

POLITECNICO DI TORINO



**Corso di laurea di 2° livello in
INGEGNERIA ENERGETICA E NUCLEARE**

**APPLICAZIONE E STUDIO IN CAMPO SPERIMENTALE DI
UNA POMPA DI CALORE GEOTERMICA**

Tesi di Laurea Magistrale

Anno accademico 2020-21

Relatore:

Davide Papurello

Candidato:

Manuel Ciccullo

A te che sei lassù, nonno

INDICE

ELENCO DELLE FIGURE	5
ELENCO TABELLE	7
NOMENCLATURA	8
INTRODUZIONE	10
GEOTERMIA	13
POMPE DI CALORE	16
PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO	17
CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE	21
POMPE DI CALORE GEOTERMICHE (GSHP)	23
GEOSTRUTTURE ENERGETICHE	27
CAMPO SPERIMENTALE	29
PROVE SPERIMENTALI	32
CASO STUDIO	34
PROVA DI RISCALDAMENTO	40
COOLPACK	43
RISULTATI PROVA DI RISCALDAMENTO	45
ANALISI DI SENSITIVITÀ PROVA RISCALDAMENTO	47
PROVA DI RAFFRESCAMENTO	50
RISULTATI PROVA DI RAFFRESCAMENTO	54
ANALISI DI SENSITIVITÀ PROVA DI RAFFRESCAMENTO	56
ANALISI ECONOMICA	59

CONCLUSIONI **64**

BIBLIOGRAFIA **65**

APPENDICE **67**

ELENCO DELLE FIGURE

Figura 1: Temperature medie annuali globali (NOAA)	10
Figura 2: Anidride carbonica media mensile in parti per milione (NOAA)	11
Figura 3: Quota dei consumi finali lordi di energia coperta da FER	12
Figura 4: Obiettivi definiti dal Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima (PNIEC)	12
Figura 5: Zone di calore	14
Figura 6: Andamenti della temperatura del suolo (°C) al variare della profondità e delle ore dell'anno ⁷ .	14
Figura 7: Utilizzo dei fluidi geotermici al variare della temperatura ⁹	15
Figura 8: Sviluppo del mercato delle pompe di calore (sinistra); Unità vendute per paese nel 2020/21 (destra) ¹⁰	16
Figura 9: Confronto dell'uso diretto mondiale dell'energia geotermica in TJ/anno per pompe di calore geotermiche, piscine, riscaldamento degli ambienti, riscaldamento delle serre, acquacoltura e processi industriali ¹¹	17
Figura 10: Diagramma entalpia specifica-p pressione	18
Figura 11: Componenti principali della macchina frigorifera	18
Figura 12: Schema con Valvola di inversione	19
Figura 13: A sinistra modalità di riscaldamento e a destra modalità di raffrescamento della pompa di calore	20
Figura 14: Diagramma con valori del COP di una pompa di calore acqua-acqua in funzione della temperatura di ingresso del fluido freddo e della temperatura di uscita del fluido caldo ¹²	21
Figura 15: Andamento del COP in funzione della temperatura dell'aria esterna per diverse tipologie di pompa di calore ¹³	22
Figura 16: Schema di funzionamento di un impianto geotermico durante il periodo invernale e il periodo estivo	23
Figura 17: Sistemi di prelievo a due pozzi ¹²	24
Figura 18: Schema di una pompa di calore geotermica con scambiatori orizzontali ¹⁴	25
Figura 19: Scambiatori orizzontali con diverse geometrie di sviluppo ¹²	25
Figura 20: Schema di una pompa di calore geotermica con scambiatori verticali ¹⁴	26
Figura 21: Tipologie di scambiatori verticali ¹⁴	26
Figura 22: Schema rappresentativo dei pali energetici	27
Figura 23: Tipologie di posa per pali energetici	28
Figura 24: Schema di un diaframma energetico	28
Figura 25: Modalità di posa tubazioni per diaframma energetico	29
Figura 26: Energy Center	29
Figura 27: Realizzazione armatura	30
Figura 28: Getto dello strato di magrone	30
Figura 29: Disposizione geometrica delle serpentine con quotatura in cm	31
Figura 30: Posizionamento delle sonde geotermiche sul muro	31
Figura 31: Modalità di rinterro per il posizionamento dei sensori (quote in cm)	32
Figura 32: Pompa di calore geotermica (destra), ventilconvettore (dietro), volano termico (sinistra)	33
Figura 33: Progetto impianto (GeoNovis energia geotermica, 2019)	33
Figura 34: Esempio curva di riscaldamento pompa di calore ¹⁷	36
Figura 35: Esempio curva di raffrescamento pompa di calore ¹⁷	36
Figura 36: Andamento della temperatura di mandata (BT12) e della temperatura esterna (BT1) per le diverse ore del giorno 26/10/2019	37
Figura 37: Funzionamento compressore in funzione dei gradi minuto per le ore della giornata del 26/10/2019	38
Figura 38: Andamento della temperatura di ingresso al compressore (BT17) e della temperatura di uscita del compressore (BT14) durante la giornata del 26/10/2019	38
Figura 39: Andamento della temperatura di mandata (BT11) e della temperatura esterna (BT1) per le diverse ore del giorno 16/06/2020	39
Figura 40: Funzionamento compressore in funzione dei gradi minuto per le ore della giornata del 16/06/2020	39
Figura 41: Pompa di calore fase di riscaldamento	40
Figura 42: CoolPack sezione 'Cycle Specification' per il giorno 26/10/2019	44
Figura 43: CoolPack sezione 'Cycle Analysis' per il giorno 26/10/2019	44
Figura 44: Confronto COP range 7-16 bar	45

