



Università degli Studi di Padova

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

TESI DI LAUREA MAGISTRALE

Analisi numerica di uno scambiatore di calore con bio-accumulo geotermico (BAG) per pompe di calore

Candidato:
Marco Marigo
Matr.1159830

Relatore:
Prof. Angelo Zarrella

Correlatore:
Ing. Ferdinando Dall'Acqua

Anno Accademico 2018-2019

INDICE

Introduzione	5
CAPITOLO 1: Pompe di calore geotermiche	7
1.1 Introduzione	7
1.2 Energia geotermica	7
1.2.1 Cenni storici	7
1.2.2 Sfruttamento dell'energia geotermica	8
1.2.3 Generazione di calore nel sottosuolo	9
1.2.4 Variazione della temperatura con la profondità	9
1.3 Pompe di calore	10
1.3.1 Pompe di calore geotermiche	11
1.4 Fabbisogno di energia primaria	12
1.5 Dimensionamento di una pompa di calore	15
1.6 Conclusioni	15
CAPITOLO 2: Impianto in esame	17
2.1 Introduzione	17
2.2 Descrizione del sito e dell'abitazione	17
2.2.1 Stratigrafia del terreno	17
2.3 Descrizione dell'impianto	18
2.3.1 Cella di scambio termico	20
2.3.2 Scambiatore	21
2.3.3 Sistemi ausiliari	21
2.4 Vantaggi rispetto ad un impianto geotermico tradizionale	21
2.4.1 Aspetti tecnici	22
2.4.2 Aspetti burocratici	23
2.4.3 Costi	24
2.5 Conclusioni	26
CAPITOLO 3: Raccolta ed analisi dei dati	27
3.1 Introduzione	27
3.2 Strumenti di misura	27
3.2.1 Caratteristiche tecniche degli strumenti di misura	28
3.3 Analisi dei dati	29
3.3.1 Dati annuali	29
3.3.2 Stagione invernale	31
3.3.3 Stagione estiva	36
3.4 Valutazione del COP medio stagionale	39
3.4.1 Definizioni	39
3.4.2 Valutazione dei parametri per il caso in esame	40
3.4.3 Risultati	41
3.5 Conclusioni	41

CAPITOLO 4: ANALISI TERMICA	43
4.1 Introduzione	43
4.2 Geometria del modello	43
4.2.1 Rappresentazione geometrica dello scambiatore	44
4.2.2 Modifiche alla geometria	44
4.3 Analisi con COMSOL Multiphysics	45
4.3.1 Caratteristiche dei materiali del modello	46
4.3.2 Moto del fluido all'interno del serbatoio	46
4.3.3 Caratteristiche dello scambio termico	47
4.3.4 Caratteristiche della mesh e dei parametri di studio	47
4.3.5 Condizioni al contorno	47
4.3.5.1 Condizioni al contorno per la stagione invernale	48
4.3.5.2 Condizioni al contorno per la stagione estiva	49
4.4 Confronto fra le diverse configurazioni	51
4.4.1 Confronto per la stagione invernale	51
4.4.2 Confronto per la stagione estiva	59
4.4.3 Risposta alla variazione della conducibilità termica del terreno	63
4.4.3.1 Funzionamento invernale	63
4.5 Conclusioni	65
Conclusioni	67
Bibliografia e Sitografia	68

Introduzione

Negli ultimi anni, tra gli impianti di riscaldamento e raffrescamento domestico e di produzione dell'ACS, vi è stata un'importante affermazione delle pompe di calore azionate da un compressore elettrico dovuta a molti fattori. In primo luogo, queste tipologie di macchine, non presentano un'unica configurazione, sia dal lato sorgente, sia per quanto riguarda i terminali d'impianto, e questa loro "elasticità" dal punto di vista progettuale ne ha senza dubbio incentivato l'adozione. Sono ideali per lo sfruttamento delle energie rinnovabili, in quanto la sorgente esterna può essere aria, acqua o terreno e, dato che l'energia utilizzata per il funzionamento è la corrente elettrica, sono ideali per un accoppiamento con un impianto fotovoltaico. Infine, un altro fattore molto incentivante è quello relativo all'affidabilità di questi sistemi di produzione. Le pompe di calore più diffuse sono senza dubbio quelle che utilizzano l'aria esterna come sorgente, ma la loro efficienza non è molto elevata, essendo l'aria esterna ad una temperatura piuttosto variabile. Più efficienti sono le soluzioni che presentano uno scambio termico lato sorgente con acqua o con il terreno, ma queste, oltre ad avere configurazioni, procedure di installazione e di conseguenza costi più complessi, hanno anche una serie di difficoltà burocratiche da affrontare a causa dell'interazione che hanno con l'ambiente attraverso lo scambiatore di calore. In questa tesi verrà analizzato un impianto a pompa di calore con bio-accumulo geotermico (BAG) che si propone come soluzione alternativa ad uno scambio termico con acqua, terreno o aria dal lato sorgente. Si cercherà di valutare quali parametri influenzano lo scambio termico lato sorgente con la geometria della cella di scambio che verrà presentata, grazie anche a dati raccolti da diverse misurazioni. Infine, l'obiettivo sarà quello di determinare come, in seguito a modifiche della geometria, si modifichi lo scambio termico con il terreno e, di conseguenza, l'efficienza dell'impianto cercando quindi di contribuire alla ricerca di una configurazione ottimale della cella di scambio.

CAPITOLO 1

Pompe di calore geotermiche

1.1 Introduzione

L'obiettivo di questo primo capitolo è quello di fare una panoramica riguardo all'utilizzo delle pompe di calore, con particolare riferimento alle pompe di calore geotermiche. In seguito ad una breve panoramica sull'energia geotermica, con dei cenni storici e delle statistiche riguardanti gli utilizzi principali di questa forma di energia al giorno d'oggi, verrà spiegato il funzionamento di una pompa di calore e quali configurazioni impiantistiche sono disponibili sul mercato per una pompa di calore geotermica. Verranno infine fatti alcuni cenni riguardo al fabbisogno di energia primaria e al dimensionamento, con riferimento alla normativa vigente.

1.2 Energia geotermica

Si definisce come energia geotermica il calore presente nel sottosuolo e generato principalmente da fenomeni geologici. La quantità di energia presente all'interno della terra è elevatissima, ma solo una piccolissima parte di questa è sfruttabile.

1.2.1 Cenni storici [1]

L'uomo ha utilizzato l'energia geotermica sin dalla preistoria, principalmente per usi termali o legati al riscaldamento degli ambienti. Questo però era legato allo sfruttamento di acqua calda che fuoriusciva spontaneamente dalla crosta terrestre a temperature ideali per essere utilizzata a tal fine. Solo dal XVI secolo si è iniziato, grazie principalmente agli scavi che avvenivano nelle miniere, ad ipotizzare che la temperatura potesse crescere con la profondità. Avvennero di seguito le prime misurazioni, ma solo nel XX secolo si iniziò a comprendere che tale fenomeno era per la maggior parte correlato al fenomeno del decadimento di isotopi radioattivi. Nel 1988, Stacey e Loper dimostrarono che la maggior parte del calore viene prodotta dal mantello anche se, in funzione del volume occupato, la crosta presenta una produzione di calore proporzionalmente maggiore. Nel 1827, in Italia, nella zona conosciuta come Lardarello, inizia lo sfruttamento del calore proveniente dal sottosuolo, grazie alla fuoriuscita spontanea di fluido geotermico ad elevata temperatura in seguito a delle perforazioni. Inizialmente il calore era utilizzato per scopi industriali, solo in seguito, nel 1904, si iniziò a sfruttarlo per la produzione di energia elettrica e, infine, tra il 1910 e il 1940 fu utilizzato per il riscaldamento. Fra la fine dell'800 e gli inizi del '900, sulla base di quanto avvenuto in Italia, iniziò l'estrazione di fluido geotermico per il riscaldamento domestico anche negli Stati Uniti e in

Islanda. Solo in seguito, dal 1919 in poi, vennero installati impianti di produzione di energia elettrica da fonte geotermica in molti stati (Giappone, USA, Nuova Zelanda, Messico, etc.).

1.2.2 Sfruttamento dell'energia geotermica

Lo sfruttamento dell'energia geotermica si basa sulla possibilità di asportare il calore presente a basse profondità nel sottosuolo e di utilizzarlo in diversi modi. Pertanto, il calore generato a più elevate profondità viene portato in superficie mediante eruzioni vulcaniche, conduzione termica attraverso il terreno, presenza di rocce calde, presenza di acqua calda in movimento nel sottosuolo.

L'utilizzo dell'energia geotermica si distingue in usi diretti e usi indiretti. Per uso diretto si intende lo sfruttamento del calore nel sottosuolo per il riscaldamento, per fini legati all'agricoltura e per gli impianti termali, mentre l'uso indiretto è legato alla produzione elettrica [2].

La produzione di energia elettrica da fonte geotermica si è attestata nell'anno 2015 a 73689 GWh, grazie ad una capacità installata pari a 12729 MW. La previsione fatta per il 2020 prevede, in base ad impianti già pianificati e in via di

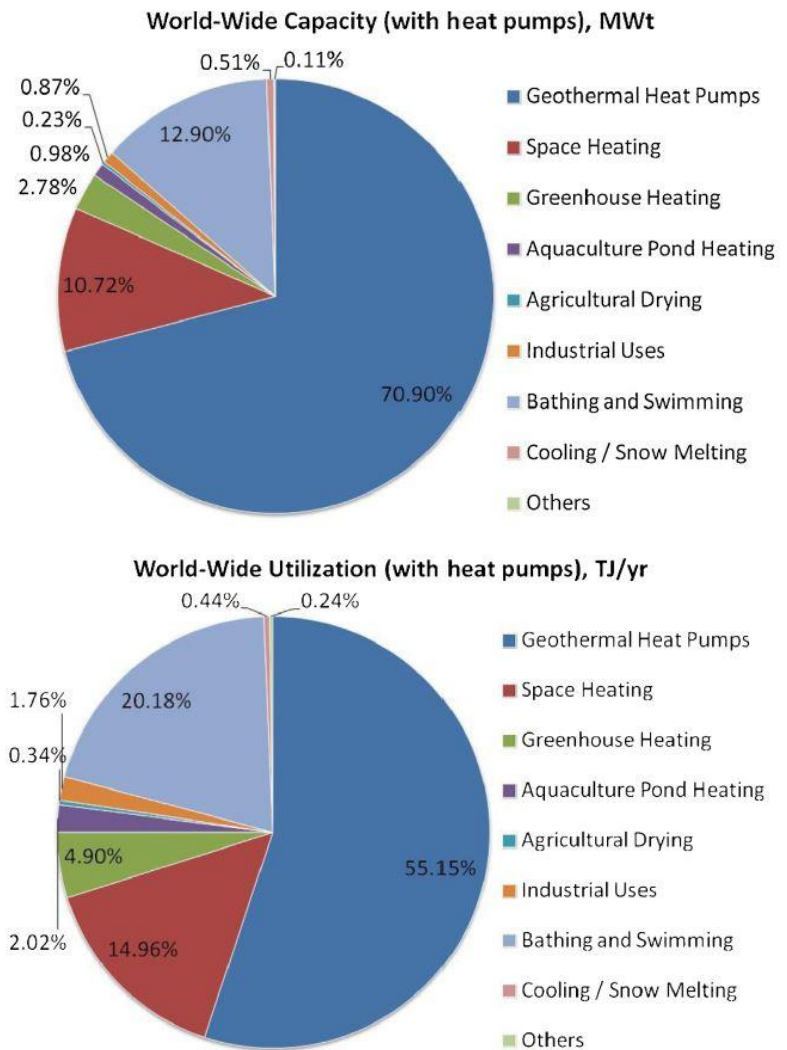


Figura 1.1: Usi diretti mondiali dell'energia geotermica nel 2015, in base alla potenza installata in MWt (in alto) e in base all'energia prodotta in TJ/anno (in basso) [4].

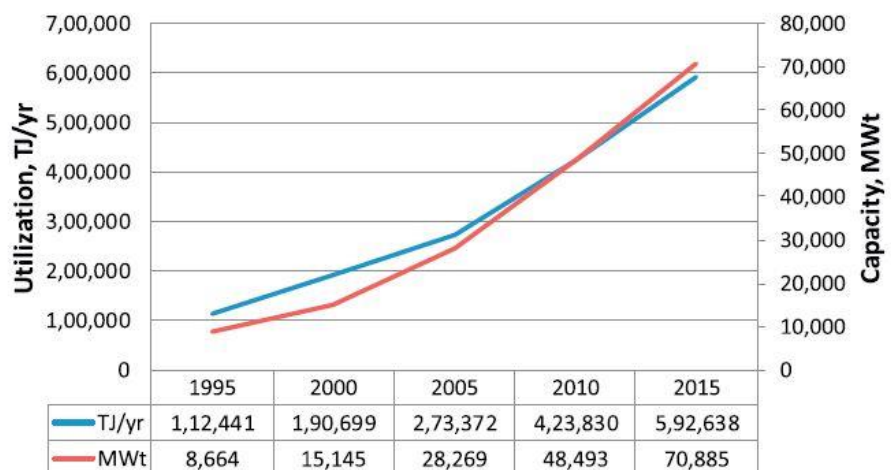


Figura 1.2: Potenza geotermica installata per uso diretto e produzione di energia annua dal 1995 a 2015 (a destra) [4].

realizzazione, un ulteriore e importante incremento, che porterebbe ad una potenza installata 21443 MW [3].

Per quanto riguarda invece gli usi diretti dell'energia geotermica, come si può vedere in figura 1.2, vi è una sostanziale crescita della potenza installata, e di conseguenza dell'energia prodotta da tali impianti nel corso degli anni. Questo dipende soprattutto dalla crescita di soluzioni tecnologiche quali le pompe di calore geotermiche, come si può vedere in figura 1.1. Infatti, per l'anno 2015, a fronte di 70885 MWt installati per lo sfruttamento diretto dell'energia geotermica, 50258 MWt facevano riferimento all'installazione di pompe di calore geotermico [4].

1.2.3 Generazione di calore nel sottosuolo [1]

Il calore che viene sfruttato negli impianti geotermici è generato nel sottosuolo dal decadimento degli isotopi radioattivi, in quanto durante questo processo di decadimento, gli atomi rilasciano calore, il quale si diffonde nel sottosuolo, come già detto in precedenza, per conduzione oppure attraverso dei fluidi che trasportano il calore. Questo fenomeno può essere descritto attraverso la teoria della tettonica delle placche, la quale dà una possibile spiegazione alla ragione per cui in alcuni punti vi sia un'attività geotermica più intensa rispetto ad altre zone. È possibile infatti distinguere, al di sotto della superficie terrestre, uno strato detto litosfera, che comprende la crosta e parte del mantello, per una profondità che varia fra gli 80 e i 200 km, dall'astenosfera, strato più profondo e caratterizzato da moti di materia al suo interno. L'astenosfera infatti è caratterizzata da un comportamento meno rigido, a differenza della litosfera che si comporta esattamente come un corpo rigido. I moti all'interno dell'astenosfera provocano di conseguenza il movimento delle placche in cui è composta la litosfera. Si creano pertanto in quest'ultima delle creste e delle fosse. In corrispondenza delle prime, la temperatura cresce molto rapidamente con la profondità e le zone in questione saranno ottime per lo sfruttamento dell'energia geotermica; al contrario in corrispondenza delle fosse, il gradiente di temperatura con la profondità sarà molto basso.

1.2.4 Variazione della temperatura con la profondità [5]

Come già detto nel paragrafo precedente, con l'aumentare della profondità, la temperatura aumenta con un gradiente medio pari a $2.5/3^{\circ}\text{C}$ ogni 100 metri di profondità. Vi saranno tuttavia zone in cui il gradiente sarà inferiore alla media ed altre in cui la temperatura crescerà molto più rapidamente con la profondità. Il vantaggio però di lavorare con lo strato più prossimo alla superficie terrestre riguarda la pressoché totale assenza dell'influenza dell'escursione termica sia giornaliera che mensile già a valori modesti di profondità. Infatti, già a pochi centimetri nel sottosuolo la differenza di temperatura fra giorno e notte risulta molto mitigata; l'oscillazione stagionale è pressoché nulla già a 10 metri di profondità, con un valore che si attesta attorno alla temperatura media annuale dell'aria esterna, come si può vedere in figura 1.3.

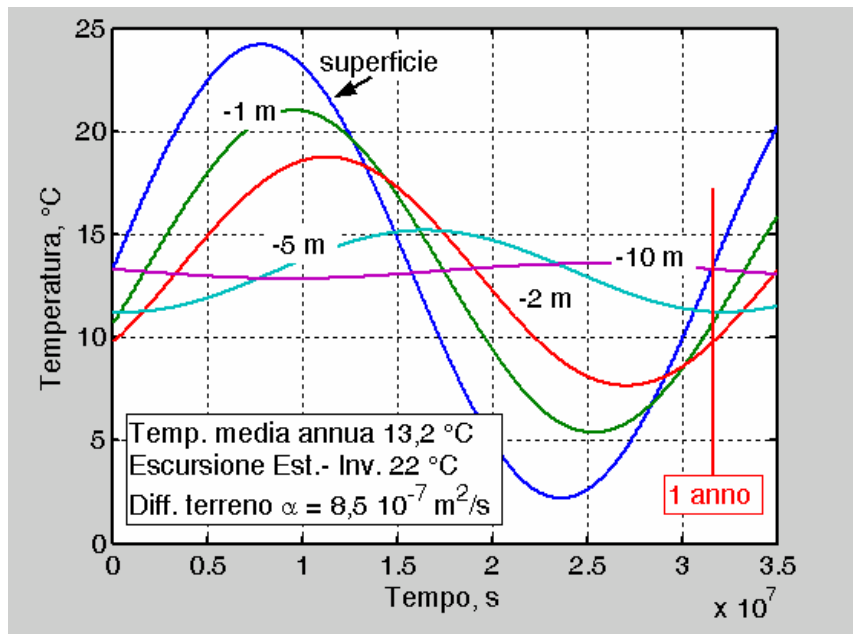


Figura 1.3: Andamento della temperatura a diverse profondità nel sottosuolo [5].

1.3 Pompe di calore

La pompa di calore è una macchina termica basata su un ciclo termodinamico inverso. Come una qualsiasi macchina frigorifera, il suo obiettivo è quello di assorbire il calore da un ambiente a temperatura più bassa per trasferirlo ad un ambiente a temperatura più elevata utilizzando una certa quantità di energia. In figura 1.4 è possibile vedere lo schema di una pompa di calore. La temperatura di condensazione è maggiore di

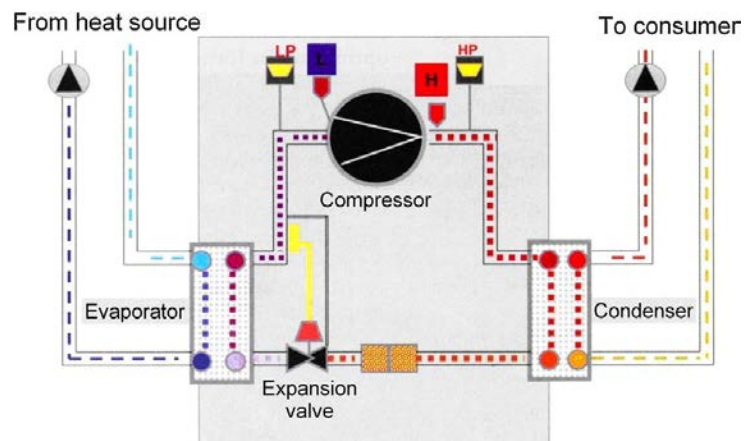


Figura 1.4: Schema di una pompa di calore. [6]

quella del pozzo caldo e quella di evaporazione è più bassa rispetto al pozzo freddo, questa condizione deve necessariamente essere rispettata affinché possano avvenire gli scambi termici.

Una prima distinzione può essere effettuata sul tipo di funzionamento della pompa di calore: vi sono infatti pompe di calore utilizzate solo per il riscaldamento, altre che, attraverso un'inversione attuata sul ciclo o sull'impianto, possono essere utilizzate anche nella stagione di raffreddamento.

Le pompe di calore più diffuse sono azionate da un elettrocompressore, ma vi sono anche altre configurazioni meno diffuse, quali le pompe a compressione di vapore con azionamento mediante un motore a combustione interna con recupero di calore oppure le pompe di calore con ciclo ad assorbimento.

Infine, in base alla sorgente termica impiegata, le pompe di calore sono catalogate come segue:

- *Pompe di calore ad aria*
- *Pompe di calore ad acqua*
- *Pompe di calore geotermiche*

Ognuna di queste, dal lato dell'utenza può utilizzare come fluido operativo sia l'aria, sia l'acqua. In base a questo, cambieranno le tipologie di impianti che potranno essere installati lato utenza per poter usufruire del calore durante la stagione di riscaldamento e della produzione di acqua o aria fredda durante il riscaldamento. Nel primo caso, in ambito residenziale, vengono utilizzati principalmente impianti ad espansione diretta, nel secondo caso vi è solitamente l'installazione di ventilconvettori oppure di impianti radianti.

1.3.1 Pompe di calore geotermiche [6]

Un impianto a pompa di calore può essere suddiviso sostanzialmente in tre sottosistemi: il primo sottosistema riguarda la connessione con la sorgente fredda; il secondo sottosistema riguarda la pompa di calore; il terzo sottosistema è quello di distribuzione del calore o del freddo. Le pompe di calore geotermiche differiscono dalle altre tipologie di pompe di calore solamente per il sottosistema riguardante la connessione con la sorgente esterna. Questo sottosistema, ossia la modalità di scarico o di acquisizione di calore dall'esterno, può avvenire con diverse modalità. L'ASHRAE [8] ha suddiviso in tre categorie questa tipologia di connessione della pompa di calore con il terreno:

- *Ground water heat pumps (GWHP)*: questa tipologia di impianto utilizza l'acqua del sottosuolo come sorgente o pozzo termico. L'acqua viene prelevata dal terreno e viene immessa in uno scambiatore di calore, ove ha la possibilità di cedere energia o di acquisirla, in base alla stagione di funzionamento, prima di essere iniettata nuovamente nello stesso pozzo da cui è stata prelevata, oppure in un altro pozzo. Solitamente, sebbene questo vada a diminuire il COP reale della macchina, si preferisce questa configurazione a quella che fa compiere il ciclo termodinamico al fluido geotermico, in quanto potrebbe verificarsi il fenomeno della corrosione a causa della natura del fluido; in questo modo, inoltre, diminuiscono notevolmente i rischi riguardanti un'eventuale contaminazione del terreno; infine con questa configurazione è possibile utilizzare una portata del 30-40% inferiore;
- *Surface water heat pumps (SWHP)*: Questa configurazione prevede lo scambio termico con le acque superficiali di un lago, fiume o stagno. Il principale svantaggio di questi sistemi riguarda la temperatura dell'acqua, la quale è maggiormente influenzata dalla temperatura dell'aria rispetto alle altre configurazioni. Questi sistemi possono prevedere il funzionamento sia "open-loop", ossia prelevando e successivamente iniettando l'acqua nel suo bacino, oppure "closed-loop", quindi con una sonda in polietilene inserita nel bacino nella quale scorre un fluido operativo. Nel primo caso

solitamente viene posto uno scambiatore fra il sistema di tubi che prelevano e rigettano l'acqua, nel secondo caso il fluido che scorre nella sonda è anche il fluido operativo;

- *Ground coupled heat pumps (GCHP)*: Questa tipologia di impianto consiste solitamente in una pompa di calore reversibile collegata ad uno scambiatore interrato. Le sonde geotermiche possono essere di due tipi: vi sono le sonde geotermiche orizzontali e quelle verticali. Le sonde geotermiche orizzontali, a loro volta suddivise in "single-pipe", "multiple-pipe" e a spirale, solitamente vengono poste a 1 o 2 metri di profondità. Sono più semplici da installare, tuttavia rispetto alle altre configurazioni hanno un'occupazione di terreno maggiore ed efficienze minori, a causa della maggiore influenza della temperatura esterna. Le sonde geotermiche verticali possono avere diverse geometrie (ad U, a doppia U, a tubi concentrici, a spirale); solitamente in un impianto vi è più di una sonda e ognuna di queste arriva ad una profondità che varia tra i 20 e i 200 metri. Solitamente queste sonde sono inserite all'interno del terreno, circondate da un materiale di riempimento.

In figura 1.5 si può vedere la differenza fra queste tre tipologie di pompe di calore geotermiche.

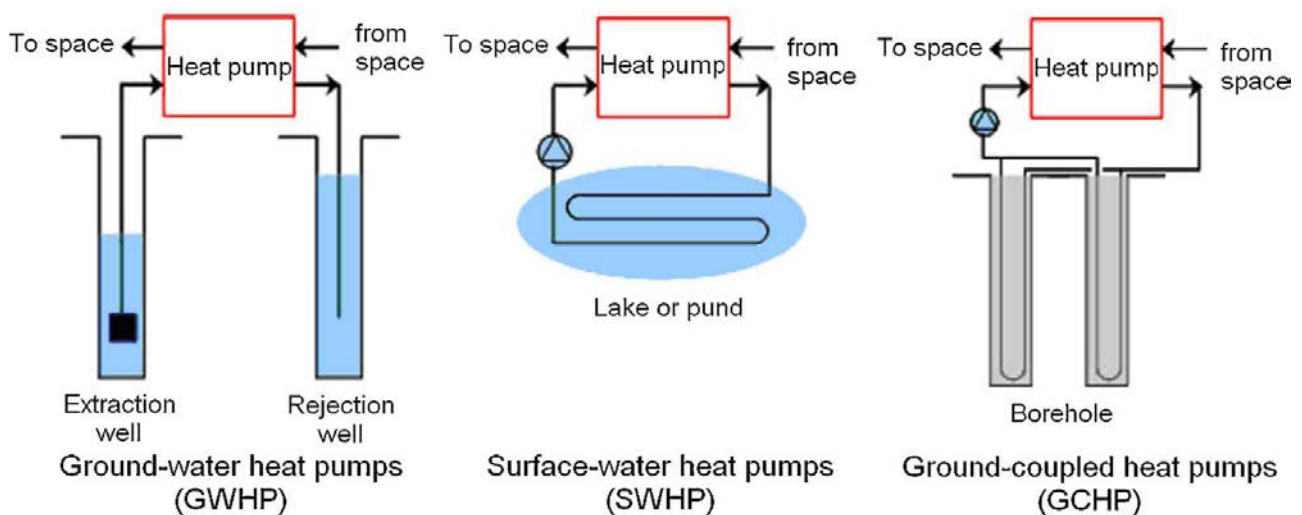


Figura 1.5: Schema di massima delle diverse tipologie di pompe di calore geotermiche [6].

Per quanto riguarda il dimensionamento dello scambiatore sotterraneo, per quanto riguarda le sonde verticali si fa riferimento al metodo ASHRAE, mentre per le sonde geotermiche orizzontali al metodo IGSHS.

1.4 Fabbisogno di energia primaria [7][9]

Il calcolo del fabbisogno di energia primaria per un impianto a pompa di calore è regolato dalla normativa, in particolare dalle norme UNI/TS 11300-4 e EN 15316-4-2, le quali definiscono i dati d'ingresso e le modalità di calcolo per la determinazione del fabbisogno dei vettori energetici dei sottosistemi di generazione con pompe di calore per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria.

Tali norme si applicano a pompe di calore ad assorbimento, oppure azionate da un elettrocompressore. La classificazione degli impianti è fatta in base a:

- *Tipologia di fonte energetica sfruttata:* le principali fonti sono quella aerotermica, idrotermica, geotermica;
- *Tipo di servizio:* fornitura di ACS, riscaldamento oppure entrambe;
- *Vettori energetici e tipologie di generatori:* generatori monovalenti oppure bivalenti che utilizzano come vettori energetici l'energia elettrica oppure combustibili fossili;
- *Tipo di fluido termovettore;*

I dati necessari per il calcolo i seguenti:

- *L'intervallo di calcolo:* solitamente, l'intervallo di calcolo considerato è il mese, in alcuni casi si può però utilizzare un calcolo stagionale. Tuttavia, per alcuni parametri necessari al calcolo, la media mensile è un parametro poco indicativo, viene quindi utilizzata una suddivisione in intervalli di durata minore detti bin;
- *Temperatura della sorgente fredda nell'intervallo di calcolo;*
- *Temperatura del pozzo caldo nell'intervallo di calcolo;*
- *Fabbisogno di energia termica utile nell'intervallo di calcolo:* si ripartisce il fabbisogno di energia termica in proporzione alla durata dell'intervallo considerato;
- *Potenza termica utile massima della pompa di calore nell'intervallo di calcolo;*
- *Fattore di carico della pompa di calore;*
- *Ausiliari elettrici;*

Da quanto detto, emerge la necessità di valutare il comportamento della macchina per temperature di sorgente fredda e pozzo caldo diverse da quelle di targa e per condizioni di carico inferiori rispetto all'unità. La normativa, pertanto, definisce la valutazione del COP sulla base del secondo principio della termodinamica, quindi indica di valutarne la variazione in seguito a scostamenti dal valore predefinito di temperatura della sorgente calda o di quella fredda attraverso interpolazione lineare all'interno del campo di dati forniti dal costruttore. Inoltre, nella normativa è indicato il processo di calcolo per il fattore di correzione dovuto a parzializzazione del carico.

