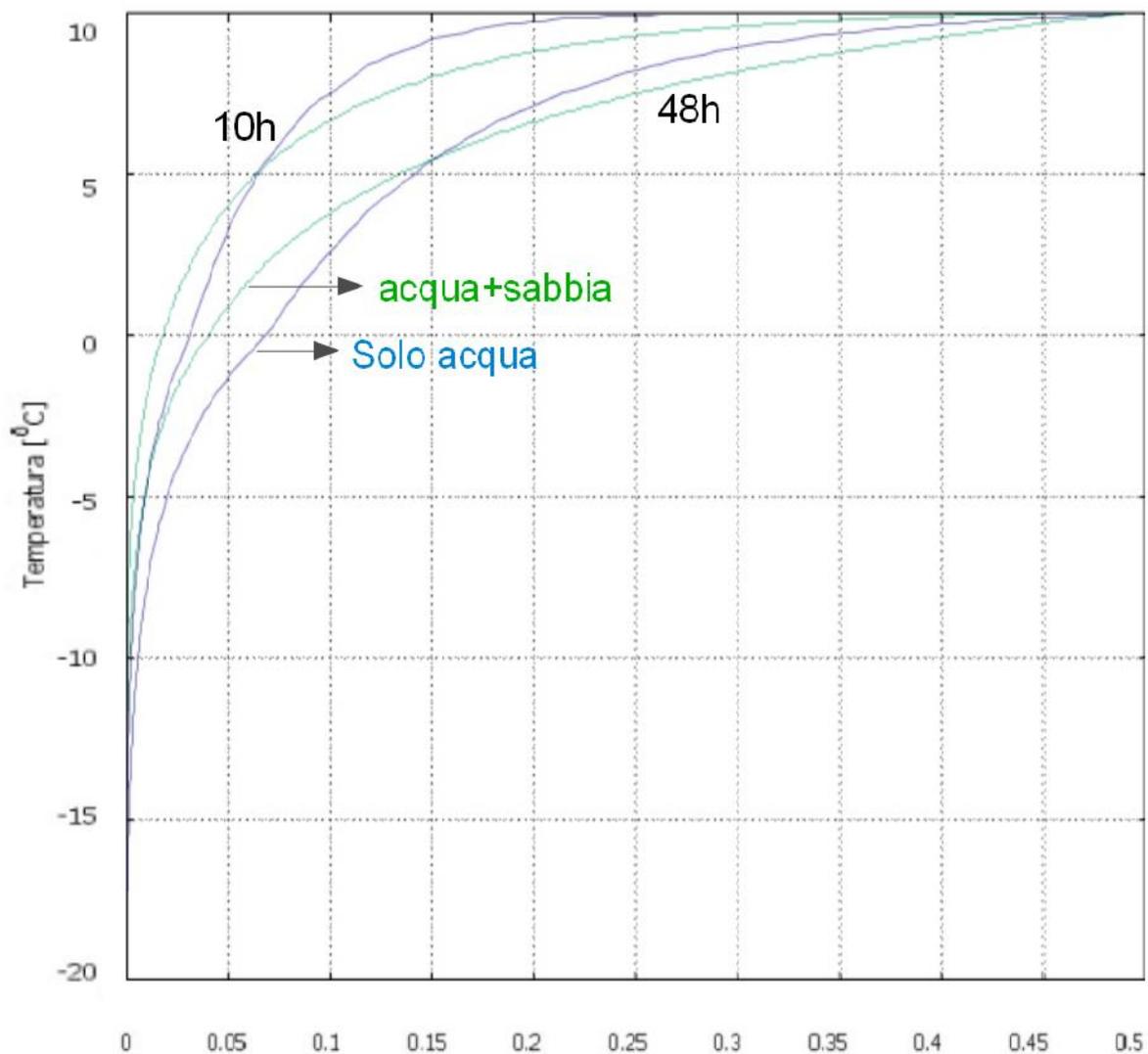


Fig.5.3.5 confronto fra la temperatura nel dominio di sola acqua e quella nel dominio di acqua e sabbia

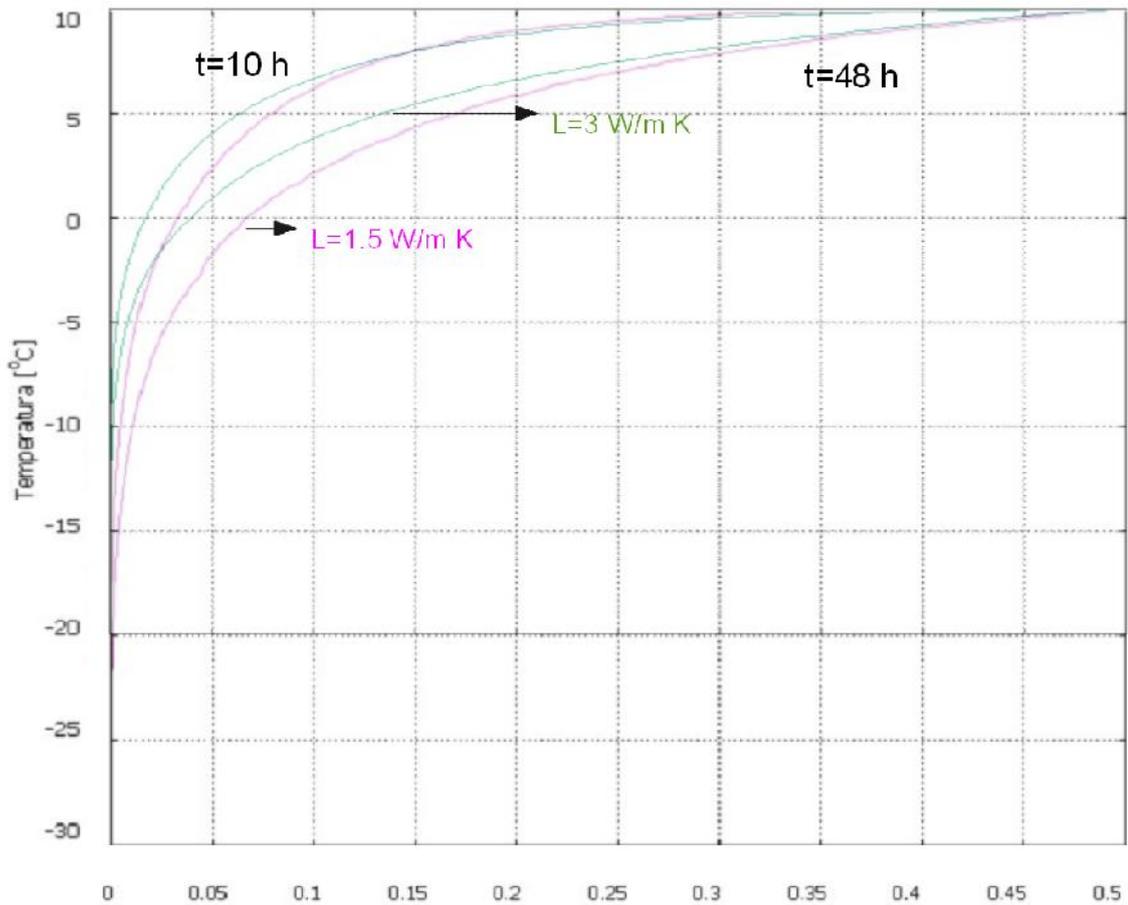


Fig.5.3.6 temperatura nel dominio acqua e sabbia per due valori di conduttività del terreno

In Fig.5.3.5 si può vedere lo sfasamento verso destra del diagramma relativo all'aggiunta di sabbia, a partire da un certo raggio, variabile a seconda dell'istante di tempo considerato. Inoltre la piccola "lacuna" (a 0.075 m) che si trova nel caso di sola acqua scompare invece con l'aggiunta di sabbia. Ciò è corretto in quanto la sabbia svolge un'azione smorzante, attenua cioè gli effetti della sollecitazione imposta (flusso termico) e un'azione capacitiva, mostrando la stessa risposta ad una distanza leggermente maggiore. La miglior conduzione del calore grazie alla più alta conducibilità della sabbia, emerge in Fig.5.3.6 dalla temperatura raggiunta dal dominio in corrispondenza a $r=0$. Nel caso di sola acqua, la temperatura minima è all'incirca di -17°C , a differenza dei -12°C nel caso di conduttività 3 W/m K . Nel caso invece di conduttività pari a 1.5 W/m K , la temperatura in corrispondenza a $r=0$, scende oltre quella del caso di sola acqua, arrivando a sfiorare i -22°C .

Più bassa è la conducibilità quindi, minore è la temperatura che raggiunge al termine del prelievo la zona immediatamente circondante la sorgente.

5.4 Difficoltà di inclusione del cambiamento di fase nel dominio tridimensionale

La successiva prova effettuata è nata allo scopo di rendere il dominio tridimensionale, si è quindi estruso il dominio bidimensionale con una profondità (lunghezza del foro) pari a 100 m. Prima di procedere però è stato necessario ricondurre il quarto di cerchio analizzato in precedenza ad un quarto di quadrato, in quanto la realizzazione delle mesh risultava difficoltosa.

Tramite l'uguaglianza nei due casi, delle aree interne, si può scrivere che:

$$\pi \times r_e^2 - \pi \times r_i^2 = l_e^2 - l_i^2 \quad (5.4.1)$$

Con $\pi \times r_i^2 = l_i^2$, che insieme portano a definire le lunghezze dei lati dei due quadrati:

$$l_i = r_i \sqrt{\pi} \quad \text{e} \quad l_e = r_e \sqrt{\pi} \quad (5.4.2)$$

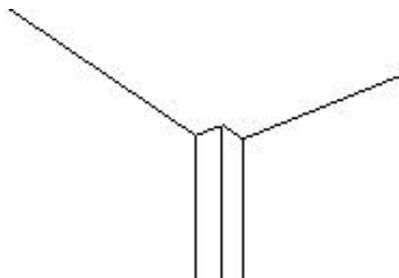
per valutare anche in questo caso l'esattezza del procedimento, si è effettuato il confronto con il caso di sola acqua relativo alla prima simulazione.

Il raggio interno corrispondeva ad 0.5 mm mentre quello esterno a 0,5 m, per cui:

$$l_i = 0.5 * 10^{-3}$$

$$l_e = 0.5$$

Va sottolineato come il flusso termico pari a 15 W precedentemente imposto sul quarto di circonferenza interna, va adesso diviso a metà per tenere conto dei due lati del quadrato che rappresentano la sorgente, come mostrato sotto nel particolare ingrandito.



La prova è stata effettuata per verificare se i valori a 50 m risultavano uguali a quelli sul dominio bidimensionale, non cambiando le condizioni imposte.

Questo per osservare se l'estrusione e i gli effetti di bordo da essa derivanti potevano influire i risultati rispetto ad una geometria bidimensionale.

Sono state mantenute le condizioni di adiabaticità sulle sezioni trasversali, oltre che

sulle pareti superiore ($z=0$) e inferiore ($z=100$), mentre è stata imposta la temperatura di $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ sulle due pareti esterne. Il risultato di tale simulazione è mostrato sotto:

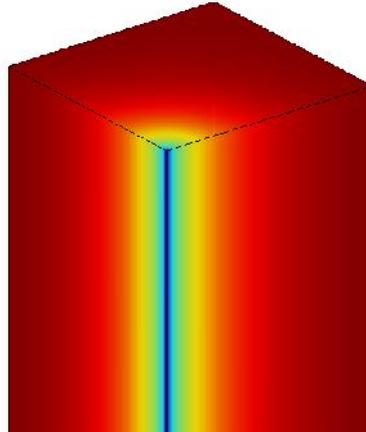


Fig.5.4.1

Sono stati sovrapposti il grafico relativo a “sola acqua” (dominio circolare bidimensionale, in rosa nella figura sotto) con quello relativo ai valori a 50 m del parallelepipedo ottenuto dall'estrusione del quadrato (grafico in rosso). Vi è uno scostamento non trascurabile, probabilmente dovuto all'effetto della diversa geometria analizzata.

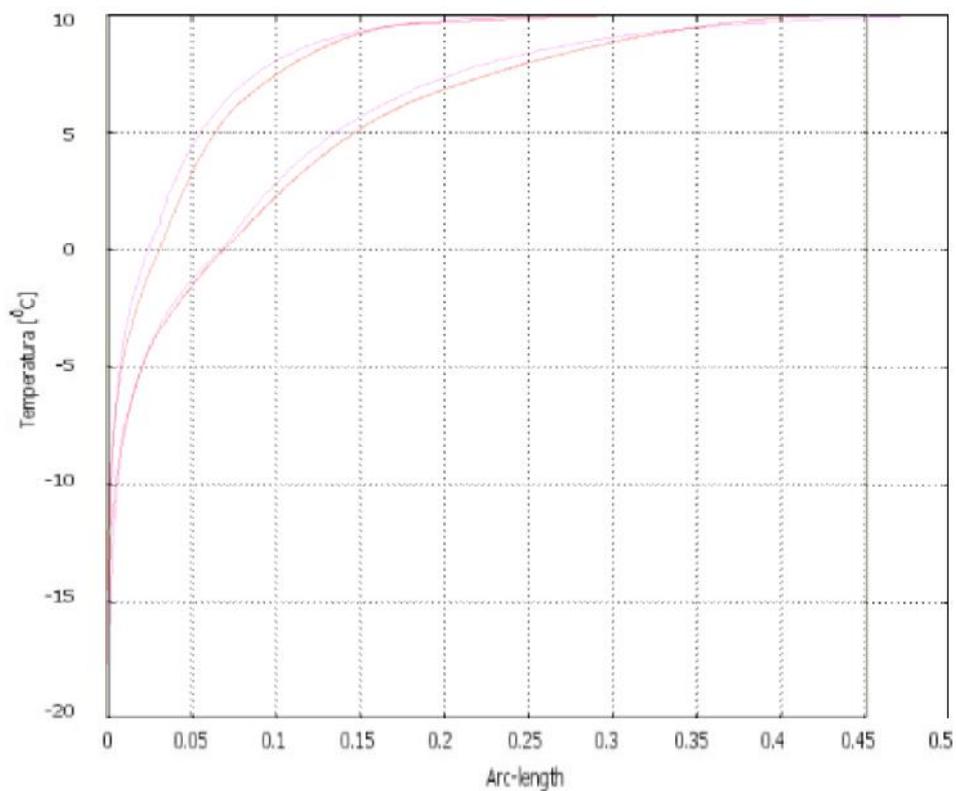


Fig. 5.4.2 temperatura nel dominio circolare 2D e in corrispondenza a 50 m nel dominio 3D quadratico

Per vedere se lo scostamento era dovuto proprio alla diversa geometria analizzata, si è sovrapposto il caso di “sola acqua” nel dominio bidimensionale quadrato (in azzurro), con quello estruso sempre da quadrato (rosso), cioè quadrato 2D con quadrato 3D.

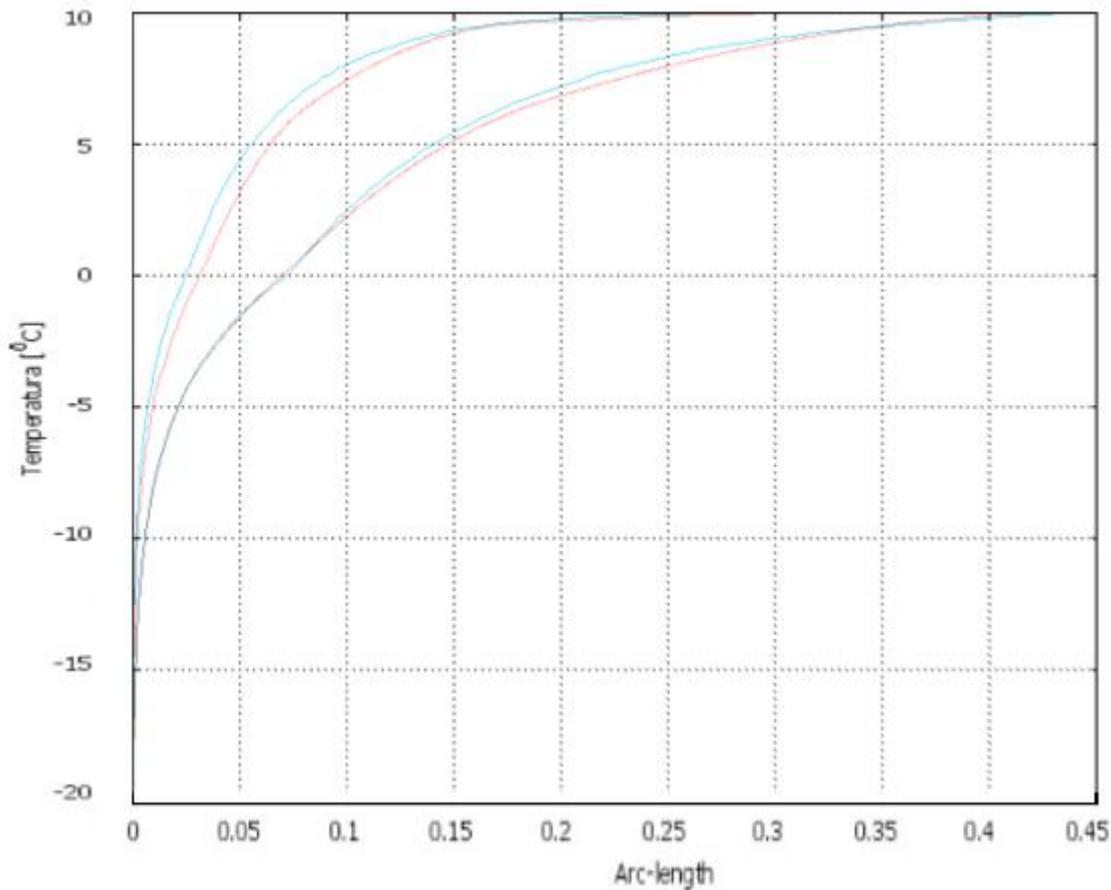


Fig.5.4.3 temperatura nel dominio quadratico 2D e in corrispondenza a 50 m del dominio quadratico 3D

Permane ancora una certa differenza fra i due grafici, che tende a diminuire col passare del tempo (48 ore).

Un’osservazione particolare riveste il grafico di Fig. 5.4.4 alla pagina seguente, nel quale sono sovrapposti gli andamenti delle temperature per il dominio 2D circolare di riferimento (in rosa) e quello sempre bidimensionale ma quadratico (in azzurro).

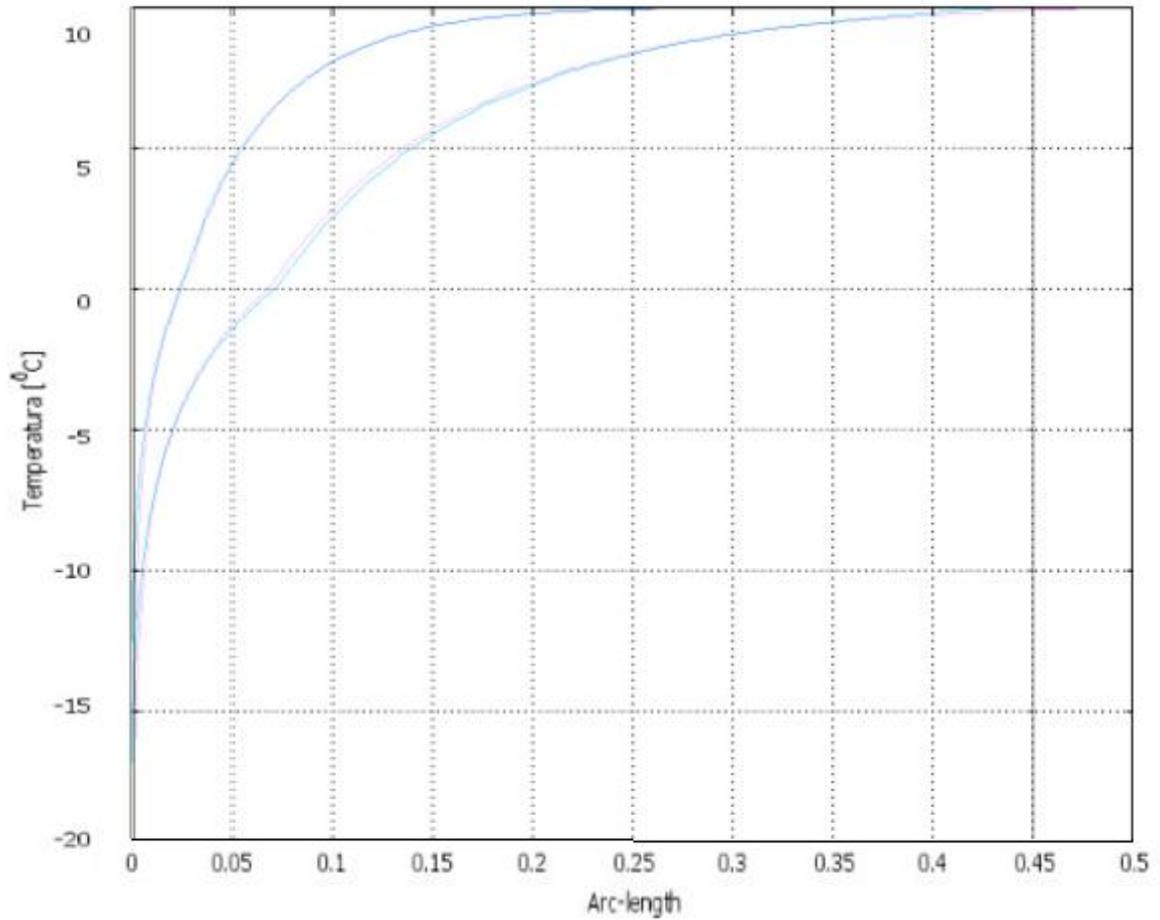


Fig.5.4.4 sovrapposizione delle temperatura nel dominio circolare 2D con quelle nel dominio quadratico 2D

Dal momento che, nonostante le diverse geometrie prese in considerazione in questa prova, questo grafico è quello che presenta gli scostamenti minori fra i due profili, si può concludere come sia l'estrusione di per se a comportare un certo errore nell'andamento della temperatura rispetto il caso bidimensionale.