<i>Figura 45: Confronto potenza termica condensatore range 7-16 bar</i>	46
<i>Figura 46: Confronto potenza termica evaporatore range 7-16 bar</i>	46
<i>Figura 47: Confronto potenza termica condensatore per diversi range di pressione</i>	48
<i>Figura 48: Confronto potenza termica evaporatore per diversi range di pressione</i>	48
<i>Figura 49: Confronto potenza elettrica compressore per diversi range di pressione</i>	49
<i>Figura 50: Pompa di calore fase raffrescamento</i>	50
<i>Figura 51: CoolPack sezione 'Cycle Specification' per il giorno 16/06/2020</i>	53
<i>Figura 52: Coolpack sezione 'Cycle Analysis' per il giorno 16/06/2020</i>	53
<i>Figura 53: Confronto EER range 7-16 bar</i>	54
<i>Figura 54: Confronto potenza termica condensatore range 7-16 bar</i>	55
<i>Figura 55: Confronto potenza termica evaporatore range 7-16 bar</i>	55
<i>Figura 56: Confronto potenza termica condensatore per diversi range di pressione</i>	57
<i>Figura 57: Confronto potenza termica evaporatore per diversi range di pressione</i>	57
<i>Figura 58: Confronto potenza elettrica compressore per diversi range di pressione</i>	58
<i>Figura 59: Potenza estraibile sonde geotermiche in funzione del tipo di terreno, della conducibilità termica e delle ore operative²⁰</i>	60
<i>Figura 60: Flussi di cassa netti per il periodo di analisi</i>	63

ELENCO TABELLE

<i>Tabella 1: Classificazione delle risorse geotermiche in base alla temperatura. (a) Muffler and Cataldi, 1978 (b) Hochstein, 1990 (c) Benderitter and Cormy, 1990 (d) Haenel et al. 1988⁸</i>	15
<i>Tabella 2: Risultati 26/10/2019 range 7-16 bar</i>	45
<i>Tabella 3: Confronto COP per diversi range di pressione</i>	47
<i>Tabella 4: Risultati 16/06/2020 range 7-16 bar</i>	54
<i>Tabella 5: Confronto EER per diversi range di pressione</i>	56
<i>Tabella 6: Costi investimento iniziale sistema con pompa di calore geotermica</i>	60
<i>Tabella 7: Costi investimento iniziale con sistema tradizionale</i>	61
<i>Tabella 8: Costi di esercizio sistema con pompa di calore geotermica</i>	61
<i>Tabella 9: Costi di esercizio sistema tradizionale</i>	62
<i>Tabella 10: Investimento iniziale e costi di esercizio per i due casi</i>	62
<i>Tabella 11: Costo totale attualizzato per i due casi</i>	62