Il volume di controllo utilizzato dalla normativa è definito in figura 1.6:

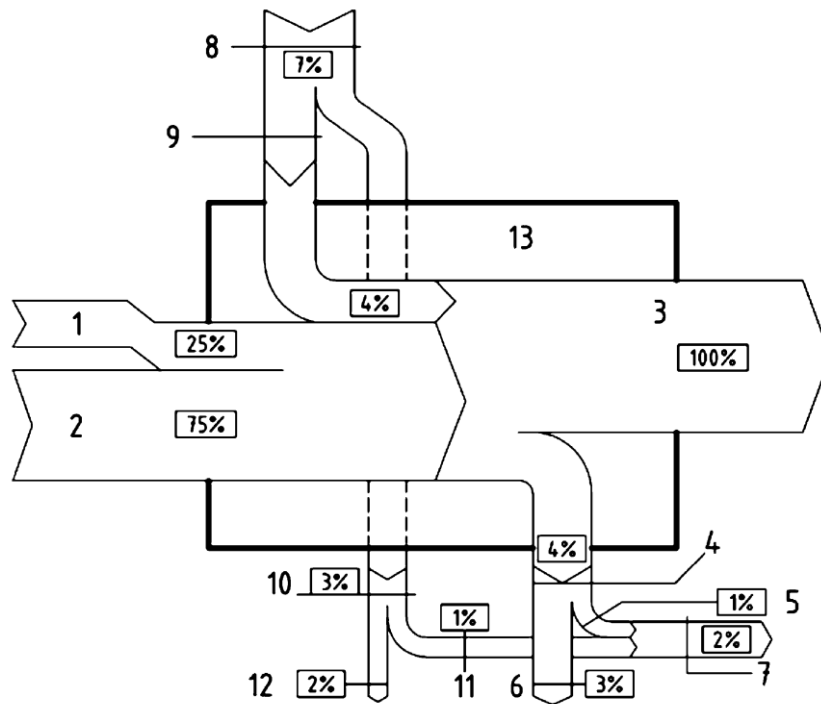


Figura 1.6: Volume di controllo e bilancio energetico di un sottosistema di generazione [9].

I flussi visibili in figura possono essere così descritti:

1. Fonte energetica utilizzata per coprire il fabbisogno di energia termica (e.g. energia elettrica)

$$E_{HW;gen,in}$$

2. Calore utilizzato come sorgente della pompa di calore $Q_{HW;gen,in}$

3. Calore in uscita dal generatore, corrispondente a quello richiesto dal sottosistema di distribuzione

$$Q_{HW;gen,out}$$

4. Perdite di calore del sottosistema di generazione $Q_{HW;gen,ls,tot}$

5. Perdite di calore recuperabili dal sottosistema di generazione $Q_{H;gen,ls,rbl}$

6. Perdite di calore non recuperabili dal sottosistema di generazione $Q_{HW;gen,ls,nrbl}$

7. Perdite di calore recuperabili totali dal sottosistema di generazione $Q_{H;gen,ls,rbl,tot}$

8. Energia in ingresso degli ausiliari $W_{HW;gen,aux}$

9. Perdite di calore recuperate dagli ausiliari $Q_{H;gen,aux,ls,rbl}$

10. Perdite di calore non recuperate dagli ausiliari $Q_{HW;gen,aux,ls}$

11. Perdite di calore recuperabili dagli ausiliari $Q_{H;gen,aux,ls,rbl}$

12. Perdite di calore non recuperabili dagli ausiliari $Q_{HW;gen,aux,ls,nrbl}$

13. Sottosistema di generazione

Di conseguenza, si definisce il bilancio:

$$E_{HW;gen;in} \times COP_{HW;gen} = Q_{HW;gen;out} + Q_{HW;gen;ls;tot} - Q_{HW;gen;in} - f_{gen;auxls;rvd} \times W_{HW;gen;aux}$$

Ove i termini sono espressi in kWh. Il fattore $f_{gen;auxls;rvd}$ esprime la frazione di energia termica recuperata dagli ausiliari.

1.5 Dimensionamento di una pompa di calore [7]

Per quanto riguarda il funzionamento per il riscaldamento della pompa di calore, questa può essere dimensionata per coprire il carico termico di progetto senza alcuna integrazione termica, o per coprire solo parzialmente tale carico, prevedendo un'integrazione attraverso altri sistemi. Nel secondo caso, è possibile distinguere fra:

- Funzionamento alternato: la pompa di calore si disattiva al raggiungimento della temperatura bivalente e viene attivato un generatore di calore fino al carico di progetto;
- Funzionamento parallelo: la pompa di calore non viene disattivata al raggiungimento della temperatura bivalente e viene attivato il generatore di integrazione per coprire la quota residua di potenza termica;
- Funzionamento parzialmente parallelo: la pompa di calore non viene disattivata al raggiungimento della temperatura bivalente e per temperature maggiori viene attivato il generatore di integrazione per fornire la potenza residua. Alla temperatura di cut-off la pompa di calore viene disattivata e il generatore fornisce la potenza richiesta;

Durante il dimensionamento è importante tenere presente che in base alla scelta della temperatura bivalente, varia il campo in cui la pompa di calore lavora a carico parziale, con una conseguente variazione del valore del COP.

1.6 Conclusioni

In questo capitolo sono stati fatti dei cenni storici sull'energia geotermica e sono stati riportati dei dati riguardanti lo sfruttamento della geotermia fino al 2015. Dai dati riportati, si può notare un importante incremento sia dell'energia prodotta, sia della capacità installata, per usi diretti e per usi indiretti. In base alla previsione al 2020 basata su impianti in costruzione, si può notare una crescita sempre più importante per l'installazione di impianti che sfruttano il calore dal sottosuolo. È poi stata condotta una panoramica sulle pompe di calore, in particolare quelle geotermiche, con dei riferimenti alla normativa riguardante tali impianti.

CAPITOLO 2

Impianto in esame

2.1 Introduzione

L'obiettivo che si pone questo lavoro di tesi riguarda l'analisi del funzionamento di un impianto di riscaldamento e raffrescamento domestico, ideato e realizzato dall'Ingegnere Ferdinando Dall'Acqua. L'idea di partenza si basava sulla realizzazione di un impianto geotermico con uno scambiatore con acqua di falda a circuito aperto. Tuttavia, in seguito alle difficoltà riscontrate per ottenere tutta la documentazione necessaria all'installazione di tale impianto, l'Ingegnere Dall'Acqua ha progettato e successivamente avviato la realizzazione di un impianto con una configurazione innovativa per quanto riguarda lo scambio termico con il terreno, che non necessitasse di un iter burocratico eccessivamente complesso. Dopo un'attenta valutazione in sede progettuale, l'impianto è stato realizzato presso l'abitazione dell'ingegnere stesso, il quale solo in seguito, dopo aver ottenuto dei riscontri positivi, lo ha proposto ad un cliente. Su questo secondo impianto, entrato in funzione ad inizio 2017, sono installati degli strumenti di misura ed è sulla base dei dati ricevuti da questo impianto che è stata svolta l'analisi che viene di seguito riportata.

2.2 Descrizione del sito e dell'abitazione

L'impianto in esame è situato a Vazzola (TV) in via Cal di Prade 43/A. È installato presso un'unità abitativa con fini residenziali di recente costruzione, abitata dal 2017. L'abitazione è sviluppata su un unico piano, la superficie utile è di 136 m², il volume riscaldato di 472 m³. L'edificio è situato in una zona di campagna, e gode all'esterno di un ampio terreno, nel quale è stata realizzata una rete di sonde contenute nelle vasche di calcestruzzo necessarie al funzionamento dell'impianto in questione. L'edificio non è collegato alla rete fognaria, né gode di allacciamento con la rete di distribuzione del gas.

2.2.1 Stratigrafia del terreno

Viene di seguito brevemente presentata la stratigrafia del terreno nei pressi dell'impianto, partendo dal piano di campagna:

- il primo metro di profondità presenta terreno vegetale;
- i successivi metri, 3-4-6 metri presentano un terreno con un'importante componente sabbiosa mista a ghiaia;
- Il livello medio della falda freatica è di tre metri dal piano di campagna. Come si vedrà in seguito, questo ha causato delle difficoltà nell'installazione delle celle di scambio termico, essendo i tre metri

esattamente la profondità a cui arrivano tali vasche. Queste problematiche sono state, tuttavia, prontamente risolte. Dal punto di vista dello scambio termico, invece, questo porta a numerosi benefici, essendo il terreno intriso d'acqua, quindi con una conducibilità termica maggiore;

- A diverse decine di metri dal piano campagna, si trovano strati argillosi di separazione fra falda artesianiana e falda freatica.

Si evidenzia per la zona in questione un'importante presenza di acqua di falda.

2.3 Descrizione dell'impianto

L'impianto in questione può essere descritto come un impianto geotermico a pompa di calore con bio-accumulo, composto da una pompa di calore reversibile che lavora in ciclo diretto durante la stagione invernale e con inversione di ciclo durante la stagione estiva. All'esterno dell'edificio, l'impianto è composto da 4 celle di scambio interrate, collegate fra loro in parallelo e costituite da quattro vasche di calcestruzzo, contenenti ciascuna uno scambiatore a doppia elica in polietilene, all'interno del quale scorre il fluido geotermico. All'interno delle vasche, i tubi dello scambiatore sono sommersi da acqua. Tale acqua è immessa nelle celle di scambio all'avviamento dell'impianto e lì rimane essendo le celle impermeabili fino a 70 cm dal piano di campagna. Le celle sono alimentate anche da acque reflue provenienti dall'impianto di depurazione

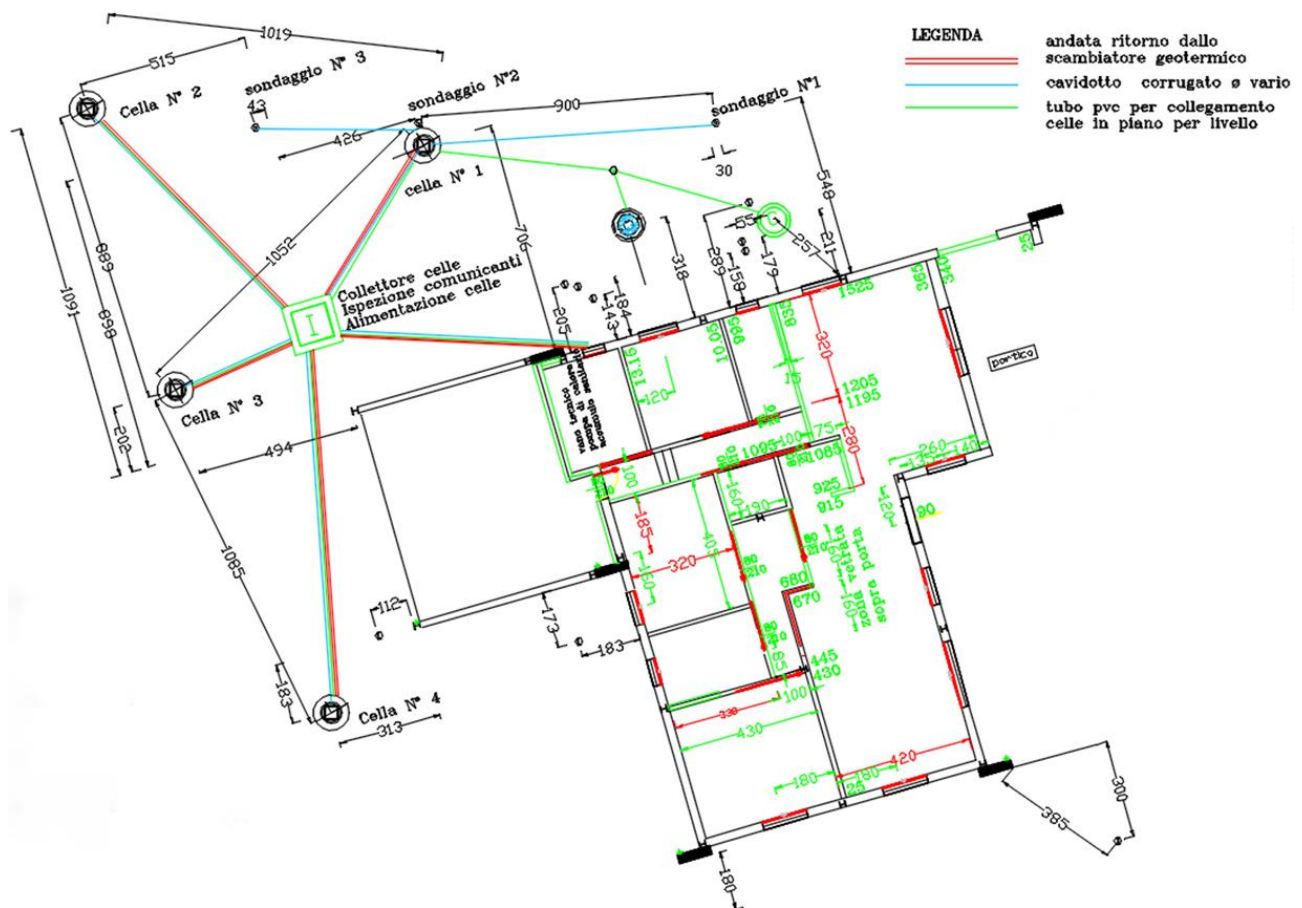


Figura 2.1: Disposizione celle di scambio nel terreno adiacente all'abitazione. Collegamenti fra le celle, con il collettore e con la pompa di calore. Pianta dell'abitazione.

domestico, non essendo l'abitazione collegata alla rete fognaria. L'impianto è dotato inoltre di un sistema di riempimento con acque di falda o di acquedotto, qualora per qualche motivo l'acqua depurata non dovesse essere sufficiente o disponibile. Tali vasche fungono da sorgente termica nella stagione invernale, sono un pozzo invece a cui scaricare il calore nella stagione estiva. Le quattro celle di scambio termico sono collocate nel terreno al di fuori dell'abitazione, a circa 10 metri di distanza l'una dall'altra di modo che lo scambio termico che avviene nel terreno circostante ad una vasca non sia disturbato da quello che avviene nelle vasche vicine. Come si vedrà in seguito, dai dati acquisiti per l'impianto in analisi, tale distanza risulta sufficiente per evitare il disturbo fra celle di scambio adiacenti. In figura 2.1 è possibile vedere la disposizione di tali celle e i collegamenti che intercorrono fra esse: i tubi dello scambiatore di ogni cella sono collegati ad un collettore, che realizza il collegamento in parallelo fra le celle, posto anch'esso al di fuori dell'abitazione. Dal collettore partono poi due tubi, uno di mandata e uno di ritorno collegati alla macchina posta nel locale tecnico.

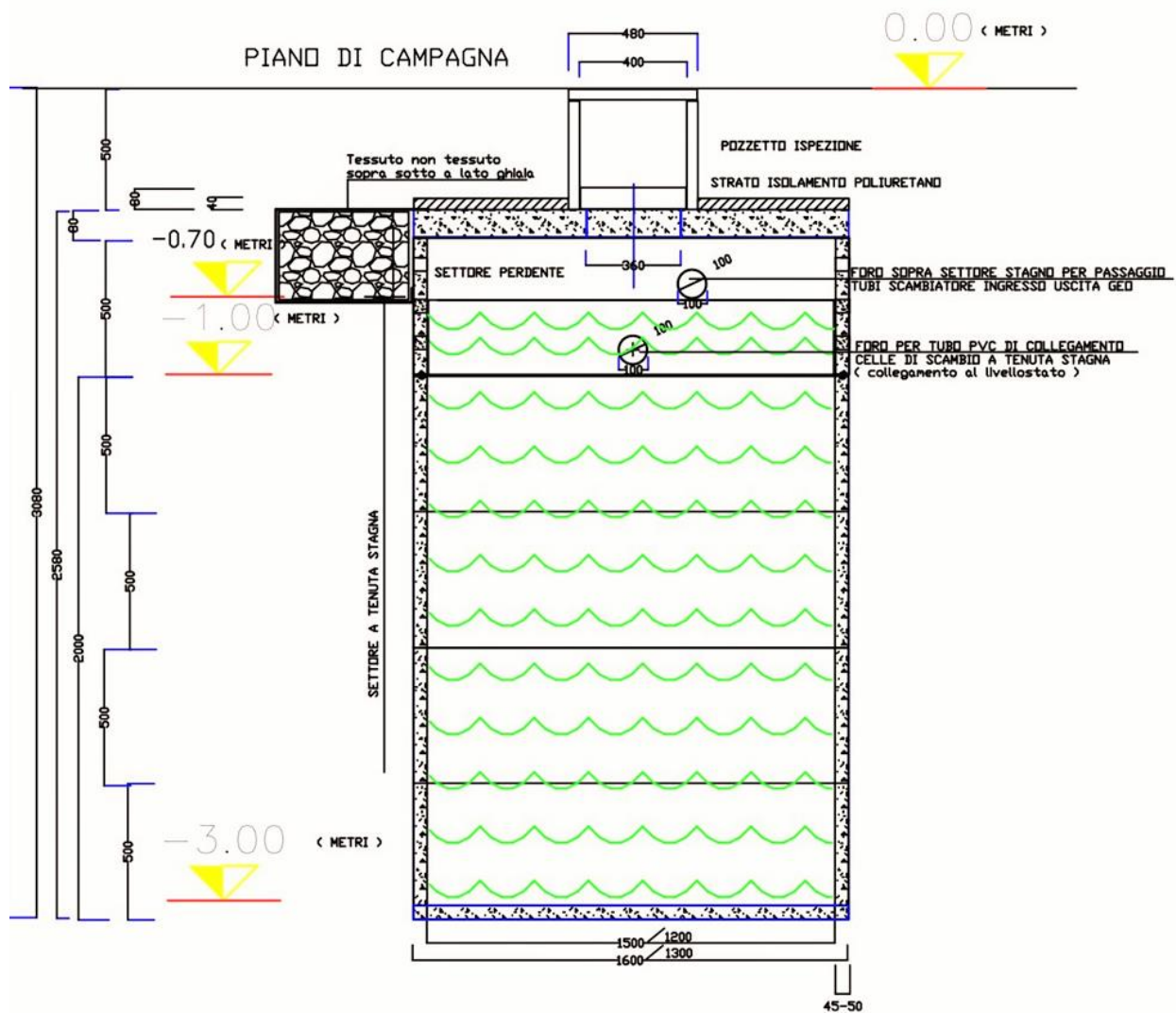


Figura 2.3: Geometria, dimensioni e posizionamento della cella rispetto al piano campagna. Le dimensioni sono espresse in mm, fatta eccezione per i valori in cui diversamente indicato.

2.3.1 Cella di scambio termico

La cella di scambio è costituita da una vasca di calcestruzzo di forma cilindrica, che si può vedere in figura 2.2 durante le operazioni di posa, di diametro pari ad 1.1 m ed altezza di 2.58 m. Lo spessore del calcestruzzo è di 5 cm sulle pareti laterali della vasca, di 8 cm sul fondo e sul coperchio. In corrispondenza di quest'ultimo è posizionato un pozzetto di ispezione e di controllo, il quale permette di poter visionare l'interno della vasca per verificare il livello dell'acqua. La vasca è dotata di un anello perdente nella parte superiore, che consiste in un'apertura che permette la dispersione dell'acqua che arriva dall'impianto di depurazione domestico. Questa soluzione permette di effettuare la subirrigazione secondo la normativa vigente. È necessario far riferimento alla normativa in quanto, seppur non in maniera diretta, attraverso i serbatoi viene rilasciata nel terreno acqua proveniente da depurazione delle acque



Figura 2.2: Vasca in calcestruzzo per sistema BAG durante la posa in opera.

reflue. Qualora un simile impianto fosse installato in un'abitazione già collegata alla rete fognaria, non sarebbe necessaria la presenza di tale anello e le vasche sarebbero stagne fino al coperchio di chiusura non stagno. Ogni cella è collegata alle altre da un tubo di equalizzazione, che ha lo scopo di mantenere lo stesso livello dell'acqua in tutte le celle, di modo da non creare scompensi o sbilanciamenti nel sistema. Il tubo di equalizzazione e l'anello perdente sono due elementi fondamentali per garantire una subirrigazione ottimale con imbibizione costante in tutto il terreno adiacente alle celle. Risulterà pertanto, tutt'intorno alle celle, un terreno con un'importante presenza d'acqua, fattore molto importante per migliorare lo scambio termico fra cella e terreno. Ogni cella è posta a 0.5 metri dal piano campagna, pertanto il fondo della cella risulta essere a 3 metri di profondità dal suddetto piano. In figura 2.3 è possibile vedere le dimensioni e il posizionamento della cella. Come si può vedere, attorno all'anello perdente il terreno è composto da ghiaia, per facilitare la dispersione dell'acqua che esce dalla cella. Viene inoltre applicato uno strato isolante sopra il coperchio della cella affinché la temperatura dell'acqua al suo interno sia influenzata il meno possibile dalla temperatura dell'aria esterna e, in estate, dalla radiazione solare.

2.3.2 Scambiatore

All'interno di ogni vasca, immerso nell'acqua, è presente uno scambiatore a doppia elica di 21 spire ciascuna, con tubi in PN12, di cui si può vedere una foto in figura 2.4. I tubi hanno diametro esterno pari a 32 mm e diametro interno di 26 mm. Le spire dell'elica interna hanno diametro pari a 578 mm, mentre quelle dell'elica esterna hanno diametro di 722 mm. Il passo fra le spire è di 40 mm così come la distanza fra le spire dell'elica interna e quelle dell'elica esterna. Dalla configurazione dello scambiatore emerge che la lunghezza di tubo per ogni scambiatore è circa 90 m e l'altezza dello scambiatore è di 1.472 m. Quest'ultimo è posto a 13 cm dal fondo della vasca e, i tubi della spirale più esterna, sono a 12.3 cm dalla parete laterale di calcestruzzo. Come già detto in precedenza, i tubi sono collegati ad un collettore, che permette il collegamento in parallelo delle vasche. All'interno dei tubi scorre il fluido geotermico, composto da acqua e glicole etilenico al 25%. In figura 2.5 vi è il progetto del pacchetto di tubi dello scambiatore.



Figura 2.4: Scambiatore di calore.

2.3.3 Sistemi ausiliari

Le vasche sono dotate di un sistema di immissione forzata, che permette l'immissione di acqua esterna (di falda, di acquedotto, oppure da cisterne di recupero dell'acqua piovana) all'interno della vasca per evitare che la temperatura dell'acqua di interno cella arrivi a valori troppo bassi con conseguente rischio di congelamento. L'obiettivo di questo sistema di immissione forzata è duplice, infatti, noto che il COP della macchina dipende dalle temperature alle quali avviene lo scambio termico, un aumento della temperatura dell'acqua interna alla cella durante la stagione invernale comporta un aumento del parametro che indica l'efficienza della macchina. Per effettuare l'immissione, l'impianto è munito di un termostato in corrispondenza del tubo di uscita dalla pompa di calore che apre le valvole di immissione dell'acqua se la temperatura del fluido geotermico è al di sotto del valore di -1.5°C .

2.4 Vantaggi rispetto ad un impianto geotermico tradizionale

Un impianto di questo tipo presenta alcuni vantaggi rispetto agli impianti geotermici tradizionali. In questo paragrafo verranno messi in evidenza raggruppandoli in tre categorie: si analizzerà infatti per quali aspetti tecnici un impianto di questo tipo sia preferibile rispetto a quelli con i consueti scambiatori a terreno, si cercherà di fare una panoramica dal punto di burocratico e dei costi che richiede un impianto di questo tipo

e li si confronterà con quelli di un impianto tradizionale. Per quanto riguarda gli scambiatori a terreno si prenderanno in considerazione per il confronto quelli a sonde geotermiche verticali, a circuito chiuso.

2.4.1 Aspetti tecnici

Il funzionamento di un impianto geotermico è caratterizzato dalle modalità e dalle temperature alle quali avviene lo scambio termico con l'esterno. In questo caso, rispetto ad uno scambiatore a terreno, si possono mettere in evidenza i seguenti vantaggi:

- In primo luogo, il volume d'acqua interno alla cella risponde in modo diverso rispetto ad un analogo volume di terreno, e se ne sfrutta la maggiore capacità termica per accumulare energia termica nel sottosuolo; l'acqua all'interno della cella pertanto non è considerato soltanto come un ambiente che funge da pozzo o sorgente per l'impianto in questione, ma diventa nella pratica un serbatoio nel quale accumulare energia;
- Data l'elevata inerzia termica del serbatoio, vi è uno scambio continuo di energia tra serbatoio e terreno, anche ad impianto fermo. Infatti, anche se l'impianto è spento, vi è una continua interazione fra terreno, cella, e acqua contenuta all'interno di quest'ultima che mira a riportare l'equilibrio termico fra le varie componenti in questione. Questo comporta un notevole miglioramento del comportamento dei cicli di accumulo e scarico di energia nell'interazione del serbatoio con il terreno.

Con questa tipologia d'impianto, vi sono altri vantaggi, che non riguardano direttamente il funzionamento del sistema, ma che non possono essere trascurati in una visione complessiva sulla valutazione dell'impianto in questione:

- Rispetto alla configurazione dello scambiatore a terreno vi sono delle notevoli semplificazioni nella messa in posa: non vi sono rischi legati ad un possibile "impaccamento" dello scambiatore, non essendo direttamente in contatto con il terreno, bensì all'interno di una vasca; inoltre anche gli strumenti e le macchine da utilizzare saranno limitate: sarà sufficiente un semplice scavatore per la

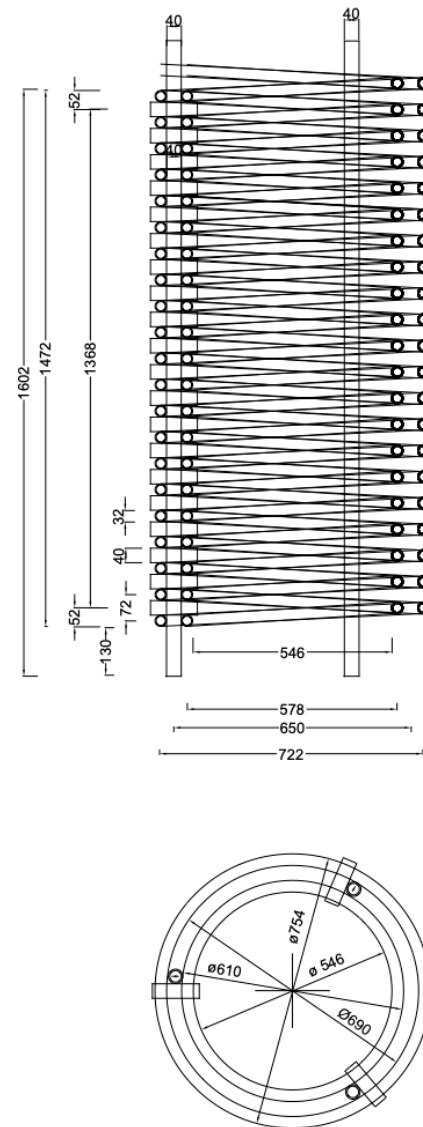


Figura 2.5: Visione in prospettiva e pianta del pacchetto di tubi per lo scambio termico con relative dimensioni espresse in mm.

posa in opera delle vasche, evitando così procedure molto complesse e costose come quelle necessarie per l'installazione delle sonde geotermiche a terreno;

- Questa tipologia d'impianto dà inoltre la possibilità di utilizzare l'entalpia delle acque reflue, che altrimenti andrebbe sprecata. Oltre alle acque provenienti dagli scarichi si potrebbe sfruttare l'acqua piovana, attraverso opportuni sistemi di raccolta; essendo le celle superficiali, inoltre, queste risentono maggiormente del miglioramento di scambio termico col terreno in caso di pioggia;
- Non possono essere inoltre trascurati i vantaggi ambientali: essendo la collocazione delle celle piuttosto superficiale, non si va ad interessare falde pregiate, con il conseguente rischio di inquinarle a causa di eventuali perdite di fluido geotermico;
- Un altro aspetto che presenta dei vantaggi è quello legato alla manutenzione, che risulta molto agevole e a bassi costi a differenza del caso delle sonde geotermiche verticali per le quali 100 m di profondità rappresentano di per sé un fattore di rischio e di incertezza.