L'intento della simulazione successiva era quello di prevedere la creazione del modello di una sonda a doppia U, secondo la figura seguente:

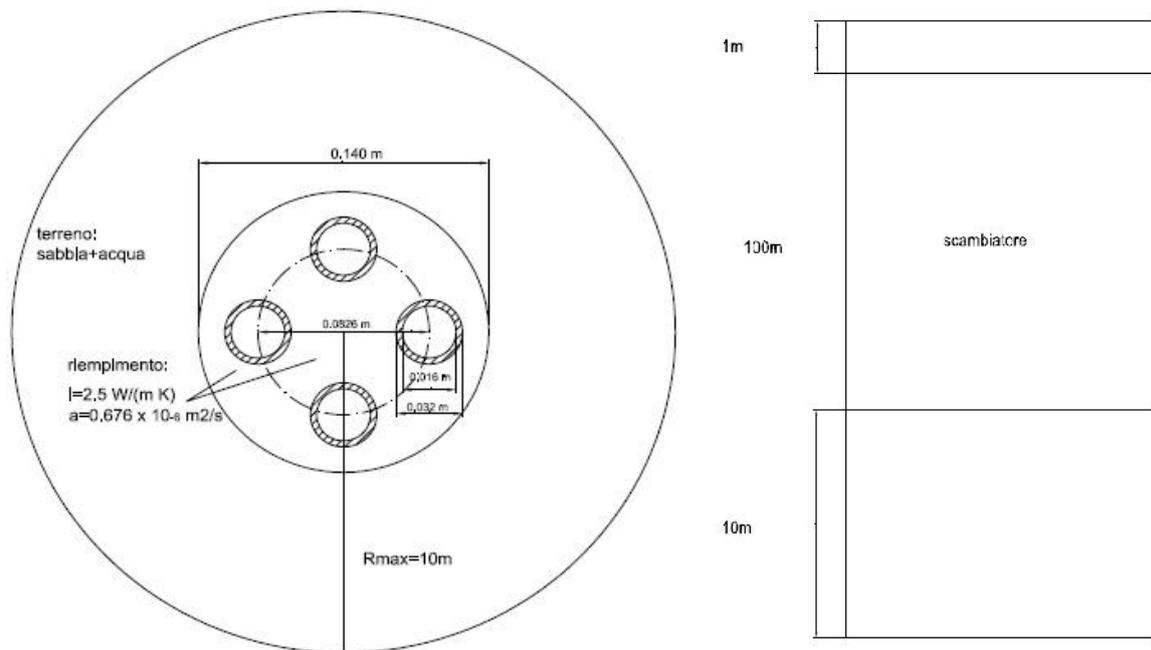


Fig.5.4.5. modello reale di sonda geotermica

Anche in questo caso si è dapprima ricondotto la geometria ad una equivalente uguagliando le aree occupate dalle tubazioni nei due casi, in seguito si è uguagliato le aree di terreno e riempimento per trovare le dimensioni dei quadrati sostituendo le geometrie circolari del modello.

Quindi:

$$4 (re_t)^2 = \pi req^2 = l_{int}^2 \quad \Rightarrow \quad l_{int} = req * \sqrt{4} = (2re_t) * \sqrt{4}$$

$$\pi r_{riempim}^2 = l_i^2 \quad \Rightarrow \quad l_i = r_{riempim} * \sqrt{4}$$

$$\pi r_{terreno}^2 = l_e^2 \quad \Rightarrow \quad l_e = r_{terreno} * \sqrt{4}$$

Come al solito, è stata analizzato solo un quarto di geometria, per ridurre lo sforzo computazionale.

Il modello prevede la schematizzazione della sonda (di lunghezza pari a 100 m) con un parallelepipedo di pari altezza e con la sovrapposizione, alle due estremità, di due parallelepipedo rappresentanti gli strati superiore (1 m) e inferiore (10 m) di terreno.

La sonda modellata è rappresentata in Fig.5.4.6

Come condizioni al contorno sono state imposte:

- temperatura indisturbata del terreno, pari a 10 °C sulle superfici estreme superiore e inferiore, e sulle pareti più esterne;
- flusso termico sulle pareti più interne rappresentanti le tubazioni;
- soluzione di continuità sulle superfici orizzontali di separazione sonde-terreno; e sulle superfici orizzontali di separazione materiale di riempimento-terreno;
- isolamento termico altrove.

Il primo passo è stato quello di imporre un profilo di carico orario annuale.

In questo modo, si può dare, come condizione al contorno, il flusso in W/m^2 incidente sulle due superfici più interne, letto dal software in un file esterno.

La soluzione è però risultata impossibile, nel senso che lo sforzo computazionale è risultato talmente elevato, paragonato alla disponibilità di risorse di memorie dei consueti pc, tale da far proseguire la simulazione con tassi del 2% ogni 24 h.

Nemmeno imponendo un flusso di calore costante sulle stesse superfici, ha permesso di accelerare i tempi di analisi.

Tali problematiche non si sono presentate nella simulazione dell'estrusione, relativa al caso di "sola acqua" (sempre dominio tridimensionale); ciò è dovuto al fatto che in quest'ultimo caso vi è, si la tenuta in considerazione del cambiamento di fase ma non la presenza del terreno a determinare la miscela sabbia-acqua, inoltre la geometria è molto più semplice, conseguentemente lo sforzo computazionale rispetto il modello di sonda in Fig. 5.4.6 risulta molto minore.

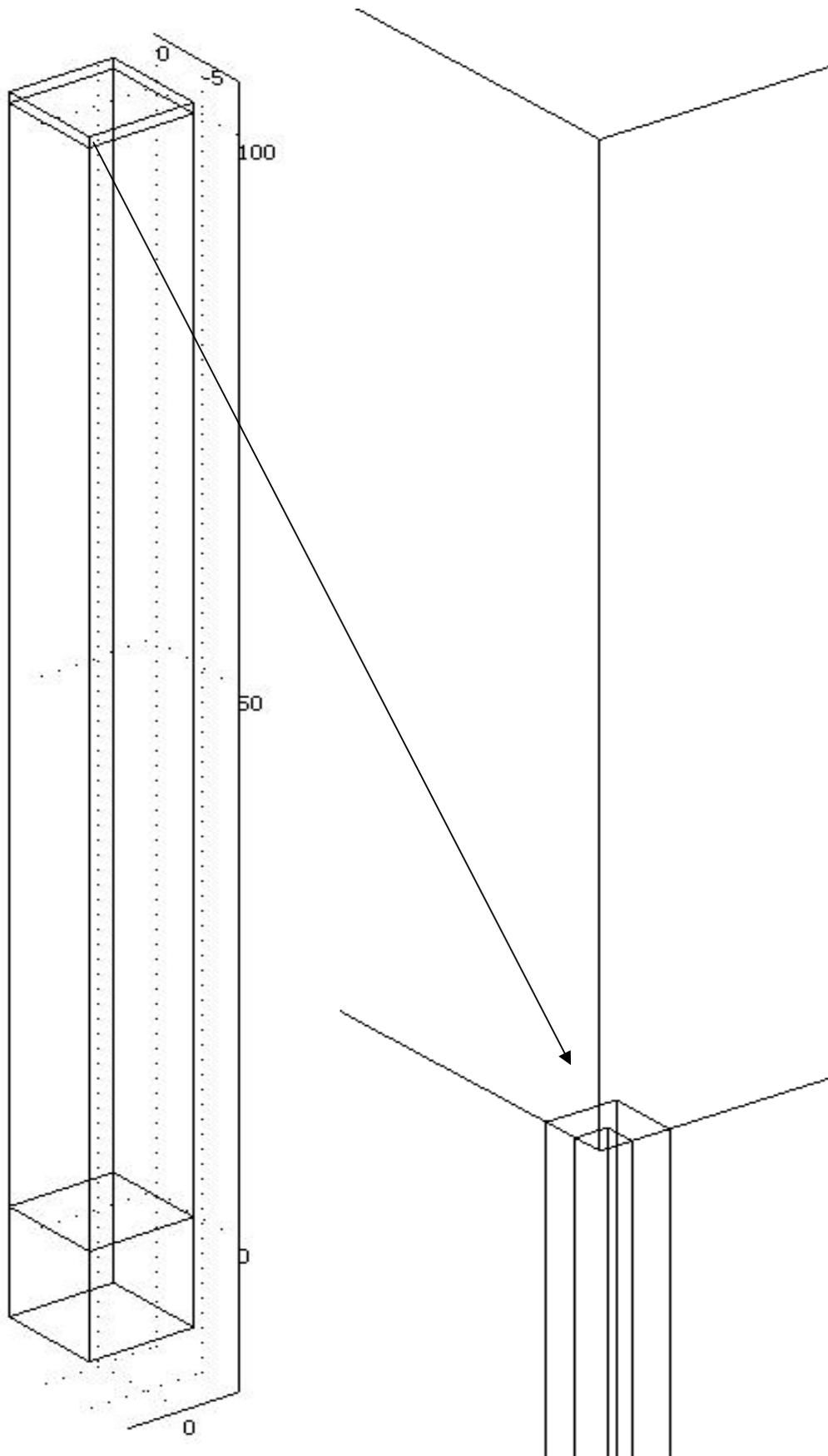


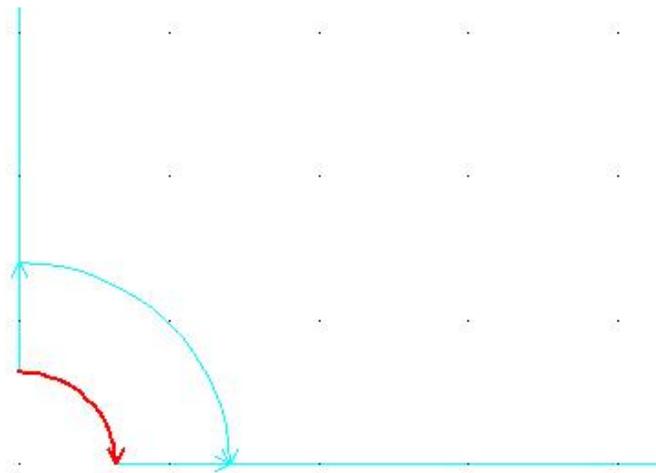
Fig.5.4.6 modello 3D di sonda geotermica

Particolare ingrandito

5.5 Modello circolare 2D di sonda geotermica

Si è pertanto tornati alla geometria bidimensionale (della quale è mostrato un particolare nella Fig. 5.5.1, assumendo la forma circolare per l'area relativa al materiale di riempimento ed il terreno circostante.

Le dimensioni per il modello, sono state ottenute sempre sfruttando la (5.2.1) per la determinazione del raggio equivalente interno.



$$4 (r_{eq})^2 = \pi R_{riempim}^2$$

$$r_{eq} = 0.032 \text{ m}$$

$$R_{riempim} = 0.07 \text{ m}$$

$$R_{terreno} = 10 \text{ m}$$

Fig. 5.5.1 quarto di geometria analizzata

In seguito sono state imposte le proprietà termiche dei sottodomini:

Terreno:

	Acqua (fluido1):	Acqua alla stato di ghiaccio (solido1):	Sabbia (solido2):
frazione volumetrica:	$H*0.36$	$0.36-H*0.36$	0,64
densità: kg/m^3	997	918	3323,55
capacità termica specifica: J/kg K	$4179+D*1m$	$2052+D*1m$	835
conduttività termica: W/m K	0,613	2,31	3

Materiale di riempimento:

frazione volumetrica		1
densità kg/m^3		4622,7
capacità termica specifica J/kg K		800
conduttività termica W/m K		2,5

Il valore di densità del materiale di riempimento è stato trovato a partire dai valori di diffusività ($0,676 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$), conduttività termica e calore specifico del materiale, sempre sfruttando la (5.3.1).

Dapprima è stato imposto un flusso di calore (negativo) costante per un mese, sulla superficie interna, pari a $248,78 \text{ W/m}^2$, corrispondenti a 50 W/m di perforazione.

In seguito è stata data come condizione al contorno sulla superficie interna, un profilo orario variabile, corrispondente al mese di gennaio di un profilo di carico annuale sbilanciato in riscaldamento, ovvero con maggior esigenza da parte dell'utenza di riscaldamento piuttosto che di raffrescamento (la creazione del profilo è spiegata in dettaglio al capitolo 5.6).

I due grafici sotto mostrano l'andamento di temperatura lungo il raggio, all'istante finale, ovvero dopo un mese, per il caso di conduttività della sabbia pari a 3 W/m K (Fig. 5.5.2) e 1.5 W/m K (Fig. 5.5.3)

Gli andamenti del profilo di temperatura per lo stesso valore di conduttività del terreno non si distinguono, sono cioè sovrapposti, data la lieve differenza dei due profili (costante e variabile) imposti.

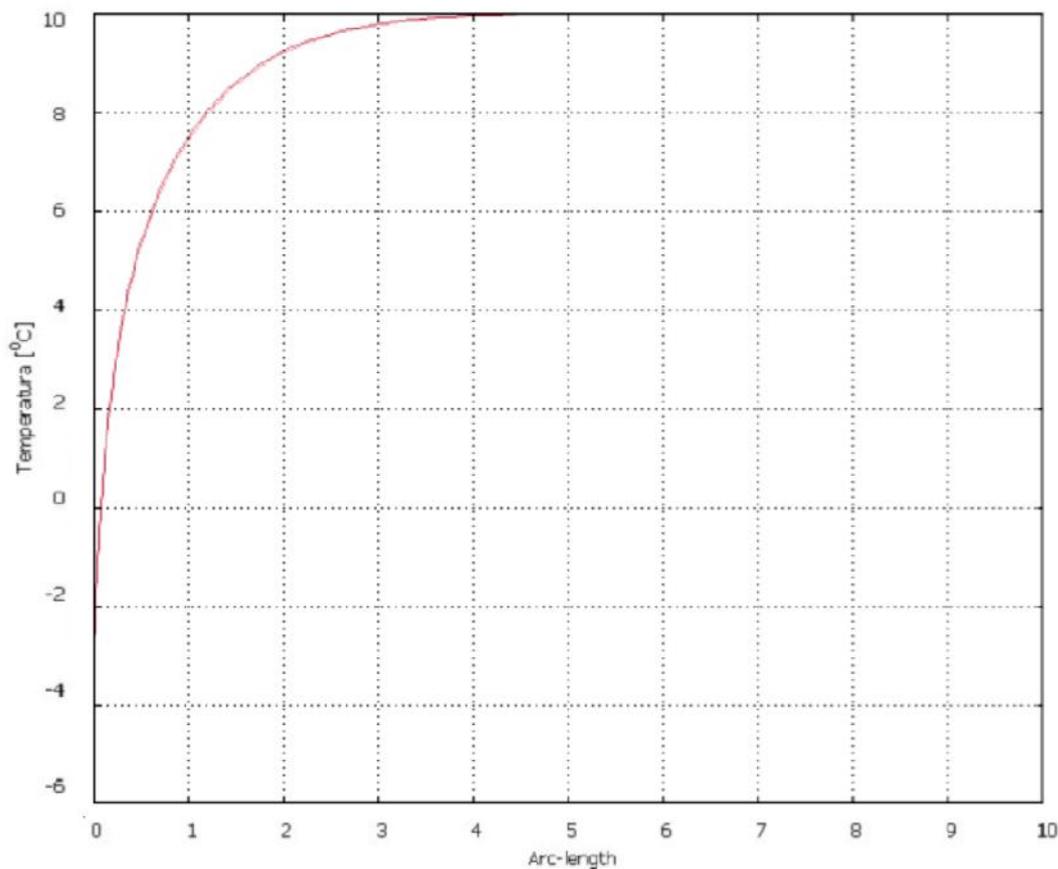


Fig. 5.5.2 temperatura nel terreno dopo un mese con $\lambda = 3 \text{ W/m K}$

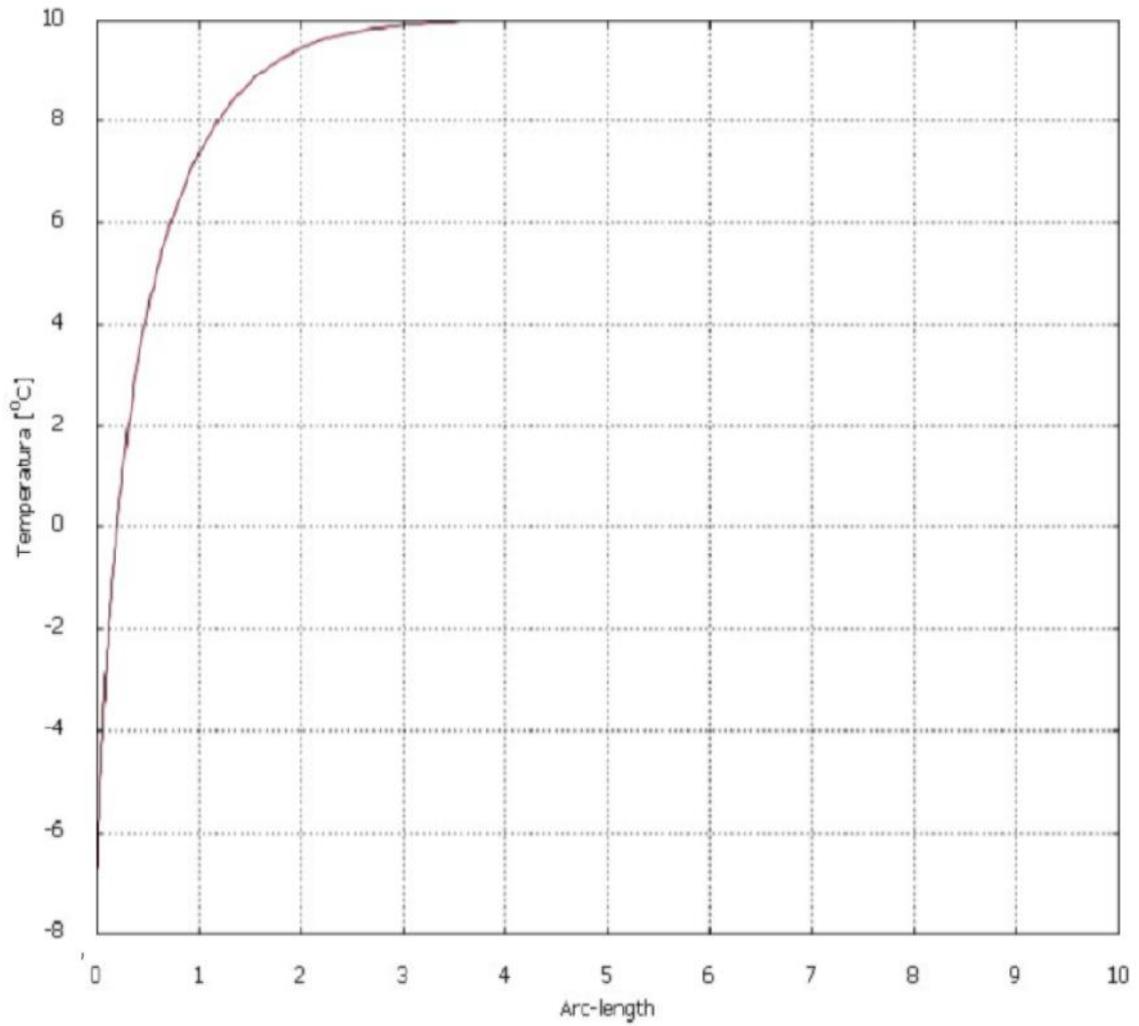


Fig. 5.5.3 temperatura nel terreno dopo un mese con $\lambda = 1.5 \text{ W/m K}$

Anche in questo caso, il più basso valore di conduttività della sabbia comporta delle temperature minime in corrispondenza del prelievo di calore, più basse rispetto ad un terreno a più alta conduttività.

5.6 Confronto con e senza cambiamento di fase

Le simulazioni successive hanno visto l'imposizione in corrispondenza della sonda, di due profili di carico annuale (Fig 5.6), ottenuti a partire dalle seguenti formulazioni:

$$\frac{Q_{bal}(\ddagger)}{L_{bore}} = -q_0 \cdot \cos\left[\frac{2f}{\ddagger_y} \cdot (\ddagger - \ddagger_m)\right] \quad (5.6.1)$$

$$\frac{Q_{hd}(\ddagger)}{L_{bore}} = -\frac{3}{4} \cdot q_0 \cdot \cos\left[\frac{2f}{\ddagger_y} \cdot (\ddagger - \ddagger_m)\right] - \frac{1}{4} \cdot q_0 \cdot \left| \cos\left[\frac{2f}{\ddagger_y} \cdot (\ddagger - \ddagger_m)\right] \right| \quad (5.6.2)$$

La (5.6.1) crea un profilo di carico bilanciato, ciò significa che i carichi nella stagione invernale ed estiva sono pressochè della stessa entità, diversamente da quanto accade nel profilo di carico sbilanciato in riscaldamento (5.6.2) nel quale la necessità di caldo prevale sulla richiesta di freddo.

La costante q_0 indica il flusso di calore espresso in W/m (assunto pari a 50), τ rappresenta l'istante temporale considerato, τ_m e τ_y sono, rispettivamente, la costante di sfasamento fra l'imposizione della forzante (ad esempio minimo della temperatura dell'aria esterna) e la risposta del terreno (30 giorni), e la durata in secondi, dell'anno per il quale si vuole creare il profilo ($3600 \cdot 24 \cdot 365$ s). L_{bore} è infine la lunghezza di sonda.