NOMENCLATURA

$\dot{m}_{(acq+gl)}$	Portata massica della soluzione acqua e glicole [$\frac{kg}{s}$]
\dot{m}_{R407C}	Portata massica del fluido refrigerante [$\frac{kg}{s}$]
\dot{m}_{acq}	Portata massica del fluido riscaldante/refrigerante (acqua) [$\frac{kg}{s}$]
T_{BT14}	Temperatura sensore uscita compressore [°C]
T_{BT17}	Temperatura sensore ingresso compressore [°C]
T_{BT10}	Temperatura sensore ritorno del fluido dalle sonde geotermiche [°C]
T_{BT11}	Temperatura sensore mandata evaporatore [°C]
T_{BT12}	Temperatura sensore mandata condensatore [°C]
T_{BT3}	Temperatura sensore ritorno fluido riscaldante/refrigerante [°C]
T_{satBP}	Temperatura di saturazione del gas a bassa pressione [°C]
T_{satAP}	Temperatura di saturazione del gas ad alta pressione [°C]
$c_{p,R407C}$	Calore specifico a pressione costante del fluido refrigerante [$\frac{kJ}{kg K}$]
$c_{p,(acq+gl)}$	Calore specifico a pressione costante della soluzione acqua e glicole [$\frac{kJ}{kg K}$]
$c_{p,acq}$	Calore specifico a pressione costante del fluido riscaldante/refrigerante (acqua) [$\frac{kJ}{kg K}$]
h_{BT14}	Entalpia sensore uscita compressore [$\frac{kJ}{kg}$]
h_{BT17}	Entalpia sensore ingresso compressore [$\frac{kJ}{kg}$]
$h_{sat,liq}$	Entalpia liquido saturo [$\frac{kJ}{kg}$]
Q_{cond}	Potenza termica condensatore [kW]
Q_{eva}	Potenza termica evaporatore [kW]
W_i	Potenza elettrica compressore [kW]
q_{cond}	Calore scambiato per unità di massa condensatore [$\frac{kJ}{kg}$]
q_{eva}	Calore scambiato per unità di massa evaporatore [$\frac{kJ}{kg}$]
l_i	lavoro per unità di massa compressore [$\frac{kJ}{kg}$]
COP	Coefficiente di prestazione invernale

EER	Coefficiente di prestazione estivo
CTa	Costo totale attualizzato dell'investimento [€]
C_0	Costo di investimento iniziale [€]
C_j	Costo di esercizio annuale [$\frac{€}{anno}$]
i	Tasso di interesse [%]
n	numero di anni
ΔC_0	Differenza tra i costi di investimento iniziale [€]
ΔC_j	Differenza tra i costi di esercizio annuali [$\frac{€}{anno}$]

INTRODUZIONE

Negli ultimi anni si è sviluppata una maggiore consapevolezza sul problema del cambiamento climatico a causa di un aumento dei disastri climatici nel periodo dal 2000 al 2019, sono stati registrati 7.348 gravi eventi catastrofici che hanno causato 1,23 milioni di vite, colpendo 4,2 miliardi di persone con conseguenti perdite economiche globali di circa 2,97 trilioni di dollari. In particolare, secondo il rapporto “The Human Cost of Disasters 2000-2019”, pubblicato dall’United Nations Office for Disaster Risk Reduction (Unndr) e dal Centre for research on the epidemiology of disasters (Cred) in occasione dell’International Day for Disaster Risk Reduction¹ negli ultimi vent’anni il numero delle grandi inondazioni è più che raddoppiato, passando da 1.389 a 3.254 (44% del totale dei disastri climatici), mentre l’incidenza delle tempeste è cresciuta da 1.457 a 2.034 (28%), seguite da terremoti (8%) e temperature estreme (6%). Di notevole interesse è l’innalzamento della temperatura media globale monitorata dal National Oceanic And Atmospheric Administration (NOAA):