2.4.2 Aspetti burocratici

Uno dei vantaggi maggiori dell'installazione di un sistema con bio-accumulo geotermico in alternativa ad un impianto geotermico tradizionale è la notevole semplificazione burocratica. Infatti, mentre per l'installazione di una sonda geotermica è necessario richiedere una serie di autorizzazioni alle quali è richiesto di allegare delle relazioni tecniche e geologiche riguardo alla natura dell'impianto e a quella del sottosuolo, per un impianto con bio-accumulo non è prevista la richiesta di alcuna autorizzazione. A seguire verrà brevemente esposto l'iter burocratico necessario all'installazione di una sonda geotermica, al fine di comprendere l'entità della semplificazione che comporta l'installazione di un impianto di questo tipo.

Il sistema autorizzativo che verrà illustrato, riguarda in particolare il processo autorizzativo per la provincia di Treviso, trovato nel sito della provincia. A livello nazionale, invece, non è presente un regolamento, e in molte regioni la specifica ancora manca. In questo caso, l'installazione di un sistema come quello analizzato in questo lavoro, permette di evitare un'incertezza normativa e, di conseguenza, autorizzativa in molte località.

Per ottenere l'autorizzazione all'installazione di una sonda geotermica è necessario presentare richiesta alla provincia. È richiesto di allegare alla domanda una relazione tecnica e una relazione geologica. Quest'ultima è obbligatoria, per gli impianti con potenza termica complessiva (ossia la potenza di progetto richiesta al sottosuolo per il funzionamento di un impianto geotermico nella condizione di esercizio più gravosa) inferiore ai 50 kW, solo se la realizzazione degli impianti interessi una o più falde acquifere. In caso di potenza termica complessiva maggiore di 50 kW, la relazione geologica è sempre obbligatoria.

Nella relazione generale è richiesta la presenza dei principali dati di progetto, le caratteristiche costruttive dell'impianto e la tipologia dell'insediamento servito. In particolare, si richiede la presenza della cartografia

dell'insediamento, della stima del fabbisogno energetico dell'edificio, delle caratteristiche delle sonde (pressioni e temperature di esercizio), si richiedono una serie di informazioni riguardo alle caratteristiche del sistema di sonde (numero di sonde, profondità massima, metodi e diametri di perforazione, stratigrafia del terreno, ecc..), son richieste le caratteristiche della macchina termica, gli strumenti di controllo e di monitoraggio e le eventuali procedure in caso di malfunzionamento.

La relazione geologica richiede la presenza di una cartografia ove sono rappresentati, nel raggio di 500 metri dal punto ove sono installate le sonde, tutti gli elementi geologici, geomorfologici e di uso del suolo con tutte le fonti di possibile inquinamento delle acque sotterranee. In questa relazione deve inoltre essere definiti l'assetto idrogeologico dell'area di intervento: dev'essere infatti descritta la geometria degli acquiferi presenti, e per ogni falda ne devono essere indicate le caratteristiche, rapporti spaziali e regime di alimentazione. Dev'essere inoltre ricostruita la superficie piezometrica di ogni falda interessata dall'installazione delle sonde e ne deve essere descritto l'andamento stagionale.

2.4.3 Costi

Un altro importante vantaggio di una pompa di calore con uno scambiatore BAG è determinato dai costi dell'impianto. Verrà di seguito riportato un confronto fra i costi necessari per installare un sistema di sonde per un impianto geotermico "tradizionale" e quelli necessari all'installazione di quattro serbatoi con bio-accumulo geotermico. Per quanto riguarda i costi del sistema BAG sono stati utilizzati i costi reali affrontati per la messa in opera dell'impianto di Vazzola, mentre per l'impianto geotermico tradizionale si è partiti dall'assunzione di dover installare una pompa di calore della stessa taglia di quella utilizzata nell'impianto con bio-accumulo e di conseguenza si è dedotto il numero di sonde e la lunghezza necessaria per il funzionamento di un impianto di questo genere. Nell'analisi a seguire è stata tralasciata la macchina e ci si è concentrati solamente sul sistema di sonde installate all'esterno della struttura che usufruisce dell'impianto di riscaldamento e raffrescamento.

In tabella 2.1, sono riportati i costi necessari per l'acquisto e la messa in posa dei componenti di un sistema BAG.

Per quanto riguarda l'impianto geotermico tradizionale si assume un costo delle sonde, comprensivo di fornitura e posa in opera pari a 40 € al metro. Le caratteristiche della pompa di calore installata si possono vedere in tabella 2.2. Per tale macchina si assume l'installazione di due sonde a doppia U da 100 metri. Il costo totale considerato pertanto si aggira intorno agli 8000 €. A questi costi vanno aggiunti poi quelli di eventuali collettori o tubi di raccordo e di collegamento con la macchina situata nel locale tecnico.

Oltre a questo, non possono essere trascurati i costi per le pratiche amministrative e le relazioni tecniche necessarie all'autorizzazione, realizzazione, collaudo e messa in funzione dell'impianto, oneri non trascurabili

se si considera, nel caso in questione, sonde fino a 100 metri di profondità che intercettano falde acquifere pregiate. Nel caso di installazione di SGV, sarebbe inoltre necessario effettuare un Ground Response Test, molto costoso ed impegnativo.

Si può pertanto notare come il differenziale di costo sia maggiore di quello già visibile dai calcoli effettuati.

Tabella 2.1: Costi necessari per l'installazione lato geotermico di un impianto con bio-accumulo.

Componente	Quantità	Prezzo unitario	Prezzo totale
Fornitura e posa in opera di 35 metri di tubazione in polietilene per servizio di emergenza (reintegro celle di scambio).	1	330.00 €	330.00€
Fornitura e posa in opera della tubazione in polietilene per il raccordo tra la macchina e il collettore, e per il raccordo di ogni cella di scambio con il collettore. Fornitura e posa in opera del collettore in acciaio INOX.	1	1470.00€	1470.00€
Fornitura e posa in opera della vasca di calcestruzzo (costi compresi di scavo, alloggiamento, reinterro e livellamento).	4	800.00€	3200.00€
Fornitura e posa in opera di scambiatori di calore formati da 100 metri di tubo in polietilene già confezionati come da disegno esecutivo.	4	300.00€	1200.00€
Fornitura e posa in opera di tubazione per circuito geotermico costituita da tubi in polietilene.	1	450.00 €	450.00€
Fornitura e posa in opera di pozzetto di ispezione e raccordo per il circuito geotermico (costi compresi di scavo, alloggiamento, reinterro e livellamento).	1	130.00€	130.00€
TOTALE			6780.00 €

Tabella 2.2: Caratteristiche della pompa di calore installata.

POMPA DI CALORE ACQUA/ACQUA RHOSS mod. GEO-Flow DHW – THHEY 108 Pompa di calore geotermica reversibile con produzione integrata di acqua calda sanitaria			
Tipologia di funzionamento	Potenza termica	COP	Potenza assorbita
Funzionamento invernale B0/W35	7.5 kW	4.57	1.7 kW
Funzionamento invernale W5/W35	9.9 kW	6.10	1.6 kW
Funzionamento estivo B30/W18	12.5 kW	8.19	1.5 kW

Si può pertanto dedurre che anche dal punto di vista economico l'installazione di un sistema con bio-accumulo geotermico sia preferibile rispetto ad un impianto con sonde tradizionali.

2.5 Conclusioni

In questo capitolo è stato presentato un impianto con bio-accumulo geotermico, installato a Vazzola, in provincia di Treviso, ideato dall'Ing. Ferdinando dall'acqua.

Dopo aver presentato la configurazione dell'impianto ne sono stati analizzati i vantaggi e gli svantaggi. Da questi si può dedurre che:

- Un impianto di questo tipo presenta il vantaggio di poter utilizzare l'acqua presente nel serbatoio come accumulo termico a causa della sua elevata capacità termica. Inoltre, lo scambio termico, per l'elevata inerzia termica, è continuo durante tutto il giorno, anche quando l'impianto è spento;
- Dal punto di vista burocratico, l'installazione di un impianto di questo tipo presenta notevoli semplificazioni: non è previsto infatti vi siano autorizzazioni da richiedere per la realizzazione;
- Dal punto di vista economico, un impianto di questo tipo presenta costi più contenuti, a causa soprattutto della minore difficoltà nelle opere di posa.

CAPITOLO 3

Raccolta ed analisi dei dati

3.1 Introduzione

In seguito all'entrata in funzione dell'impianto sono stati installati degli strumenti di misura dall'Ingegnere dall'Acqua per valutarne il funzionamento. Gli strumenti sono entrati in funzione il 08/02/2017 e da allora trasmettono i dati ottenuti dalle misurazioni ad un cloud. La loro installazione è precedente all'inizio del lavoro di tesi qui proposto; l'obiettivo dell'analisi dei dati che verrà presentata a seguire è quello di fare una panoramica del funzionamento del sistema e di mettere in evidenza eventuali variazioni dei parametri di funzionamento in base alle variazioni delle condizioni esterne o della regolazione dell'impianto.

3.2 Strumenti di misura

L'acquisizione dei dati avviene attraverso il sistema "Wifi Testo Saveris 2", composto da quattro logger Wifi e da un servizio di cloud computing (servizio online di archiviazione dei dati). I data logger sono collegati a quattro sonde di temperatura con termocoppia e rivestimento in acciaio INOX. Sono sonde di tipo K e sono ideali per misurare la temperatura nei fluidi in intervalli molto ampi. Queste termocoppie rilevano i valori di temperatura a intervalli di 15 minuti e li trasmettono ai suddetti data logger che li salvano in un cloud.

La disposizione dei sensori (data logger) e delle rispettive sonde ad essi collegate è la seguente:

- Il primo sensore è posto a 9 metri di distanza dalla cella n°1, è collegato ad una sonda che misura la temperatura del terreno indisturbato, posta ad 1.9 metri di profondità;
- Il secondo sensore è posto fra la cella n°1 e la cella n°2, a 4.26 metri di distanza da entrambe, è collegato ad una sonda che misura la temperatura del terreno fra due celle, posta anch'essa a 1.9 metri di profondità;
- Il terzo sensore è posto nei pressi della cella n°1 e riceve dati da due sonde, entrambe a 1.9 metri di profondità come le precedenti. La prima è posta all'interno della cella e serve a misurare la temperatura dell'acqua del serbatoio, la seconda è posta appena fuori della cella e misura la temperatura del terreno appena fuori dalla cella;
- Il quarto sensore è posto nel vano tecnico, in corrispondenza dei tubi di mandata e di ritorno del fluido geotermico. Anch'esso è collegato a due sonde, la prima misura la temperatura di mandata del fluido geotermico verso lo scambiatore, la seconda la temperatura di ritorno.

Nel sistema è installato un misuratore elettromagnetico di portata, il Riels RIF100, che permette di avere una lettura precisa della portata per intervalli di temperatura e di pressione ben più ampi di quelli di esercizio del sistema in analisi. I vantaggi di tale strumento sono l'accuratezza della misura, il costo accessibile e l'assenza di perdite di carico aggiuntive nel sistema.

3.2.1 Caratteristiche tecniche degli strumenti di misura

Verranno in seguito riportate le caratteristiche tecniche dei data logger, delle sonde e del misuratore di portata installati per il rilevamento dei dati, ricavate nelle schede tecniche dei prodotti trovate nei siti dei produttori.

In figura 3.1 ed in tabella 3.1 si possono vedere i dettagli tecnici dei data logger.

Tabella 3.1: Caratteristiche data logger "Testo Saveris 2"

Temperatura di lavoro	-30 a +50°C
Ciclo di misura	1 min – 24 h
Intervallo di misura	1 min – 24 h
Dimensioni	95 x 75 x 30.5 mm
Peso	240 g
Fascia di misura	-195 a +1350°C
Precisione	± (0.5 °C + 0.5 % dal valore misurato)
Risoluzione	0.1°C



Figura 3.1: Data logger Wifi "Testo Saveris 2"

Le sonde collegate ai data logger sono termocoppie di tipo K (figura 3.2 e tabella 3.2).

Tabella 3.2: Caratteristiche delle sonde

Campo di misura	-50 a +205°C
Precisione standard	± 2.5°C
Tempo di risposta	20 s
Lunghezza tubo sonda	40 mm
Diametro tubo sonda	6 mm
Involucro	Acciaio INOX



Figura 3.2: Sonda di temperatura TC di tipo K con rivestimento in acciaio INOX.

Infine, si può vedere in seguito il misuratore di portata (figura 3.3) con le caratteristiche descritte in tabella 3.3.

Tabella 3.3: Caratteristiche de misuratore di portata.

Campo di misura	0.14 – 380000 m ³ /h
Classe di precisione	± 0.5% VFS
Tensione di esercizio	85 – 250 Vca 20 – 36 Vcc
Temperatura di esercizio	-20 e +130°C
Pressione massima	16 bar
Attacco al processo	Flangiato, da DN15 a DN2000
Certificati/omologazioni	Dichiarazione di conformità CE



Figura 3.3: Misuratore elettromagnetico di portata Riels RIF100.

3.3 Analisi dei dati

Dai dati rilevati è possibile tracciare un andamento delle temperature per diversi intervalli di tempo per ogni grandezza misurata. È importante sottolineare che le misure acquisite sono puntuali, pertanto, nonostante siano corrispondenti alla realtà, non tengono conto di alcuni comportamenti del fluido, come la variazione di densità con la temperatura, con il conseguente fenomeno della stratificazione; non possono pertanto essere utilizzate per la descrizione dell'intero volume del fluido, ma sono senza dubbio dei parametri che possono fornire un'idea indicativa della temperatura e del suo andamento. Di seguito verranno esposti una serie di grafici, con l'obiettivo di analizzare il funzionamento del sistema, e in dettaglio dello scambiatore di calore, per comprenderne le criticità e per poter di seguito eseguire uno studio che sia mirato alla definizione dal punto di vista progettuale di una configurazione della geometria che ottimizzi lo scambio del calore tra il fluido geotermico, l'acqua del serbatoio e il terreno circostante. Per ogni grandezza misurata, si è scelto di valutarne il comportamento in diverse stagioni, e per diversi periodi di tempo, in quanto questo aiuta ad analizzare il sistema in maniera più completa. La finestra temporale utilizzata per l'analisi svolta in questo lavoro di tesi va dal 08/02/2017 al 22/10/2019.

3.3.1 Analisi annuale

In figura 3.4 è possibile vedere l'andamento di alcuni parametri del sistema per l'intero periodo di raccolta dei dati. In alcuni tratti di grafico si può notare come per alcune grandezze manchino dei dati. Questo dipende

spesso da un temporaneo malfunzionamento dei data logger che per un periodo di tempo non inviano i dati i quali non vengono quindi salvati sul cloud. In seguito ad un ripristino manuale, i sensori tornano poi a funzionare correttamente.

Osservando i dati misurati, il primo aspetto che è possibile mettere in evidenza è la corrispondenza fra la temperatura del terreno indisturbato e di quello fra due celle durante tutto l'arco dell'anno. Questo conferma l'ipotesi di partenza secondo la quale ad una distanza di 10 metri, non vi sia disturbo reciproco fra le celle. Tale distanza è pertanto consona per essere utilizzata in impianti di questo tipo.

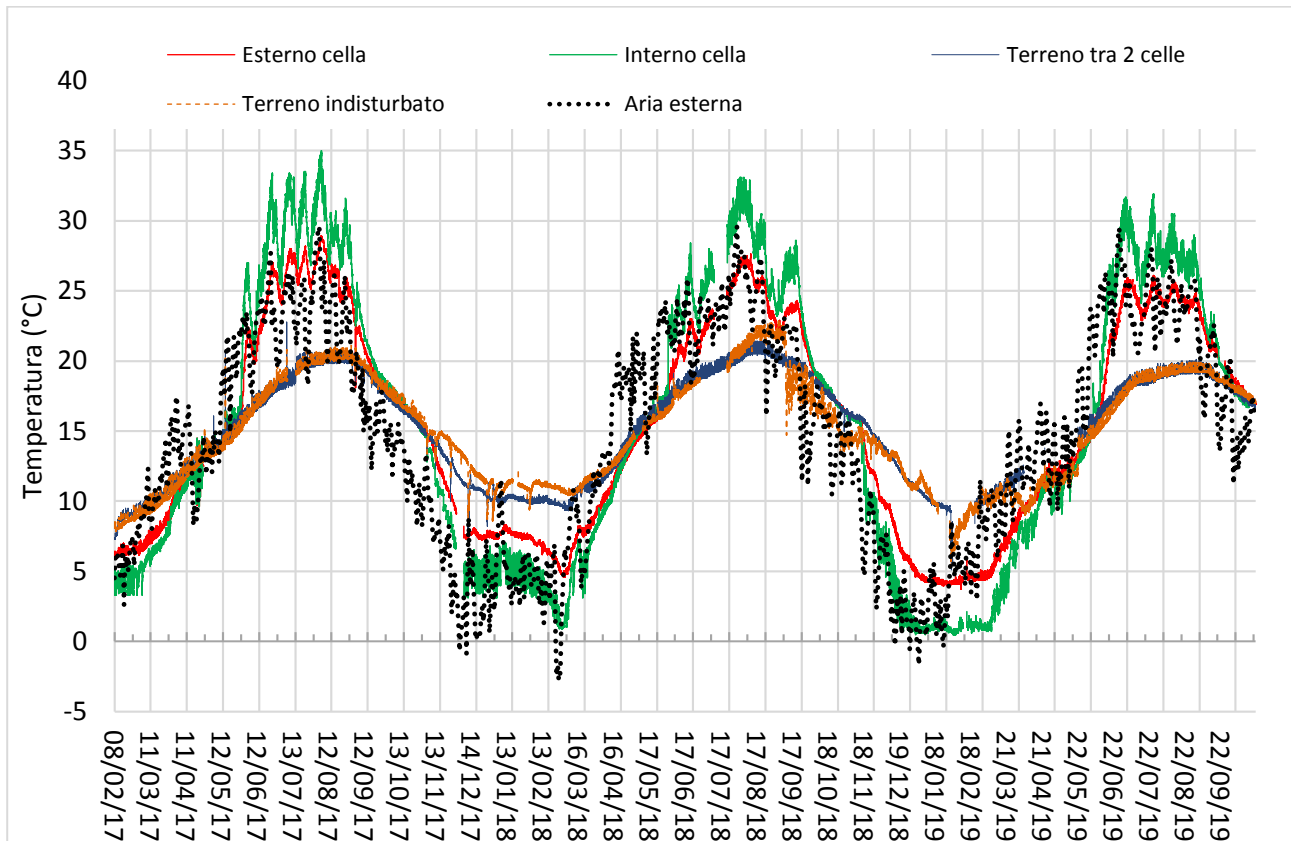


Figura 3.4: Valori di temperatura dal 08/02/2017 al 22/10/2019 misurati all'interno della cella, all'esterno della cella, nel terreno tra due celle, nel terreno indisturbato e per l'aria esterna. Le misurazioni sono effettuate ogni 15 minuti e sono espresse in gradi Celsius.

In secondo luogo, si può vedere come vi sia una sostanziale corrispondenza fra la temperatura dell'aria, quella dell'acqua all'interno della cella e del terreno appena al di fuori della cella. È possibile evidenziare due momenti critici per la temperatura dell'acqua interna alla cella:

- Durante la stagione estiva il rischio è che la temperatura dell'acqua aumenti troppo, aumentando in questo modo la temperatura alla quale avviene lo "scarico" del calore, con una conseguente diminuzione del valore del COP della pompa di calore;
- Durante la stagione invernale, il rischio di un'eccessiva diminuzione della temperatura di interno cella ha conseguenze sostanzialmente analoghe a quelle della stagione estiva, con l'unica differenza che

se la temperatura all'interno della cella scendesse al di sotto di 0°C, inizierebbe il processo di congelamento dell'acqua, causando non pochi problemi allo scambio termico;

Pertanto, in seguito saranno valutate soprattutto le condizioni di temperatura di interno cella in quanto soprattutto da queste dipende il funzionamento della macchina. L'analisi verrà condotta prendendo in considerazione per ogni stagione di funzionamento due periodi di tempo, in due anni diversi, con condizioni dell'aria esterna simili.

3.3.2 Stagione invernale

Per analizzare il funzionamento durante la stagione invernale è stato preso in esame il mese di dicembre dell'anno 2017 ed è stato confrontato con il mese di gennaio dell'anno 2019. Tale valutazione è stata fatta sulla base delle temperature dell'aria esterna, infatti si è cercato di prendere in considerazione l'impianto in due periodi di tempo in cui le condizioni di funzionamento fossero il più simili possibile. In figura 3.5 è possibile infatti vedere in confronto giornaliero fra il 23/12/2017 e il 25/01/2018 e subito emergono un paio di considerazioni; innanzitutto vi è una sostanziale differenza di comportamento del sistema: dall'estate dell'anno 2018 infatti è stata modificata la regolazione del sistema, il quale, fino a quel momento, veniva lasciato libero di accendersi e spegnersi per tutto l'arco della giornata con una regolazione di tipo on/off effettuata impostando la temperatura interna desiderata attraverso un termostato; in seguito l'utente ha deciso di optare per un funzionamento costante dalle ore 8:00 alle ore 18:00, per garantire un migliore accoppiamento con l'impianto fotovoltaico.

Vi è un altro fattore che potrebbe aver influito sul funzionamento dello scambiatore: infatti era previsto inizialmente un termostato, collocato in prossimità dell'uscita della pompa di calore, che, dal momento in cui il fluido geotermico fosse sceso al di sotto di -1.5°C, avrebbe immesso all'interno del serbatoio d'acqua, dell'acqua di falda, per evitarne il congelamento e garantire così un migliore scambio termico. Tuttavia, questo sistema di immissione dell'acqua in seguito a delle verifiche effettuate si è scoperto non essere entrato in funzione dall'estate del 2018 in poi a causa di un malfunzionamento, pertanto, già a partire dalla stagione invernale 2018-2019, i dati che emergono dalle misurazioni riguardano un serbatoio nel quale non vi è mai stata immissione d'acqua per questioni legate a fenomeni di congelamento nel serbatoio. In precedenza, non vi è la certezza che tale sistema di sicurezza abbia funzionato, e in ogni caso dalle misurazioni non sembra che la temperatura all'uscita della pompa di calore sia stata così bassa da richiederne l'entrata in funzione.

A causa di questi fattori, come si può vedere dal confronto dei grafici, il comportamento del sistema è cambiato radicalmente: infatti si vede come l'impianto nel gennaio 2019 abbia un funzionamento continuo dalle 08:00 alle 16:00 circa, mentre in precedenza, il funzionamento fosse saltuario e ad ogni ora del giorno. Già dalla figura 3.5 è possibile vedere come sia il valore, sia l'andamento della temperatura di interno cella

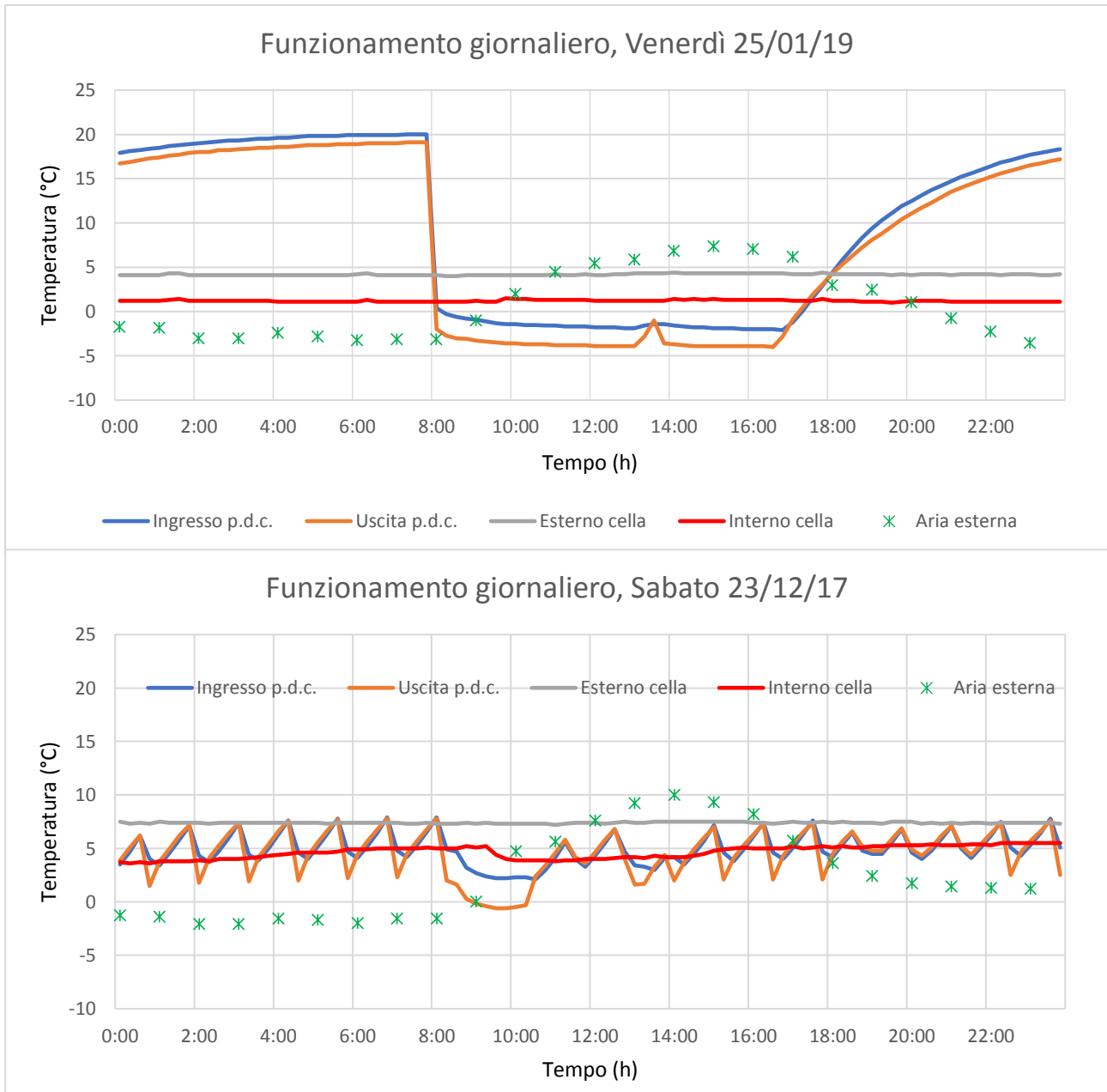


Figura 3.5: Andamento giornaliero delle temperature di mandata e ritorno della pompa di calore, delle temperature di interno ed esterno cella e dell'aria esterna il 23 dicembre 2017 (in basso) e il 25 gennaio 2019 (in alto).

siano diversi. Di conseguenza anche le temperature di mandata e di ritorno saranno minori in seguito alla modifica del funzionamento del sistema. Per comprendere in maniera approfondita il funzionamento della temperatura di interno cella verranno confrontati in figura 3.6 il funzionamento mensile nelle due annualità.

Per la stagione invernale la condizione ideale sarebbe quella di avere una temperatura di interno cella il più elevata possibile essendo l'acqua la sorgente di calore per l'impianto. Un'altra condizione ottimale riguarderebbe il mantenimento di tale temperatura con il passare dei giorni; questo significa che la condizione ideale sarebbe che all'interno delle 24 ore di funzionamento il sistema riuscisse ad "autorigenerarsi", condizione che avviene dal momento in cui la quantità di energia trasferita dall'acqua allo scambiatore durante il funzionamento della pompa di calore eguaglia quella che dal terreno passa all'acqua durante tutto il giorno.