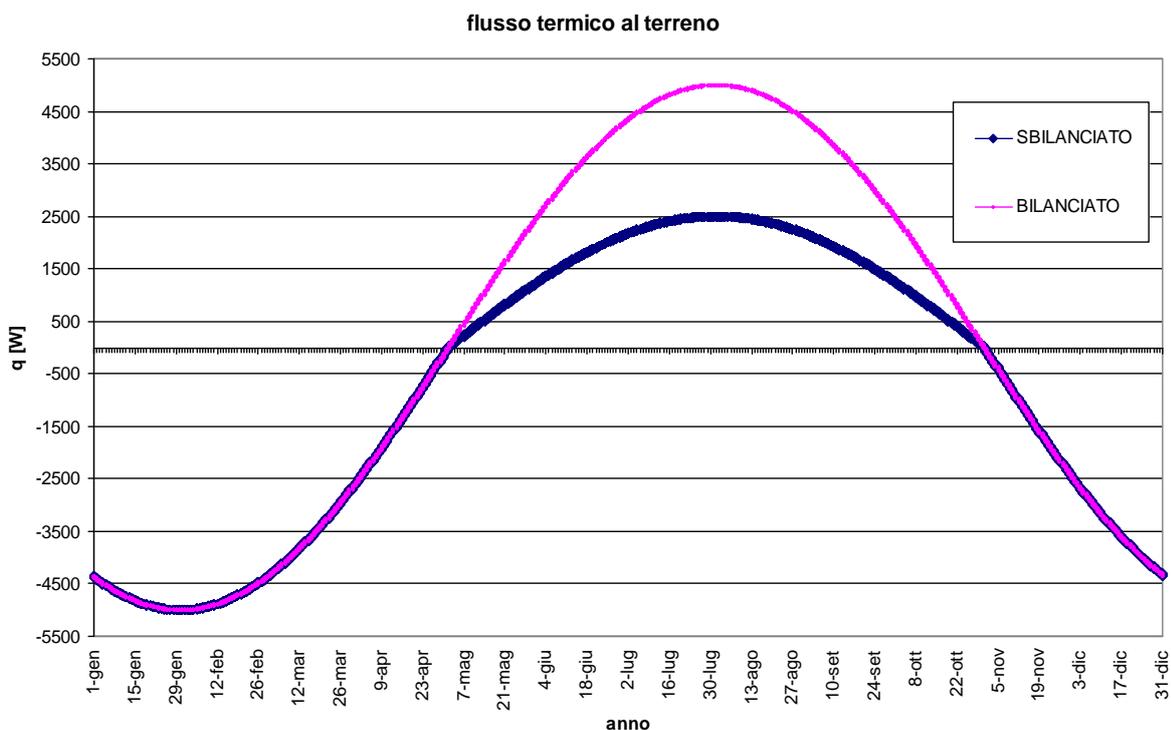


Fig 5.6 profili di carico, bilanciato e sbilanciato

Nei due grafici sottostanti sono invece riportati, per i due valori di conduttività della sabbia e in funzione del tempo, gli andamenti della temperatura, sulla superficie interna corrispondente alla parete di separazione tubo equivalente-materiale di riempimento, sia per il profilo di carico bilanciato che per quello sbilanciato in riscaldamento.

In questo secondo caso la temperatura massima nella stagione di raffrescamento, essendo il flusso termico asportato dal terreno maggiore di quello ceduto, risulta inferiore rispetto al caso di carico bilanciato.

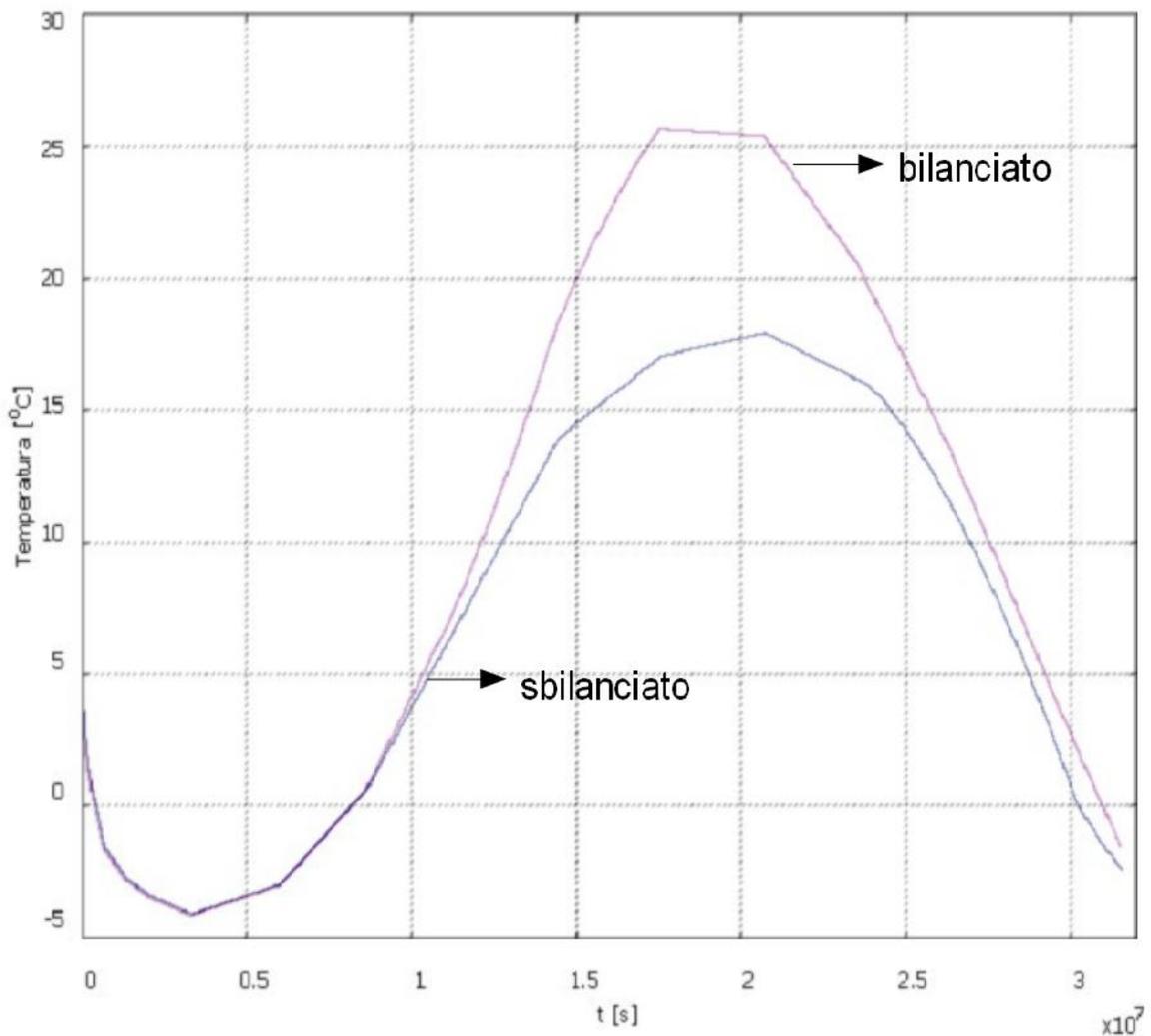


Fig. 5.6.1 Temperatura con conduttività della sabbia = 3 W/m K

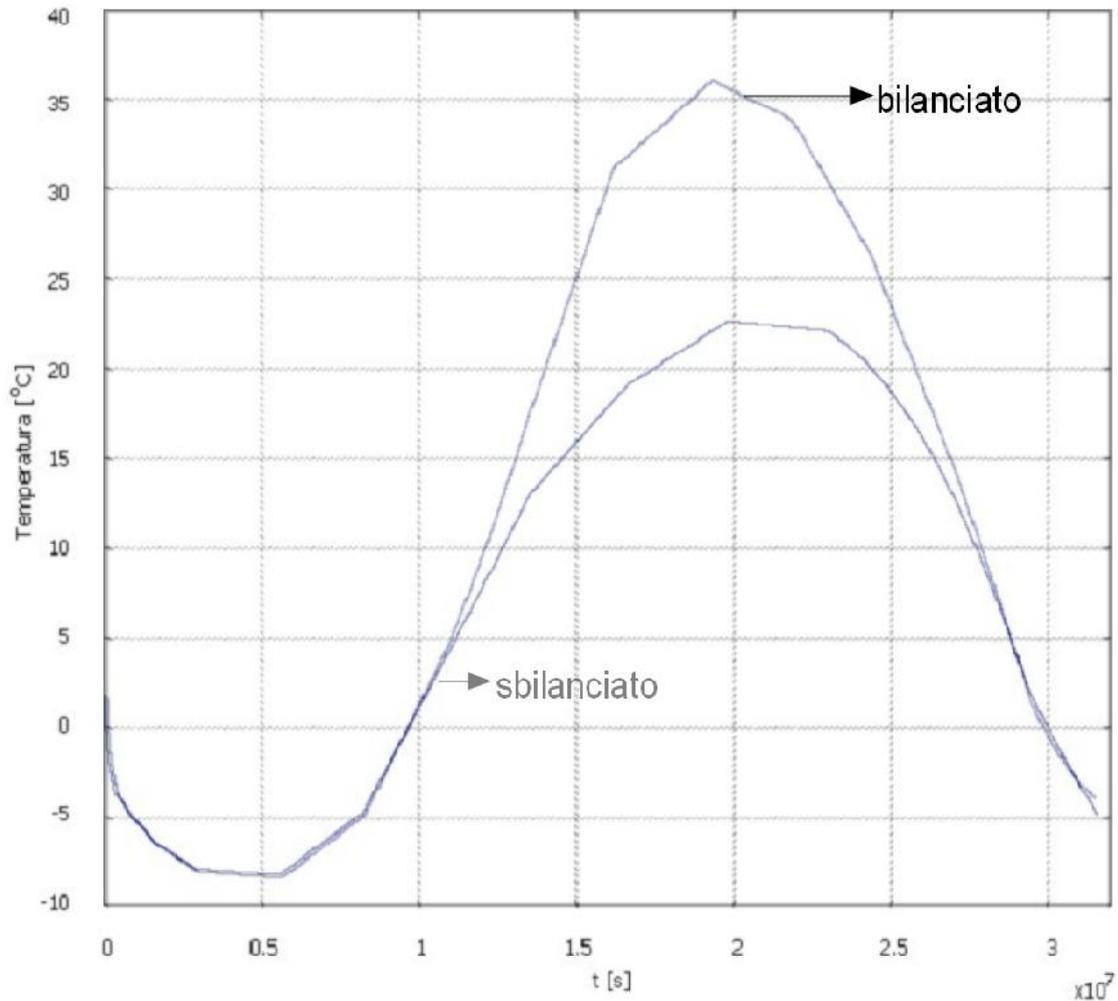


Fig. 5.6.2 Temperatura con conduttività della sabbia = 1.5 W/m K

La prossima analisi ha riguardato la stessa simulazione sopra ma con l'eliminazione del cambiamento di fase dell'acqua. È stato sufficiente cancellare le funzioni che erano necessarie al software per variare le proprietà termiche a seconda della temperatura dei nodi e definire le proprietà termiche del nuovo solido efficace.

Le formulazioni usate (5.6.3 e 5.6.4) si basano sulla porosità del terreno (Φ), per effettuare una media pesata delle proprietà termiche dei suoi componenti ovvero l'acqua liquida e la sabbia secca, rappresentate rispettivamente dai pedici f (fluido) e s (solido).

$$\lambda_{eff} = \Phi \cdot \lambda_f + (1 - \Phi) \cdot \lambda_s \quad (5.6.3)$$

$$\alpha = \frac{\lambda_{eff}}{\Phi \cdot \rho_f \cdot c_f + (1 - \Phi) \cdot \rho_s \cdot c_s} \quad (5.6.4)$$

Sono stati assunti porosità, al solito, di 0.36, e i valori dell'acqua liquida e della sabbia

fin'ora usati per definire le proprietà del nuovo solido efficace. Per ottenere il valore della densità il calore specifico è stato imposto pari a 1000 J/kg K.

Quindi le nuove proprietà assegnate sono state:

		Materiale di riempimento	Terreno (solido efficace)
Frazione volumetrica		1	1
Densità	kg/m ³	4622,78	3276,03
Capacità termica specifica	J/kg K	800	1000
Conduttività termica	W/m K	2,5	2,14 (sabbia=3)
Conduttività termica	W/m K	2,5	1,18 (sabbia=1.5)

Le Fig. 5.6.3 e 5.6.4 riportano gli andamenti di temperatura lungo la circonferenza interna per il *profilo di carico bilanciato*, nei casi di presenza e no del cambiamento di fase e per i due valori di conduttività del terreno.

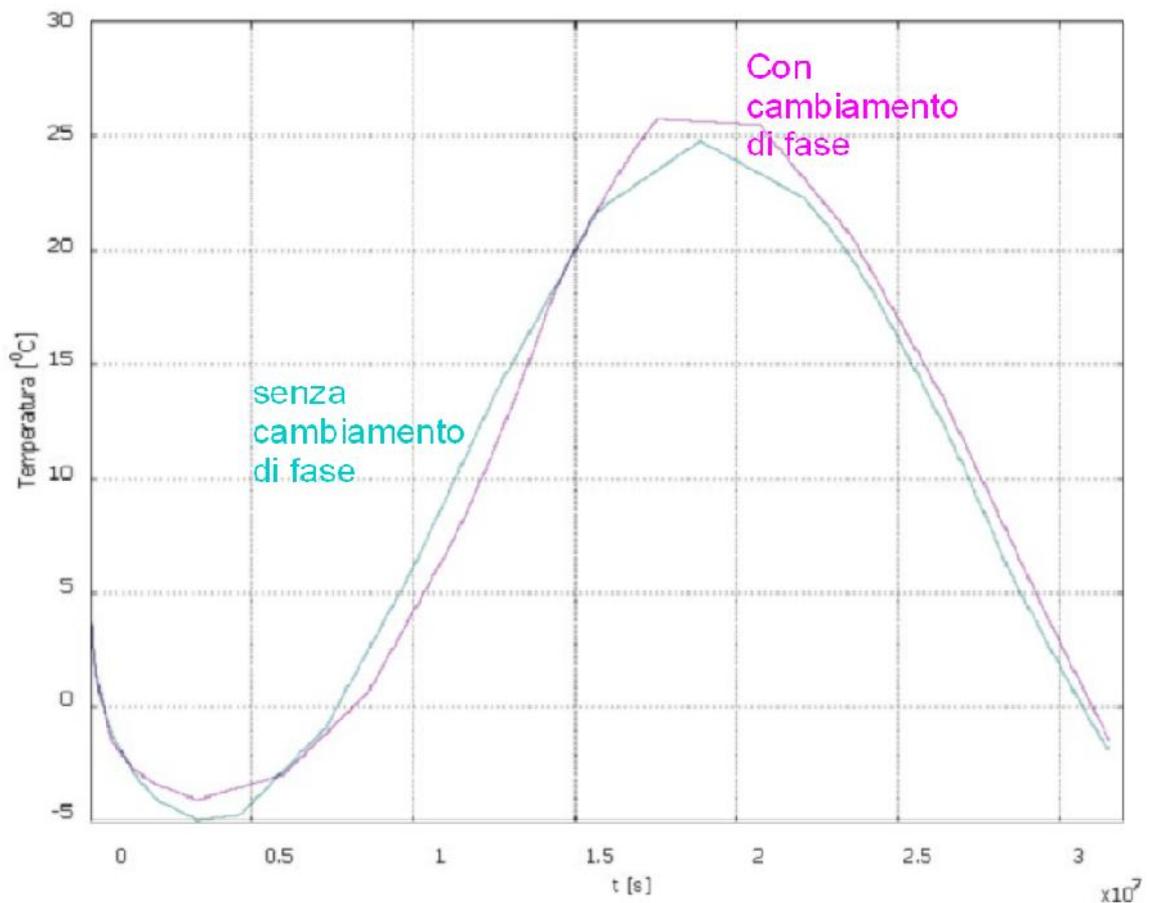


Fig.5.6.3 Temperatura con conduttività della sabbia = 3 W/m K

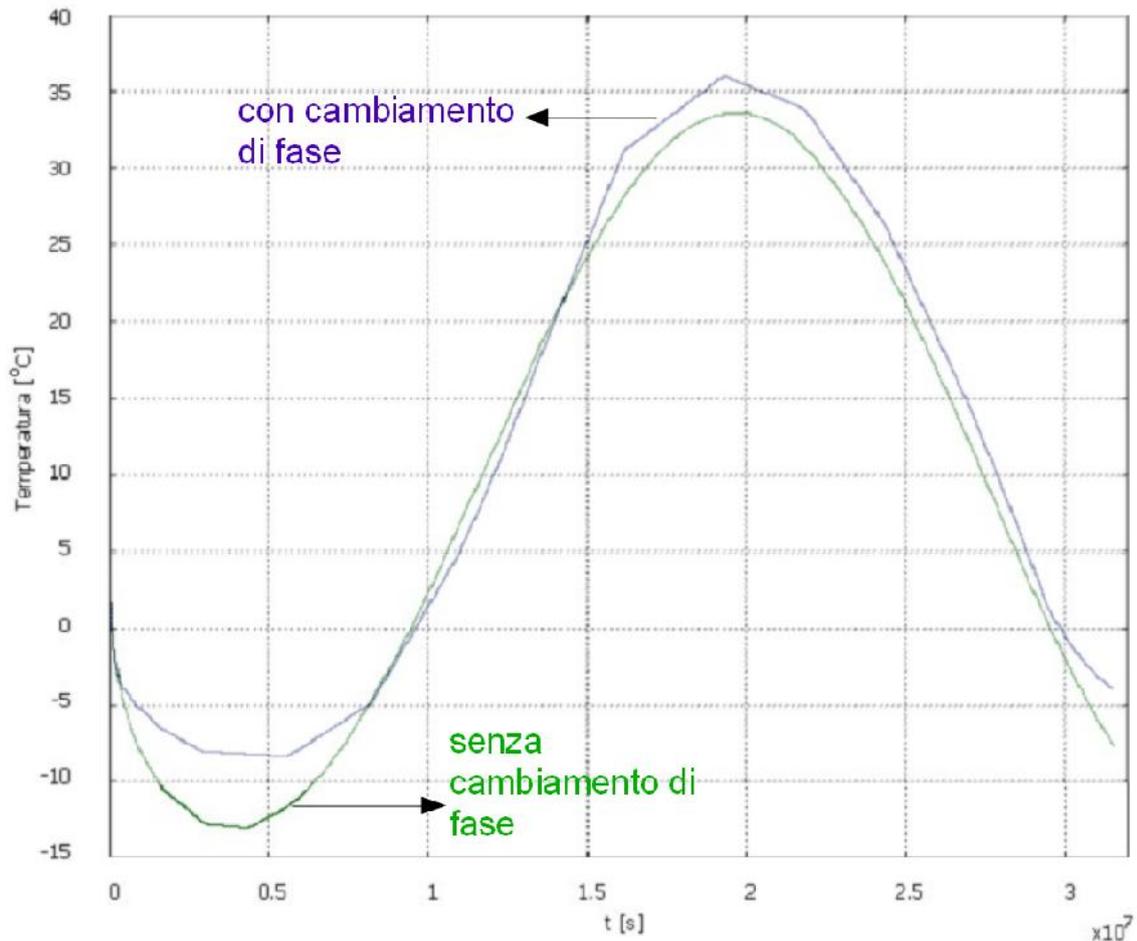


Fig.5.6.4 Temperatura con conduttività della sabbia = 1.5 W/m K

La cessione del calore latente di fusione al materiale di riempimento circostante, determina delle temperature minime (massime) leggermente superiori (inferiori) rispetto quelle raggiunte dalla circonferenza interna nel caso di assenza di cambiamento di fase. Poiché tuttavia nella stessa analisi effettuata con valore più basso di conduttività termica della sabbia (Fig. 5.6.4) si è registrato uno scostamento delle temperature non trascurabile fra i casi di presenza e assenza del cambiamento di fase, si può concludere come le proprietà termiche del terreno rivestano un ruolo fondamentale in analisi di questo tipo.

Il cambiamento di fase può essere trascurato pertanto solo in terreni con elevata conduttività termica.

Ciò significa considerare il terreno come un solido efficace di determinate proprietà termiche, costanti.

Nei grafici seguenti è invece riportata la stessa sovrapposizione ma nel caso di

imposizione sulla superficie interna del profilo di carico sbilanciato e sempre nei casi di adozione di conduttività termica della sabbia pari a 3 W/m K o 1.5 W/m K. Si possono ritenere valide le stesse considerazioni precedentemente fatte.