Global Land and Ocean

January–December Temperature Anomalies

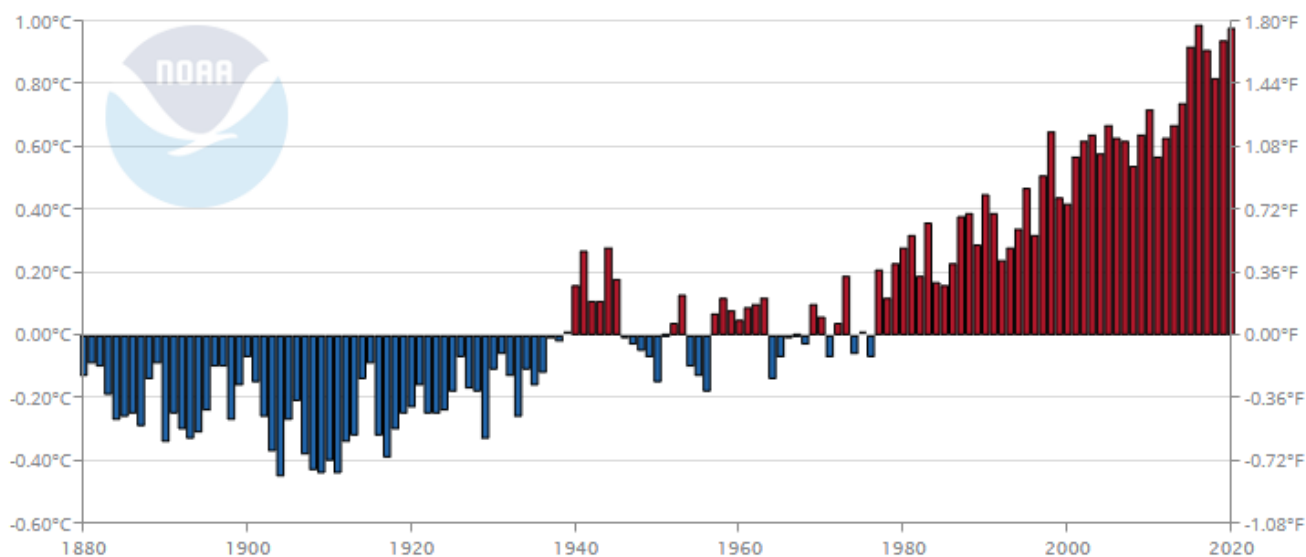


Figura 1: Temperature medie annuali globali (NOAA)

Il grafico mostra le temperature globali medie annuali dal 1880 al 2020 valutate rispetto alla media di lungo periodo (1901-2000), da cui si ricava che il 2020 è stato il secondo anno più caldo mai registrato in confronto all’età preindustriale (1850-1900) e considerando la media su terra e oceano, la temperatura superficiale del 2020 è stata di 0,98 °C più calda della media del ventesimo secolo pari a 13,9 °C e 1,19 °C più calda rispetto al periodo preindustriale². L’aumento delle temperature può essere correlato all’azione dell’uomo che con l’incremento dei consumi di energia, ha incrementato la produzione di CO₂ nell’atmosfera con un conseguente aumento del fenomeno

dell'effetto serra. Di seguito è riportato l'andamento dell'anidride carbonica media mensile ottenuto dal NOAA presso l'Osservatorio di Mauna Loa alle Hawaii:

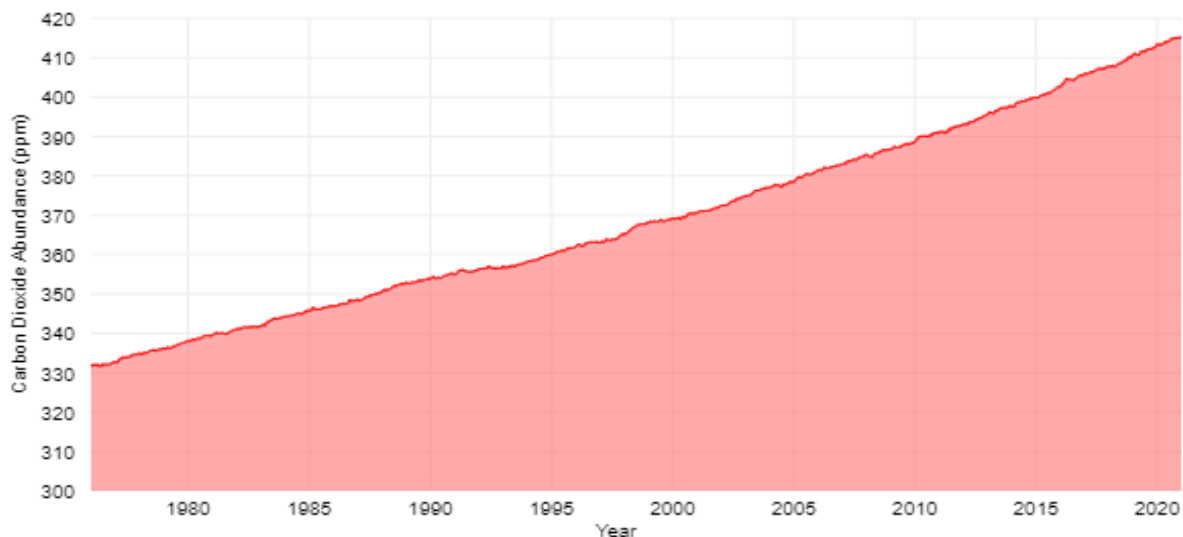


Figura 2: Anidride carbonica media mensile in parti per milione (NOAA)

Il grafico mostra che tra il 2009-18 il tasso di crescita è stato di 2,3 ppm(v) all'anno fino a raggiungere valori record nel 2021 con circa 416 ppm. Il tasso annuo di aumento dell'anidride carbonica atmosferica negli ultimi 60 anni è circa 100 volte più veloce dei precedenti aumenti naturali, come quelli verificatisi alla fine dell'ultima era glaciale 11.000-17.000 anni fa³.

Combattere il cambiamento climatico è una delle principali sfide che bisogna affrontare e se non si agisce subito a livello globale i danni potrebbero essere irreparabili e catastrofici. Il problema ambientale venne trattato per la prima volta a livello mondiale nel 1997 con il Protocollo di Kyoto, trattato internazionale in materia ambientale riguardante il riscaldamento globale sottoscritto nella città giapponese di Kyoto l'11/12/1997 ed entrato in vigore il 16/02/2005. Il trattato prevedeva l'obbligo da parte degli Stati Membri di operare, nel periodo 2008-2012, una riduzione delle emissioni di elementi inquinanti quali la CO₂, l'ossido di azoto, gli idrofluorocarburi, perfluorocarburi ed esafluoruro di zolfo in una misura non inferiore all'8% rispetto alle emissioni registrate nel 1990. In Italia il Protocollo di Kyoto venne ratificato con la legge del 1° giugno 2002 che comprendeva il Piano Nazionale per la riduzione delle emissioni di gas serra fissando l'obiettivo ad una riduzione pari al 6,5% rispetto alle emissioni del 1990. Al termine del Protocollo di Kyoto, venne definito il Pacchetto Clima-Energia, chiamato anche Piano 20 20 20, costituito da un insieme di misure quali:

- Riduzione delle emissioni di gas ad effetto serra di almeno il 20% in meno rispetto al 1990, entro il 2020;
- Quota del 20% di energie rinnovabili (FER) valutate sul consumo finale lordo di energia dell'UE, entro il 2020;
- Risparmio dei consumi di energia finale dell'UE del 20% rispetto alle proiezioni per il 2020.

Il Pacchetto Clima-Energia venne tradotto in una serie di direttive europee come la Direttiva Fonti Energetiche Rinnovabili (Direttiva 2009/28/EC) del 23 aprile 2009 che promuoveva l'uso dell'energia da fonti rinnovabili, definendo come energia da fonti rinnovabili: 'energia proveniente da fonti rinnovabili non fossili, vale a dire energia eolica, solare, aerotermica, geotermica, idrotermica e oceanica, idraulica, biomassa, gas di discarica, gas residuati dai processi di depurazione e biogas'. In particolare, la Direttiva definiva degli obiettivi e misure nazionali come la quota di energia da fonti rinnovabili sul consumo finale di energia che per l'Italia era pari a 5,2% e l'obiettivo di tale misura al 2020 pari a 17%. Di seguito è riportato l'andamento del grado di raggiungimento degli obiettivi in Italia:



Figura 3: Quota dei consumi finali lordi di energia coperta da FER

Dalla figura si nota che l'obiettivo assegnato all'Italia è stato raggiunto già nel 2014. Nel novembre del 2016 venne definito un ulteriore pacchetto per l'energia pulita chiamato 'Clean Energy for all Europeans Package' che stabiliva gli obiettivi al 2030 in materia di emissioni di gas serra, fonti rinnovabili ed efficienza energetica. Gli obiettivi riguardavano il raggiungimento di una quota di energia da FER sui consumi finali lordi pari al 32%, una riduzione dei consumi di energia primaria rispetto al tendenziale del -32,5% e una riduzione dei gas serra rispetto ai livelli del 1990 di -40%. Di seguito sono riportati gli obiettivi italiani:

	Obiettivi 2020		Obiettivi 2030	
	UE	ITALIA	UE	ITALIA (Proposta PNIEC)
Energie rinnovabili				
Energia da FER nei Consumi Finali Lordi	20%	17%	32%	30%
Energia da FER nei Consumi Finali Lordi nei trasporti	10%	10%	14%	21,6%
Energia da FER nei Consumi Finali Lordi per riscaldamento e raffrescamento			+ 1,3% annuo	+ 1,3% annuo
Efficienza Energetica				
Riduzione dei consumi di energia primaria rispetto allo scenario PRIMES 2007	- 20%	- 24%	- 32,5%	- 43%
Riduzioni consumi finali tramite regimi obbligatori	- 1,5% annuo (senza trasp.)	- 1,5% annuo (senza trasp.)	- 0,8% annuo (con trasporti)	- 0,8% annuo (con trasporti)
Emissioni Gas Serra				
Riduzione dei GHG vs 2005 per tutti gli impianti vincolati dalla normativa ETS	- 21%		- 43%	No imposto obiettivo nazionale
Riduzione dei GHG vs 2005 per tutti i settori non ETS	- 10%	- 13%	- 30%	- 33%
Riduzione complessiva dei gas a effetto serra rispetto ai livelli del 1990	- 20%		- 40%	No imposto obiettivo nazionale

Figura 4: Obiettivi definiti dal Piano Nazionale Integrato per l'Energia e il Clima (PNIEC)

Per poter perseguire gli obiettivi prefissati dalle direttive europee, si tende sempre di più all'utilizzo di energia da fonti rinnovabili ed è proprio in questo scenario che assume notevole importanza l'utilizzo dell'energia geotermica che è una fonte di energia inesauribile, gratuita e sempre disponibile. Nella prima parte dell'elaborato, verranno presentati i concetti principali di geotermia, facendo riferimento alla geotermia a bassa entalpia, una descrizione dettagliata dei sistemi a pompa di calore definendo il principio di funzionamento, i componenti principali e la classificazione di tali sistemi e infine, una classificazione delle diverse tipologie di pompe di calore geotermiche e di geostrutture energetiche. Nella seconda parte, si considererà un caso studio reale costituito da un campo sperimentale di una parete energetica presente all'Energy Center a Torino connessa ad una pompa di calore geotermica Nibe F1155 6kW. Dopo aver analizzato i dati ottenuti dalla sensoristica installata sul sistema, si sono valutate le grandezze energetiche e le efficienze del sistema sia per la modalità di riscaldamento che per la modalità di raffrescamento. I risultati ottenuti sono stati successivamente confrontati con il software CoolPack che permette di verificare il corretto funzionamento del sistema e sono state eseguite anche delle analisi di sensitività al fine di osservare la dipendenza delle prestazioni della macchina al variare della pressione. Infine, sono state eseguite delle valutazioni economiche per poter valutare la convenienza o meno di tali sistemi rispetto a soluzioni impiantistiche tradizionali.