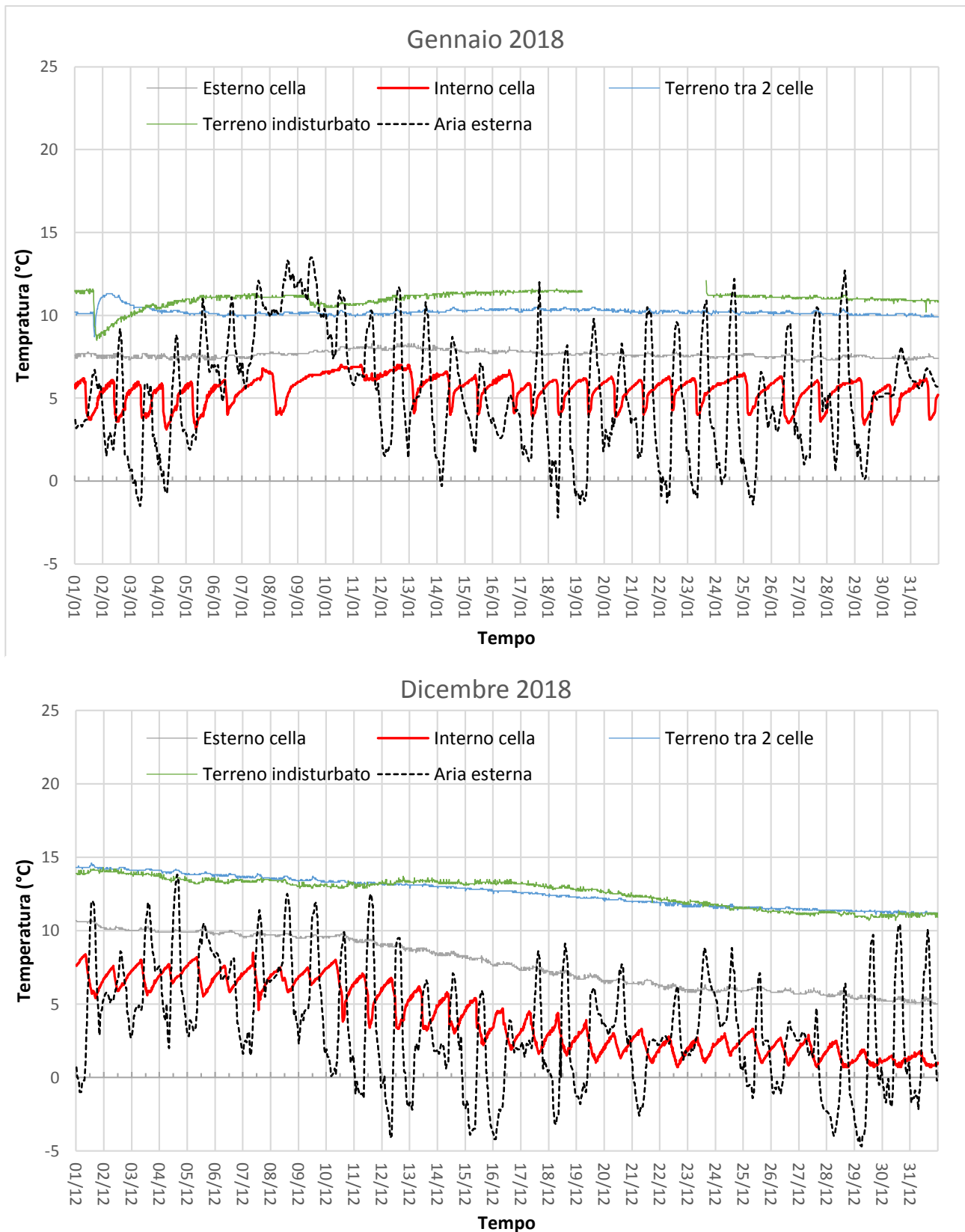


Figura 3.6: Andamento mensile delle temperature di interno ed esterno cella, del terreno indisturbato, del terreno fra due celle e dell'aria esterna nel mese di dicembre 2018 (in basso) nel mese di gennaio 2018 (in alto).

La prima considerazione che si può fare osservando sia i grafici settimanali che quelli mensili riguarda la sostanziale indipendenza fra la temperatura di interno cella e quella dell'aria esterna: in entrambe le

annualità considerate infatti anche di fronte ad una variazione importante della temperatura dell'aria esterna, quella dell'acqua all'interno della cella risulta comunque molto contenuta.

Un fenomeno da evitare è quello che si verifica nel mese di gennaio del 2019, visibile in figura 3.5: infatti in questo caso si può notare come il volume d'acqua non risponda ad alcuna sollecitazione proveniente dai tubi, né tantomeno dal terreno; infatti, di fronte ad un assorbimento di calore da parte dei tubi non vi è un abbassamento di temperatura e in seguito, la temperatura non aumenta durante il periodo di riposo dell'impianto. Per analizzare questo fenomeno è possibile fare riferimento ad una differenza importante nel comportamento della temperatura dell'acqua interna alla cella tra la stagione invernale 2017-2018 e l'inverno 2018-2019, ben visibile in figura 3.6: nel primo caso infatti la temperatura di interno cella non subisce grandi variazioni con il passare del tempo, ma si mantiene più o meno sempre intorno agli stessi valori; nell'annata 2018-2019 invece, durante il mese di dicembre, si può notare come la temperatura di interno cella scenda giorno dopo giorno, fino ad arrivare intorno allo zero agli inizi di gennaio e dar vita poi al comportamento della temperatura sopra descritto, ben visibile nell'andamento settimanale di figura 3.7. I motivi che portano l'acqua interna alla cella a tale comportamento possono essere spiegati attraverso due fenomeni riportati in seguito.

Innanzitutto, come si può vedere dai grafici settimanali, vi è una differenza nella risposta alla sollecitazione da parte del volume d'acqua: infatti se si osserva il comportamento della temperatura dell'acqua nella settimana che va dal 18 al 24 dicembre del 2017, si può notare che, dopo l'accensione della pompa di calore, per circa un'ora l'acqua interna al serbatoio rimane a temperatura circa costante. Solo dopo questo tempo la temperatura inizierà a diminuire per poi stabilizzarsi poco prima dello spegnimento della pompa di calore. Al contrario, nel grafico settimanale che riguarda il periodo compreso fra il 20 e il 27 dicembre 2018, si può vedere come l'andamento della temperatura sia più lineare. Questa differenza è senza dubbio da associarsi al cambiamento di settaggio sul funzionamento della macchina.

Legato a questo andamento della temperatura di interno cella, si può notare che, durante le ore di funzionamento discontinuo durante l'anno 2017, la temperatura interna alla cella riusciva comunque ad avere un buon incremento, infatti il sistema riusciva ad autorigenerarsi nel corso delle 24 ore. Durante la stagione invernale, invece, a causa del funzionamento continuo maggiore e, di conseguenza, del minor numero di ore "di riposo" per l'impianto, nelle giornate più rigide dal punto di vista della temperatura esterna, che come si può vedere dal grafico in figura 3.6 corrispondono al periodo che va dal 10 al 20 dicembre, l'incremento di temperatura che si ha nelle ore di spegnimento dell'impianto non è sufficiente per portare la temperatura a valori sufficientemente elevati. In questo si può vedere come anche il terreno abbia avuto all'incirca o stesso comportamento dell'acqua, con una diminuzione marcata nel mese di dicembre del 2018, che non era invece avvenuta l'anno precedente.

In base a quanto detto, le condizioni nelle quali ha lavorato l'impianto durante la stagione invernale 2018/2019 hanno portato ad un peggioramento del profilo di temperatura dell'acqua nella cella di scambio che, pertanto, risulta essere fortemente influenzata dal settaggio del sistema.

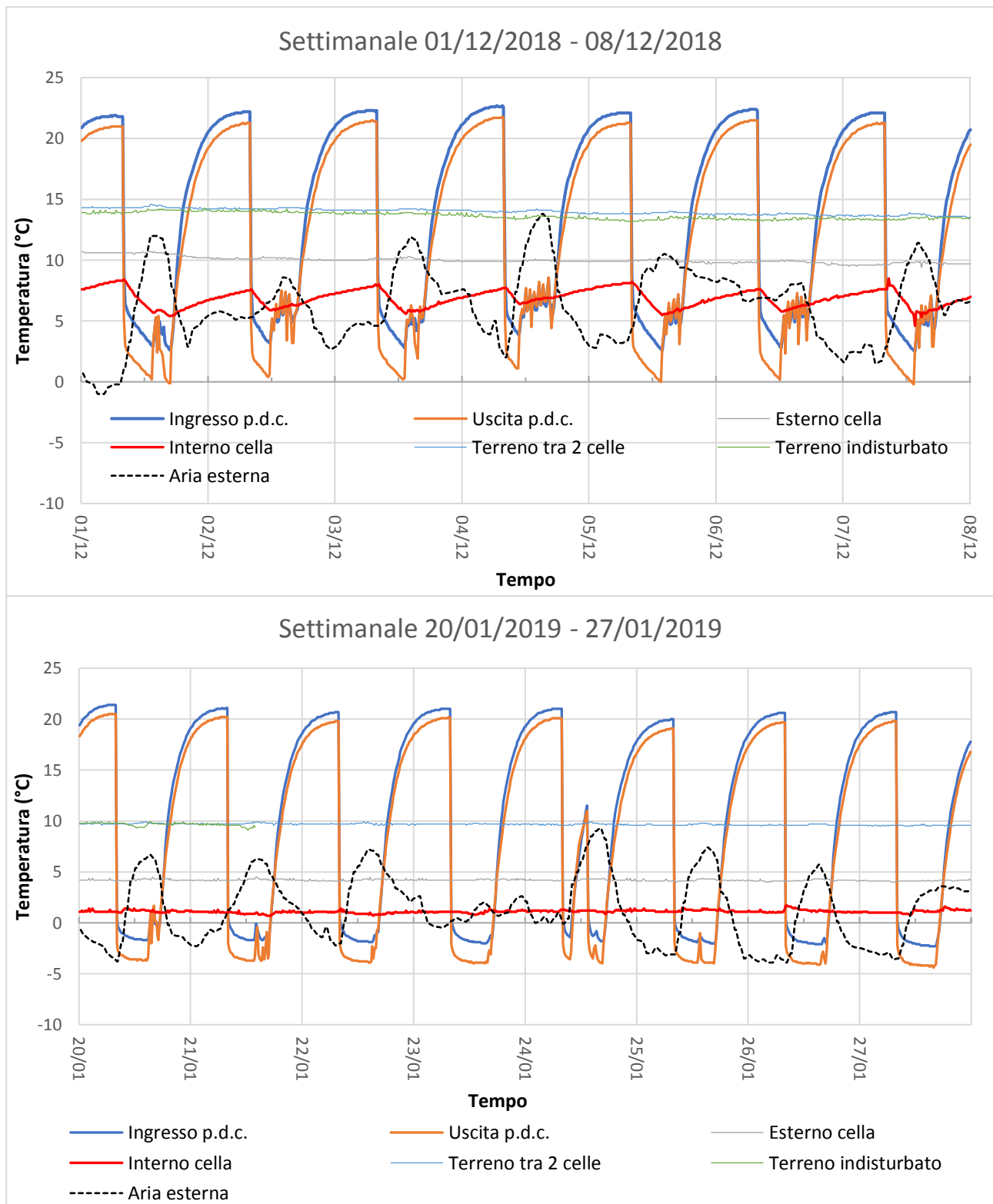
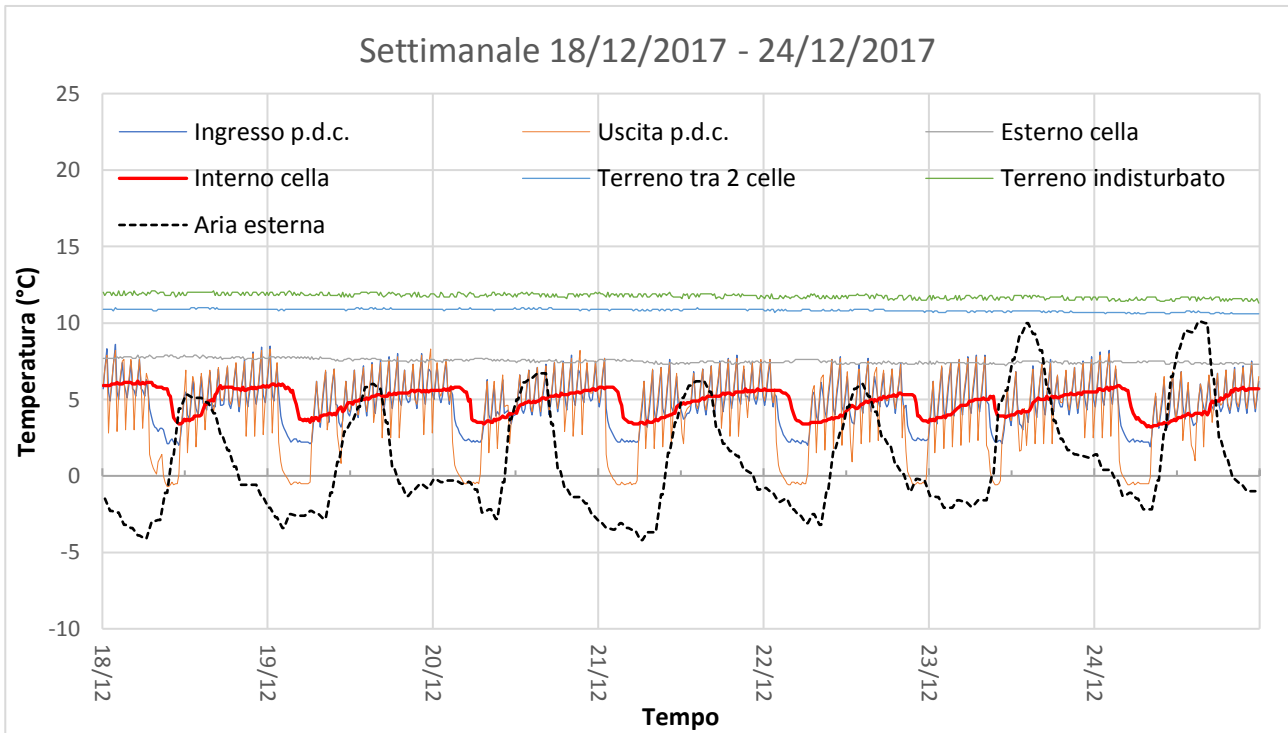


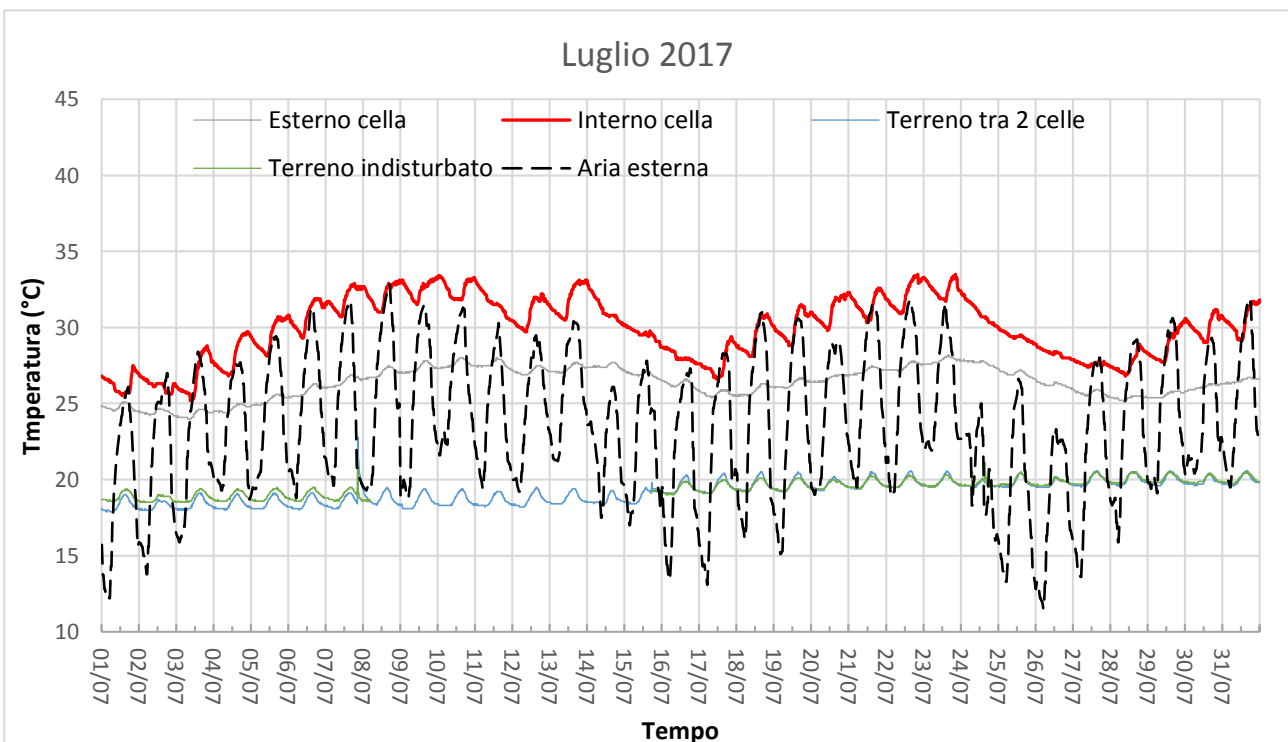
Figura 3.7: Andamento settimanale delle temperature di mandata e ritorno della pompa di calore, delle temperature di interno ed esterno cella, del terreno e dell'aria esterna durante dal 01 al 08 dicembre 2018 (in alto), dal 20 al 27 gennaio 2019 (in basso) e dal 18 al 24 dicembre 2017 (pagina seguente).



3.3.3 Stagione estiva

Per analizzare il comportamento del sistema in estate si hanno a disposizione tre annate di dati, e si è deciso di prendere il mese di luglio come indicativo per il funzionamento del sistema nella stagione estiva.

Da una prima analisi basata sui dati mensili, visibili in figura 3.8, si può subito notare come durante la stagione estiva la temperatura di interno cella sia fortemente influenzata dalla temperatura dell'aria esterna e, soprattutto, dalla radiazione solare. Il profilo di tale temperatura, infatti, varia maggiormente nel corso della



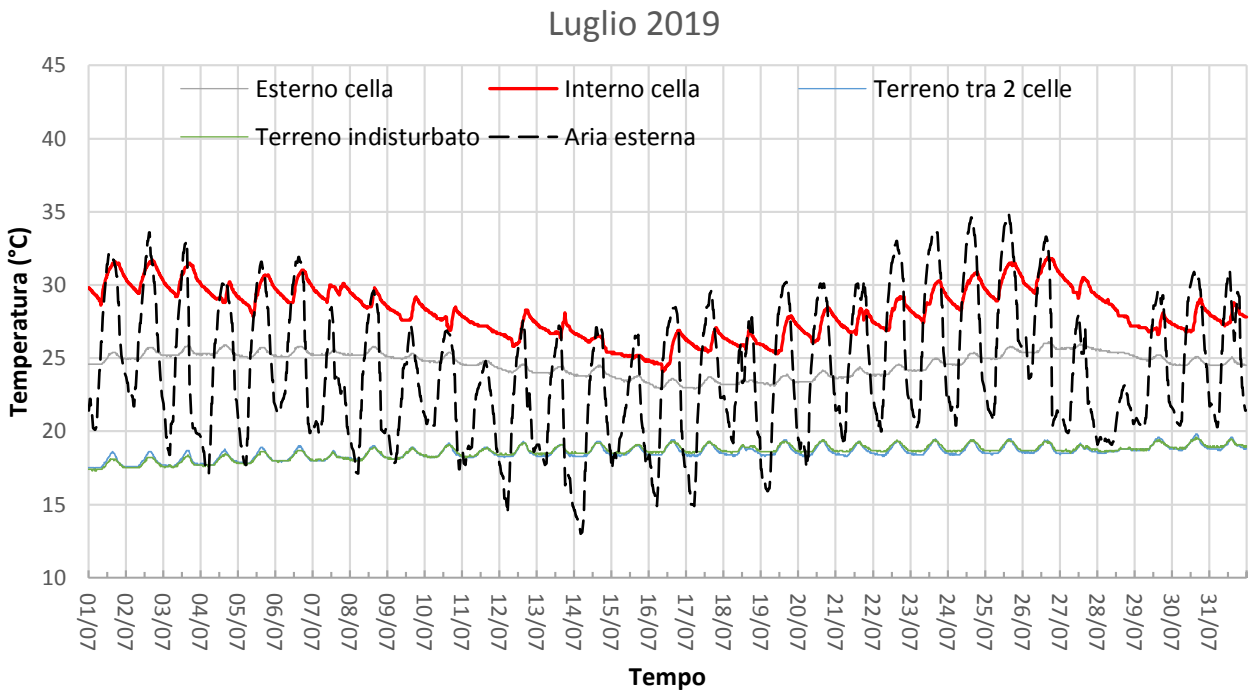
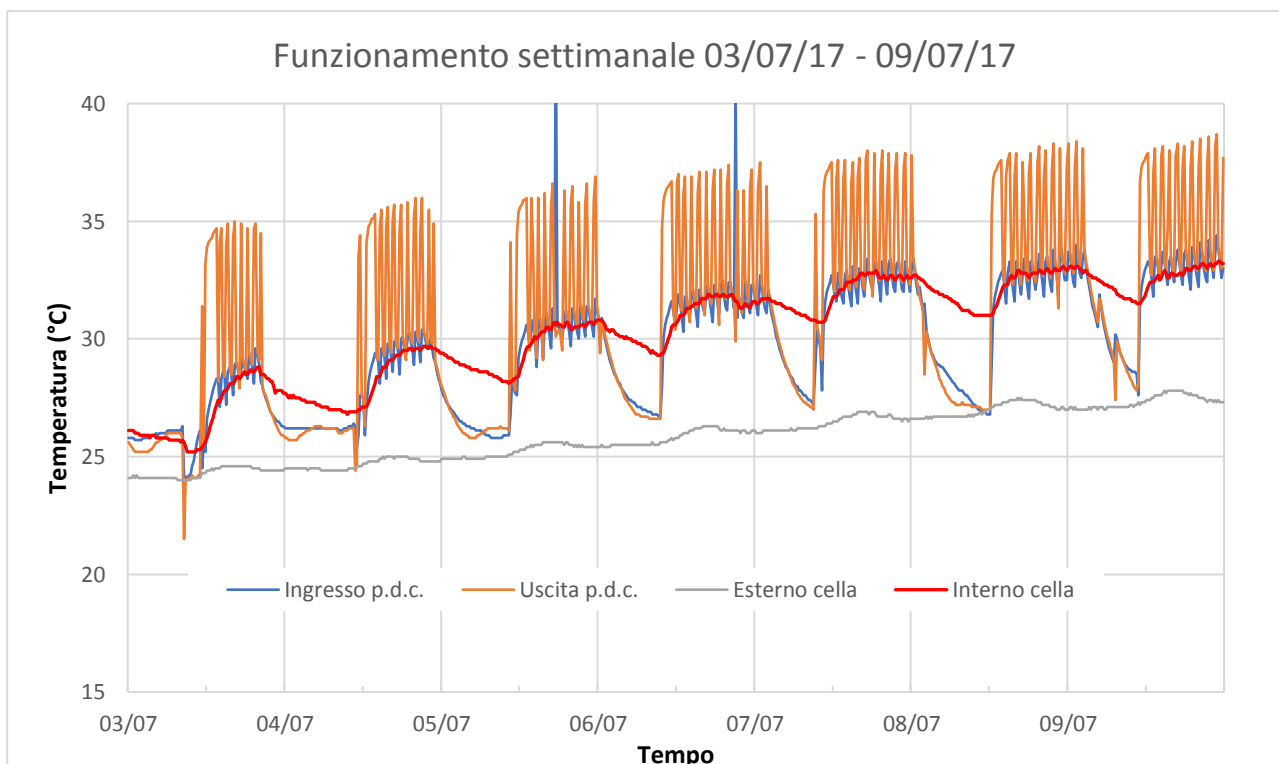


Figura 3.8: Andamento mensile delle temperature di interno ed esterno cella, del terreno indisturbato, del terreno fra due celle e dell'aria esterna nel mese di luglio 2017 (nella pagina precedente) nel mese di luglio 2019 (sopra).

giornata e risente in modo importante dell'escursione termica tra giorno e notte. Dal funzionamento nel mese di luglio del 2017 è possibile vedere nel dettaglio questo aspetto, oltre a presentare delle "creste" piuttosto accentuate, il profilo della temperatura di interno cella tende a calare in maniera importante in presenza di una giornata meno calda. Questo dipende in parte dalla minore temperatura, dalla minor presenza della radiazione solare, ed anche al minor ricorso da parte dell'utenza all'impianto di raffrescamento durante queste giornate.



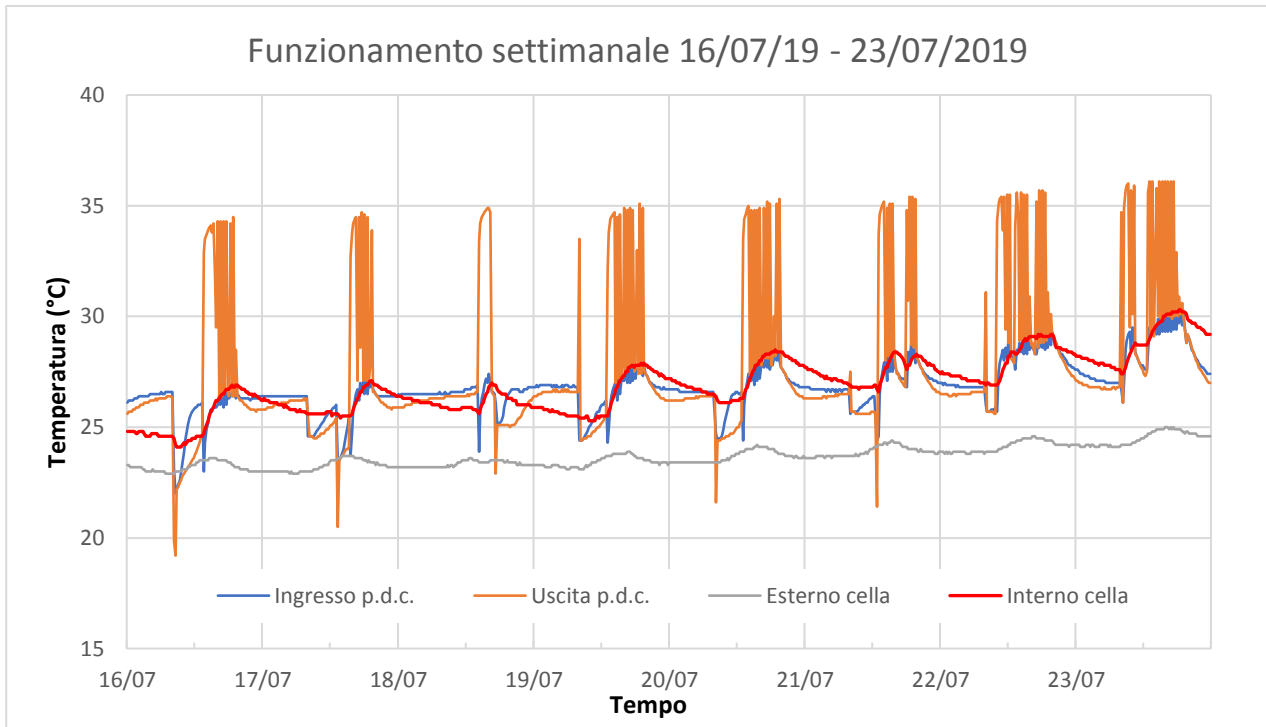


Figura 3.9: Andamento settimanale delle temperature di mandata e ritorno della pompa di calore, delle temperature di interno ed esterno cella e dell'aria esterna dal 3 al 9 luglio 2017 (in alto) e dal 16 al 23 luglio 2019 (in basso).

Analizzando le annate successive, in particolare l'estate 2019, si nota come la variazione di regolazione del sistema abbia portato senza dubbio ad una temperatura di interno cella mediamente più bassa: nonostante sia le temperature massime che quelle minime dell'aria siano state mediamente superiori nell'anno 2019 rispetto all'anno 2017, il valore della temperatura di interno cella rilevato è stato tendenzialmente minore.

Come conseguenza della minore temperatura di interno cella, anche la temperatura di mandata del fluido geotermico si è mantenuta mediamente più bassa, pertanto è possibile ipotizzare che il sistema e in particolare il serbatoio geotermico abbia ottenuto giovamento dalla variazione di regolazione del sistema.

Per quanto riguarda il confronto settimanale, visibile in figura 3.9, si è deciso di mettere a confronto la settimana del 3 luglio 2017 con la settimana del 16 luglio 2019, in quanto, come già detto, in queste due settimane vi sono rilevazioni simili dei valori di temperatura.

È possibile notare fin da subito che a causa della variazione di regolazione, nel 2019 l'impianto entra in funzione con molta meno frequenza e che, nonostante vi sia un aumento della temperatura dell'aria col passare dei giorni (analogo a quello del 2017), il sistema riesce a mantenere una temperatura dell'acqua interna alla cella e una temperatura massima del fluido geotermico più contenute. È possibile inoltre vedere come sia diverso l'andamento della temperatura di interno cella: nel caso del funzionamento nell'anno 2017 infatti la curva risulta avere un andamento "più piatto", mentre per l'anno 2019 vi è un profilo più "appuntito". Questo potrebbe significare che, nella stagione estiva del 2019 con un aumento più importante di temperatura e poi un tempo di riposo maggiore, l'acqua all'interno della cella ha la possibilità di tornare

alla temperatura di partenza, in queste condizioni quindi il sistema ha la capacità di autorigenerarsi, cosa che nell'anno precedente non era possibile, a causa della più frequente accensione del sistema di raffrescamento.

3.4 Valutazione del COP medio stagionale

Per valutare il funzionamento dell'impianto è stato valutato il COP medio stagionale per ognuna delle due stagioni di funzionamento. Il calcolo è puramente indicativo, in quanto è valutato secondo i dati a disposizione ottenuti dalle misurazioni; non è quindi stata messa in atto una raccolta di dati apposita per la valutazione di questi parametri, come sarebbe stato necessario per avere maggiore precisione. Ad esempio, non è possibile distinguere quando la macchina lavora per il riscaldamento/raffrescamento dell'ambiente rispetto a quando lavora per la produzione di acqua calda sanitaria. Anche la misura dell'energia elettrica dà solo la quantità totale dell'energia utilizzata, e non vi è un dettaglio dei componenti che la utilizzano; non sarà quindi possibile escludere dal calcolo del COP parte dell'energia elettrica, ma bisognerà utilizzare sempre tutta quella rilevata all'interno del periodo scelto per la valutazione dei parametri.