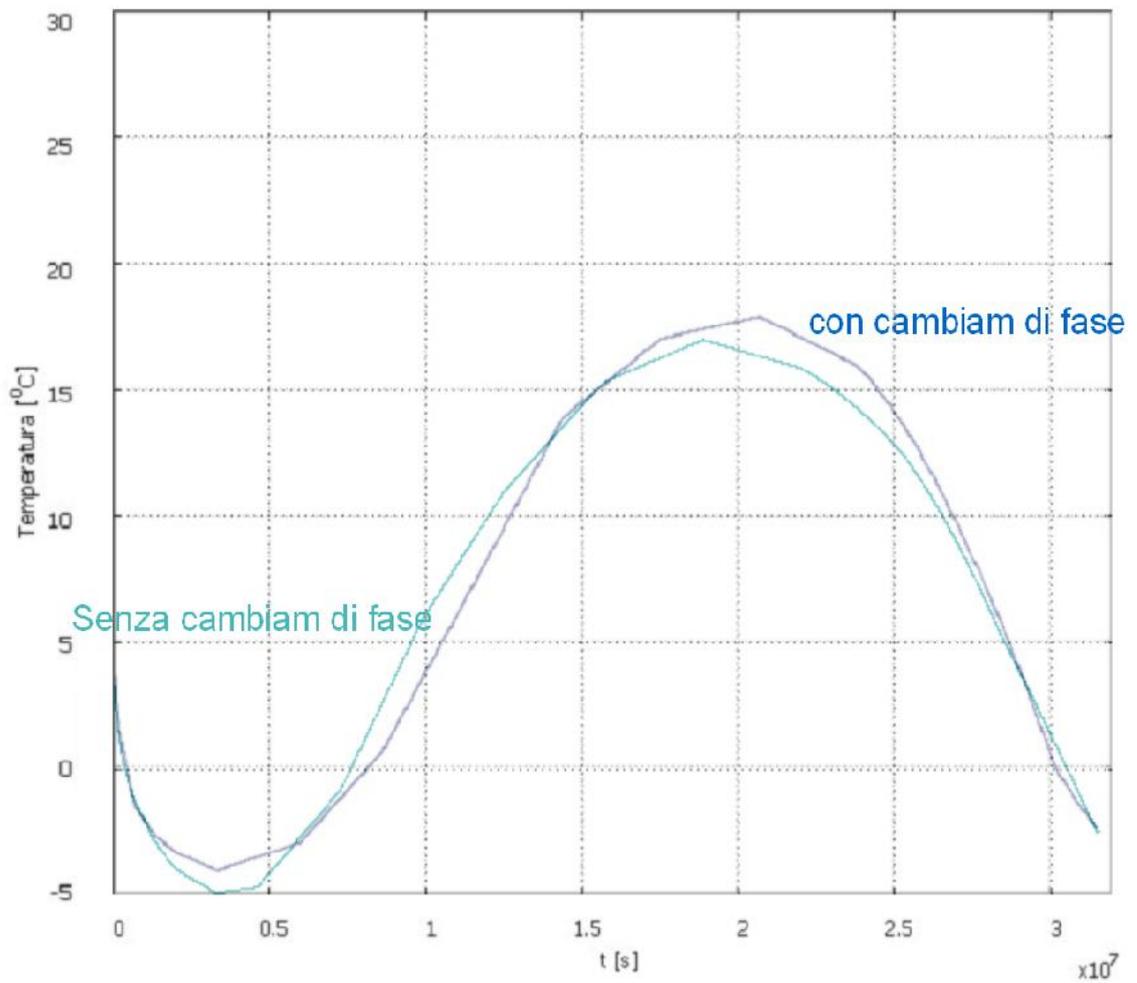


Fig. 5.6.5 Temperatura con conduttività della sabbia = 3 W/m K

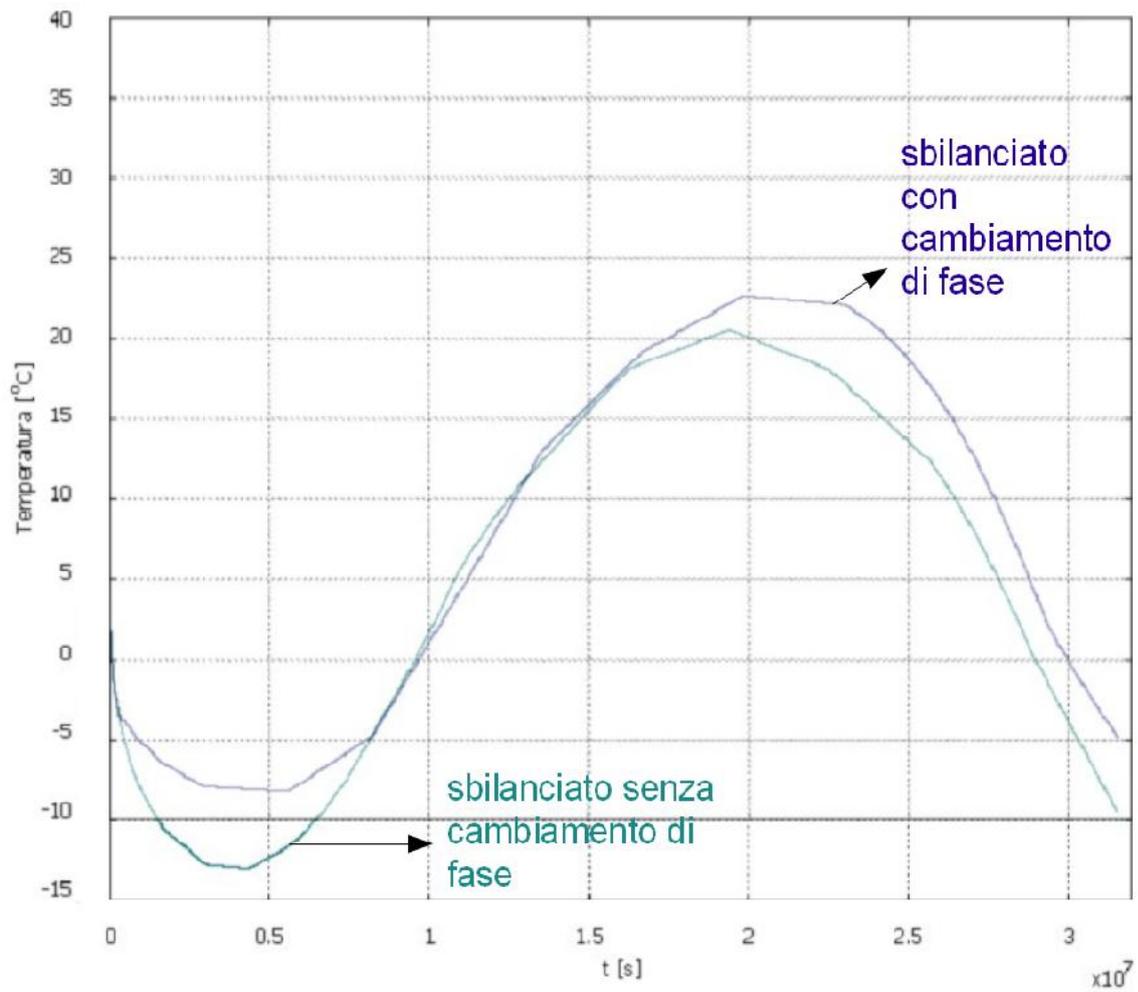


Fig. 5.6.6 Temperatura con conduttività della sabbia = 1.5 W/m K

5.7 Prestazioni invernali ed estive della pompa di calore

Una volta ottenuto dal Comsol l'andamento di temperatura alla parete del tubo equivalente, per la geometria di Fig.5.5.1 con le relative condizioni al contorno e nel sottodominio già definite nel caso di considerazione del cambiamento di fase dell'acqua nel terreno poroso, si sono monitorate le prestazioni di una pompa di calore, scelta da catalogo, di potenza nominale tale da soddisfare le esigenze di climatizzazione di un edificio. Si sono analizzati i casi di:

Conduttività della sabbia = 1.5 W/m K	Profilo di carico bilanciato
	Profilo di carico sbilanciato
Conduttività della sabbia = 3 W/m K	Profilo di carico bilanciato
	Profilo di carico sbilanciato

Per scegliere la pompa di calore più adatta alle esigenze, si è calcolato il massimo carico orario dell'utenza sia nella stagione di riscaldamento che in quella di raffrescamento.

Per poterlo determinare si è ricorsi alla sommatoria dei flussi nel sistema pompa di calore e passati attraverso le definizioni di COP ed EER, secondo la procedura seguente:

Stagione invernale

$$Q_{ground} + L_{elettrico} = Q_{heating} \quad L_{elettrico} = \frac{Q_{heating}}{COP}$$
$$Q_{heating} = Q_{ground} \left(1 - \frac{1}{COP} \right) \quad (5.7.1)$$

Stagione estiva

$$Q_{ground} - L_{elettrico} = Q_{cooling} \quad L_{elettrico} = \frac{Q_{cooling}}{EER}$$
$$Q_{heating} = Q_{ground} \left(1 + \frac{1}{EER} \right) \quad (5.7.2)$$

Dal momento che la massima potenza lato edificio (considerando tutti i valori di conduttività del terreno e i profili di carico bilanciato e sbilanciato) è risultata pari a 5,9 kW per la stagione invernale e di poco inferiore per quella estiva, è stata scelta dal catalogo Weishaupt la pompa di calore WWP S 7 IBER.

Ne vengono riportate le caratteristiche principali, in termini di potenze nominali.

8.5.7 PdC Geotermiche/Acqua reversibili - monofase 230V WWP S 5 IBER fino WWP S 7 IBER

Informazioni sull'apparecchio per pompe di calore Geotermiche/Acqua (installazione interna)

1	Modello e denominazione commerciale	WWP S 5 IBER		WWP S 7 IBER		
2	Formato					
2.1	Esecuzione	Reversibile		Reversibile		
2.2	Grado di prot. sec. EN 60 529	IP 20		IP 20		
2.3	Luogo di installazione	Interno		Interno		
3	Dati prestazionali					
3.1	Limiti operativi - Temperatura: Mandata e ritorno acqua di riscaldamento	°C / °C	fino 58		fino 58	
	Mandata raffreddamento	°C	+7 fino +20		+7 fino +20	
	Glicole (fonte di calore, riscaldamento)	°C	-5 fino +25		-5 fino +25	
	Glicole (fonte di calore, raffreddamento)	°C	+5 fino +25		+5 fino +25	
	Antigelo		Glicole monoetilenico		Glicole monoetilenico	
	Concentrazione minima glicole (-13 °C temp. di congelamento)		25%		25%	
3.2	Diff. di temperatura acqua di riscaldamento con B0 / W35	K	9,4	5,0	9,1	5,0
3.3	Potenza termica / Coefficiente di prestazione con B-5 / W35 ¹⁾	kW / ---	4,2 / 2,0		5,4 / 2,1	
	con B0 / W45 ¹⁾	kW / ---	4,7 / 2,9		6,0 / 2,9	
	con B0 / W50 ¹⁾	kW / ---	4,8 / 2,7		6,2 / 2,7	
	con B0 / W35 ¹⁾	kW / ---	4,9 / 4,0	4,8 / 3,9	6,4 / 4,0	6,3 / 3,9
3.4	Potenzialità di raffreddamento / Coefficiente di prestazione con B20 / W8	kW / ---	5,4 / 4,6	5,3 / 4,6	7,0 / 4,5	6,9 / 4,4
	con B20 / W18	kW / ---	6,6 / 5,3	6,4 / 5,3	8,6 / 5,3	8,4 / 5,2
	con B10 / W8	kW / ---	5,4 / 5,6	5,3 / 5,6	7,0 / 5,5	6,9 / 5,4
	con B10 / W18	kW / ---	6,8 / 6,7	6,6 / 6,2	8,8 / 6,6	8,6 / 6,4
3.5	Livello di potenza sonora	dB(A)	54		55	

Fig. 5.7.1 caratteristiche della pompa di calore impiegata

Dal momento che il costruttore rendeva disponibile le curve caratteristiche del COP e dell'EER in funzione della temperatura del fluido di ritorno dalle sonde, si è ricercata la funzione interpolante i valori noti, per estendere a tutta l'escursione di temperatura del nostro caso, la possibilità di assegnarle un indice di prestazione.

Una volta ricavata la funzione interpolante i valori di COP relativi alle temperature del fluido termovettore comprese fra -5°C e 25°C per la stagione invernale e fra +5°C e +25°C per la stagione estiva, si è calcolato il COP e l'EER in funzione della temperatura del fluido termovettore, per i due profili di carico.

Le Fig. 5.7.2 e 5.7.3 riportano le curve di carico della macchina ottenute tramite inserimento manuale dei valori di COP ed EER attraverso semplice foglio di calcolo excel.

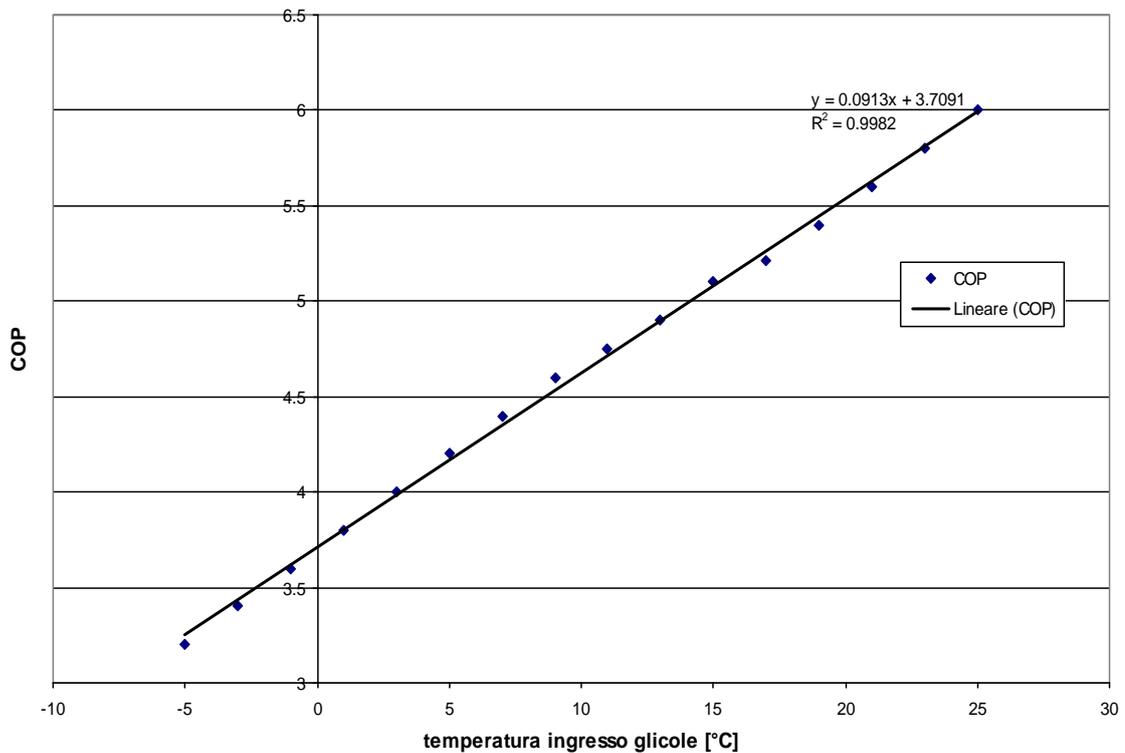


Fig. 5.7.2 curva caratteristica in riscaldamento per temperatura di produzione dell'acqua di 35°C

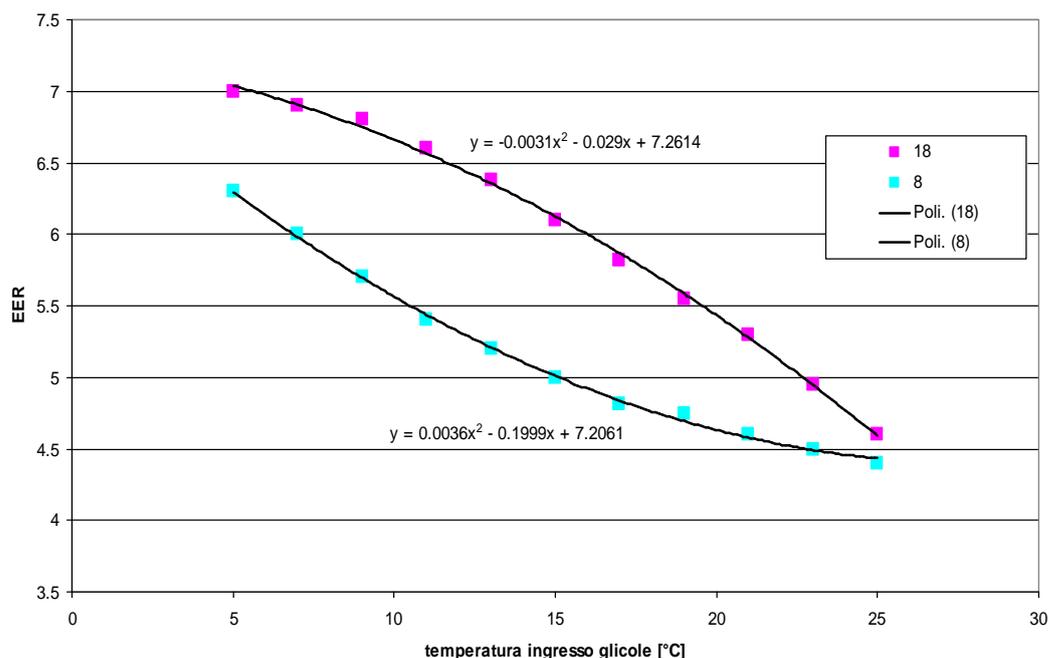


Fig. 5.7.3 Curva caratteristica in raffreddamento per temperature di produzione dell'acqua di 8°C e 18 °C.

Per conoscere le temperature del fluido termovettore, a partire da quelle alla parete della tubazione, estrapolate su foglio di calcolo excel dal Comsol, basta sfruttare la formula della trasmissione del calore per convezione (5.7.6). Si è assunto il coefficiente convettivo del fluido termovettore pari a $1000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$.

$$q = \alpha \cdot (T_p - T_f) \text{ dalla quale si ottiene che } T_f = T_p - \frac{q}{\alpha} \quad (5.7.6)$$

con flusso q noto e pari a quello ottenuto dai profili di carico creati dalle (5.6.1) e (5.6.2).

Convenzionalmente il segno negativo di q sta ad indicare calore prelevato dal terreno mentre il segno positivo rappresenta il calore che viene rigettato nella stagione di raffreddamento.

Le due stagioni non coincidono come in queste zone (zona climatica E) con le date del 15 aprile e del 15 ottobre, ma sono individuate dall'inizio e dal termine del prelievo da parte dell'utenza.

Si è dovuti passare attraverso la determinazione del rendimento di secondo principio introdotto dalla UNI TS 11300-4 quale mezzo per il calcolo del COP di una pompa di calore per la quale non si abbiano i dati prestazionali al di fuori di un range di

temperatura fornito dal costruttore, quindi nei casi temperature nelle sonde maggiori di 25°C nella stagione estiva o minori di -5°C in quella invernale.

Esso è definito come il “rapporto fra il COP effettivo della pompa di calore ed il COP massimo teorico COP_{max} in base al secondo principio della termodinamica con le medesime temperature di sorgente fredda e del pozzo caldo”.

Mentre il caso di temperatura del fluido termovettore maggiore di 25°C non si verifica mai nella stagione invernale, accade invece che la temperatura nelle sonde nella stagione estiva è minore di 5°C, per il quale il costruttore ha assegnato il valore massimo di EER della macchina.

Tuttavia, visto che inizialmente, come valore minimo, in questa stagione è stata imposta una temperatura di mandata ai terminali d’impianto pari a 8°C, ed essendoci quindi ancora un ΔT di qualche grado fra questa e la temperatura nelle sonde, si è deciso di far partire la macchina e quindi la refrigerazione solamente quando la temperatura nelle sonde superava gli 8°C, sfruttando quindi, per i valori minori, il raffreddamento “naturale” del terreno.

Affinchè ciò possa avvenire, si è supposta la presenza di un sistema di valvole che possano indirizzare il fluido nelle sonde a by-passare la pompa di calore e alimentare direttamente lo scambiatore nel quale fluisce l’acqua dei terminali d’impianto adibita a climatizzare l’edificio.

Quindi si è calcolato, per l'ultimo valore di temperatura per la quale si conoscono le prestazioni della macchina, il rendimento di secondo principio:

$$\eta_{II\ principio} = \frac{COP_{effettivo}}{COP_{ideale}} \quad (5.7.3)$$

In modo tale che, per i punti esterni, al fine del calcolo del COP si possa procedere in questo modo:

$$COP_{effettivo} = \eta_{II\ principio} * COP_{ideale} \quad (5.7.4)$$

con COP_{ideale} calcolato con i rispettivi valori di temperature lato edificio e lato terreno, secondo la consueta:

$$COP = \frac{T_c}{T_c - T_f} \quad (5.7.5)$$

e con il principio costante e pari all'ultimo valore noto, come suggerito dalla stessa UNITS 11300-4.

Le sorgenti T_f e T_c alla quale si fa riferimento nella (5.7.5) sono, rispettivamente, il fluido termovettore (sorgente fredda) circolante nelle sonde ed il fluido termovettore (sorgente calda) che circola nei terminali d'impianto per quanto riguarda la stagione invernale, mentre nel caso estivo la sorgente fredda è rappresentata dal fluido che raffredda l'edificio e la sorgente calda dal fluido termovettore circolante nelle sonde.

Si è impostata una temperatura calda di mandata pari a 35°C, nel caso di alimentazione di pannelli radianti nella stagione di riscaldamento mentre nella stagione estiva si sono imposti sia gli 8°C quale temperatura di alimentazione di componenti idronici, sia i 18°C, temperatura che scongiura il pericolo di condensa su pavimenti o soffitti nel caso di terminali d'impianto quali pannelli radianti.

I risultati sono esposti alle pagine seguenti.