GEOTERMIA

Il termine geotermia deriva da due parole greche che sono 'geos' che significa terra e 'thermos' che significa caldo ed è la disciplina che studia l'insieme dei fenomeni naturali che permettono la generazione e la diffusione del calore contenuto all'interno della Terra. Il calore presente all'interno della Terra è prodotto in continuazione grazie al decadimento nucleare di sostanze radioattive presenti nelle rocce del sottosuolo e risulta un'importante fonte di energia alternativa che può essere utilizzata per la produzione di energia elettrica, per il riscaldamento o raffrescamento degli ambienti e per la produzione di acqua calda sanitaria. Dal centro della terra, la cui temperatura è stimata superiore a 5.000 °C, si origina una potenza termica complessiva⁴ pari, a 42×10^{12} W e ad un flusso termico terrestre medio pari a 65 mW/m^2 in corrispondenza della crosta continentale e a 101 mW/m^2 in corrispondenza della crosta oceanica⁵. Al di sotto della superficie terrestre, la temperatura della terra è crescente con la profondità, anche se con legge variabile a seconda del luogo; questa variazione di temperatura è nota come gradiente geotermico il valore del gradiente geotermico medio è pari a circa $25\text{-}30^\circ\text{C/km}$, ma può essere più elevato in zone particolari, fino a raggiungere valori dell'ordine di 300°C/km ⁶. L'origine del calore contenuto nella terra può essere suddivisa in due origini: una esterna e una interna. L'origine esterna è dovuta alle variazioni climatiche stagionali come il sole e la pioggia che condizionano la temperatura della crosta terrestre fino a 15 m di profondità. Al di sotto di tale profondità invece, l'origine è interna ed è dovuta al decadimento nucleare delle sostanze radioattive e in particolare, si riscontra una zona dove la temperatura si mantiene costante per tutto l'anno. In figura 5 è riportata la suddivisione delle zone di calore ad una diversa profondità mentre in figura 6 è riportata la variazione della temperatura per le diverse ore dell'anno e per diverse profondità.