3.4.1 Definizioni

Il COP (Coefficient of Performance) e l'EER (Energy Efficiency Ratio) sono due parametri utili per la valutazione delle prestazioni di una macchina, in questo caso della pompa di calore invertibile dell'impianto in questione, rispettivamente nel periodo di funzionamento estivo e in quello invernale. La valutazione è fatta sulla base del secondo principio della termodinamica e tiene conto delle finalità della macchina: nel caso invernale, il COP valuta l'abilità della macchina ad immettere calore in una sorgente a temperatura maggiore rispetto ad un'altra utilizzando una certa quantità di lavoro; nel caso estivo l'EER valuta l'abilità della macchina ad asportare calore da una sorgente a temperatura minore ad un'altra a temperatura maggiore con l'impiego di una certa quantità di lavoro.

Nel caso in questione, il lavoro utilizzato dalla macchina è l'energia elettrica, mentre le due sorgenti sono l'ambiente interno dell'abitazione e il serbatoio posto nel sottosuolo.

Si definisce pertanto il COP della pompa di calore per il funzionamento durante la stagione invernale:

$$COP = \frac{|Q_1|}{|L|} = \frac{|Q_2| + |L|}{|L|}$$

In questo caso il lavoro L sarà dato dall'energia elettrica consumata dall'impianto durante il periodo di valutazione del COP, il calore Q_1 è il calore immesso nell'abitazione e il calore Q_2 è quello asportato dal terreno attraverso il serbatoio.

L'EER per il funzionamento invernale, invece, si definisce come segue:

$$EER = \frac{|Q_2|}{|L|} = \frac{|Q_1| - |L|}{|L|}$$

Il lavoro L sarà dato anche in questo caso dall'energia elettrica consumata dall'impianto durante il periodo di valutazione dell'EER, il calore Q_2 è il calore asportato dall'abitazione e il calore Q_1 è quello immesso nel terreno attraverso il serbatoio.

3.4.2 Valutazione dei parametri per il caso in esame

La valutazione del COP e dell'EER è stata fatta sulla base dei dati a disposizione. Nell'impianto è installato un contatore dell'energia elettrica che rileva i consumi della pompa di calore e di tutti gli ausiliari. In questo caso la lettura è manuale, pertanto i periodi di cui è noto il consumo sono indicati in tabella 3.4 che segue, ove è espresso il consumo elettrico cumulato in kWh:

Tabella 3.4: Valori del consumo elettrico legato all'impianto di Vazzola espressi in kWh.

Letture	Energia elettrica (kWh)
17/03/2017	0
15/02/2018	2607
17/03/2018	3018
25/08/2018	4007
07/01/2019	4967
10/05/2019	6289
02/09/2019	7096

Per la valutazione del COP, non è stata possibile utilizzare una finestra temporale che desse dei risultati realistici. Per la valutazione dell'EER si è utilizzato il periodo che va dal 10/05/2019 al 02/09/2019. Dunque, per la valutazione dell'EER si utilizzerà $L = 809$ kWh.

Tralasciando quindi il caso invernale, per valutare il calore rilasciato al terreno durante la stagione estiva, si utilizza la seguente formula:

$$Q = \dot{m} c_p \Delta T$$

ove \dot{m} è la portata di fluido geotermico misurata dal misuratore volumetrico e pari a 0.126 kg/s, c_p è il calore specifico del fluido geotermico, composto da acqua e glicole etilenico al 25%, pari a 3742 J/(kg*K), e il ΔT è la differenza di temperatura fra ritorno e mandata del fluido geotermico.

Per avere una valutazione corretta dell'EER, è necessario che siano compresi i valori dell'energia rilasciata al terreno solo quando l'impianto è acceso. Si applicano due diversi filtri sul ΔT : infatti per valutare quando la macchina lavora da pompa di calore (ad esempio per la produzione di ACS), il filtro applicato sarà lo stesso utilizzato per la stagione invernale, ossia con differenza fra temperatura di mandata e temperatura di ritorno maggiore o uguale a 2 K; quando però la macchina funzionerà secondo il ciclo inverso, il ΔT risulterà negativo,

in quanto la temperatura di mandata sarà superiore di quella di ritorno. In questo caso che filtro si applicherà sul ΔT sarà: ΔT maggiore di 2 K oppure minore o uguale a -4 K. Si sommeranno pertanto in valore assoluto i valori di potenza ottenuti per l'asportazione di calore (componente negativa) e i valori di potenza associati alla produzione di ACS (componente positiva) e si moltiplicherà il risultato per 0.25 h al fine di ottenere il valore di energia in kWh.

In seguito a queste assunzioni, sarà possibile valutare il valore dell'EER per il periodo di tempo individuato secondo le formule.

3.4.3 Risultati

Dal calcolo dell'EER, è emerso un valore di 4.10, un risultato comunque considerato solamente indicativo, in quanto le condizioni nelle quali è stato calcolato non permettono un'elevata accuratezza.

3.5 Conclusioni

In questo capitolo, dopo aver descritto l'apparato di misura installato al fine di studiare l'impianto, è stata condotta un'analisi da cui è risultato che:

- Osservando la temperatura indisturbata del terreno e confrontandola con la temperatura misurata fra due celle è possibile stabilire che la distanza di 10 metri fra le celle è sufficiente perché non vi sia disturbo reciproco, relativamente allo scambio termico;
- Il cambio di regolazione ha influenzato negativamente il funzionamento in inverno: la temperatura all'interno della cella si è portata a valori molto vicini allo zero già verso il mese di gennaio, a causa di una serie di fattori, tra i quali il maggior tempo di funzionamento continuo, che non hanno permesso all'acqua di assorbire dal terreno circostante, nell'arco delle 24 ore, il calore che lo scambiatore nella cella assorbe durante il funzionamento;
- Il cambio di regolazione ha portato dei benefici per quanto riguarda il funzionamento durante la stagione estiva: con la diminuzione delle ore di accensione della macchina il serbatoio riesce a disperdere meglio il calore acquisito durante il funzionamento, con un conseguente abbassamento della temperatura dell'acqua dentro alla cella;

In seguito, si è cercato di valutare il COP e l'EER dell'impianto. Questi calcoli sono puramente indicativi in quanto non è stata avviata una raccolta dati apposita per fare tali valutazioni. Per quanto riguarda il parametro di efficienza per la stagione invernale, non si è riusciti a considerare un intervallo di tempo che desse dei risultati coerenti. Per quanto riguarda l'EER, il risultato ottenuto dal calcolo, nel periodo che va dal 10/05/2019 al 02/09/2019, è pari a 4.10.

CAPITOLO 4

Analisi Termica

4.1 Introduzione

Una volta descritta la geometria dell'impianto e valutato il funzionamento attraverso la raccolta dei dati, si è deciso di proseguire il lavoro qui proposto con un'analisi parametrica, che avesse l'obiettivo di capire se, variando alcuni parametri relativi alla geometria e alla configurazione delle celle di scambio termico, si potesse giungere ad un layout ottimale che portasse il sistema a lavorare in condizioni migliori, cercando, qualora possibile, di associare questo miglioramento con un abbassamento dei costi. L'analisi dello scambiatore BAG è stata condotta utilizzando COMSOL Multiphysics, un software di simulazione che permette di realizzare progetti e, attraverso dei moduli aggiuntivi, di effettuare simulazioni in diversi ambiti. Per quest'analisi sono stati utilizzati un modulo di fluidodinamica e uno di scambio termico. In questo modo è stato possibile, dopo aver definito un modello che schematizzasse dal punto di vista geometrico l'impianto in esame, simulare il comportamento dell'acqua all'interno del serbatoio e valutare le modalità in cui avvenissero gli scambi termici, rilevando gli andamenti della temperatura e della velocità per i diversi componenti dello scambiatore. Da questo è stato poi possibile definire dei grafici che rappresentassero tali andamenti per confrontare le varie soluzioni e valutare quale fra queste potesse essere la migliore configurazione per l'impianto in questione.

4.2 Geometria del modello

Poiché l'obiettivo delle diverse simulazioni è quello di valutare il funzionamento dell'impianto, si è cercato di giungere alla definizione di una geometria che potesse essere il più possibile rappresentativa della configurazione originale. Si è scelto di utilizzare una geometria in 2D assialsimmetrica, basata sulla rappresentazione della sezione in due dimensioni del volume di controllo che si va ad analizzare. Una volta definito l'asse di rotazione, il programma riconduce il disegno bidimensionale alla geometria tridimensionale. In figura 4.1 è possibile vedere la sezione in due dimensioni, mentre in figura 4.2 si può vedere

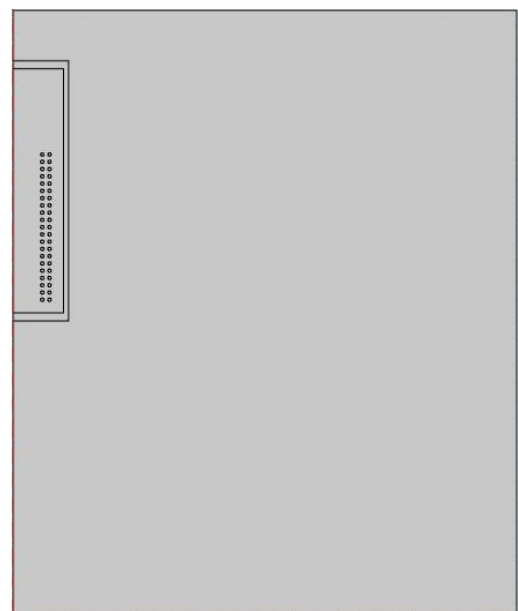


Figura 4.1: Sezione della geometria utilizzata nelle simulazioni.

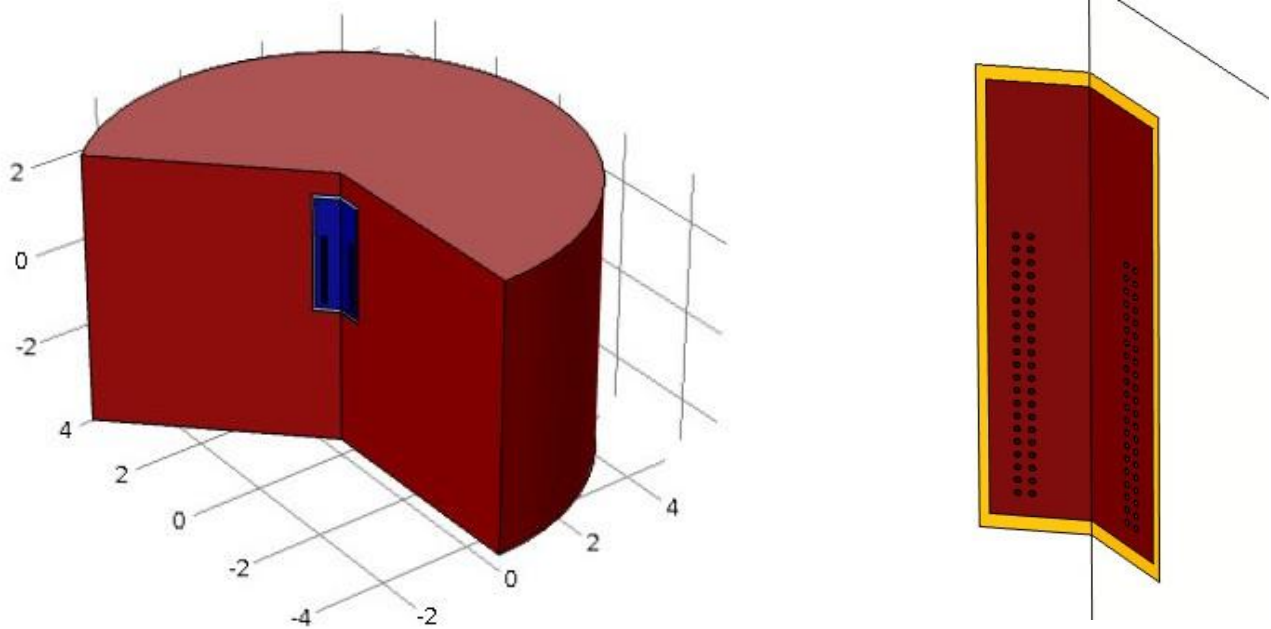


Figura 4.2: Ricostruzione della geometria in tre dimensioni (a sinistra) e dettaglio della cella di scambio termico (a destra).

la ricostruzione che fa il programma in tre dimensioni. Sempre in figura 4.2 è possibile anche vedere un dettaglio dell'ingrandimento sul modello del serbatoio.

4.2.1 Rappresentazione geometrica dello scambiatore

La geometria studiata è formata da un volume di controllo di forma cilindrica di terreno attorno al serbatoio, avente raggio di 5 metri e altezza di 6 metri. Al suo interno è presente un serbatoio di calcestruzzo, anch'esso di forma cilindrica, di spessore pari a 5 cm sulle pareti laterali e 8 cm sul coperchio e sul fondo; il serbatoio costruito per la simulazione, a differenza dell'impianto installato che prevede l'esistenza dell'anello perdente per effettuare la subirrigazione, si assume ermeticamente sigillato; il diametro del serbatoio è pari ad 1.1 metri, e l'altezza è di 2.58 metri; il serbatoio è posto a 0.5 metri di profondità dal piano campagna. Al suo interno è presente una doppia elica di tubi, che in questo modello sono stati schematizzati come dei "buchi" di forma anulare nel dominio dell'acqua, sulla superficie dei quali verrà imposto un flusso termico; tali anelli hanno un diametro pari a 32 mm e ognuno di questi è distanziato dall'anello interno/esterno, di 40 mm; l'anello più interno avrà pertanto un raggio di 0.289 metri, quello esterno di 0.361 metri; il numero di anelli è pari a 42, di cui 21 vanno a comporre dell'elica interna e 21 quella esterna.

4.2.2 Modifiche alla geometria

Sono state quindi messe in atto una serie di modifiche alla geometria e da queste sono emersi tre diversi casi di studio che sono stati confrontati con il modello che rappresenta la geometria reale. La geometria di ognuno dei tre casi di studio è descritta a seguire:

- CASO 1: In questo primo caso si è deciso di dimezzare il numero delle spire, mantenendo inalterate le dimensioni del serbatoio rispetto alla geometria reale. Pertanto, il numero di spire passa ad essere

di 11 sull'elica interna e 11 su quella esterna; la distanza fra le spire interne e quelle esterne rimarrà inalterata, mentre fra due spire successive di una stessa elica passerà da 40 mm a 112 mm;

- **CASO 2:** Il secondo caso analizzato riguarda un serbatoio di dimensioni più piccole, infatti il serbatoio è alto 2.16 metri, mantenendo sempre un raggio di 1.1 metri. Gli spessori delle pareti del serbatoio di calcestruzzo sono analoghi al caso reale. Di conseguenza è stato cambiato il numero di spire, mantenendo però la distanza fra di esse uguale al caso reale; pertanto si è passati da 21 a 15 spire per ogni elica. In questo modo è rimasta inalterata sia la distanza fra il primo tubo (in alto) e la superficie superiore della vasca in calcestruzzo, sia la distanza fra l'ultimo tubo (in basso) e il fondo della vasca. Conseguentemente alla variazione di dimensione della vasca è cambiata anche l'altezza del volume di controllo del terreno preso in considerazione, pertanto l'altezza del cilindro corrispondente al suolo in questo caso di studio è pari a 5.5 metri;
- **CASO 3:** Per questo terzo caso è stato considerato un serbatoio di maggiori dimensioni: l'altezza della vasca in calcestruzzo è pari a 3.16 metri, mantenendo anche in questo caso il raggio inalterato; il numero di spire per ogni elica è di 29 e, come per il secondo caso di studio, vengono mantenute inalterate sia le distanze fra i tubi, sia quelle fra questi e le pareti della vasca in calcestruzzo. L'altezza del cilindro di terreno preso in considerazione è pari a 6.5 metri;

In tabella 4.1 sono schematizzate le variazioni della geometria sopra descritte: si considera come "caso base" l'analisi svolta con una geometria corrispondente all'impianto reale.

Tabella 4.1: Variazioni della geometria nei diversi casi di studio.

	U.M.	CASO BASE	CASO 1	CASO 2	CASO 3
Altezza del cilindro di terreno (CV)	[m]	6	6	5.5	6.5
Materiale del serbatoio	[-]	CLS	CLS	CLS	CLS
Altezza del serbatoio	[m]	2.42	2.42	2	3
Numero di tubi	[-]	2 eliche da 21 spire	2 eliche da 11 spire	2 eliche da 15 spire	2 eliche da 29 spire
Distanza fra due anelli interni (esterni)	[mm]	40	112	40	40

4.3 Analisi con COMSOL Multiphysics

Una volta definita la geometria, si assegnano ai vari elementi geometrici dapprima le caratteristiche di un materiale ben definito, si definisce il moto di ciascun fluido presente nel modello, si definiscono le caratteristiche e le modalità dello scambio termico, quindi la tipologia di studio da effettuare (regime stazionario o dipendente dal tempo). Questo processo avviene attraverso interfacce grafiche con le quali è

possibile associare ad un dominio una certa caratteristica. Di seguito verranno esposti tutti i passaggi che hanno poi portato il modello ad essere pronto per effettuare una simulazione.

4.3.1 Caratteristiche dei materiali del modello

Attraverso l'interfaccia grafica "Materiali" è possibile associare ad un oggetto un materiale, quindi, di conseguenza, le sue proprietà e caratteristiche. Anziché immettere le caratteristiche dei materiali manualmente, si è scelto di adottare dei materiali presenti nella libreria del software. In alcuni casi le proprietà di tali materiali sono espresse attraverso valori costanti, in altri casi si fa invece uso di funzioni che dipendono dalla temperatura. Questo richiede dal punto di vista computazionale uno sforzo maggiore, rendono però più accurato il modello. In tabella 4.2 è possibile vedere le proprietà di calcestruzzo e terreno. In figura 4.3 invece sono espresse le proprietà dell'acqua. Come è possibile notare dalle formule, la quasi totalità delle proprietà è espressa in funzione della temperatura.

Tabella 4.2: Proprietà dei materiali utilizzati nelle simulazioni

Proprietà	Simbolo	Calcestruzzo	Terreno	Unità di misura
Densità	ρ	2300	2000	kg/m^3
Conducibilità termica	k	1.8	1.5	$W/(m K)$
Calore specifico a pressione costante	c_p	880	1200	$J/(kg K)$

	Property	Name	Value	Unit
✓	Dynamic viscosity	mu	eta(T[1/K])[Pa*s]	Pa*s
✓	Ratio of specific heats	gamma	1.0	1
✓	Heat capacity at constant pressure	Cp	Cp(T[1/K])[J/(kg*K)]	J/(kg*K)
✓	Density	rho	rho(T[1/K])[kg/m^3]	kg/m^3
✓	Thermal conductivity	k	k(T[1/K])[W/(m*K)]	W/(m*K)

Figura 4.3: proprietà dell'acqua

4.3.2 Moto del fluido interno al serbatoio

All'interno del serbatoio l'acqua si muove con moto laminare, a causa delle variazioni di densità determinate dalla temperatura variabile. Per descrivere tale comportamento, si utilizza l'interfaccia "Laminar Flow", che ha una serie di input:

- Si assegnano al volume di fluido i valori iniziali di velocità e pressione. Per il caso in esame si assegna un vettore con tutte e tre le componenti nulle per quanto riguarda la velocità iniziale e un valore di pressione pari a:

$$p = g * \rho(T) * (2.58 - z)$$

ove g è l'accelerazione di gravità in m/s^2 , $\rho(T)$ è la densità in funzione della temperatura in kg/m^3 e z è la profondità in metri rispetto alla superficie dell'acqua nella vasca; la pressione ottenuta sarà in Pa;

- Si pone un vincolo di pressione relativa nulla sulla superficie libera dell'acqua;
- Si applica al volume di fluido un campo di forze per definire il campo gravitazionale interno all'acqua. Questo avrà componente radiale nulla, e componente lungo l'asse z pari a:

$$F_z = -g * \rho(T)$$

Con F_z espresso in N/m^3 .

4.3.3 Caratteristiche dello scambio termico

Lo scambio termico è impostato attraverso l'interfaccia "Heat transfer in fluids". All'interno di quest'opzione vi è la possibilità di distinguere fra la trasmissione del calore nei solidi, e saranno in questo caso selezionati il calcestruzzo e il terreno, e la trasmissione del calore nei fluidi, in questo sarà selezionata l'acqua. Si pongono quindi le condizioni iniziali di temperatura dell'acqua, del calcestruzzo e del terreno, di cui si parlerà in seguito e che sono diverse in base alla stagione di funzionamento, si impongono le temperature sul fondo e sulla superficie laterale del volume di controllo del terreno e si pone sulla superficie del terreno stesso un flusso termico dovuto allo scambio termico per convezione naturale con l'aria esterna. Note le dimensioni del corpo in questione e la natura e i valori di temperatura e pressione del fluido, il calcolo del coefficiente di scambio termico è eseguito dal software. Un secondo flusso termico è applicato, questa volta internamente all'acqua contenuta nella vasca sulle superfici dei fori anulari che rappresentano i tubi. Nel caso in esame si è scelto di applicare un flusso termico a gradino, che rispecchi il più possibile lo scambio di calore che avviene nella realtà.

4.3.4 Caratteristiche della mesh e parametri di studio

L'impostazione della mesh è "physics-controlled", che prevede una mesh più fitta nei punti più critici, quali le superfici ove è imposto lo scambio termico e le interfacce fra il liquido e il serbatoio solido e una mesh più rada altrove. Il grado di finezza della mesh è impostato su "Finer". La simulazione è del tipo "Time dependent", studia quindi il comportamento del sistema al variare del tempo. Nel caso in esame, il tempo della simulazione è pari a 24 ore.

4.3.5 Condizioni al contorno

Per la definizione delle condizioni al contorno, essendo parametri che variano in base alla stagione in analisi, verranno in seguito riportate separatamente le condizioni al contorno per la simulazione della stagione estiva e quelle per la simulazione della stagione invernale.

4.3.5.1 Condizioni al contorno per la stagione invernale

Di seguito sono elencate le condizioni al contorno utilizzate per la simulazione del comportamento del sistema in inverno:

- Il flusso termico imposto sui tubi è modellizzato attraverso una funzione a gradino che assegna un valore di flusso termico pari a 0 W fra le 0:00 e le 8:00 del mattino, pari a -1000 W fra le 08:00 e le 18:00, infine ancora nullo fra le 18:00 e le 0:00; il valore del flusso è stato calcolato

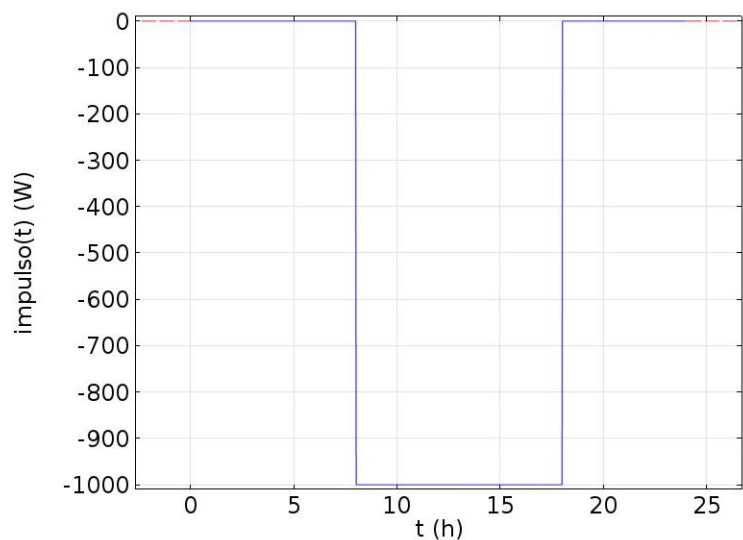


Figura 4.4: Andamento della funzione a gradino "impulso" che rappresenta il flusso termico uscente dai tubi espresso in watt al variare delle ore del giorno.

con i dati reali provenienti dalle misurazioni utilizzando la formula seguente:

$$q = \dot{m} * c_p * \Delta T$$

con portata del fluido geotermico (\dot{m}) pari a 0.126 kg/s, calore specifico di una miscela di acqua e glicole etilenico al 20% (c_p) pari a 3742 J/(kg K) e media aritmetica fra le differenze di temperatura fra mandata e ritorno (ΔT) degli intervalli di tempo in cui la pompa di calore è in funzione nella giornata del 03/01/2019, che corrisponde a 2°C; in figura 4.4 è rappresentato l'andamento della funzione del flusso termico sui tubi al variare del tempo;

- La temperatura dell'aria esterna è assunta costante per tutto l'arco della giornata ed è pari a 2°C;
- Sulla superficie del terreno sovrastante lo scambiatore, viene posta una condizione di flusso termico da convezione naturale con l'aria esterna alla temperatura sopra citata e a pressione atmosferica;
- La temperatura iniziale del terreno è valutata con l'equazione di Kusuda e Achenbach dalla quale si ottiene la temperatura in funzione della profondità (z) e del giorno dell'anno (τ):

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

per il 15 gennaio ($\tau=15$) con le seguenti assunzioni:

- T_m è la temperatura media annua, pari in questo caso a 11.34°C
- A_T è la semi-ampiezza considerata pari a 11°C
- τ_{shift} è la distanza temporale fra l'inizio dell'anno e il giorno con la temperatura più bassa. Nel caso in esame si è assunto che il giorno in questione sia il 30 gennaio (τ_{shift} pari a 30)
- a è la diffusività termica del terreno valutata dalle caratteristiche del terreno utilizzate per la simulazione ed è risultata pari a 0.054 m²/giorno

In figura 4.5 si può vedere l'andamento della funzione per il caso in questione.

- Sul fondo del volume di controllo è posto un vincolo di temperatura pari al valore dell'equazione di Kusuda e Achenbach per la profondità corrispondente;
- Sulla parete laterale del volume di controllo è posta una condizione di temperatura pari alla media delle temperature valutate per ogni "livello di profondità";
- I valori iniziali dell'acqua nel serbatoio e del CLS sono quelli valutati alle 00:00 del 03/01/2019 e corrispondono rispettivamente a 1.5°C e 4.8°C;

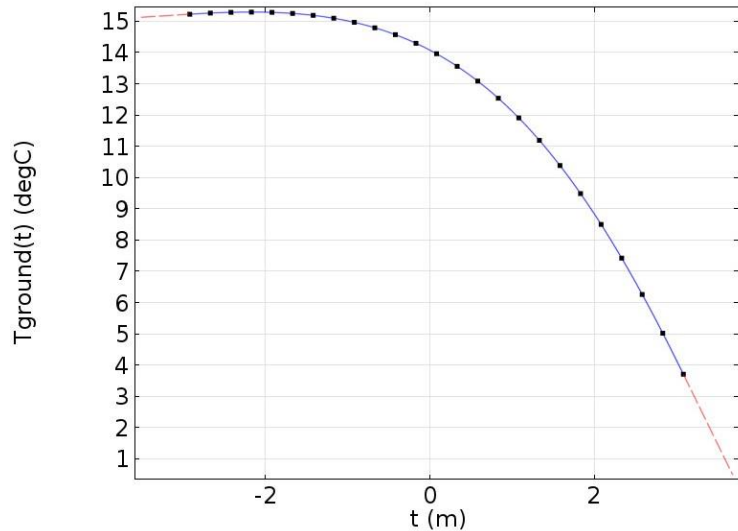


Figura 4.5: Funzione di Kusuda e Achenbach per $\tau=15$. In questo grafico il parametro t rappresenta il parametro di riferimento per la profondità. Il punto in cui $t=0$ rappresenta la profondità alla quale è posto il fondo della vasca in calcestruzzo.