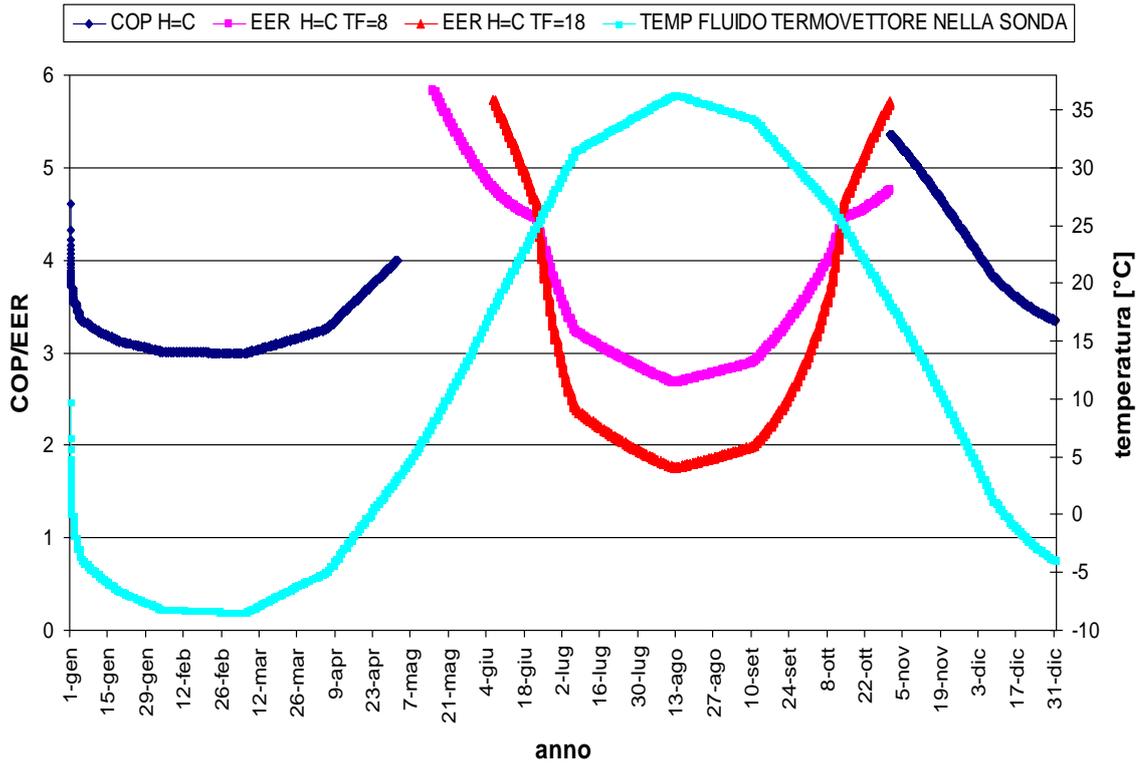


Fig. 5.7.4 COP ed EER per il profilo di carico bilanciato, sabbia=1.5 W/m K

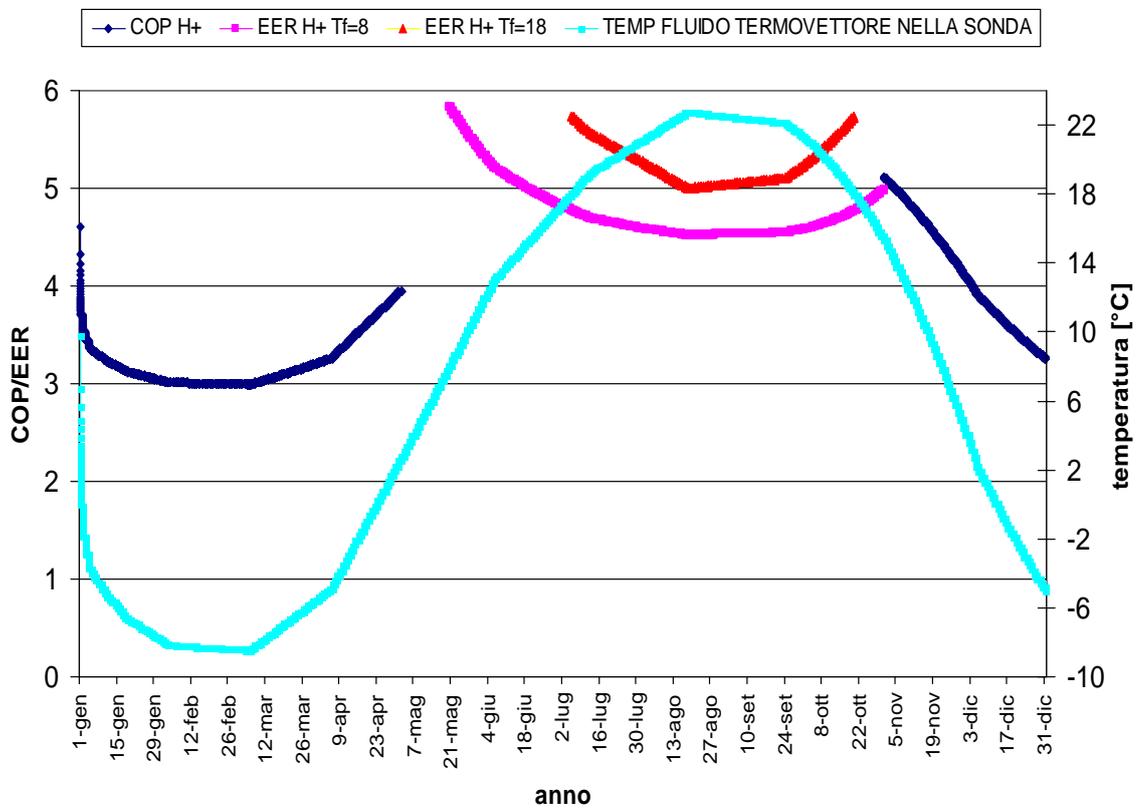


Fig. 5.7.5 COP ed EER per il profilo di carico sbilanciato, sabbia=1.5 W/m K

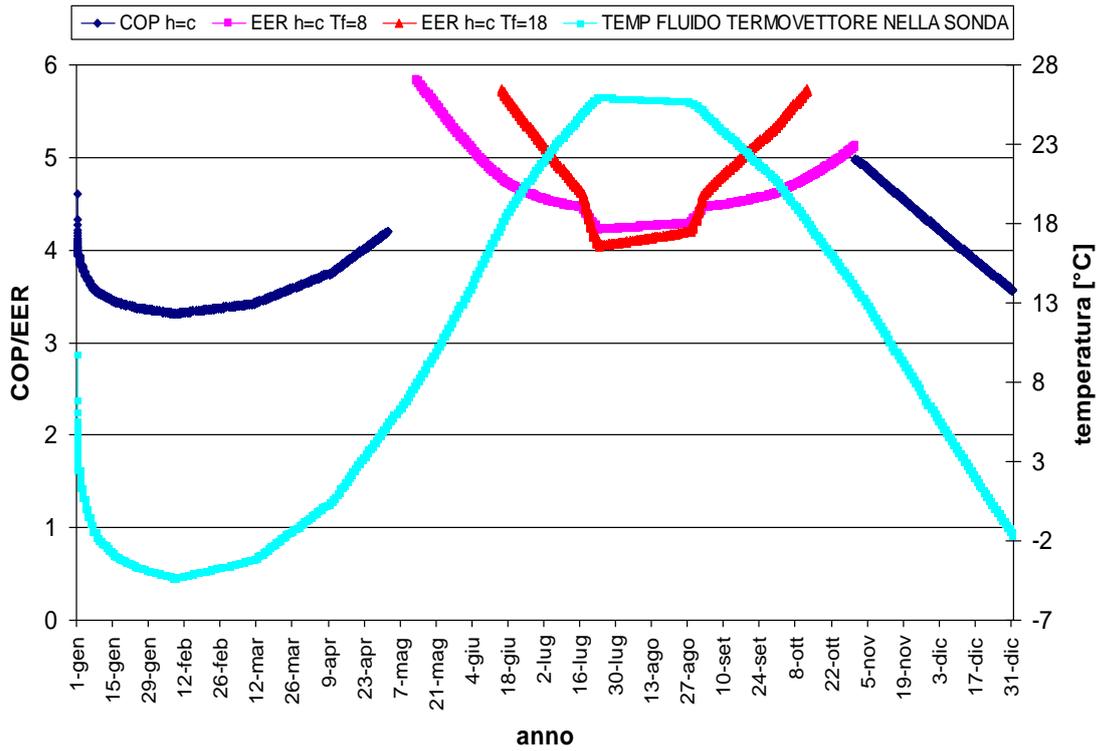


Fig. 5.7.6 COP ed EER per il profilo di carico bilanciato, sabbia=3 W/m K

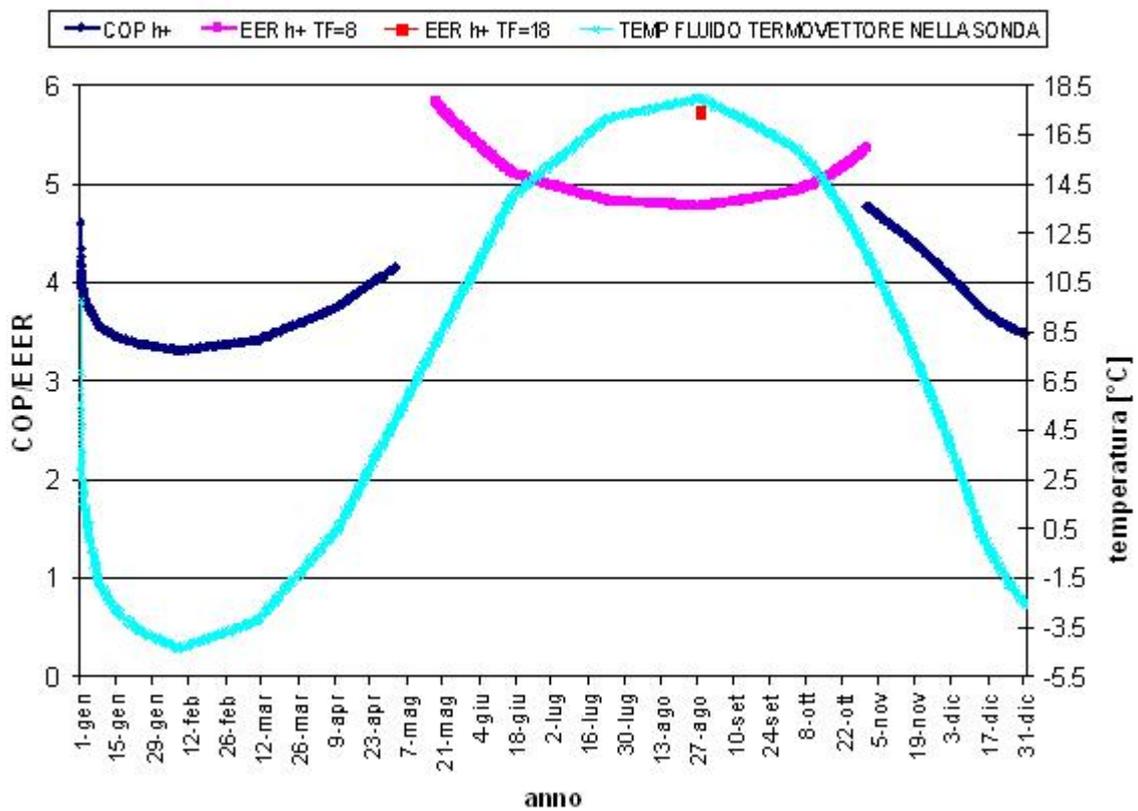


Fig. 5.7.7 COP ed EER per il profilo di carico sbilanciato, sabbia=3 W/m K

Le osservazioni che si possono trarre sono relative alla costanza del COP passando dal profilo di carico bilanciato a quello sbilanciato, per lo stesso valore di conduttività della sabbia (dato che il quantitativo di calore prelevato nei due casi è uguale), mentre ovviamente il COP, per lo stesso profilo di carico varia (si abbassa) passando dal valore di conduttività di 3 a quello di 1.5 W/m K.

Questo perché le temperature nel terreno e quindi nelle sonde sono minori in quest'ultimo caso.

L'unico momento in cui ciò non è vero accade quando la temperatura nella sonda è piuttosto elevata, e apporta beneficio alla pompa di calore. Questo si verifica all'inizio della stagione di riscaldamento, ad esempio nel caso di profilo bilanciato per il caso di conduttività di 1.5 W/m K (Fig.5.7.4). Ciò è dovuto ad un duplice contributo: sia alla conduttività più bassa del terreno che al tipo di profilo imposto. La conduttività più alta comporta sia temperature invernali minime più basse, ma anche temperature estive massime più alte rispetto valori di conduttività del terreno più alte. Nel profilo bilanciato la quantità di calore rigettato nel terreno in estate è inoltre il doppio rispetto il profilo sbilanciato, comportando delle temperature massime più elevate. Queste condizioni possono considerarsi quindi ottimali per l'inizio della stagione di riscaldamento, dato che favoriscono un'iniziale temperatura nel terreno piuttosto alta, anche se il vantaggio risulta limitato al primo periodo di impiego della pompa di calore.

I valori di COP ed EER seguono, come deve essere, l'andamento di temperatura nelle sonde, peggiorando nel caso invernale quando questa si abbassa e nel caso estivo quando invece si alza. Come si può notare anche dalle curve caratteristiche (Fig.5.7.5) i valori di EER a 18°C, sono maggiori rispetto le prestazioni della macchina con temperature all'evaporatore di 8°C.

Ciò è facilmente deducibile se si pensa alla formulazione ideale di Carnot (5.7.5).

Nel momento in cui però la temperatura nelle sonde, supera i 25°C, le prestazioni si invertono, e l'EER a 18°C risulta minore di quello a 8°C.

Ciò è dovuto al rendimento di secondo principio, minore nel caso di $T=18^{\circ}\text{C}$ che influenza notevolmente le prestazioni per le temperature nelle sonde maggiori di 25°C.

Tuttavia, questo è quello che deriva dall'aver seguito la procedura dalla normativa; inoltre nella stessa era chiaramente espresso di mantenere il rendimento di secondo principio costante solamente per un ΔT , dalla temperatura per la quale si conoscevano le prestazioni, pari a 5°C.

Avendolo esteso a qualsiasi temperatura maggiore di 25°C, si potrebbe aver determinato prestazioni peggiori rispetto quelle reali.

Va infine considerato che nel caso di profilo di carico sbilanciato in riscaldamento e di conduttività del terreno di 3 W/m K, le temperature nelle sonde sono sempre più basse di 18°C, annullando l'esigenza di chiamare in causa la pompa di calore nel periodo estivo, con la conseguente riduzione dei costi d'esercizio (i 18°C vengono superati per sole tre ore come si vede in Fig. 5.7.7).

Il successivo passo è stato quello di confrontare la prestazioni (sulla carta) della stessa pompa di calore usata fin'ora ma considerando nel modello del Comsol un solido con conduttività termica del terreno stabilita con la formula (5.6.1), che, insieme alla (5.6.2), definisce le proprietà termiche equivalenti di un solido per il quale non venga considerato il cambiamento di fase.

I risultati ottenuti sono mostrati nelle figure alle pagine n.117, 118 e n.119, a seconda dell'imposizione dei profili di carico bilanciato e sbilanciato.

Osservando attentamente i grafici, e confrontandoli ciascuno con la corrispondente situazione in cui veniva invece tenuto in considerazione il cambiamento di fase, emerge che le prestazioni invernali peggiori si fanno sentire con il valore di conduttività del terreno più bassa (1,18 W/m K), mentre presentano un abbassamento di lieve entità nel caso di adozione di conduttività del terreno pari a 2,14 W/m K.

La condizione di COP peggiore che si registra in questi grafici rispetto quelli di Fig. 5.7.5 e seguenti, deriva dall'aver nel fluido termovettore una temperatura più bassa a causa dell'assenza dell'apporto del calore latente di fusione; la conduttività del terreno maggiore riesce a contenere questa lacuna garantendo una temperatura del fluido termovettore intermedia fra il caso peggiore di conduttività di 1,18 W/m K (senza phase-change) e il caso ottimale di tenuta in considerazione del cambiamento di fase (con $\lambda = 3$ W/m K). La situazione contraria si registra in corrispondenza della stagione estiva dove le prestazioni risultano migliori nel caso di terreno pensato come solido equivalente con proprietà costanti. In questo caso infatti le temperature risultano minori rispetto il considerare il solido in cambiamento di fase, garantendo ciò la possibilità che il fluido smaltisca con più facilità il calore, a beneficio dell'EER.

Anche in questo caso, con valore di conduttività maggiore del terreno, la differenza fra le prestazioni estive con la tenuta o meno in considerazione del cambiamento di fase, si fa meno sentire rispetto il valore di conduttività del terreno più bassa.

Ne consegue quindi, come già ribadito, che considerare un solido equivalente in alternativa alle fasi liquide e solide presenti e soggette al cambiamento di fase, comporta un errore trascurabile solamente se il terreno presenta una conduttività termica sostanzialmente elevata.

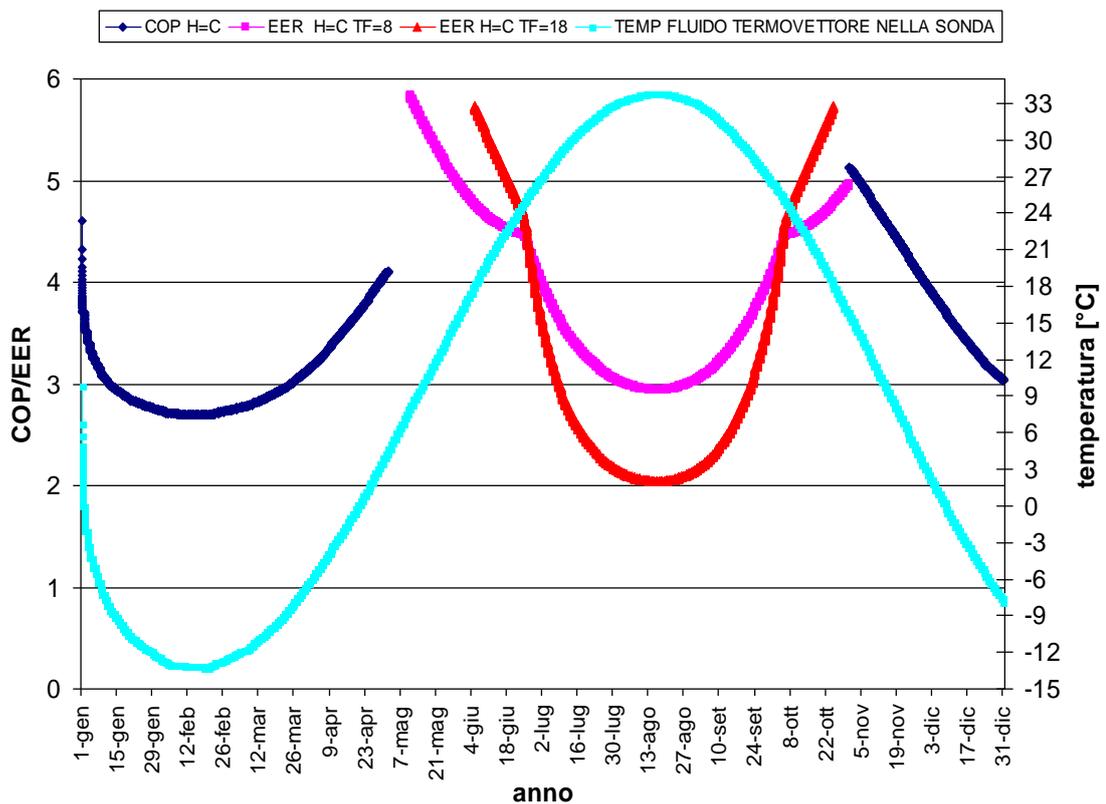


Fig. 5.7.8 COP/EER terreno=1.18 W/m K (senza phase change). bilanciato

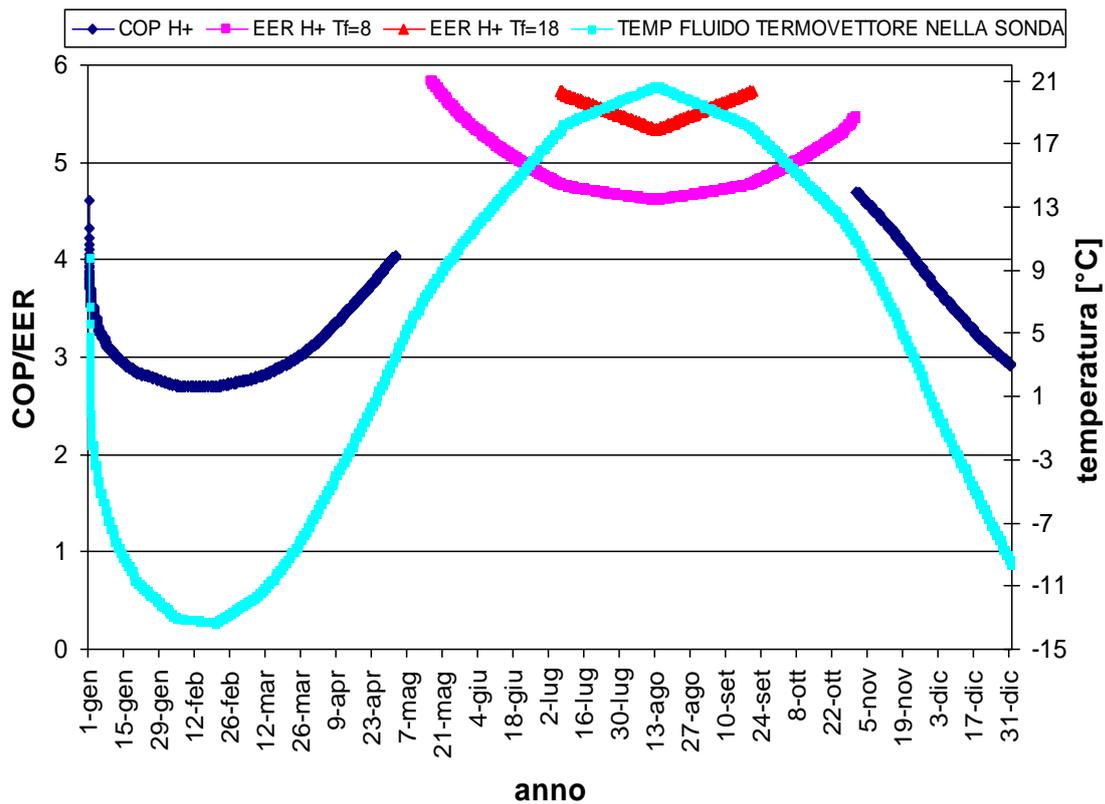


Fig. 5.7.9 COP/EER terreno=1.18 W/m K (senza phase change). sbilanciato

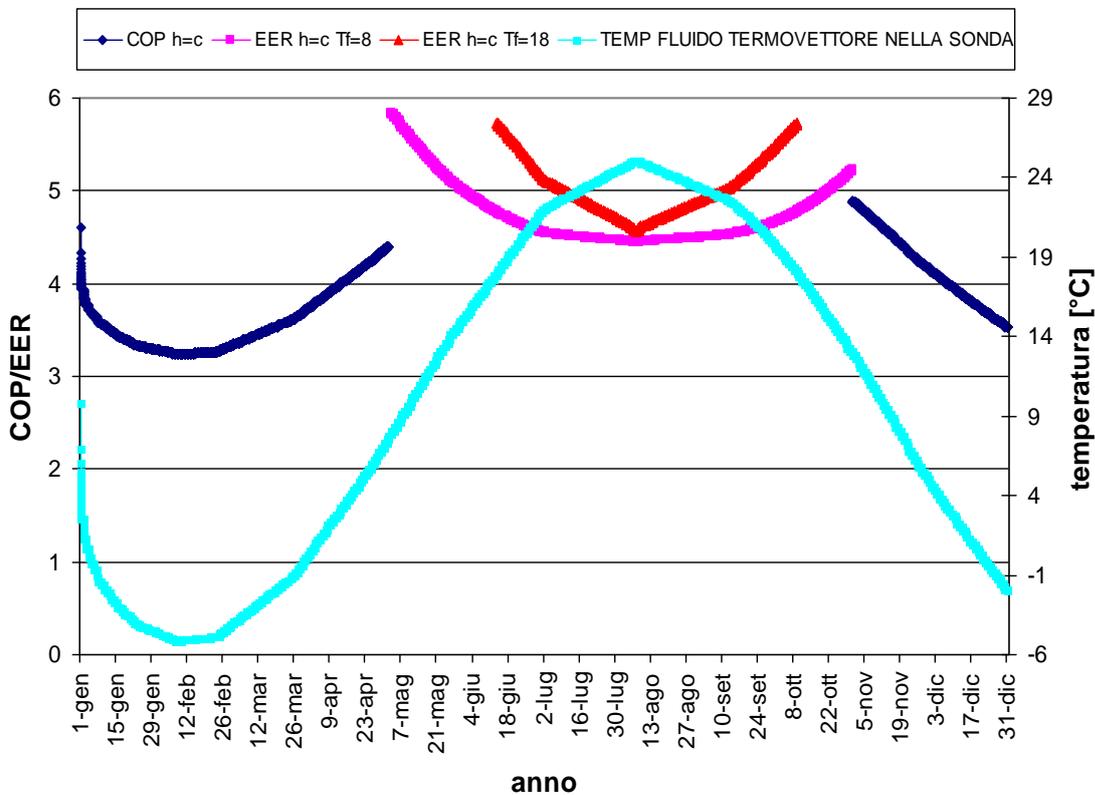


Fig. 5.7.10 COP/EER terreno=2,14 W/m K (senza phase change). bilanciato

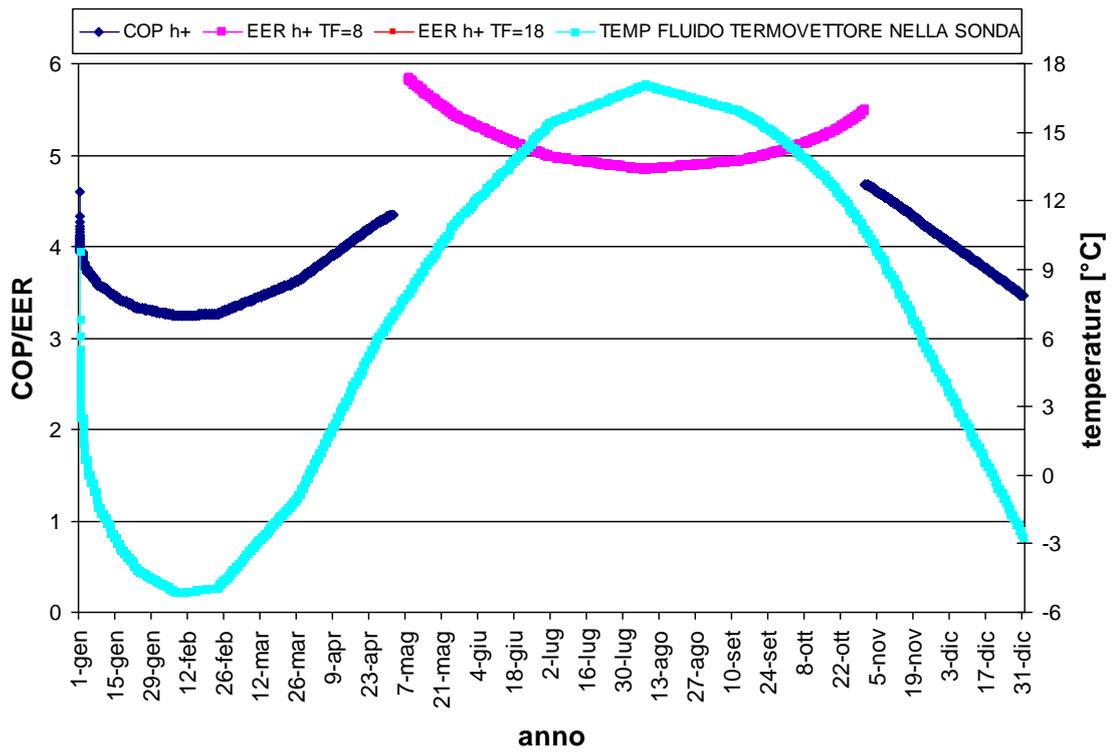


Fig. 5.7.11 COP/EER terreno=2,14 W/m K (senza phase change). sbilanciato

5.8 Effetti del sottodimensionamento sulle prestazioni della macchina

5.8.1 Le miscele antigelo per contenere gli effetti del sottodimensionamento

Uno dei costi maggiori per la realizzazione di un impianto geotermico è rappresentato dalla perforazione di scavo necessaria per ospitare la sonda, che si aggira intorno ai 50/60 euro al metro, costo che comprende la posa della sonda, il materiale della tubazione stessa, ed il materiale di riempimento, costo che però arriva anche a 100 euro al metro nel caso di pompe di calore ad acqua di falda.

Vanno considerati inoltre il costo della pompa di calore (solitamente intorno ai 4500 euro per un'utenza residenziale), i costi di manutenzione annua e i costi di esercizio, a seconda della tariffa elettrica (euro al kWh).

Solitamente con un intervento del genere, è d'obbligo il ricorso a terminali d'impianto quali i pannelli radianti, i quali richiedono temperature di alimentazione sostanzialmente basse potendo così garantire buoni valori del COP.

Per essi solitamente si fa riferimento a circa 55 euro al metro quadro.

Se però l'edificio che deve essere servito è di vecchia costruzione, sarà necessario procedere anche con interventi di isolamento, quali sostituzione di vetri o stesura di un cappotto, pena la sconvenienza dell'impiego dei pannelli radianti.

Si vede subito che qualsiasi intervento di riqualificazione energetica richiede un investimento economico non indifferente, che tuttavia se ben progettato e ben dimensionato (nel caso di impianto di pompa di calore geotermica) porta al ritorno dell'investimento economico in un tempo accettabile, oltre il quale si vede il risparmio energetico derivante dalla sostituzione del precedente e obsoleto sistema di riscaldamento, rappresentato ad esempio da una vecchia caldaia ad alto consumo.

Ipotizzando di installare l'impianto geotermico in un edificio residenziale abbastanza nuovo e già isolato, in questo caso il costo iniziale complessivo si aggirerà in un range di 10000-25000 euro (solitamente una o due sonde di profondità 100 m sono sufficienti a soddisfare le richieste di energia termica e frigorifera). In caso di impianti geotermici chiamati a servire utenze di caratteristiche di prelievo ben maggiori, si può però facilmente arrivare ad un costo complessivo di installazione compreso in un range di 70000-80000 euro.

Un escamotage per tentare di abbassare i costi è quello di impiegare una percentuale di

fluido antigelo in aggiunta all'acqua circolante nelle sonde.

Ciò permette infatti di ridurre la lunghezza di sonda (che equivale a sottodimensionare l'impianto), in quanto sposta il punto di congelamento del fluido termovettore ad una temperatura più bassa dello zero.

Nel caso di utilizzo di sola acqua si deve verificare di non lavorare con temperature che possano portare al congelamento del fluido stesso.

In questo caso, le temperature limite in ingresso agli scambiatori a terreno, consigliate dalla UNI 11466, sono pari a 5°C qualora lo scambiatore di calore della pompa di calore sia del tipo ad espansione secca; per pompe di calore con evaporatore allagato la temperatura limite di mandata agli scambiatori a terreno può essere inferiore, dipendendo tuttavia dalla tipologia di macchina.

È necessario pertanto far quindi riferimento al valore indicato dal fabbricante della pompa di calore.

In ogni caso sono presenti diversità di pensiero fra i sostenitori dell'utilizzo del fluido antigelo nelle sonde e fra coloro che, potendo risultare possibile, pretendono invece verso un aumento della lunghezza complessiva di sonda, sovradimensionando l'impianto, per scongiurare gli effetti collaterali derivanti dall'impiego dell'antigelo stesso. Il fluido antigelo risulta necessario nei climi freddi dove l'acqua pura rischia di non soddisfare ai carichi più esigenti anche se vi è chi sostiene che il ghiaccio non si formi tanto per il clima freddo ma piuttosto per l'adozione di una superficie di scambio troppo tirata.

Il fluido antigelo "ideale" dovrebbe essere in grado di:

- abbassare il punto di congelamento;
- trasportare bene il calore;
- avere buona stabilità chimica;
- avere un alto punto d'ebollizione;
- avere bassa attività corrosiva nei confronti dei metalli presenti nell'impianto;
- essere non tossico, né inquinante ed infiammabile.

Tuttavia, come accade sovente, la ricerca di un fluido dotato di tali caratteristiche, è risultata vana ancora molto tempo fa, in particolare da quando si provò ad impiegare alcuni fluidi inorganici (cloruro di calcio o di sodio), per contrastare la formazione di

ghiaccio nei radiatori delle automobili; il tentativo però fallì a causa dei problemi di incrostazione e corrosione ad essi legati; si passò quindi ai composti organici, ed il glicole metilico trovò impiego per un certo periodo di tempo dopo il quale, grazie ai passi avanti nella ricerca, si approdò al glicole etilenico, per la maggiore usato ad oggi nelle automobili e anche nelle sonde geotermiche [60].

Gli svantaggi legati al suo uso sono rappresentati però dall'aumento di viscosità per la miscela risultante, che determina una maggior spesa elettrica per la circolazione del fluido.

Sono in fase di studio, ad esempio in Svizzera, possibili soluzioni tecniche da adottare al fine di ridurre il fabbisogno di corrente elettrica degli impianti a pompa di calore.

Una fra queste, l'impiego di Etanolo (alcol etilico) che in questo Paese non trovava diffusione a causa dell'elevata tassa sui COV (Composti Organici Volatili), disposizione tuttavia recentemente aggirata con l'accordo fra enti e produttori, di offrire una miscela colorata, pronta per l'uso e costituita da acqua ed etanolo denaturato, fornita solo per le sonde geotermiche ed esentata quindi dalla tassa sui COV.

La denaturazione (che significa rendere improprio alla consumazione l'etanolo stesso, alterandone il gusto e l'odore attraverso additivi) ha permesso il mantenimento della separazione del mercato fra l'etanolo tassato, destinato a scopi voluttuari e alimentari, e l'etanolo non tassato, destinato invece ad essere impiegato per scopi industriali.

Diversamente da altri solventi, l'etanolo è biodegradabile e, a medie concentrazioni, non presenta particolari rischi per l'inquinamento delle acque, in quanto i prodotti di scarto consistono in acqua e anidride carbonica, prodotti naturali.

I limiti legati alla commercializzazione e diffusione dell'etanolo oltre la Svizzera, sono dovuti alla mancanza di qualità standard e da un mercato internazionale che non è strutturato [61].

A differenza del glicole etilenico, che deve essere miscelato almeno al 20% per far raggiungere la dose degli inibitori in esso miscelati a quella necessaria per contrastare la corrosione, con l'etanolo è sufficiente una quantità del 18% per evitare il congelamento e per prevenire l'acetogenesi, ragione per cui il fluido dura a lungo e non è corrosivo. Inoltre l'etanolo presenta maggiore capacità termica del glicole etilenico, consentendo di risparmiare il 40% dell'energia per la pompa di circolazione [50].

Questa soluzione di acqua pura poco dura, aditivata al 18% da etanolo denaturato, rappresenta quindi il fluido ecologico del futuro per le sonde geotermiche.

Fra i maggiori svantaggi legati all'uso dell'etanolo si individuano l'infiammabilità ed il

suo potere crioscopico non troppo elevato.

Il glicole etilenico, è quello usato comunque maggiormente in tutti i Paesi, ma è tossico ed irritante, e nel caso di dispersione e di movimento della falda, esso contaminerebbe per certo il sottosuolo, situazione che può verificarsi ad esempio a causa di versamenti accidentali di fluido in cantiere, rottura di sonde in profondità o di condotte orizzontali per opera di mezzi meccanici.

Andrebbe quindi sostituito con il glicole propilenico, da una parte non tossico ma dall'altra più costoso, con prestazioni peggiori (capacità termica minore e viscosità maggiore dell'etilenico e punto di congelamento pari a -7°C se presente in percentuale del 20%), e favorente, in caso di dispersione, condizioni anaerobiche che potrebbero comportare la crescita microbica, con la messa in soluzione di metalli pesanti e il conseguente degrado della qualità delle acque sotterranee.

Il glicole etilenico e propilenico sono tuttavia i fluidi antigelo che presentano una quasi nulla aggressività nei materiali, scongiurando il pericolo della corrosione, anche se vengono ugualmente venduti spesso con additivi anticorrosivi.

Per quanto riguarda lo smaltimento bisogna tener conto del fatto che, a fine vita della pompa di calore e di quella di circolazione (all'incirca 20 anni), con la loro sostituzione avviene anche la sostituzione del fluido da esse impiegato (fluido termovettore aditivato con antigelo) che deve necessariamente essere eliminato come rifiuto, tramite ditta autorizzata.

Sono elencate di seguito le proprietà congelanti del glicole etilenico e del glicole propilenico, in funzione della percentuale con la quale sono presenti nella miscela [62].

Temperature di congelamento soluzioni glicolate		
% in peso	Punto di congelamento	
	Glicole etilenico inibito	Glicole propilenico inibito
20	-8	-7
30	-15	-13
40	-23	-21
50	-35	-34
60	-49	-50

Di seguito è invece elencata la classificazione effettuata per opera di Heinonen [51] di alcuni fluidi antigelo, nella quale sono elencate anche le caratteristiche di rischio per la salute umana e per l'ambiente.

Caratteristiche di rischio dei più comuni fluidi antigelo

categoria	metanolo	etanolo	glicole propilenico	acetato di potassio	calcio magnesio	urea	glicole etilenico
corrosione	B	B	C	B	B	A	C
perdite	C	B	B	A	A	A	-
salute	A	B	C	C	C	C	B
infiammabilità	A	A	C	C	C	C	C
ambiente	B	B	C	B	B	B	B

La lettera A sta ad indicare potenziali problemi per i quali è necessaria un'estrema cautela nell'impiego del fluido, la lettera B rappresenta invece un medio pericolo per le situazioni elencate, mentre la lettera C sta a significare che il fluido antigelo impiegato non causa alcun tipo di problema.

Per quanto riguarda ad esempio le caratteristiche di infiammabilità, il metanolo e l'etanolo (a prescindere dall'impiego nella geotermia) rappresentano un serio pericolo se impiegati in luoghi chiusi. Tuttavia i test hanno dimostrato che impiegare questi fluidi diluiti con concentrazioni di etanolo o metanolo pari a quelle che vengono impiegate solitamente nel campo della protezione dal ghiaccio, non provoca l'innesco della miscela neanche a 60°C.

Per quanto riguarda la salute umana, il metanolo è il fluido antigelo con le più gravose conseguenze sull'uomo una volta ingerito. Anche la continua inalazione di un'elevata quantità dello stesso, può comportare mal di testa e nausea, fino ai casi più gravi di cecità e morte. Il rischio ambientale è invece valutato proprio in riferimento alla geotermia, come inquinamento dell'aria risultante dalla generazione di elettricità nella centrale termoelettrica, prelevata per muovere la pompa di calore.

I potenziali rischi per quanto riguarda il glicole etilenico sono stati aggiunti nel 2007 da Basta e Minchio [52].

5.8.2 Disposizioni circa il fluido termovettore e i fluidi antigelo da impiegare nelle sonde

Per risalire alle disposizioni vigenti circa il fluido da impiegare nelle sonde geotermiche, è necessario, come quanto già affrontato al Capitolo 2.2.3, andare ad osservare quanto ciascuna Regione o Provincia, stabilisce a livello locale.

Si possono così individuare le regolamentazioni della Provincia di Treviso [63], quella di Vicenza [64] o quella di Bolzano [64], e cosa stabilisce invece a livello regionale la Lombardia [65].

Nel regolamento per la Provincia di Treviso, all'Art. 8 si legge che “il fluido utilizzato all'interno del circuito di scambio termico deve essere a basso impatto ambientale, non tossico e preferibilmente biodegradabile, per ridurre il rischio di contaminazione nel caso in cui dovessero verificarsi fuoriuscite accidentali”.

Viene quindi stabilito, nello stesso regolamento, in corrispondenza delle “specifiche tecniche per la realizzazione e la verifica funzionale delle sonde geotermiche”, come “il fluido da utilizzare nel circuito di scambio termico debba preferibilmente essere acqua potabile eventualmente addizionata con glicole propilenico atossico e biodegradabile per uso alimentare; come la scelta di un fluido di diversa natura debba trovare specifica motivazione negli elaborati progettuali, tenuto conto che, in ogni caso, tale fluido debba risultare compatibile con i materiali con cui viene a contatto, essere caratterizzato da una trascurabile aggressività chimica e non essere infiammabile, almeno nella composizione di impiego”. Si legge in particolare, come sia categoricamente vietato l'uso del metanolo e dell'etanolo.

A Vicenza, invece, “è fatto obbligo di utilizzare come fluido di scambio termico delle sonde esclusivamente acqua. Il sottosuolo, intendendo con questo il terreno entro il quale è installata la sonda verticale e l'anello di cementazione in contatto con la sonda stessa, non dovrà pertanto subire congelamento, al fine di non compromettere l'impermeabilità dell'anello di cementazione”.

Per quanto riguarda invece la provincia di Bolzano, risultano dalla disposizione sulla geotermia, ammessi i seguenti additivi antigelo:

- Glicole etilenico (etan diolo)

- Glicole propilenico (propan-1,2 diolo)
- Cloruro di calcio (CaCl_2)
- Alcool etilico (etanolo)

Mentre è vietato l'utilizzo di inibitori della corrosione, comportando che le condotte e le valvole debbano quindi essere ad essa resistenti.

La Regione Lombardia ha invece stabilito che il fluido da utilizzare nel circuito di scambio termico debba essere a basso impatto ambientale, preferibilmente acqua potabile, eventualmente addizionata con glicole etilenico o glicole propilenico atossico e biodegradabile per uso alimentare.

La Regione ha vietato l'uso di alcoli e di altri fluidi refrigeranti, vietando inoltre l'impiego di qualsiasi inibitore della corrosione nelle sonde, sottolineando che in presenza di valvole e condotte interrate, queste debbano essere resistenti alla corrosione.

Nonostante la normativa locale consenta l'impiego di fluidi antigelo miscelati al fluido termovettore circolante nelle sonde, è necessaria un'accurata progettazione per stabilire il dimensionamento ottimale dell'impianto, che tuteli lo stesso (ed il progettista) dalla formazione di ghiaccio all'interno e all'esterno delle sonde, come mostrato in figura.



Fig. 5.8.2 Congelamento del terreno dovuto a sottodimensionamento dell'impianto

5.8.3 Caso studio: simulazioni con riduzione della lunghezza di sonda

Ci si è appoggiati ad un precedente studio [53] effettuato da M. De Carli, A. Zarrella e A. Capozza, finalizzato a determinare la lunghezza di sonda che è risultava necessaria per far fronte ad un carico costante nei casi di impiego di sonde elicoidali o a doppia U. Si riporta un breve riassunto dell'analisi in esso effettuata.