4.3.5.2 Condizioni al contorno per la stagione estiva

Le condizioni al contorno utilizzate per la simulazione del comportamento del sistema in inverno, invece, sono:

- Il flusso termico imposto sui tubi è modellizzato attraverso una funzione a gradino che assegna un valore di flusso termico pari a 0 W fra le 0:00 e le 8:00 del mattino, pari a 1500 W fra le 08:00 e le 20:00, infine ancora nullo fra le 20:00 e le 0:00; tale valore è stato calcolato con i dati reali provenienti dalle misurazioni utilizzando la formula seguente:

$$q = \dot{m} * c_p * \Delta T$$

con portata del fluido geotermico e calore analoghi al caso invernale e la media aritmetica fra le differenze di temperatura fra mandata e ritorno per la giornata del 07/07/2019 che prende in considerazione tutti gli intervalli temporali tra e 08:00 e le 20:00, sia quando l'impianto è acceso, sia quando è spento; questa scelta è stata fatta al fine di avere un profilo analogo al caso invernale, con

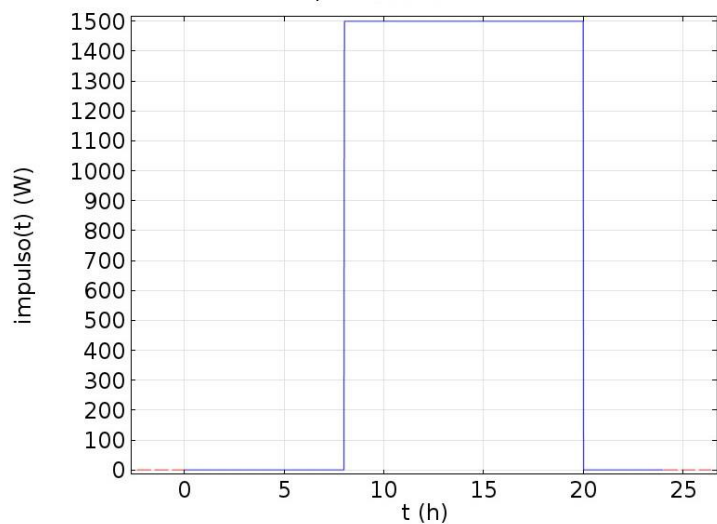


Figura 4.6: Andamento della funzione a gradino "impulso" che rappresenta il flusso termico uscente dai tubi espresso in watt al variare delle ore del giorno.

flusso termico costante, e non discontinuo come invece avviene nella realtà, pur mantenendo giornalmente la stessa energia rilasciata nel serbatoio. In figura 4.6 è rappresentato l'andamento della funzione del flusso termico sui tubi al variare del tempo;

- La temperatura dell'aria esterna per il caso estivo si è considerata variabile nel corso della giornata ed è assunta pari alla temperatura sole-aria secondo l'equazione:

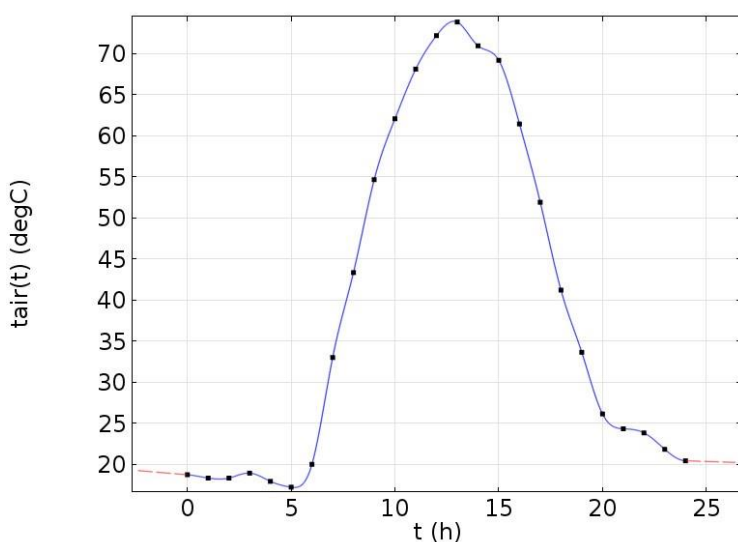
$$t_{sole-aria} = t_{ae} + \alpha * \frac{I}{\alpha_{CV}}$$

Assumendo:

- t_{ae} pari alla temperatura dell'aria esterna del 15/07/2019
- α coefficiente di assorbimento pari a 0.7
- Irraggiamento I ottenuto dalle misurazioni ARPAV per il 15/07/2019 in W/m^2
- α_{CV} coefficiente convettivo pari a $15 W/m^2K$

In figura 4.7 è evidenziato l'andamento della temperatura sole-aria.

- Sulla superficie del terreno sovrastante lo scambiatore, viene posta una condizione di flusso termico da convezione naturale con l'aria esterna e la temperatura sopra citata;
- La temperatura iniziale del terreno è valutata anche in questo caso al variare della profondità e del tempo con l'equazione di Kusuda e Achenbach; si è scelto di assumere il 15 luglio 2019 come giorno



indicativo per la valutazione delle temperature per le simulazioni ($\tau=196$)

- Sul fondo del volume di controllo è posto un vincolo di temperatura pari al valore dell'equazione di Kusuda e Achenbach per la profondità corrispondente;

Figura 4.8: Temperatura sole-aria (a sinistra) espressa in gradi centigradi.

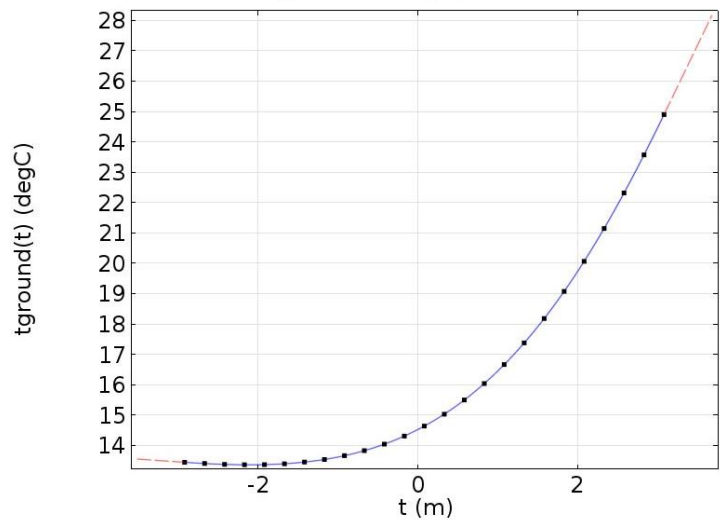


Figura 4.7: Funzione di Kusuda e Achenbach per $\tau=196$. In questo grafico il parametro t rappresenta il parametro di riferimento per la profondità. Il punto in cui $t=0$ rappresenta la profondità alla quale è posto il fondo della vasca in calcestruzzo.

- Sulla parete laterale del volume di controllo è posta una condizione di temperatura pari alla media delle temperature valutate per ogni “livello di profondità”;
- Il valore iniziale del CLS è quello valutato alle 00:00 del 15/07/2019 e corrisponde a 25.2°C;
- Valore iniziale dell’acqua di interno cella assunto pari alla temperatura media dell’aria esterna del 15/07. Il valore ottenuto è pari a 22.88C;

4.4 Confronto fra le diverse configurazioni

Una volta effettuate le simulazioni, sia quelle con geometria corrispondente a quella reale, sia quelle con i modelli geometrici che presentano delle modifiche, sono stati scelti alcuni parametri per esporre i risultati. COMSOL, infatti, dà la possibilità di calcolare i valori medi di alcune grandezze, sia valutati in un volume, sia valutati lungo una superficie. Per descrivere il volume di acqua interno al serbatoio si è utilizzato il valore di temperatura media dell’acqua, calcolata come la media volumetrica della temperatura sul dominio del liquido. Trattandosi di scambi termici all’interno di un liquido, si è cercato di avere un parametro che descrivesse una possibile stratificazione all’interno del serbatoio, pertanto è stata valutata la temperatura media dell’acqua sulla superficie sia del primo tubo partendo dall’alto che dell’ultimo tubo dello scambiatore. Per quanto queste temperature possano essere influenzate dal flusso termico proveniente (o assorbito) dai tubi, è stato comunque possibile valutare l’entità di un fenomeno come quello della stratificazione. Una volta ottenuti dal software questi dati, è stato possibile calcolare altre grandezze, quali le differenze di temperatura fra l’inizio e la fine del flusso termico, sia per la temperatura media dell’acqua, sia per le temperature superficiali. Un altro dato molto importante è la temperatura minima raggiunta nel serbatoio in inverno, e questo permette di capire se vi sia rischio o meno di congelamento.

4.4.1 Confronto per la stagione invernale

La prima simulazione è quella relativa alla geometria che rispecchia il caso reale. In figura 4.9 è possibile vedere, per la durata della simulazione, l’evolversi della temperatura media dell’acqua interna alla cella. La temperatura iniziale (come già esposto nel paragrafo relativo alle condizioni al contorno) è di 1.5°C. Fintanto che l’impianto rimane spento, la temperatura continua a salire, in quanto vi è un flusso termico proveniente dal terreno attorno al serbatoio, il quale si trova ad una temperatura maggiore. La temperatura dell’acqua raggiunge il suo massimo nel momento in cui la pompa di calore inizia a funzionare, ossia dopo 8 ore di tempo dall’inizio della simulazione. A questo punto, che corrisponde a 28800 secondi, l’acqua si trova a 4.07°C. Inizia quindi una rapida discesa del valore di temperatura, in quanto, fino a 64800 secondi (che corrispondono alle ore 18:00) il fluido geotermico dentro i tubi assorbe il calore presente nell’acqua del serbatoio. Si tocca pertanto la temperatura minima dell’acqua, pari a 1.9°C, quindi la temperatura torna a salire in virtù dello scambio termico con il terreno per attestarsi, per la fine della simulazione, a 3.01°C. Oltre al profilo della temperatura media dell’acqua, nel grafico è riportata la temperatura del medesimo volume d’acqua ottenuta

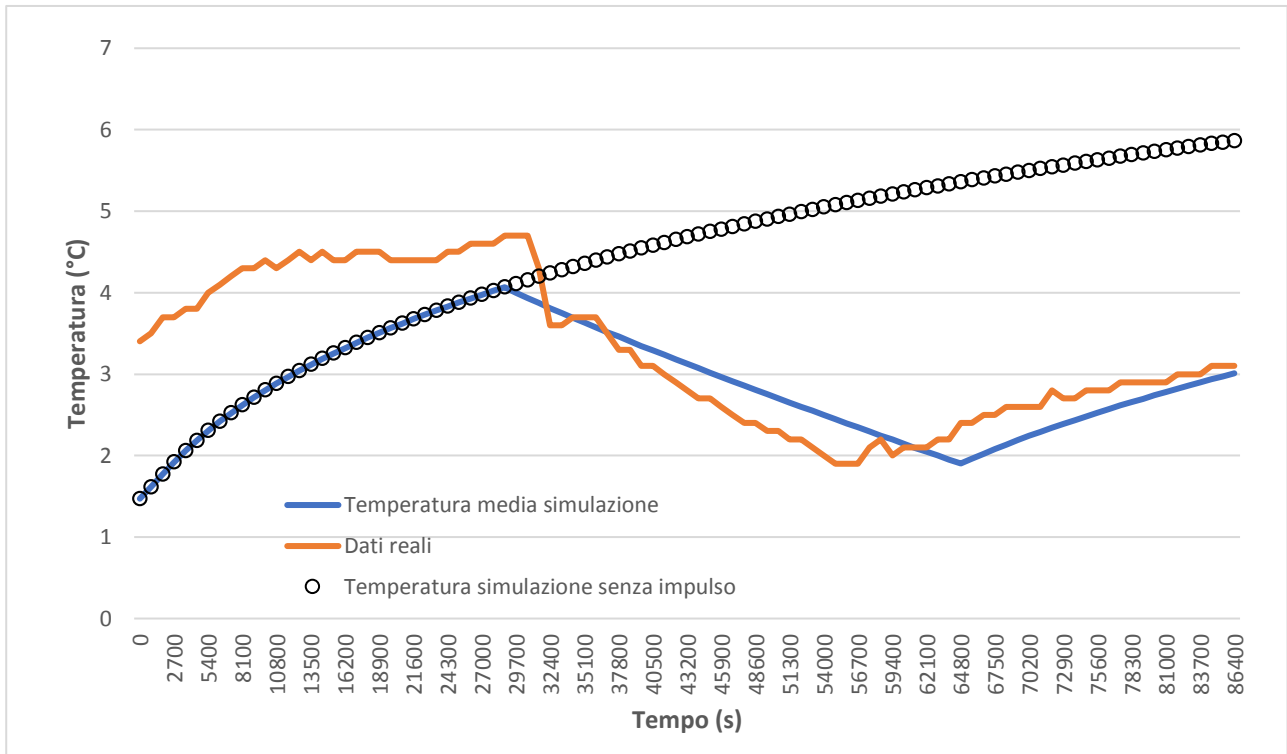


Figura 4.9: Profilo giornaliero della temperatura media dell'acqua all'interno della cella di scambio termico nella simulazione del caso reale, nella simulazione con assenza di impulso e dati misurati all'interno della cella il 16/12/2018.

in una simulazione analoga a quella già vista, nella quale, però, non è stato imposto un flusso termico sulla superficie dei tubi. Quello che si può vedere quindi in figura è l'andamento di temperatura che avrebbe l'acqua presente nel serbatoio, qualora non vi fosse la perturbazione data dal flusso termico. La terza curva che si può vedere nel grafico è quella che corrisponde ai dati reali misurati all'interno della cella il giorno 16/12/2018. In questo caso si può vedere come ci sia una notevole somiglianza tra il profilo reale e quello misurato; le differenze ad inizio giornata sono relative alle condizioni iniziali date alla simulazione, mentre durante il periodo di accensione della pompa di calore, le pendenze delle due curve sono simili, anche se la curva che rappresenta i dati reali si stabilizza prima rispetto a quella della simulazione, in quanto nel giorno preso come esempio, l'impianto ha funzionato per un numero di ore inferiore.

Da quanto già esposto, è possibile estrapolare due dati: il primo riguarda il ΔT che intercorre fra il momento in cui inizia il flusso termico e quello in cui finisce. In questo caso tale valore è di 2.17°C ; il secondo punto riguarda la differenza di temperatura tra l'inizio e la fine della simulazione. Infatti, dato che la temperatura finale è maggiore di quella iniziale, questo significa che il sistema ha la capacità di "autorigenerarsi", aspetto fondamentale per evitare che una progressiva diminuzione della temperatura giorno dopo giorno possa portare una temperatura di interno cella troppo bassa per garantire un buono scambio termico.

Il grafico in figura 4.10 riporta invece la temperatura superficiale dei tubi al variare del tempo della simulazione. Il profilo di colore blu riporta la temperatura del primo tubo partendo dall'alto, quella di colore arancio, dell'ultimo tubo in basso. Il profilo di colore grigio esprime la media della temperatura valutata sulla

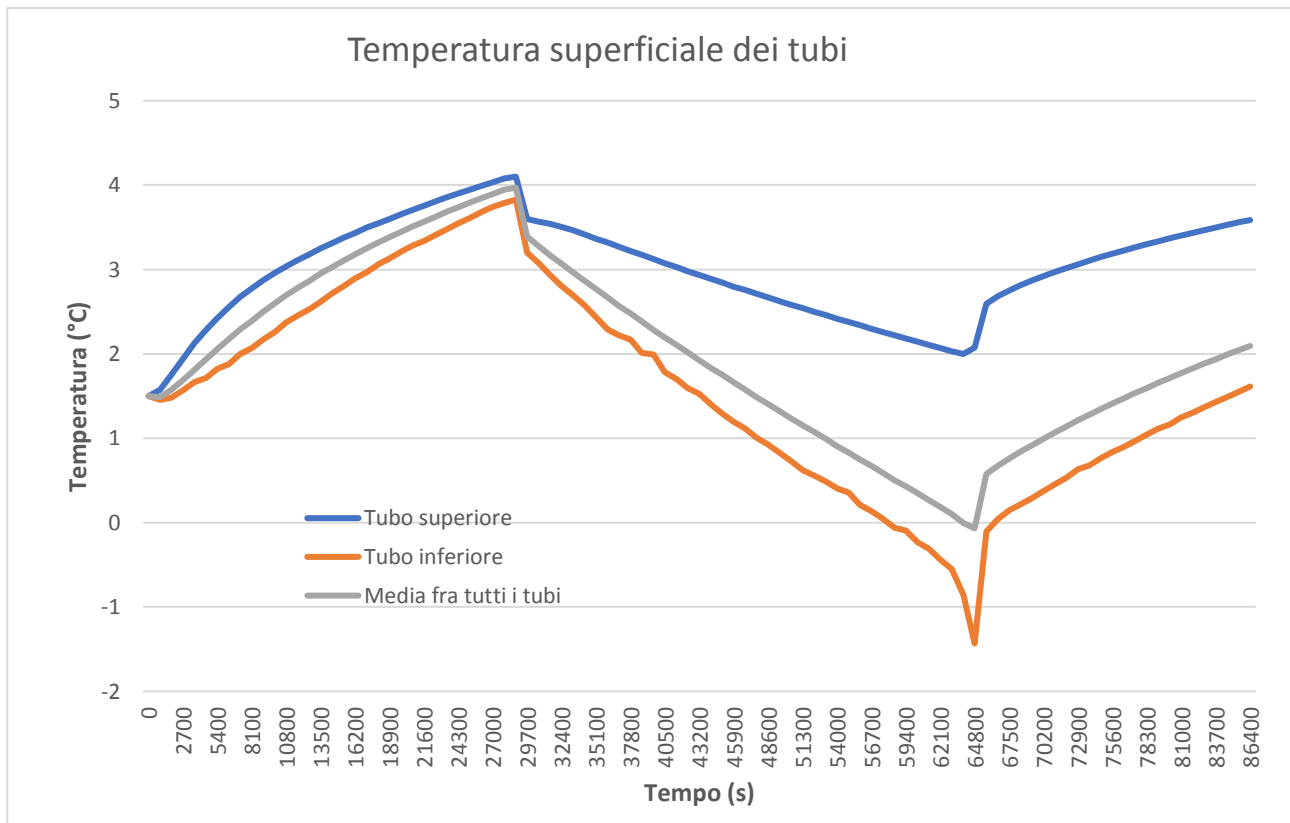


Figura 4.10: Temperatura sulla superficie dei tubi emersa dalla simulazione espressa in gradi centigradi.

superficie di tutti i tubi. Da questo grafico è possibile vedere come, nel momento in cui la pompa di calore entra in funzione, vi sia uno sbalzo di temperatura istantaneo sulla superficie dei tubi. Tale gradino poi avviene poi al contrario quando il flusso termico termina. In base ai risultati ottenuti, all'interno del serbatoio è presente il fenomeno della stratificazione. Verrà utilizzato in quest'analisi, come parametro indicativo per la stratificazione, la differenza di temperatura fra il primo e l'ultimo tubo dello scambiatore di calore. In questo caso, alla fine del funzionamento della pompa di calore, ossia nel momento più critico per la distribuzione di temperature nel dominio dell'acqua, che corrisponde al momento in cui si tocca la temperatura minima su ogni tubo, il ΔT fra il primo e l'ultimo tubo è pari a 3.43°C . Va sottolineato che questo risultato dà solo un'idea del fenomeno che risulta invece molto più complesso. La temperatura minima registrata durante la simulazione è di -1.43°C , e il flusso termico specifico, assunto positivo quando entra nel dominio dell'acqua, è pari a -116.05 W/m^2 .

Verranno in seguito esposti i risultati dei diversi casi di studio, soffermandosi sulle differenze che ogni modifica della geometria rispetto al caso di partenza comporta sui risultati della simulazione, utilizzando come parametro indicativo la temperatura di interno cella, in quanto si è già visto come tale temperatura determini il comportamento del sistema.

Il dimezzamento del numero di tubi, porta all'immediato innalzamento del flusso termico specifico, il quale passa da -116.05 W/m^2 a -221.55 W/m^2 . Questo però non si vede dal profilo della temperatura media dell'acqua che rimane sostanzialmente analogo, infatti il ΔT sul periodo di funzionamento è di 2.11°C . Le

temperature superficiali dei tubi sono inferiori, anche se solo di qualche decimo di grado; ci si sarebbe potuti aspettare differenze più marcate, dato il flusso termico notevolmente inferiore. Di conseguenza, anche la temperatura minima è più bassa rispetto al caso di partenza (-1.73°C). Come nel caso reale, le temperature a fine simulazione sono più alte di quelle iniziali, la geometria in questione pertanto, riesce a sostenere l'assorbimento di calore da parte dei tubi. Il parametro che migliora, anche se di poco, con questa diversa geometria, è la differenza di temperatura indicativa della stratificazione: infatti la differenza fra primo e ultimo tubo, allo spegnimento della pompa di calore è pari a 2.92°C . Questo lascerebbe presagire una migliore distribuzione delle temperature interne al serbatoio con una minore presenza del fenomeno di stratificazione termica.

Da quanto detto in precedenza, si può dedurre che una variazione del numero di spire dello scambiatore non influenzi in modo importante il funzionamento del sistema, sarà quindi da prendere in considerazione in una configurazione ideale per l'impianto un numero di spire inferiore, di modo da poter da una parte limitare la stratificazione all'interno, dall'altra risparmiare sul costo dei tubi.

Se la variazione della configurazione dello scambiatore non porta a grandi modifiche riguardo al funzionamento, la variazione del volume d'acqua presente nel serbatoio invece modifica radicalmente il comportamento dell'impianto.

La simulazione svolta sulla geometria relativa al serbatoio di dimensioni più piccole mette da subito in evidenza che in presenza di un minore volume d'acqua le temperature diminuiscono notevolmente: infatti aumenta la differenza di temperatura media dell'acqua fra l'accensione e lo spegnimento della macchina, che passa a 2.88°C , e diminuisce la temperatura minima nello scambiatore (-4.5°C) che si porta di molto al di sotto dello zero aumentando il rischio di congelamento dentro la cella. La stratificazione diventa un parametro non irrilevante (il ΔT fra il tubo superiore e quello inferiore è superiore ai 5°C), inoltre riguardo la differenza di temperatura fra inizio e fine simulazione è importante fare alcune considerazioni: i valori che riguardano la temperatura media dell'acqua e la temperatura superficiale del primo tubo dello scambiatore sono molto simili tra loro, mentre quelli che riguardano il tubo più in basso e soprattutto la temperatura media superficiale calcolata su tutti i tubi si portano dopo le 24 ore di simulazione a valori molto più bassi di quelli di partenza. Questo significa che procedendo con più cicli di funzionamento consecutivi, si giungerebbe a un divario fra la temperatura sulla parte alta e quella sulla parte bassa dello scambiatore sempre più ampio, fattore che andrebbe a compromettere alla lunga il funzionamento ottimale della cella di scambio.

Se il volume d'acqua in esame è maggiore, così come nel caso della geometria utilizzata nell'ultima simulazione, la situazione migliora notevolmente: la temperatura non scende mai al di sotto dei 0°C (la temperatura minima è di 0.85°C), la differenza di temperatura dell'acqua durante il funzionamento della pompa di calore è di 1.5°C , il sistema si rigenera abbondantemente e la ΔT legata alla stratificazione assume un valore molto basso, pari a 1.96°C , valore migliore anche del caso che considera metà spire, tenendo conto

che in quest'ultima simulazione, lo scambiatore risulta più alto, essendo il numero delle spire maggiore rispetto ai casi precedenti.

Risulta pertanto evidente che il volume d'acqua che viene considerato ha un'importante ripercussione sul comportamento dello scambio termico all'interno delle vasche, verrà quindi in seguito preso in considerazione anche il volume d'acqua presente nella cella, come parametro importante. In tabella 4.3 sono espressi i valori del volume dell'acqua nel serbatoio per ogni configurazione geometrica dello scambiatore analizzata.

Tabella 4.3: Volume dell'acqua nel serbatoio per ogni configurazione dello scambiatore analizzata nelle simulazioni.

	Caso Reale	Scambiatore con metà spire	Serbatoio alto 2 metri	Serbatoio alto 3 metri
Volume d'acqua	1.83 m ³	1.86 m ³	1.52 m ³	2.26 m ³

Vengono riportati a seguire una serie di grafici che mettono a confronto uno stesso parametro valutato in diverse simulazioni.

Il primo, in figura 4.11, mette in risalto una relazione fra il volume di liquido presente nel serbatoio e la differenza di temperatura dell'acqua all'interno della cella di scambio che intercorre tra l'accensione e lo spegnimento della pompa di calore. Come già notato in precedenza, volumi d'acqua uguali rispondano al flusso termico in maniera analoga. All'aumentare del volume d'acqua, il ΔT fra accensione e spegnimento dell'impianto diminuisce e la temperatura minima aumenta; al contrario se diminuisce il volume d'acqua

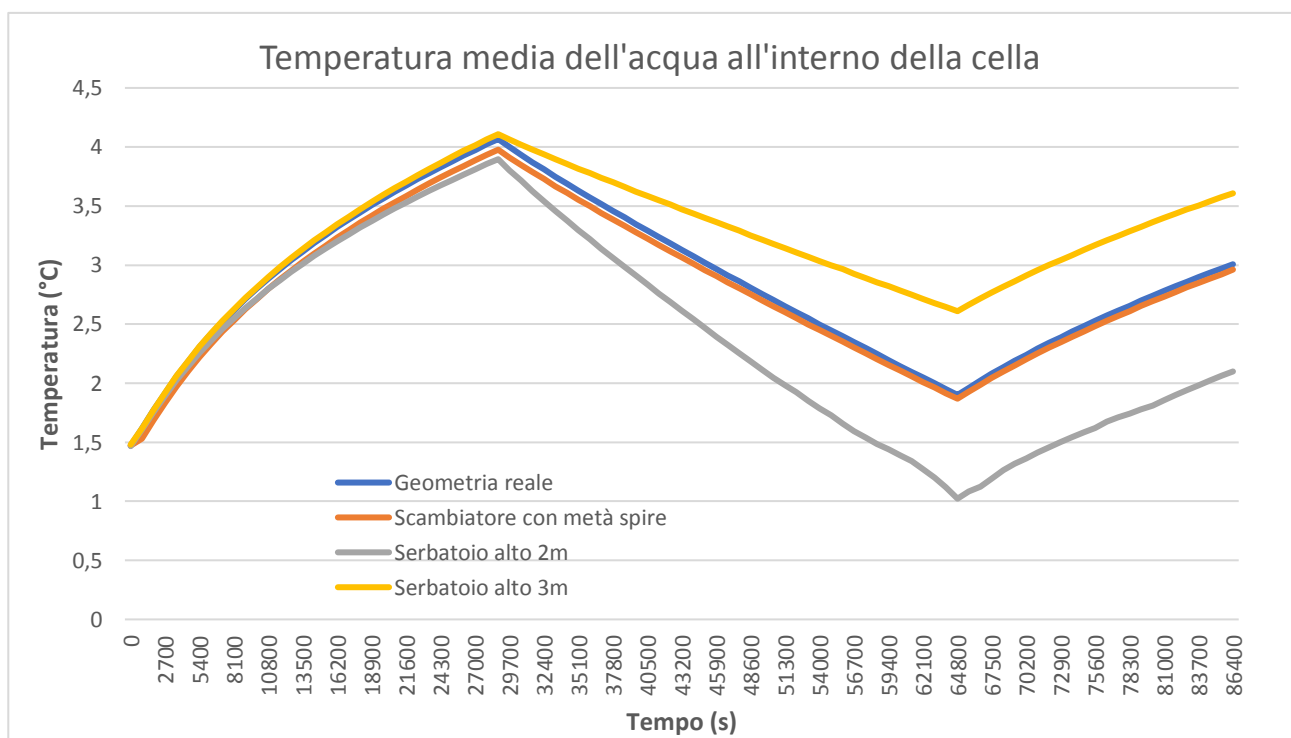


Figura 4.11: Confronto fra gli andamenti della temperatura media dell'acqua all'interno della cella per le diverse configurazioni della cella di scambio termico.

aumenta lo stesso ΔT e diminuisce la temperatura minima. Pertanto, per modificare questi due parametri, si lavorerà sulla quantità d'acqua e, di conseguenza, sulle dimensioni della cella di scambio. A questo riguardo, si è cercato di trovare una relazione fra il volume dell'acqua e la differenza di temperatura che intercorre nell'acqua stessa del serbatoio fra accensione e spegnimento della macchina; tale relazione può risultare utile in fase di progettazione dell'impianto. Quindi, a parità di tempo di funzionamento, di potenza scambiata con i tubi e delle caratteristiche del terreno, la relazione fra volume d'acqua e ΔT dell'acqua stessa fra i momento in cui l'impianto si accende e quello in cui l'impianto si spegne, è espressa in figura 4.12.