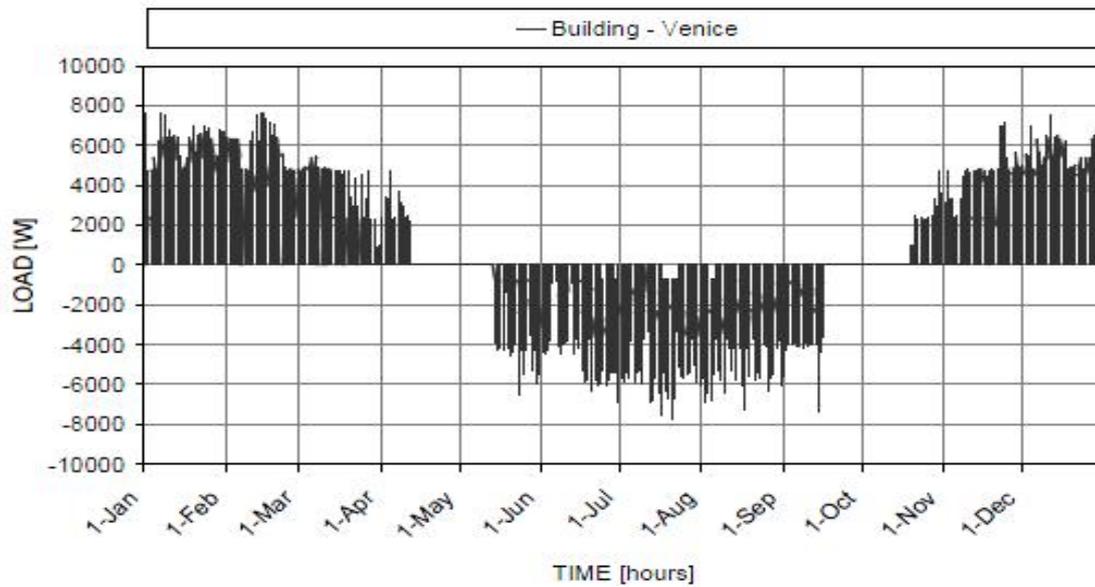
Il nuovo strumento di simulazione presentato nello studio prevede la perfetta interazione fra due modelli, quello del terreno ospitante le sonde (il modello CaRM, già descritto al capitolo 4.1), e quello della pompa di calore, ed è stato impiegato per analizzare i due scambiatori nelle stesse condizioni operative ma per due situazioni climatiche differenti. Il terreno è stato modellato come un unico strato di conduttività equivalente pari a 1,5 W/m K e capacità termica e diffusività, rispettivamente pari a 2,1 MJ/(m³ K) e $0,72 \cdot 10^{-6}$ m²/s.

Venezia (clima freddo, per il quale $Q_{\text{heating}}=1.2 Q_{\text{cooling}}$) e Napoli (clima caldo, per il quale $Q_{\text{heating}}=2 Q_{\text{cooling}}$) sono state le città prese da riferimento per il clima. Per quanto riguarda l'edificio che la pompa di calore è chiamata a servire, esso è rappresentato da un tipico edificio residenziale a due piani, di superficie in pianta complessiva pari a 300 m², coperta da pannelli radianti a pavimento che provvedono alla climatizzazione dell'edificio, sia nella stagione di riscaldamento, dal 15 ottobre al 15 aprile che in quella di raffrescamento, dal 14 maggio al 16 settembre.

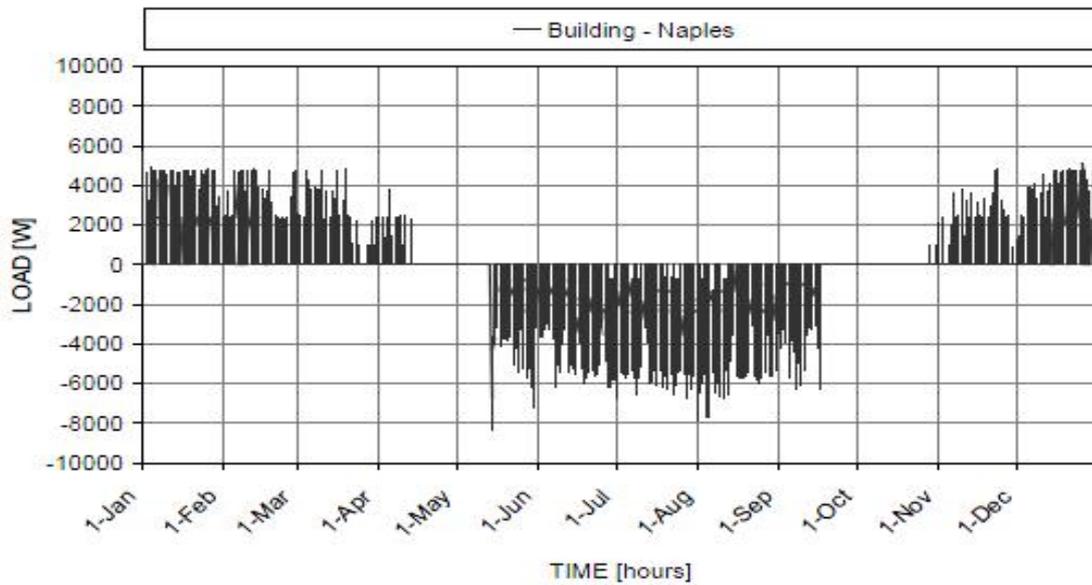
Le temperature di set-point in ambiente sono state assunte pari a 20°C nella stagione invernale e a 26°C in quella estiva, mentre le temperature di alimentazione dei pannelli, rispettivamente a 25°C e a 20°C.

I carichi di riscaldamento e raffrescamento (Fig. 5.8) sono stati calcolati con il DigiThon multi-room model, che si basa sul bilancio termico totale in ambiente, includendo anche i carichi interni, quelli solari e quelli dovuti alle infiltrazioni e alla ventilazione meccanica a doppio flusso presente nell'edificio.

Essa è chiamata a mantenere le condizioni di comfort termico e di qualità dell'aria, per tutto l'anno, con una portata di 0,5 Vol/h.



(a)



(b)

Fig. 5.8 Carichi invernali ed estivi per la città di Venezia e Napoli

Lo studio effettuato ha avuto lo scopo di stabilire quali fra i due tipi di scambiatore a terreno, potesse consentire di ridurre la lunghezza di sonda, e conseguentemente abbassare notevolmente i costi d'investimento. Per fare ciò il vincolo è stato rappresentato dall'uguaglianza, in entrambi i casi, della stessa quantità di calore scambiata con il terreno.

Le profondità dei pozzi sono state fissate pari a 15 m nel caso di sonda elicoidale (di lunghezza totale per pozzo pari a 200 m) e di 60 m nel caso di sonda a doppia U (di

lunghezza di tubazione totale pari a 240 m).

Quindi il numero di pozzi, è stato aumentato o diminuito in modo da far risultare della stessa entità, nei due casi (con una tolleranza del 5%) il consumo elettrico della pompa di calore.

La lunghezza di perforazione necessaria per coprire i carichi dell'utenza nel caso di impiego di sonde elicoidali (90 m, ovvero 6 fori di 15 m ciascuno) è risultata pari al 50% di quella a doppia U (180 m, corrispondenti a 3 fori di 60 m ciascuno), dando ottime possibilità alla loro diffusione.

La distanza fra le perforazioni è stata imposta pari a 7 m, per evitare, in caso di adozione di lunghezze minori, interferenze termiche troppo elevate (soprattutto per le sonde elicoidali).

Riduzione della lunghezza delle sonde geotermiche

Dal momento che il precedente studio non includeva il cambiamento di fase del terreno al raggiungimento di temperature prossime allo zero, si è studiato come sarebbero variate le prestazioni a livello stagionale (considerando questa volta il cambiamento di fase), con una riduzione della lunghezza delle sonde a doppia U dapprima a 120 m, e successivamente a 60 m, effettuando cioè un sottodimensionamento dell'impianto.

Le simulazioni sono state fatte ancora con il software Comsol, con il quale è stato possibile tenere conto del cambiamento di fase con la procedura fin'ora seguita nelle simulazioni precedenti e con l'imposizione dei parametri termici assunti nello studio precedente, elencati in tabella, per i due sottodomini:

Terreno:

		Acqua alla stato di ghiaccio (solido1):	Sabbia (solido2):
frazione volumetrica:		$H*0.36$	$0.36-H*0.36$
densità:	kg/m ³	997	1438
capacità termica specifica:	J/kg K	$4179+D*1m$	$2052+D*1m$
conduttività termica:	W/m K	0,61	1.5

Materiale di riempimento:

frazione volumetrica		1
densità	kg/m ³	4622,7
capacità termica specifica	J/kg K	800
conduttività termica	W/m K	2,5

Questa nuova analisi è stata portata avanti con il clima di Venezia (per la quale la temperatura indisturbata del terreno è pari a 13°C), pur restando ferme le altre condizioni al contorno stabilite nel precedente studio.

Il fluido frigorifero nella pompa di calore è costituito dall'R410A, mentre il fluido termovettore circolante nelle sonde consiste di una soluzione di acqua con aggiunta di glicole etilenico al 20%, di portata complessiva pari a 0,4 kg/s, portata equivalente a quella del fluido termovettore lato edificio. Nella figura sotto è riportata la modellazione del problema analizzato.

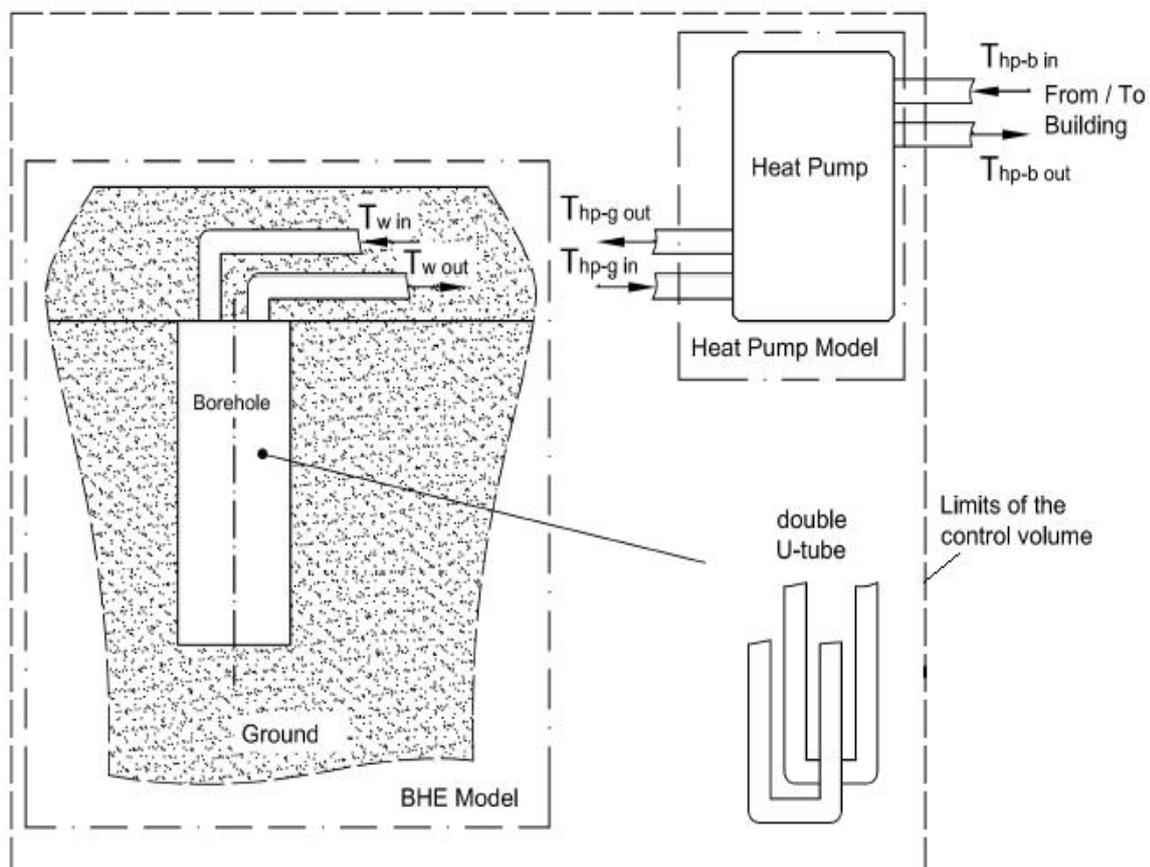


Fig.5.8.2 modello pompa di calore-terreno

Una volta lanciata la simulazione, è possibile ottenere dal modello della pompa di calore due files di output nel quale vengono scritti, ora per ora, i risultati della simulazione in termini delle quattro temperature (Fig. 5.8.2) e dei valori di COP, reali ed ideali, nonché delle potenze elettriche richieste dalla pompa di calore.

Il modello effettua dapprima il calcolo delle prestazioni a pieno carico, in seguito si basa sulla UNI 14825 per la determinazione del COP a carico ridotto, tenendo conto sia del fattore di carico CR che del PLF (fattore che tiene conto della modulazione di velocità della macchina, in questo caso di tipo ON-OFF).

Il dato di input per questo programma è rappresentato dalla temperatura d'ingresso alla macchina, mentre il carico lato edificio è sempre rimasto costante (Fig. 5.8 a)

È stato necessario effettuare un numero di iterazioni pari a 4 al fine di far convergere il valore di flusso scambiato con il terreno, variabile in conseguenza della modifica della lunghezza di sonda (si è ritenuto sufficiente arrivare ad un errore relativo del 10%).

Dal momento che variava, iterazione per iterazione, la potenza elettrica, a sua volta si è calcolato il calore scambiato con il terreno come somma della potenza elettrica e del carico lato edificio.

Tale valore è stato dato come condizione al contorno sulla superficie interna del modello circolare utilizzato in Comsol (uguale alla Fig. 5.5.1) e dalla soluzione, si è estrapolata la temperatura sulla parete interna, passando per il coefficiente convettivo (sempre mantenuto pari a $1000 \text{ W/m}^2 \text{ K}$) al fine della determinazione della temperatura media del fluido termovettore nelle sonde.

A questo punto per il calcolo della temperatura d'ingresso alla macchina è stato sufficiente sommare un ΔT di temperatura corrispondente alla semidifferenza fra le temperature d'ingresso e d'uscita dalla macchina.

I risultati ottenuti sono mostrati sotto.

	L= 180 m (con GeoCalc)	L= 120 m (con Comsol)	L= 60 m (con Comsol)
n.ore di funzionamento invernali	2451	2451	2451
n.ore di funzionamento estive	2250	2250	2250
SCOP	5,2	5,18	5,13
SEER	5,4	5,32	4,16
Delta		-0,38 % -1,48%	-0,77% -21,8 %

Come si può notare, il sottodimensionamento di 60 m penalizza maggiormente le prestazioni della macchina nella stagione estiva mentre per quanto riguarda le prestazioni invernali l'abbassamento del COP in seguito a riduzione delle sonde del 33%, non si fa praticamente neanche sentire.

Anche arrivando a sottodimensionare l'impianto del 67%, le prestazioni invernali della macchina risultano tutto sommato inalterate (-0,77 %), a differenza di quanto avviene nella stagione estiva dove una penalizzazione ancora accettabile con una riduzione a 120 m, si traduce in un consistente calo nel caso di adozione della lunghezza di sonda pari a 60 m (-21,8%).

Ciò è dovuto al fatto che mentre nel caso invernale, è possibile sfruttare l'apporto del calore latente di fusione che contribuisce, anche se in piccola parte, ad aumentare la temperatura del fluido vettore in caso di sottodimensionamento dell'impianto, ciò non si verifica nella stagione di raffrescamento, nella quale, il caldo portato dal fluido circolante nelle sonde, non riesce ad essere smaltito nel terreno a causa della riduzione delle sonde, penalizzando le prestazioni della macchina.

Un fatto ancor più determinante il maggior degrado nelle prestazioni estive rispetto quelle invernali è dovuto alla maggior quantità di calore che deve essere smaltita nel terreno nella stagione di raffrescamento (data dalla somma del calore di condensazione e del lavoro elettrico di compressione). La quantità di calore che viene sottratta al terreno nella stagione di riscaldamento, corrisponde invece al solo flusso richiesto dalla macchina per far evaporare il fluido frigorifero, contribuendo il compressore solo in seguito ad innalzare il livello di temperatura.

Ciò è visibile nelle figure alle pagine seguenti, nelle quali è possibile osservare la variazione di temperatura in ingresso alla macchina a seconda delle lunghezze di sonda impiegata, per tutto l'anno considerato.

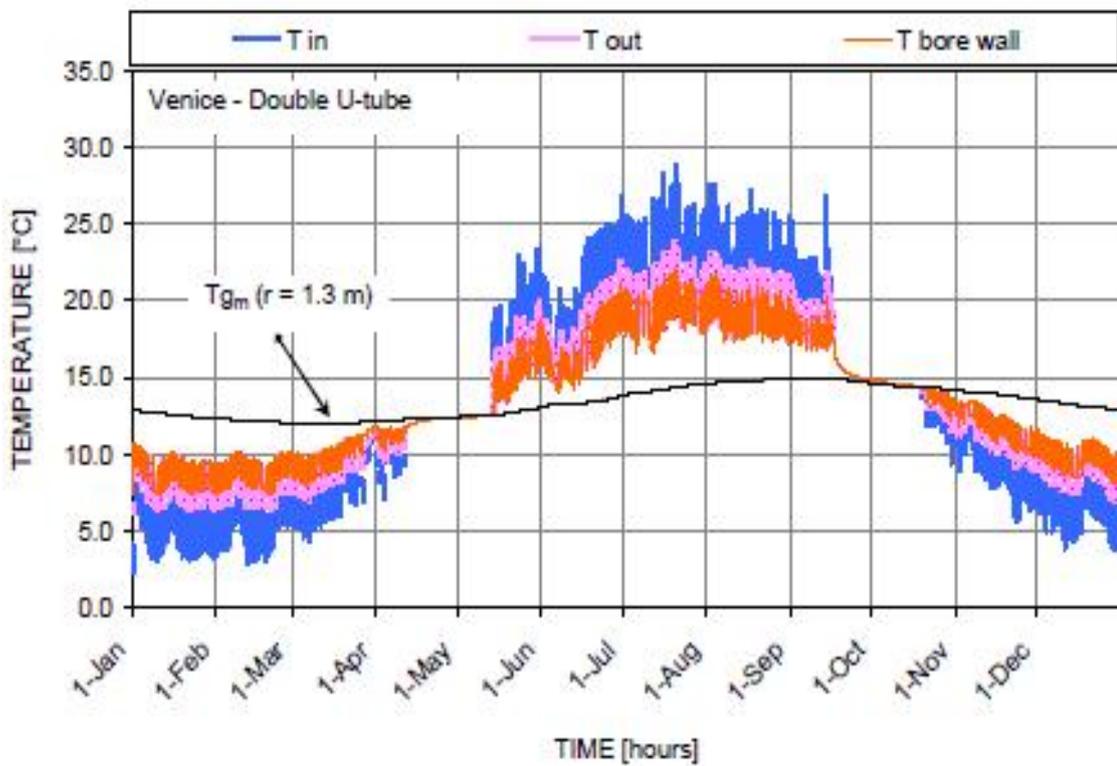


Fig.5.8.3 Andamento delle temperature per $l=180 \text{ m}$

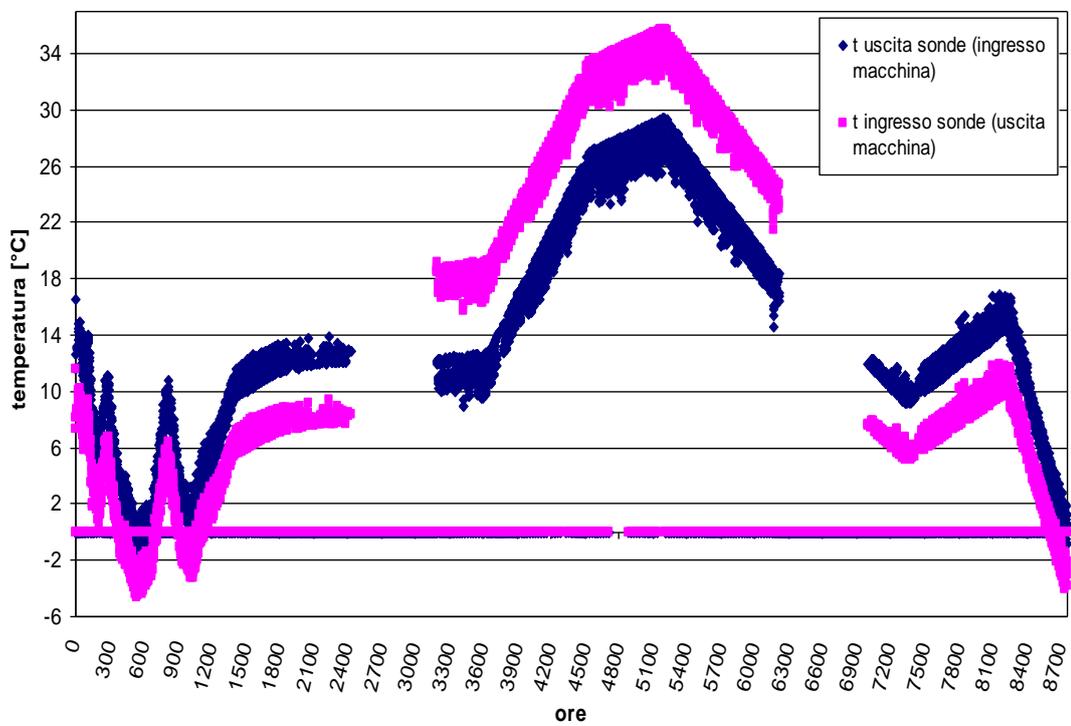


Fig. 5.8.4 Andamento delle temperature per $l=120 \text{ m}$

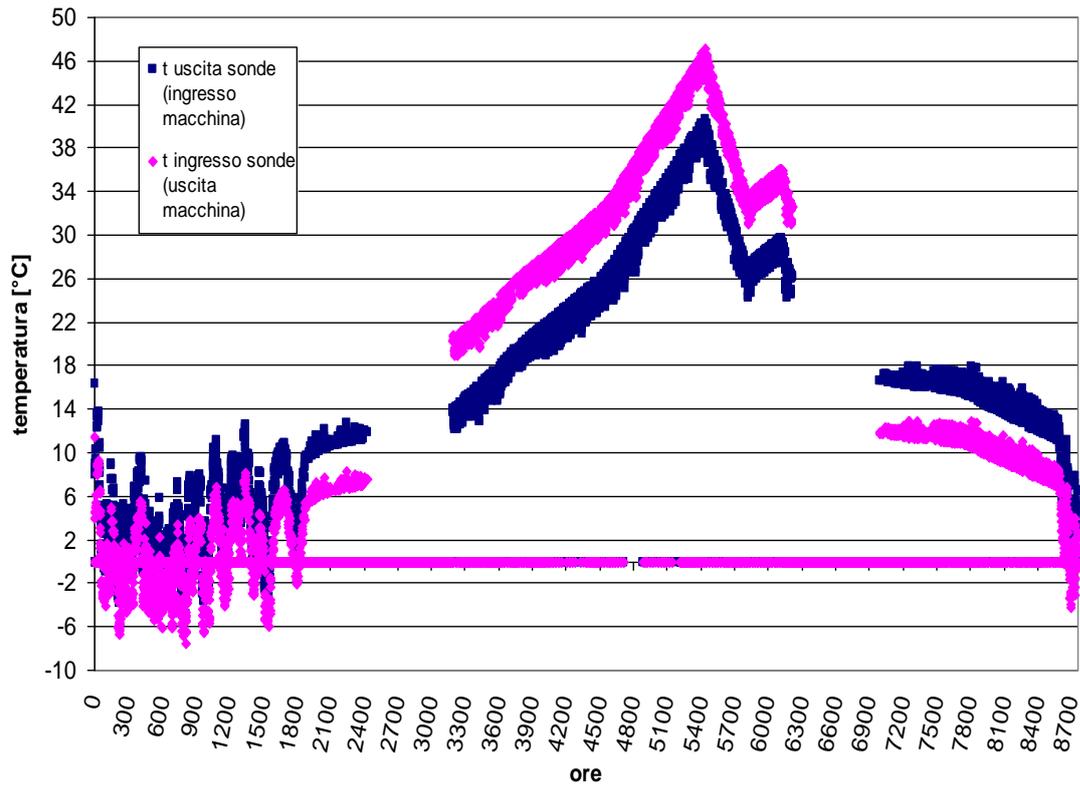


Fig.5.8.5 Andamento delle temperature per $l = 60$ m

CONCLUSIONI

Le disposizioni emanate a livello internazionale, europeo e quindi locale, sempre più pressanti in materia di salvaguardia dell'ambiente, riduzione delle emissioni e razionalizzazione nell'uso di combustibili fossili, hanno indirizzato già da molto tempo verso l'impiego delle tecnologie che sfruttano le energie rinnovabili.

Fra queste si distinguono le pompe di calore, per la climatizzazione invernale ed estiva degli ambienti o per la produzione di acqua calda sanitaria.

A sua volta, si individuano le pompe di calore ad acqua, geotermiche o ad aria, soggette quest'ultime però alla variabilità della temperatura stagionale che influenza in maniera preponderante le prestazioni della macchina, spesso comportando la sconvenienza del suo impiego, soprattutto nel caso di assenza di un sistema integrativo (caldaia).

Si inseriscono in questo contesto le pompe di calore geotermiche, che, attraverso la circolazione di un fluido nelle tubazioni alloggiato nel terreno, garantiscono migliori temperature in ingresso alla macchina, potendo contare sull'infinita capacità termica del terreno e sulla costanza della sua temperatura, durante tutto l'anno, già a qualche metro di profondità.

Gli sforzi attuali sono quelli di minimizzare i consumi della pompa di calore, dal momento che questa ugualmente necessita di alimentazione elettrica per muovere il compressore.

Lo studio effettuato recentemente da Bernier e Esalmi-Nejad è stato quello preso da riferimento per la stesura di questa tesi, concentrata, tramite l'utilizzo del software Comsol Multyphasic, su alcune simulazioni finalizzate a studiare quali fossero gli effetti del congelamento del terreno sulle prestazioni della pompa di calore geotermica.

Questa è un evenienza che può verificarsi a causa di un profilo di carico, da parte dell'utenza, sbilanciato verso il fabbisogno di riscaldamento, caratterizzato da un prelievo troppo spinto tale da comportare il pericolo di ghiaccio attorno alle sonde.

I risultati dello studio di Bernier hanno dimostrato però, come, in presenza di un circuito solare che effettui la ricarica del terreno contemporaneamente al prelievo da parte dell'utenza, si possano conseguire dei risparmi consistenti in termini di riduzione della lunghezza di sonda e di consumi elettrici della pompa di calore.

Si è quindi proceduto con l'imposizione, sulla superficie interna di una sonda a doppia

U, appositamente modellata, di due tipi di profili di carico: il primo, con carichi estivi ed invernali della stessa entità, ed il secondo, caratterizzato da una maggior fabbisogno termico rispetto quello di raffrescamento.

I risultati ottenuti hanno mostrato che in presenza di un siffatto prelievo da parte dell'utenza le temperature massime estive del fluido termovettore all'interno delle sonde sono minori rispetto il caso di carichi bilanciati, a favore quindi del coefficiente prestazionale estivo EER.

Questo perché, per ottenere un "sbilanciamento" dei carichi, si è abbassata la richiesta di freddo rispetto quella di caldo, che invece si è mantenuta costante nei due casi.

È per questo che, nel caso invernale, data la costanza del prelievo di calore dal terreno si sono ottenuti (per il caso sbilanciato e bilanciato) gli stessi valori di COP.

Se la simulazione effettuata mostra per il primo anno di funzionamento del sistema, una inalterabilità nelle prestazioni invernali della macchina nei due casi di profilo di carico bilanciato e sbilanciato, qualora la simulazione fosse stata estesa ad un periodo temporale di qualche anno, non si sarebbe sicuramente potuto affermare la stessa conclusione.

Basta osservare il flusso netto annuale nei due casi. Nel caso di profilo bilanciato, la differenza fra il calore prelevato dal terreno in inverno e quello ceduto allo stesso in estate è pressoché nulla, viceversa risulta di valore finito nel caso di carichi sbilanciati.

Come già discusso, il maggior prelievo comporta il fatto che nel tempo il terreno non riesce a ricaricarsi completamente, risultando possibile a lungo andare un progressivo abbassamento della sua temperatura nelle vicinanze della sonda geotermica. Conseguentemente anche la massima temperatura raggiunta dal fluido termovettore all'interno delle sonde diminuisce negli anni, influenzando negativamente le prestazioni invernali della macchina.

Nelle simulazioni effettuate le efficienze della macchina sono state calcolate attraverso le caratteristiche di carico di una pompa di calore esistente nel mercato, che hanno reso possibile calcolare i valori di COP ed EER in funzione della temperatura d'ingresso del glicole alla macchina, per temperatura di mandata all'utenza di 35°C nel caso invernale e di 18 e 8°C nel caso estivo.

Le prove effettuate variando la temperatura d'ingresso ai terminali d'impianto nel caso estivo, ponendola prima pari ad 8°C ed in seguito pari a 18°C (temperatura di

alimentazione in caso di pannelli radianti) hanno determinato prestazioni ovviamente migliori con temperatura della sorgente maggiore, come d'altronde imposto dalla termodinamica qualora si vada a ridurre la differenza di temperatura fra le due sorgenti. È emerso inoltre che per una temperatura maggiore d'alimentazione dei terminali d'impianto, la pompa di calore potesse rimanere spenta, potendo il sistema sfruttare le temperature più basse del terreno per raffrescare l'ambiente in maniera "naturale" (free cooling attraverso le sonde).

Solamente nel momento in cui la temperatura del terreno superava i 25°C (ultimo valore di temperatura per il quale il costruttore forniva corrispondente valore di EER) si ha avuto un'inversione di tendenza e le prestazioni nel caso di temperatura a 18°C sono risultate peggiori rispetto il caso di temperatura pari ad 8°C.

Ciò è stato dovuto alla definizione di rendimento di secondo principio che penalizza l'EER per i valori al di fuori del range di temperatura per il quale si conoscono le prestazioni della macchina.

Le stesse prove sono state effettuate sia variando il valore di conduttività della sabbia quale solido costituente il terreno, sia considerando un solido equivalente al posto della composizione acqua-sabbia, per vedere se, trascurare il cambiamento di fase dell'acqua al raggiungimento dello zero, potesse determinare prestazioni della macchina diverse da quelle reali.

Ne è risultato che il valore di conduttività influenza notevolmente le prestazioni della macchina, in quanto conduttività minori del terreno (1,5 W/m K) comportano temperature minime minori (in inverno) e massime maggiori (in estate) rispetto valori più alti di conduttività termica del terreno (3 W/m K), determinando, in entrambi i casi, prestazioni peggiori della macchina.

Anche per quanto riguarda il cambiamento di fase, non si è registrata grossa differenza nel considerare o meno l'apporto del calore latente di fusione in casi di conduttività del terreno alte; mentre non è possibile affermare la stessa cosa per valori più bassi di conduttività termica, dove il divario nelle temperature e nelle prestazioni, fra il considerare o no il cambiamento di fase, non può essere trascurato.

Va sottolineato che trascurare il calore latente di fusione sulla carta, determina prestazioni della macchina nella stagione estiva, migliori di quanto invece accada nella realtà, dove il contributo del calore latente di fusione nella precedente stagione determina delle temperature iniziali più alte e quindi peggiori per le prestazioni estive

della macchina. Nel caso invernale invece, non considerarlo, avrebbe solo la conseguenza di porsi in condizioni di sicurezza, in quanto nella realtà le temperature risultano maggiori, a beneficio del COP della macchina.

Ne risulta quindi che il cambiamento di fase deve essere tenuto in considerazione qualora la conduttività del terreno sia bassa, ritenendosi trascurabile il miglioramento (estivo) ed il peggioramento (invernale) delle prestazioni in terreni a più alta conduttività termica, nel caso in cui il terreno sia considerato come un solido equivalente di proprietà termiche costanti.

La seconda parte della simulazione ha visto gli effetti del sottodimensionamento di un impianto geotermico sulle prestazioni, invernali ed estive, di una pompa di calore chiamata a servire un edificio situato a Venezia.

Il sottodimensionamento è una prassi che viene vagliata in fase progettuale, finalizzata a ridurre la lunghezza complessiva delle sonde, e conseguentemente gli alti costi iniziali per la realizzazione dell'impianto.

Ciò comporta però l'impiego di fluidi antigelo, per abbassare il punto di congelamento dell'acqua nelle sonde, inevitabile altrimenti a causa del sottodimensionamento dell'impianto.

Tali fluidi determinano però prestazioni peggiori della macchina, dovute spesso a viscosità maggiori e conducibilità termiche peggiori per la miscela risultante, spesso additivata, solitamente in un range del 20-25 % di glicole etilenico, per la maggiore usato negli impianti geotermici.

In Svizzera è invece in fase iniziale di commercializzazione l'etanolo quale fluido antigelo nelle sonde, eccezione concessa dalle Autorità locali, che hanno sgravato il solo suo utilizzo nella geotermia, dalle elevate tasse sui COV (Composti Organici Volatili).

Nella simulazione effettuata, nella quale si è tenuto in considerazione il cambiamento di fase, in accordo a quanto stabilito, le prestazioni estive sono peggiorate in maniera maggiore rispetto quelle invernali, ciò dovuto all'assenza, nel caso estivo di un "qualcosa" che potesse compensare il sottodimensionamento (rappresentato dal calore latente di fusione nel caso invernale) oltre alla maggior quantità di calore da smaltire (somma del calore di condensazione e del lavoro di compressione) rispetto la situazione invernale (flusso all'evaporatore).

BIBLIOGRAFIA

- [1] D.Lgs. n. 28, *Attuazione della direttiva 2009/28/CE sulla promozione dell'uso dell'energia da fonti rinnovabili*, 2011
- [2] RACCOMANDAZIONE CTI 14, 2013
- [3] UNITS 11300-4, 2012
- [4] CASA&CLIMA N.41, *Conto termico sotto esame*, 2012
- [5] AICARR JOURNAL N.15, *pompe di calore, Terra o aria?*, 2012
- [6] A.CAVALLINI, dispense del corso di energie rinnovabili, *Le Pompe di calore geotermiche*, 2011
- [7] UNI 11466, 2012
- [8] A.ZARRELLA, *Uso del terreno come sorgente termica*, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Padova
- [9] AICARR JOURNAL N.15, *pompe di calore, Pompe di calore geotermiche, prestazioni energetiche e costi*, 2012
- [10] M. DE CARLI¹, ANGELO ZARRELLA¹, MIRCO DONA¹, ANTONIO GALGARO², EMILIANO DE MARTIN³, ALBERTO SALMISTRARO⁴, *Confronto omogeneo tra diversi sistemi di climatizzazione con pompe di calore geotermiche*, 1-Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università degli Studi di Padova, 2-Dipartimento di Geoscienze, Università degli Studi di Padova, 3-REHAU, 4-ENEREN S.r.l.
- [11] UNI 11467, 2012
- [12] UNI 11468, 2012
- [13] M. EUGSTER, L. RYBACH, *Sustainable production from borehole heat exchanger systems*, Proceeding World Geothermal Congress, 2000
- [14] V. TRILLAT-BERDAL, B. SOUYRI, G. ACHARD, *Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collector*, Appl Therm Eng, 2007
- [15] Atti del 28° Convegno AICARR: *Rispondere alla crisi energetica con l'integrazione edificio-impianto: la pompa di calore invertibile*, 2010

- [16] YANG H., CUI P., FANG Z., *Vertical-borehole ground-coupled heat pumps: a review of models and system*, Appl Energy, 2010
- [17] XI C, LIN L, HONGXING Y, *Long term operation of a solar-assisted ground coupled heat pump system for space heating and domestic hot water*, Energy Build, 2011
- [18] WANG, ZHENG, ZHANG, YANG, *Experimental study of a solar assisted ground-coupled heat pump system with solar seasonal thermal storage in sever cold areas*, Energy Build, 2010
- [19] W.YANG, M. H. SHI, H. DONG, *Numerical Simulation of the performance of a solar-earth source heat pump system*, Appl Therm Eng, 2006
- [20] P.ESALMI-NEJAD, M.BERNIER, *Coupling of geothermal heat pumps with thermal solar collectors using double U-tube boreholes with two independent circuits*, Appl Therm Eng, 2011
- [21] WANG H, QI C, WANG E., ZHAO J., *A case study of underground thermal storage in a solar-ground coupled heat-pump system for residential building*, Renew Energy 2008
- [22] ZONGWEI HAN, MAOYU ZHENG, FANHONG KONG, ET AL., *Numerical simulation of solar assisted ground source heat pump heating system with latent heat energy storage in severely cold area*, Appl Therm Eng, 2006
- [23] E.KJELLSSON, G.HELLSTROM, B.PERERS, *Optimization of systems with the combination of ground-source heat pump and solar collectors in dwellings*, Energy 2010
- [24] H.ZENG, N.DIAO, Z.FANG, *Heat Transfer analysis of boreholes in vertical ground heat exchangers*, Int J Heat Mass Transf, 2003
- [25] P.ESLAMI-NEJAD, M.BERNIER, *Heat transfer in Double U-tube Boreholes with two independent circuits*, J Heat Transf, 2011
- [26] M.DE CARLI, M.TONON, A.ZARRELLA, R. ZECCHIN, *A computational capacity resistance model (CaRM) for vertical ground-coupled heat exchangers*, Renewable Energy, 2010
- [27] A. ZARRELLA, M. SCARPA, M. DE CARLI, *Short time step analysis of vertical ground-coupled heat exchangers: the approach of CaRM*, Renewable Energy, 2011
- [28] NEWMANN F.,*Die Paruellen Differentialgleichungen Der Mathematischen Physik*, vol.2, 1912

- [29] H. S. CARSLAW, J. C. JAEGER, *Conduction of Heat in Solids*, 2nd ed, 1993
- [30] T.R. GOODMAN, *The heat Balance Integral and its Application to problems Involving a change of phase*, Trans. ASME, vol. 80, 1958
- [31] L.T. YEH AND B.T.F. CHUNG, *Solidification and melting of material subjected to convection and radiation*, J. Spacecr. Rocket, vol.12, 1975
- [32] B.A. BOLEY, *The embedding Technique and solidification Problems, Moving Boundary Problems in heat flow and diffusion*, in J. Ockendon and W. Hodgkins, proceedings of the Conference held at the University of Oxford, 1974
- [33] CRANK AND R. GUPTA, *Isotherm migration method in two dimensions*, Int. J. Heat Mass Transfer, vol.18, 1975
- [34] C.S. KEUNG, *The use of Sources and Sink in Solving Two-dimensional Heat Conduction Problems with Change of phase in Arbitrary Domains*, Ph. D dissertation, Columbia Univ., New York, 1980
- [35] HU, S. A ARGYROPOULOS, *Mathematical modelling of solidification and melting: a review*, Modelling Simul. Mater. Sci. Eng. 4, 1996
- [36] EYRES ET AL., *The calculation of variable heat flow in solid*, Phil. Trans. R. Soc. A 240, 1946
- [37] C. BONACINA, G. COMINI, A. FASANO, M. PRIMICERIO, *Numerical Solution of phase change problems*, Int J Heat Mass Transf, 1973
- [38] COMINI, G. GIUDICE, ET AL., *Finite element solution of non-linear heat conduction problems with reference to phase change*, Int J. Numer. Methods Eng., vol.8, 1974
- [39] COMINI; G.C. GIUDICE, *A conservative algorithm for multidimensional conduction phase change*, Int Numer. Methods Eng., vol.30, 1990
- [40] MORGAN, K., LEWIS, R.W. and ZIENKIEWCZ, O.C., *An improved algorithm for heat conduction problems with phase change*, Int Numer. Methods Eng., vol.12, 1978
- [41] GIUDICE, S. D. COMINI, G. AND LEWIS, R.W., *Finite element simulation of freezing processes in soil*, Int J Numer Anal Methods Geomech, 1978
- [42] LEMMON, E.C. *Multidimensional integral phase change approximations for finite element conduction codes*, Numerical Methods in Heat Transfer, Wiley, Chichester, 1981
- [43] PHAM, Q.T. *The use of lumped capacitance in the finite-element solution of*

heat conduction problems with phase change, Int J Heat Mass Transf, vol.29, 1986

[44] J.S.HSIAO, *An efficient algorithm for finite-difference analyses of heat transfer with melting and solidification*, Numer Heat Transf, 1985

[45] HASCEMI E SLIEPCEVICH, *Effect of seepage stream on artificial soil freezing*, ASCE J Soil Mech Found Div, 1973

[46] FRIVIK E COMINI, *Seepage and heat flow in soil freezing*, J Heat Transfer Trans ASME, 1982

[47] EMERSON E MEI, *New approach for analysis of ground-coil design for applied heat pump systems*, ASHRAE Trans, 1985

[48] FAN E AL, JIANG Y, YAO Y. ET AL, *A study on the performance of a geothermal heat exchanger under coupled heat conduction and groundwater advection*. Energy 2007

[49] P.ESLAMI-NEJAD, M.BERNIER, *freezing of geothermal boreholes surroundings: A numerical and experimental assessment with application*, Applied Energy, 2012

[50] PROF. MARKUS HUBBUCH, Dipl. Ing. ETH/SIA, *L'etanolo come antigelo nelle sonde geotermiche*, 2011

[51] E. HEINONEN; W.WILDIN; A.BEALL; E.TAPSCOTT, *Anti-freeze fluid environmental and health evaluation-an update*, Rap. tecn., New Mexico Engineering Research Institute, 1996

[52] MINCHIO, BASTA, *Geotermia e pompe di calore - Guida pratica agli impianti di climatizzazione*, 2007

[53] A.ZARRELLA, A.CAPOZZA, M. DE CARLI, *Performance analysis of short helical borehole heat exchangers via integrated modeling of a borefield and a heat pump: a case study*, Dipartimento di Ingegneria Industriale, Università di Padova

SITI WEB

[54] sito www.iea.it

[55] sito www.enea.it

[56] sito www.unionegeotermica.it

[57] sito www.ilsole24ore.it

[58] sito www.gse.it

[59] sito www.robur.it

[60] sito www.rugiadapoint.it

[61] sito www.alcosuisse.ch

[62] sito www.rivoiragas.it

[63] sito www.provincia.treviso.it

[64] sito www.regione.lombardia.it

[65] sito www.provincia.vicenza.it

[66] sito www.provincia.bz.it

RINGRAZIAMENTI

Giunta al termine della stesura di questa tesi volevo ringraziare innanzitutto il mio relatore, il Professore Ing. Michele De Carli per la sua cordialità e disponibilità, oltre che per avermi dato la possibilità di approfondire questo interessante argomento di attualità, che ha reso motivante e piacevole questo lavoro.

Un sentito grazie va al mio correlatore, l'Ing. Angelo Zarrella, per il continuativo sostegno e le fondamentali indicazioni datemi per poter arrivare alla conclusione di questa tesi.

Sottolineo come la sua massima disponibilità e reperibilità abbiano contribuito a portare avanti questo lavoro con serenità e senza eccessive preoccupazioni.

Ringrazio quindi i miei genitori per avermi dato la possibilità di studiare nonché di avermi incoraggiato in ogni momento di sconforto o di stanchezza, e per essermi stati vicini nonostante i problemi che caratterizzano la nostra famiglia ma che insieme portiamo avanti, ogni giorno, con coraggio e umiltà.

Un pensiero va rivolto ai miei fratelli Mariaelena e Gianluigi che mi insegnano ogni giorno ad essere paziente e disponibile e quindi a relazionarmi, con queste stesse modalità anche verso le altre persone.

Grazie anche a John, dal quale imparo a prendere la vita in maniera più serena e spensierata (nonostante sia necessario sottolineare come si ostini sempre a sminuire la mia ingegneria energetica rispetto la sua ingegneria meccanica) e a tutte le amiche e amici che mi vogliono bene e che con la loro presenza, contribuiscono a farmi uscire dai pensieri e dalle preoccupazioni della vita e del (futuro, speriamo) lavoro.