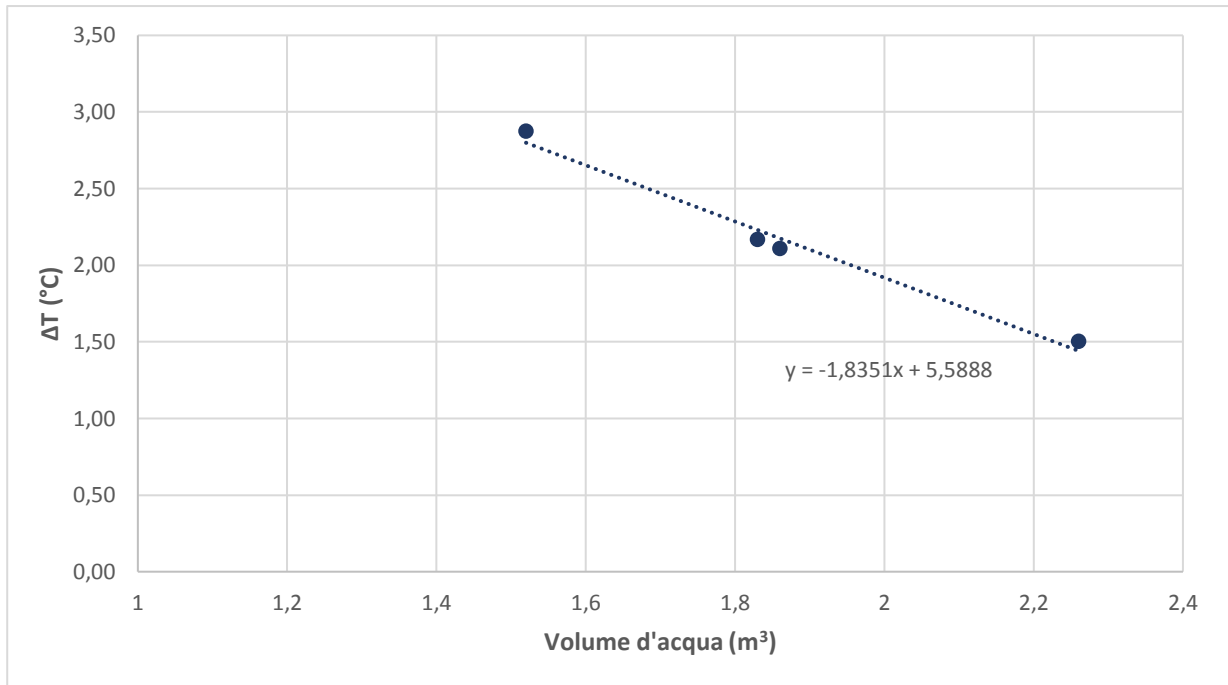


Figura 4.12: Differenza della temperatura media dell'acqua interna alla cella fra il momento dell'accensione e quello dello spegnimento della macchina in funzione del volume d'acqua contenuto nella cella di scambio termico.

In figura 4.13 si può notare la temperatura minima interna alla cella, che corrisponde a quella superficiale del tubo più in basso. Sostanzialmente questo grafico conferma le considerazioni fatte finora, alla luce anche della poca differenza fra la curva che rappresenta il caso reale e quella del serbatoio con metà spire. Si può notare tuttavia un comportamento molto variabile della temperatura minima sul serbatoio di altezza pari a 2 metri. Questo è probabilmente dovuto ai moti convettivi all'interno della cella che si instaurano dal momento in cui la temperatura cala in modo importante su fondo della vasca: infatti, come si può vedere da figura 4.15, nei pressi dell'ultimo tubo nell'istante di tempo in cui la temperatura sale, viene rilevata una velocità piuttosto elevata. Analizzando invece la differenza di temperatura fra il primo e l'ultimo tubo in figura 4.14, si può vedere come questa sia influenzata dalla configurazione dello scambiatore, come già detto, e questo è confermato dalla differenza in questo caso visibile fra la curva del caso reale e dello scambiatore con metà spire. Tuttavia, da questo grafico emerge anche un'altra considerazione, che trova conferma nell'analisi della temperatura minima superficiale dei tubi: si può vedere come ad un certo istante che corrisponde alle 9 ore di funzionamento per il serbatoio di dimensioni pari a quelli installati e alle 6 ore per il serbatoio alto 2 metri la differenza di temperatura cresce improvvisamente, a causa della caduta della

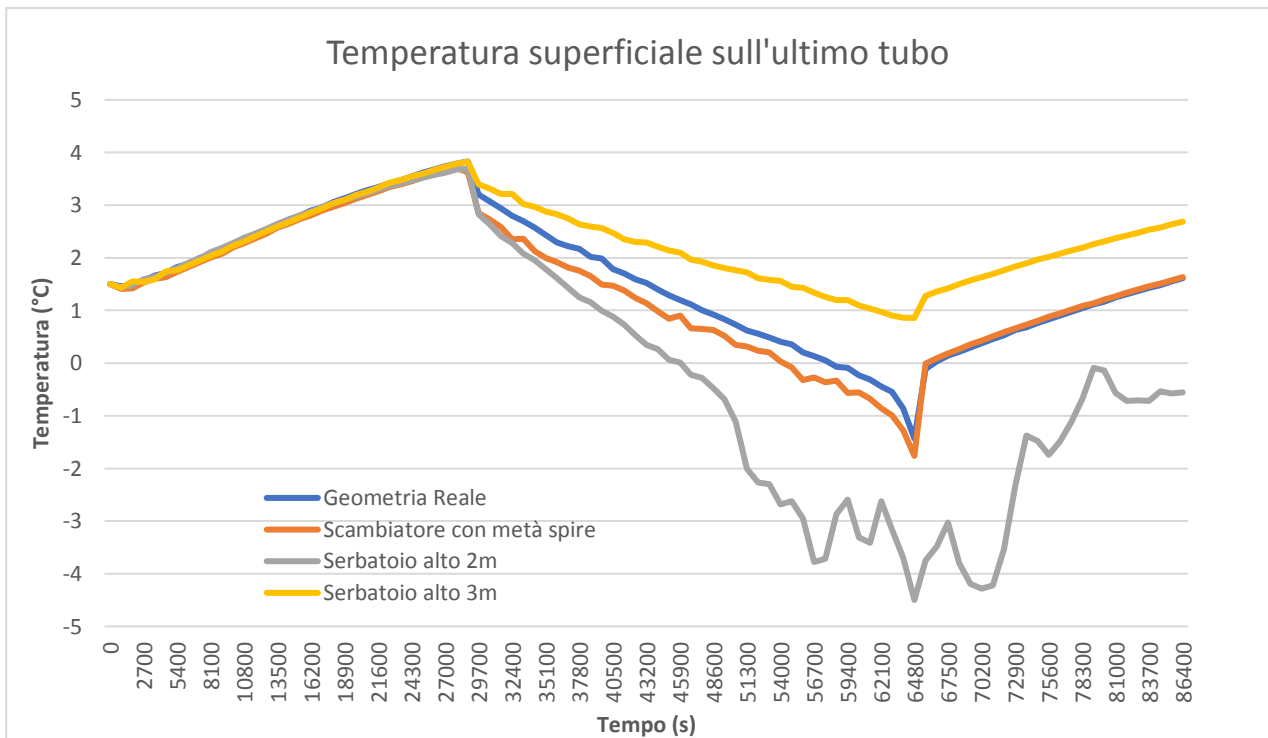


Figura 4.13: Temperatura minima rilevata all'interno della cella per ogni configurazione dello scambiatore al variare del tempo.

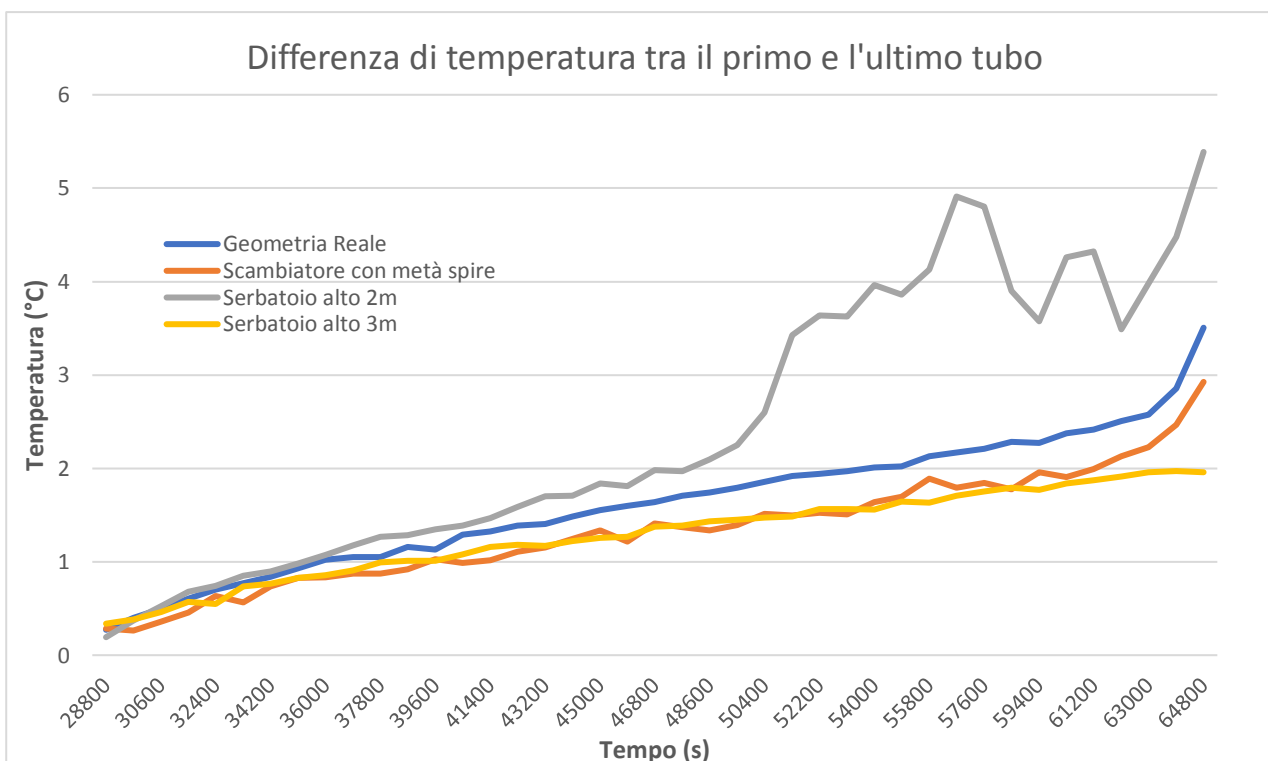


Figura 4.14: Differenza fra primo e ultimo tubo per le diverse configurazioni della cella di scambio al variare del tempo.

temperatura minima del serbatoio. La somiglianza fra i profili lascerebbe presagire che tale comportamento che descrive la stratificazione del sistema sia funzione della quantità d'acqua presente nel serbatoio e si verifichi non tanto ad una certa temperatura, ma piuttosto dopo aver prelevato una determinata quantità di energia. Pertanto, a parità di tempo di funzionamento, di potenza scambiata con i tubi e delle caratteristiche

del terreno, la relazione fra il volume d'acqua, e l'energia che viene assorbita da volume stesso prima che avvenga il brusco calo di temperatura evidenziato dai grafici di figura 4.13 e 4.14, è espresso in figura 4.16.

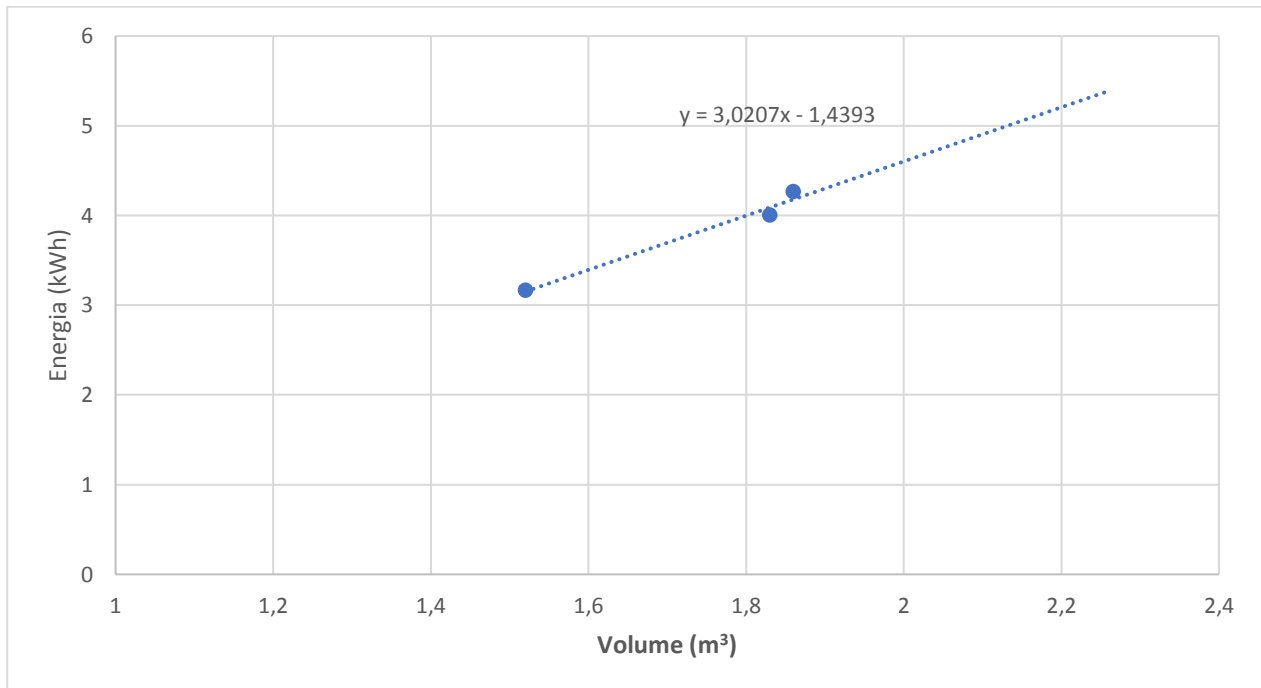


Figura 4.16: Energia assorbita fino al crollo della temperatura sul fondo del serbatoio, al variare del volume d'acqua.

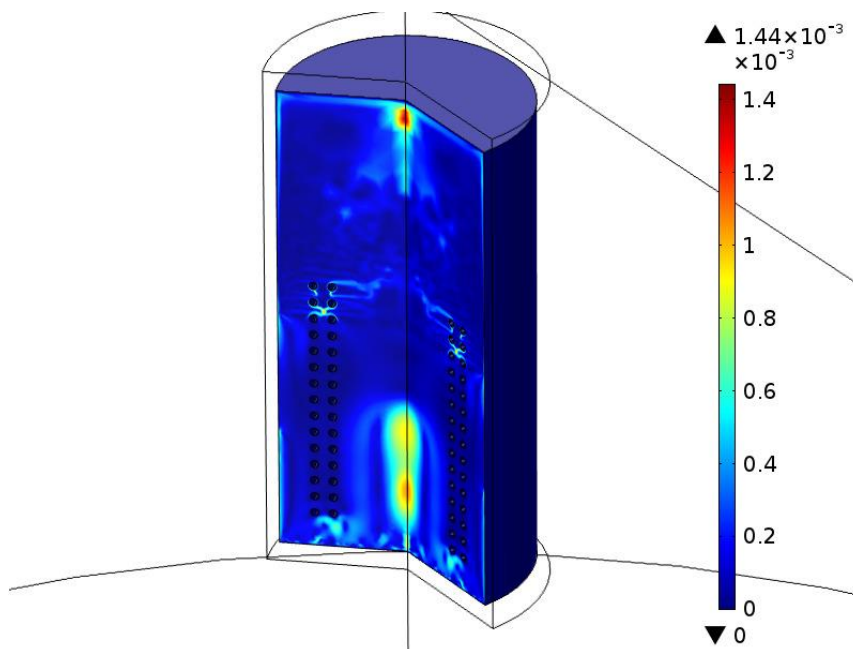


Figura 4.15: Distribuzione della velocità nell'acqua all'interno de serbatoio di altezza pari a 2 metri per $t=63000s$.

Per quanto riguarda il comportamento del calcestruzzo e del terreno, non vi sono differenze di comportamento rilevanti fra le diverse simulazioni. Le leggere differenze sono date dal diverso volume di terreno considerato: infatti quando si considera un serbatoio più grande, anche il volume di terreno considerato è maggiore, pertanto si va più in profondità e, dato che le simulazioni sono impostate su una temperatura variabile con la profondità, più il volume di controllo considerato va in profondità, maggiore

sarà la sua temperatura media. In figura 4.17 e 4.18 è possibile vedere i grafici di tali andamenti.

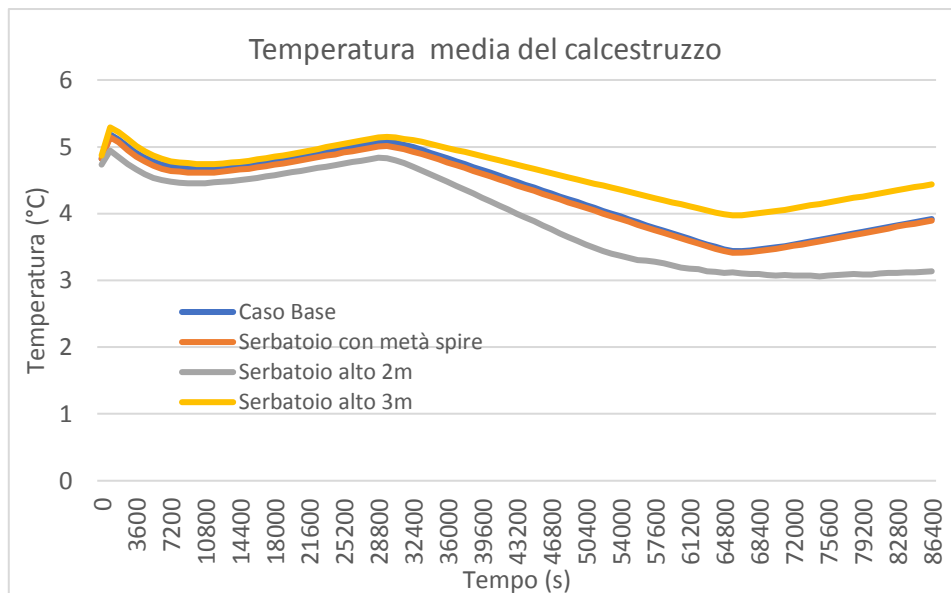


Figura 4.17: Temperatura media del calcestruzzo per le diverse configurazioni della cella di scambio al variare del tempo.

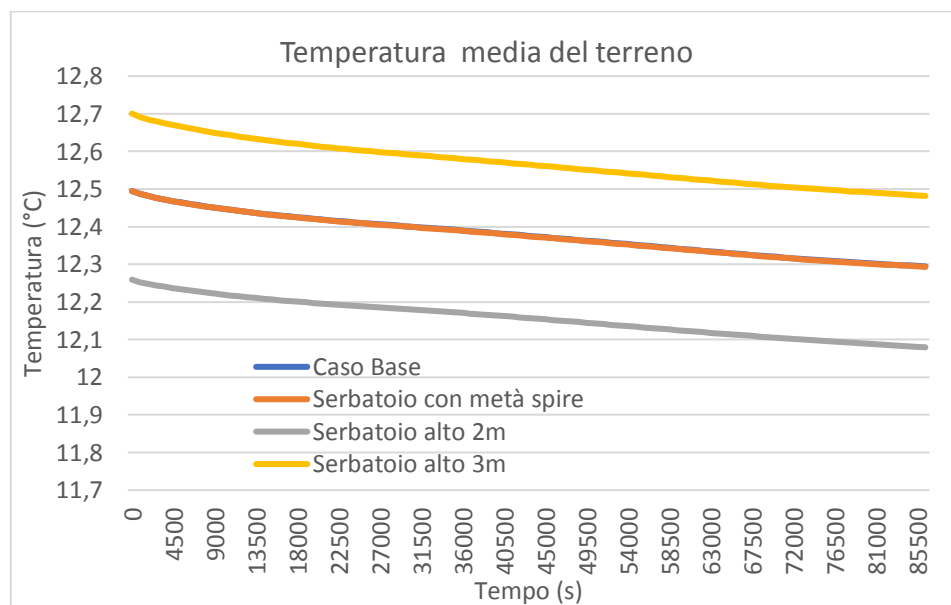


Figura 4.18: Temperatura media del terreno per le diverse configurazioni della cella di scambio al variare del tempo.

4.4.2 Confronto per la stagione estiva

A differenza di quanto accaduto per la simulazione invernale, per la simulazione estiva sono state fatte delle assunzioni che semplificano le condizioni al contorno, ma che, allo stesso tempo, portano la simulazione ad essere meno rappresentativa del caso reale. Innanzitutto, per semplicità, si è cercato di rappresentare il flusso termico proveniente dai tubi con un profilo a gradino, quindi con un funzionamento continuo per 12 ore alternate a 8 ore di riposo, analogamente al caso invernale. Per fare questo ci si è basati sulla quantità di energia giornaliera rilasciata nel serbatoio e si è assunto pertanto un ΔT tra mandata e ritorno della pompa

di calore che nella realtà non si verifica nel reale funzionamento, ma che risulta da un bilancio giornaliero di energia. Questo significa che rispetto alla simulazione, l'impianto avrà un comportamento diverso, sia per il flusso termico istantaneo, che nel caso reale sarà di molto maggiore rispetto a quello delle simulazioni, sia per il tempo in cui la macchina non è in funzione e, pertanto, l'impianto è a riposo. Già in figura 4.19 è possibile vedere quanto sopra esposto: infatti si nota come per il giorno considerato, nonostante le temperature di inizio e di fine simulazione siano simili a quelle misurate, vi sia una sostanziale differenza di comportamento del volume d'acqua. Per prima cosa, nel giorno in analisi, l'impianto funziona per un numero di ore inferiore a quelle prese in considerazione nella simulazione. Durante il periodo di funzionamento, l'andamento della curva che rappresenta l'impianto reale, cresce più rapidamente rispetto alla curva che rappresenta la simulazione, come ci si poteva aspettare data la differenza del valore del flusso termico istantaneo. Anche nei periodi di tempo in cui l'impianto è "a riposo" il rilascio del calore al terreno è molto più lento di quanto appare nella simulazione. In ogni caso, appare evidente che il serbatoio non riesca a dissipare tutto il calore che proviene dai tubi, vi sarà pertanto una differenza di temperatura fra l'inizio e la fine della simulazione. Questo significa che con il passare dei giorni la temperatura tenderà sempre ad aumentare dentro la cella. Bisogna però considerare che in questo caso l'impianto di raffrescamento funziona per periodi di tempo più limitati rispetto a quello di riscaldamento, pertanto vi sarà più possibilità per l'acqua nel serbatoio di riportarsi a valori più bassi.

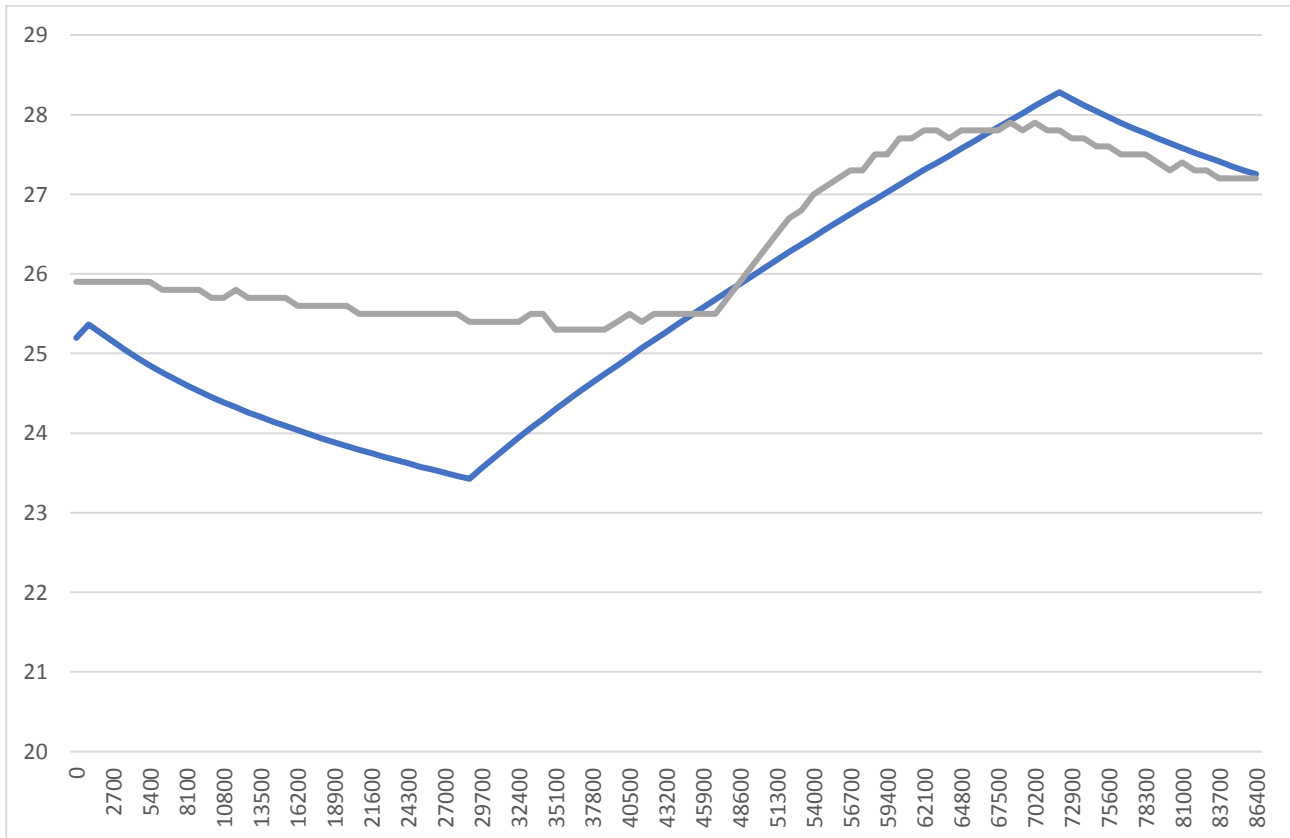


Figura 4.19: Profilo giornaliero della temperatura media dell'acqua all'interno della cella di scambio termico nella simulazione del caso reale, nella simulazione con assenza di impulso e dati misurati all'interno della cella il 07/07/2019.

Per quanto riguarda il fenomeno della stratificazione, è importante considerare che in questo caso una distribuzione non uniforme delle temperature causerebbe un danno minore rispetto alla situazione invernale: se in inverno infatti un'eccessiva stratificazione porterebbe ad una temperatura troppo bassa con conseguente possibilità di congelamento sui tubi posizionati nei pressi del fondo della vasca, in questo caso, non essendovi nella parte superiore della cella presenza di tubi, questo porterebbe i tubi a rilasciare calore all'acqua più fredda all'interno della vasca, cioè a quella situata sul fondo. La stratificazione da questo punto di vista non è pertanto considerato un fenomeno negativo nella stagione di raffrescamento.

I risultati ottenuti dalle simulazioni per il periodo estivo confermano sostanzialmente quanto detto per il periodo invernale. Infatti, come si può vedere dal grafico in figura 4.20, la temperatura media dell'acqua dipende solamente dal volume della stessa presente nella cella di scambio termico. Una variazione di configurazione dello scambiatore, dimezzando ad esempio il numero di spire, porta solamente ad una migliore distribuzione della temperatura all'interno del serbatoio, come si può vedere in figura 4.21, la quale mette in risalto, per la durata della simulazione, la differenza di temperatura fra primo e ultimo tubo dello scambiatore. Da questo si può notare come vi sia pertanto una notevole diminuzione della stratificazione all'interno della cella con una minore presenza di spire.

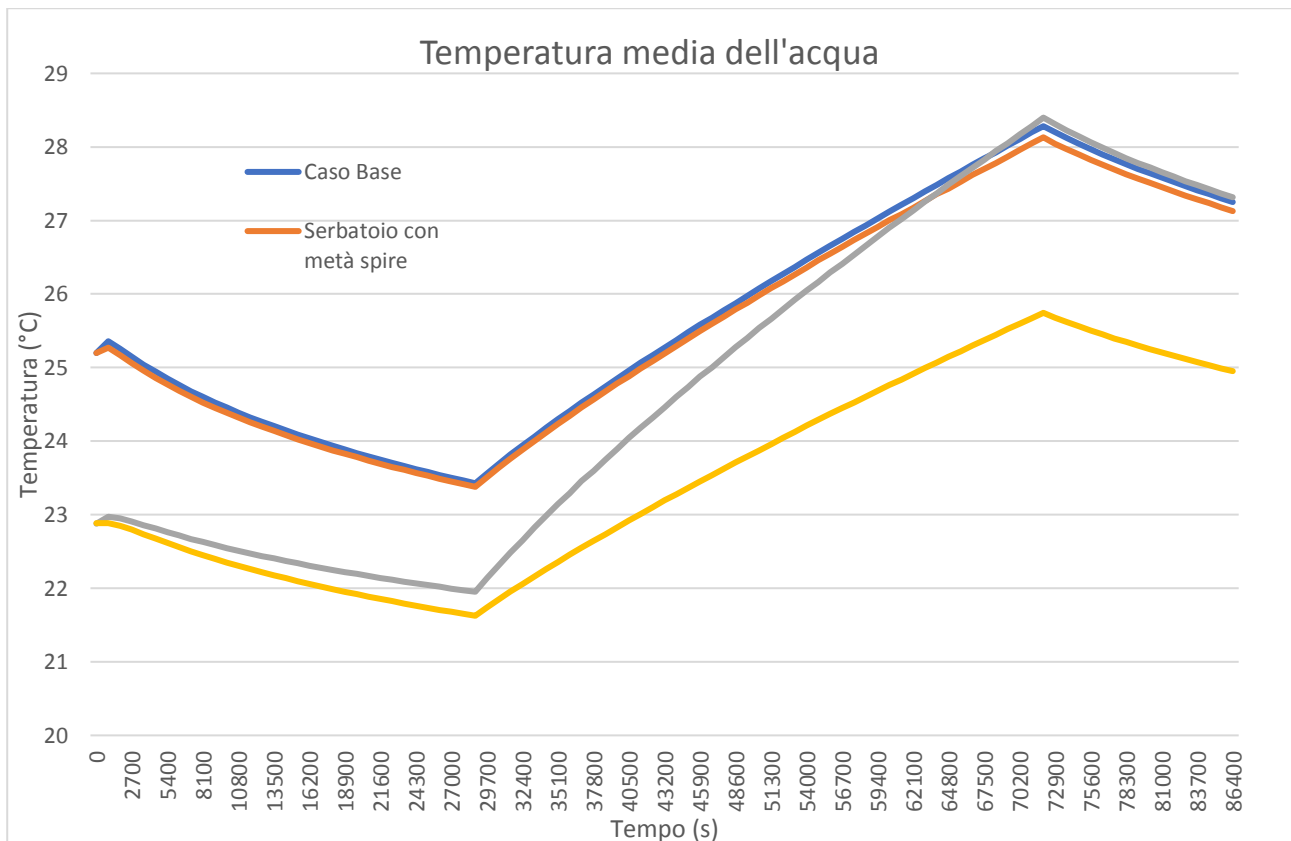


Figura 4.20: Confronto fra gli andamenti della temperatura media dell'acqua all'interno della cella per le diverse configurazioni della cella di scambio termico.

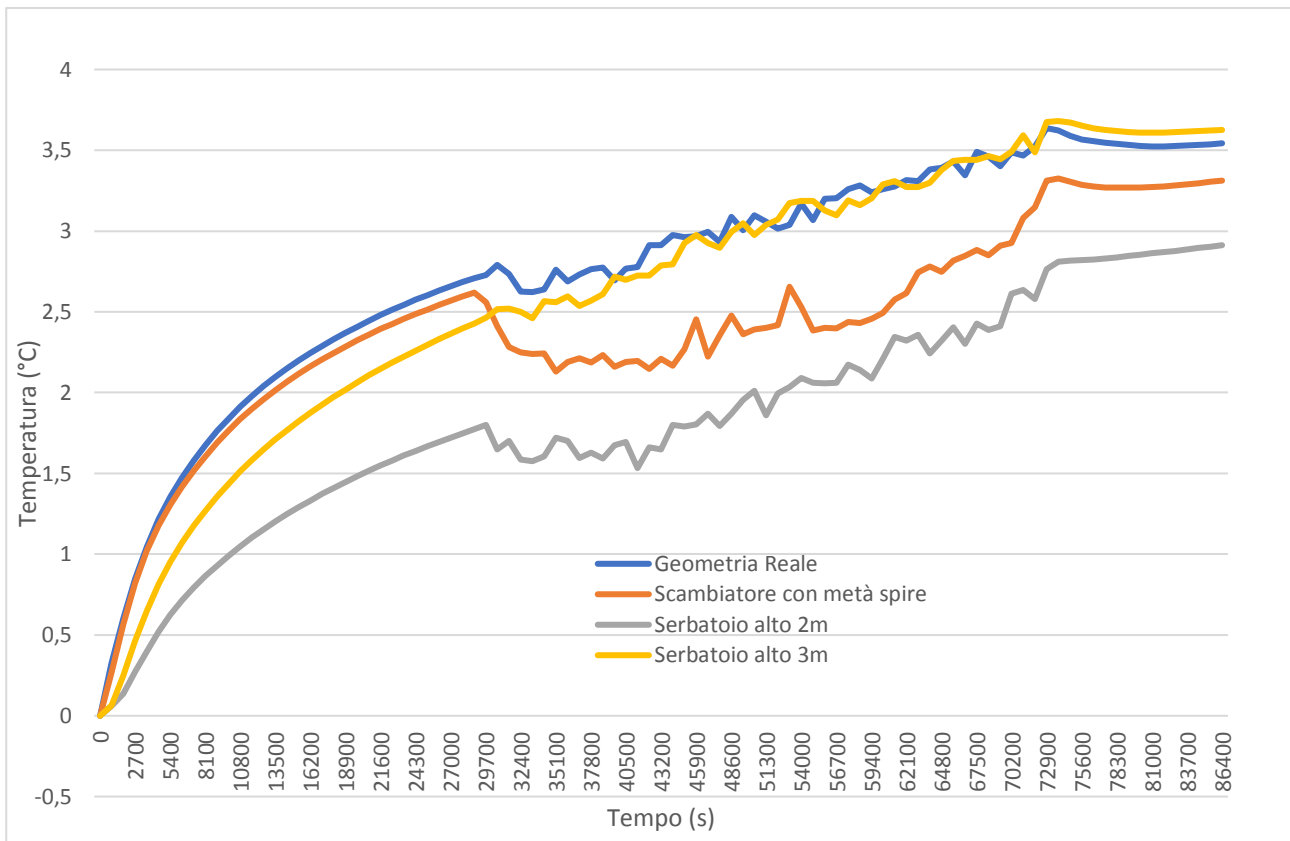


Figura 4.21: Differenza fra primo e ultimo tubo per le diverse configurazioni della cella di scambio al variare del tempo.

Rispetto alla simulazione invernale, la simulazione estiva ha messo in evidenza una differenza fra la relazione che intercorre fra il volume di fluido presente nella cella di scambio e il ΔT all'interno della cella fra il momento dell'accensione e quello dello spegnimento della macchina. La relazione in questo caso infatti non è più da considerarsi lineare, bensì, per un funzionamento continuo di 12 ore, con potenza termica immessa nel volume d'acqua pari ad 1.5 kW, a parità delle condizioni del terreno, la relazione tra ΔT e volume d'acqua è quella espressa in figura 4.22.

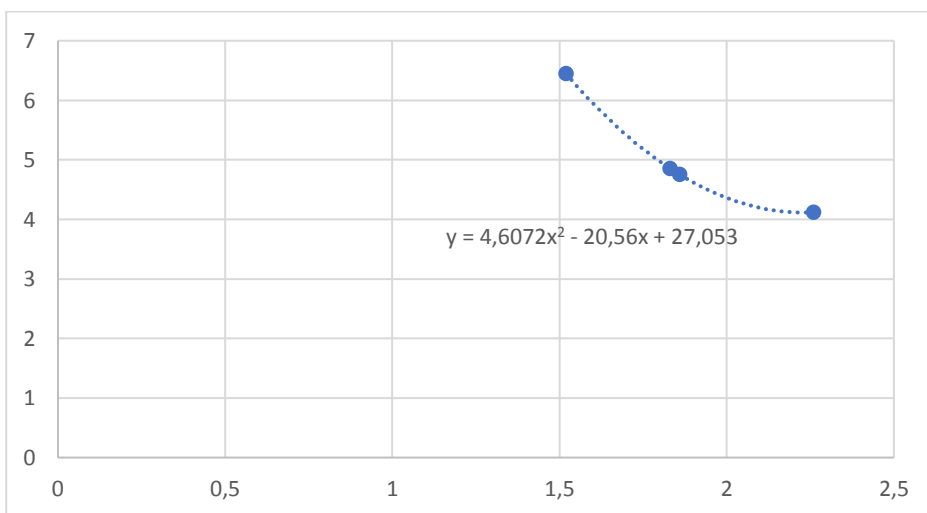


Figura 4.22: Differenza della temperatura media dell'acqua interna alla cella fra il momento dell'accensione e quello dello spegnimento della macchina in funzione del volume d'acqua contenuto nella cella di scambio termico.

4.4.3 Risposta alla variazione della conducibilità termica del terreno

In seguito all'analisi dei risultati ottenuti dalle simulazioni sui diversi modelli geometrici, si è deciso di prendere in considerazione la configurazione della cella di scambio con le dimensioni corrispondenti a quelle delle vasche realmente installate nell'impianto, con all'interno uno scambiatore a doppia elica, ma con un numero di spire dimezzato, con un conseguente raddoppio del passo fra le spire, e di vedere come un'eventuale variazione della conducibilità termica del terreno possa influenzare il funzionamento dell'impianto in questione. Le simulazioni finora eseguite si basavano infatti su un terreno con la conducibilità termica pari a $1.5 \text{ W}/(\text{m}^*\text{K})$. Tuttavia, a causa della massiccia presenza di acqua nel terreno intorno all'impianto, dovuta alla dispersione della stessa da parte delle celle per mettere in atto la subirrigazione, si potrebbe pensare che il valore della conducibilità sia più elevato di quello considerato. Pertanto, si è deciso di portare il suddetto valore a $3 \text{ W}/(\text{m}^*\text{K})$ e di eseguire nuovamente le simulazioni, di modo da avere un riscontro sulle variazioni del funzionamento a seguito di tale modifica. Anche in questo caso è stata condotta una simulazione per il funzionamento invernale, e una per quello estivo.

4.4.3.1 Funzionamento invernale

Quello che accade in seguito all'aumento del valore di conducibilità termica del suolo è ben visibile in figura 4.23, dove sono messi a confronto i valori di temperatura del terreno e del calcestruzzo ottenuti nell'ultima simulazione con quelli ottenuti prima del cambio di proprietà: in generale, sia la temperatura media del

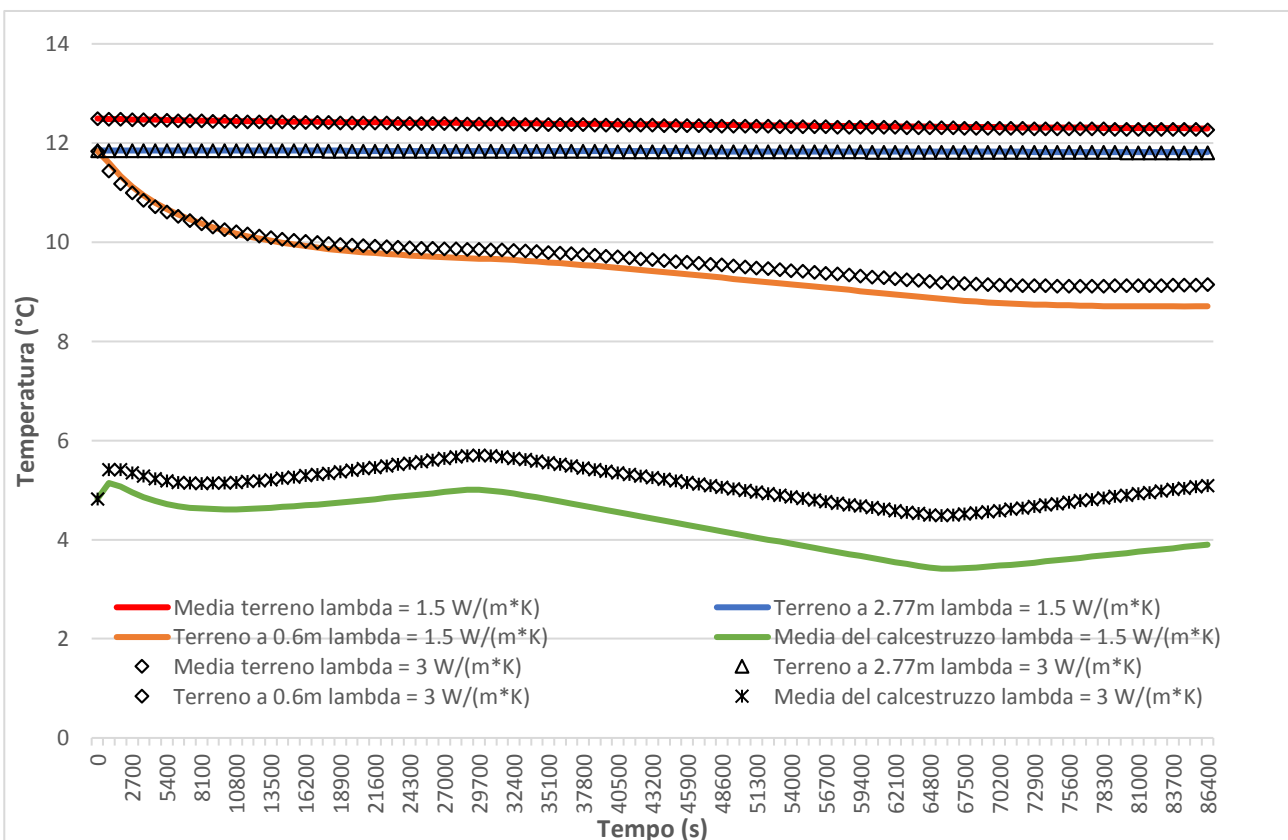


Figura 4.23: Confronto della variazione di temperatura del terreno e del calcestruzzo durante la simulazione fra il modello con conducibilità termica pari a $1.5 \text{ W}/(\text{m}^*\text{K})$ e quello con conducibilità termica pari a $3 \text{ W}/(\text{m}^*\text{K})$ a parità di geometria.

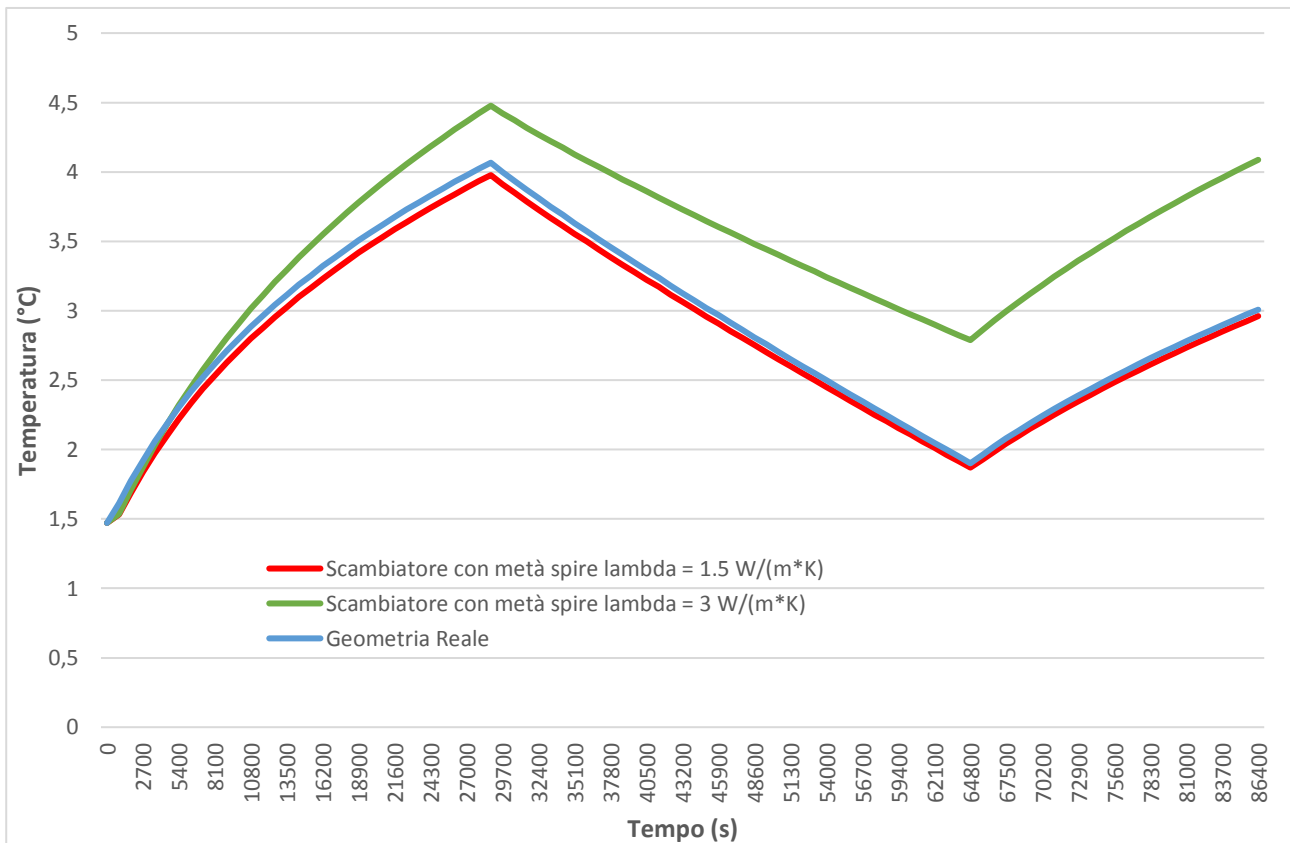
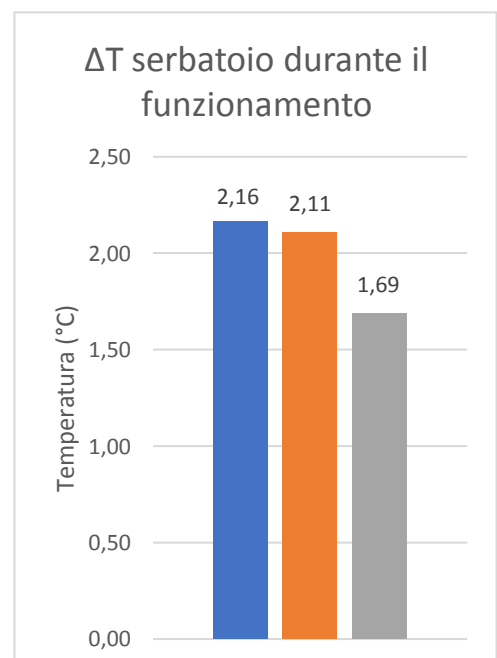


Figura 4.24: Confronto fra gli andamenti della temperatura media dell'acqua all'interno della cella per diversi valori della conducibilità termica del terreno e confronto con la geometria corrispondente al caso reale.

terreno, sia quella valutata alla distanza di 2.77m dal centro del serbatoio, rimangono sostanzialmente inalterate. Quello che varia, è lo scambio termico negli immediati pressi della cella, che mostra dei miglioramenti; infatti la temperatura media del calcestruzzo e quella valutata appena fuori la cella sono leggermente superiori a quelle ottenute nella precedente simulazione, e questo suggerisce una maggiore capacità del terreno circostante la cella di trasmettere il calore verso la cella di scambio. Osservando in figura 4.24 il comportamento della temperatura dell'acqua interna alla cella, si può vedere come la conducibilità termica più elevata comporti un maggiore interscambio di energia fra il terreno e la cella: la differenza di pendenza fra le curve nel periodo in cui l'impianto è spento denota infatti che la temperatura dell'acqua aumenta maggiormente la sua temperatura in quanto riceve una quantità maggiore di calore dal calcestruzzo, il quale a sua volta lo riceve dal terreno; anche durante il funzionamento dell'impianto il comportamento della cella è analogo, infatti in questo caso le curve hanno pendenza negativa e la minore pendenza del profilo che rappresenta la temperatura di interno cella nel caso con la conducibilità termica maggiore significa che l'effetto sulla temperatura dell'acqua da parte del flusso negativo proveniente dai tubi è in parte mitigato



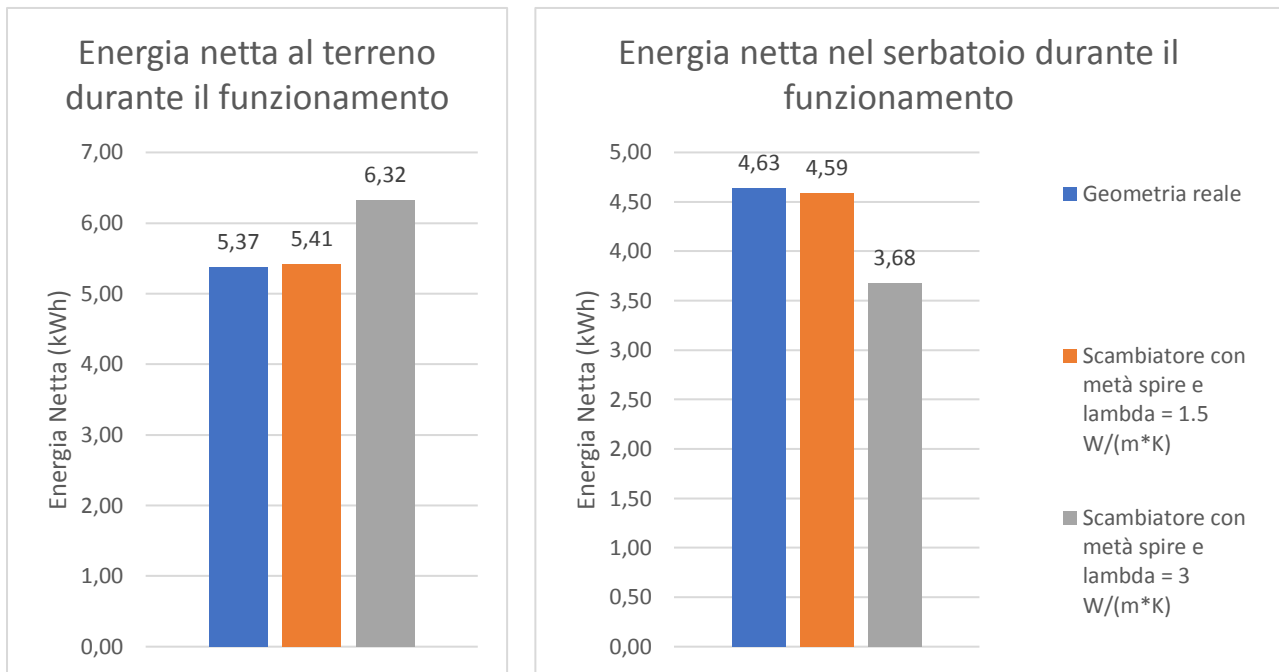


Figura 4.25: Confronto fra la simulazione eseguita con il caso reale, quella con lo scambiatore con metà spire e conducibilità termica pari a 1.5 W/(m*K) e quella con lo scambiatore con metà spire e conducibilità termica pari a 3 W/(m*K). I parametri confrontati sono la differenza di temperatura dell'acqua interna alla cella tra l'accensione e lo spegnimento della macchina, l'energia assorbita dall'acqua durante il funzionamento e l'energia rilasciata al terreno durante il funzionamento.

da un migliore scambio termico con il terreno. In figura 4.25 è possibile avere una valutazione numerica di quanto detto: il ΔT dell'acqua fra accensione e spegnimento della macchina diminuisce notevolmente nonostante il volume d'acqua sia lo stesso degli altri due casi a confronto, di conseguenza la quantità di energia che deve gestire il volume d'acqua durante un ciclo di funzionamento passa da 4.59 kWh a 3.68 kWh, questo significa che la quantità di energia da assorbire dal terreno attorno alla cella nel periodo di spegnimento dell'impianto diminuisce di molto, aumentando di conseguenza la possibilità di autorigenerazione il sistema. Di conseguenza, come si può vedere, l'energia che durante il periodo di accensione dell'impianto viene trasferita al terreno aumenta, come si può vedere dal grafico di figura 4.25. In generale per quanto riguarda il funzionamento invernale, un miglioramento dello scambio termico attorno alla cella comporta notevoli miglioramenti al funzionamento del sistema.

4.5 Conclusioni

In questo capitolo è stata esposta la procedura di modellizzazione della cella di scambio termico in analisi attraverso il software COMSOL Multiphysics, sono stati quindi definiti dei casi di studio derivati da modifiche alla configurazione della cella stessa, sui quali sono state svolte delle simulazioni che ne studiassero il comportamento dal punto di vista termico e fluidodinamico. Sono state definite le condizioni al contorno, sia per le simulazioni nelle condizioni di funzionamento in raffreddamento, sia per quelle in riscaldamento. Sono state quindi condotte delle analisi variando la conducibilità termica del terreno. Dai risultati ottenuti è emerso che:

- Il modello utilizzato per le simulazioni ha una buona corrispondenza con i dati ottenuti dalle misurazioni reali, si può pertanto concludere che rappresenti in modo soddisfacente il sistema in analisi per gli obiettivi di questo lavoro di tesi;
- A parità di volume d'acqua contenuta nella cella di scambio, le modifiche apportate allo scambiatore, ossia la variazione del numero di spire da cui sono composte le eliche in questione e, di conseguenza, della lunghezza totale del tubo, non influenzano in modo importante il funzionamento del sistema, ma migliorano la distribuzione della temperatura all'interno della cella di scambio. Sarà pertanto preferibile uno scambiatore con un numero inferiore di spire per elica di modo da diminuire il fenomeno della stratificazione all'interno della cella, con una conseguente diminuzione dei costi dello scambiatore;
- A parità di configurazione, all'aumentare del volume d'acqua, aumenta la capacità del serbatoio ad immagazzinare energia e di dissiparla durante il periodo in cui l'impianto è spento. Maggiore è il volume d'acqua contenuto nelle celle, migliore sarà, a parità di condizioni, il funzionamento dell'impianto. A tale riguardo è stata proposta una funzione che mette in relazione, a parità di funzionamento dell'impianto e di proprietà del terreno, la differenza di temperatura media dell'acqua fra l'accensione e lo spegnimento della macchina e il volume d'acqua contenuto nel serbatoio. Risulta chiaro che, ad un maggiore volume d'acqua, corrispondono costi maggiori;
- A parità di geometria e configurazione dello scambiatore, un aumento della conducibilità termica del terreno comporta un miglioramento del funzionamento dell'impianto a causa di una minore quantità di energia da dissipare durante il tempo in cui l'impianto è spento. Di conseguenza, in terreni maggiormente conduttivi, sarà possibile installare celle di scambio con volumi d'acqua minori.

Conclusione

In conclusione, è stato presentato in questo lavoro di tesi un impianto per il riscaldamento e raffrescamento domestico e per la produzione di acqua calda sanitaria a pompa di calore, che prevede il rilascio o l'assorbimento di calore, in base alla stagione di funzionamento, con il terreno esterno all'abitazione attraverso una cella di scambio termico di calcestruzzo riempita d'acqua, con al suo interno uno scambiatore a doppia spirale in polietilene. In seguito alla descrizione della cella, è stato messo in evidenza come questa cella di scambio termico presenti numerosi vantaggi rispetto alle varie configurazioni "tradizionali", dal punto di vista tecnico, per i costi contenuti, per i motivi ambientali, per la semplificazione burocratica e per la semplice manutenzione che questa tipologia di scambiatore richiede. È stato valutato il funzionamento dell'impianto, grazie agli strumenti di misura installati, e ci si è concentrati soprattutto sull'analisi della temperatura dell'acqua interna alla cella, dalla quale è emerso che per periodi di funzionamento continuo troppo lunghi, il sistema non riesce ad autorigenerarsi, portando la temperatura all'interno della cella, con il passare del tempo, a valori prossimi allo zero. Sono state quindi condotte delle simulazioni attraverso un software su un modello che rappresenta la cella di scambio termico. Da queste simulazioni è emerso che all'aumentare del volume d'acqua all'interno della cella, migliorano le condizioni operative dell'impianto e che una diminuzione del numero di spire per ogni elica, porta ad una minore stratificazione all'interno della cella, con conseguente miglioramento dello scambio termico.

Bibliografia

- [1] M. H. Dickson, M. Fanelli – *What is geothermal energy?*, Istituto di Geoscienze e Georisorse, CNR, Pisa, Italy, Febbraio 2004.
- [2] L. Xia, Y. Zhang - *An overview of world geothermal power generation and a case study on China—The resource and market perspective*, Renewable and Sustainable Energy Reviews 112 (2019) 411–423.
- [3] R. Bertani - *Geothermal power generation in the world 2010–2014 update report*, Geothermics 60 (2016) 31–43.
- [4] J. W. Lund, T. L. Boyd - *Direct utilization of geothermal energy 2015 worldwide review*, Geothermics 60 (2016) 66–93.
- [5] M. De Carli, R. Del Bianco, F. Fellin, M. Manente, M. Tonon, R. Zecchin – *Il terreno come sorgente termica*, CdA Condizionamento dell’Aria, Riscaldamento, Refrigerazione. *Parte I, Sviluppi nelle pompe di calore*, N° 6, pg. 45-54, giugno 2004. *Parte II, Metodi e modelli per la progettazione degli impianti*, N° 7, pg. 56-65, luglio 2004.
- [6] I. Sarbu, C. Sebarchievici - *General review of ground-source heat pump systems for heating and cooling of buildings*, Energy and Buildings 70 (2014) 441–454.
- [7] N. Rossi – *Manuale del termotecnico*, quarta edizione, Hoepli, 2014.
- [8] A.S.H.R.A.E *Handbook, H.V.A.C Applications*, American Society of Heating, in Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 2011.
- [9] European Committee for standardization, EN 15316-4-2:2008, Energy performance of buildings - Method for calculation of system energy requirements and system efficiencies - Part 4-2: Space heating generation systems, heat pump systems, Module M3-8-2, M8-8-2.

Sitografia

- <https://formazione.provincia.treviso.it>
- <https://www.riels.it/it>
- <https://www.testo.com/it-IT/products/saveris-2>