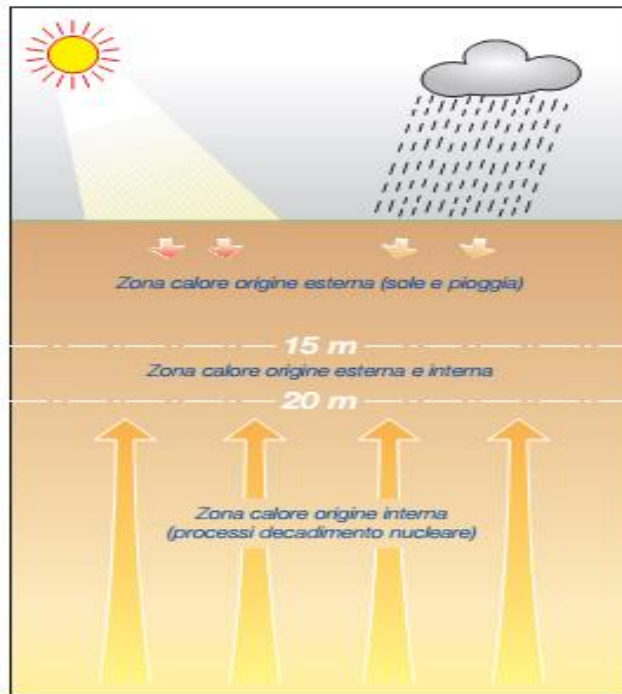


Figura 5: Zone di calore

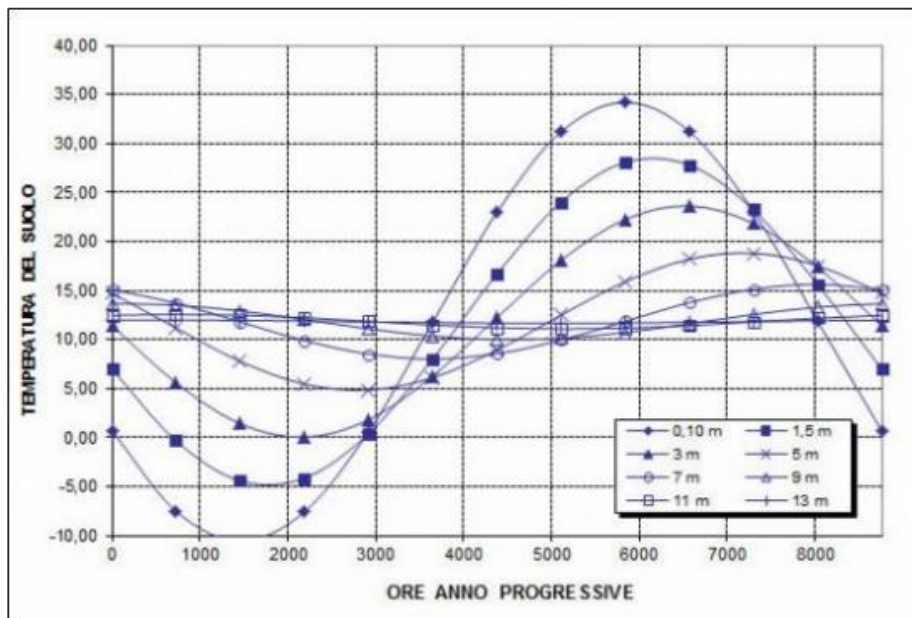


Figura 6: Andamenti della temperatura del suolo (°C) al variare della profondità e delle ore dell'anno⁷.

Un'ulteriore classificazione può essere fatta sulla tipologia delle risorse geotermiche che vengono classificate in funzione dell'entalpia dei fluidi che trasferiscono il calore dalle rocce calde, presenti nel sottosuolo, alla superficie.

	Source ^a			
	(a)	(b)	(c)	(d)
Low enthalpy	< 90°C	< 125°C	< 100°C	< 150°C
Intermediate	90–150	125–225	100–200	–
High enthalpy	> 150	> 225	> 200	> 150

Tabella 1: Classificazione delle risorse geotermiche in base alla temperatura. (a) Muffler and Cataldi, 1978 (b) Hochstein, 1990 (c) Benderitter and Cormy, 1990 (d) Haenel et al. 1988⁸

In particolare, le risorse geotermiche ad alta entalpia consentono lo sfruttamento di acqua surriscaldata e vapori per la produzione di energia elettrica ed usi industriali, di cui si può citare il primo sfruttamento del calore terrestre per la produzione di energia elettrica quale l'impianto di Larderello in Toscana negli anni 1904-05. Le risorse geotermiche a media entalpia sfruttano acqua surriscaldata e vapori che vengono utilizzati o per riscaldare un fluido secondario più volatile o per produrre elettricità e infine, le risorse a bassa entalpia che sono impiegate negli usi diretti del calore come per il riscaldamento/raffrescamento di ambienti tramite pompe di calore geotermiche, usi terapeutici e termali e per l'agricoltura.

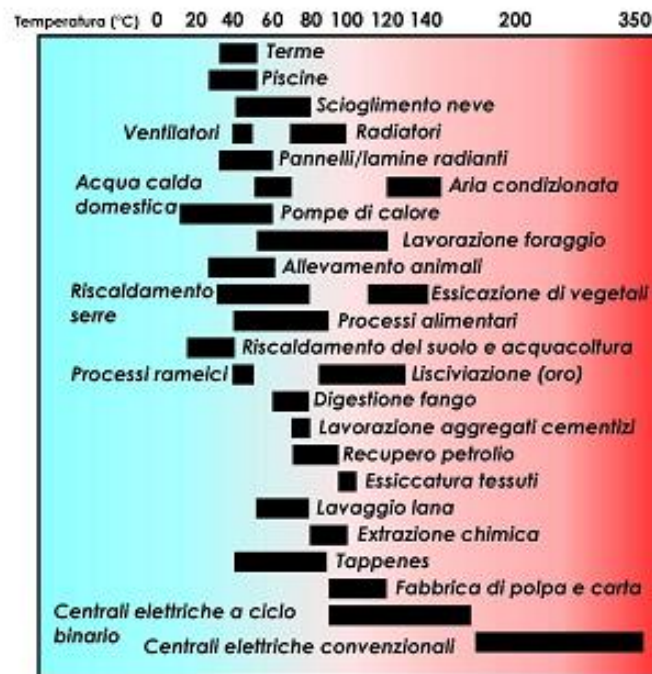


Figura 7: Utilizzo dei fluidi geotermici al variare della temperatura⁹

Nel seguente elaborato si è posta l'attenzione sulle risorse geotermiche a bassa entalpia che permettono di utilizzare fluidi a temperature inferiori a 30 °C, considerando le applicazioni che riguardano il riscaldamento degli edifici e la produzione di acqua calda sanitaria e il raffrescamento. Per quanto riguarda il caso del riscaldamento, l'energia termica a temperatura molto bassa è prelevata dal terreno grazie all'utilizzo di specifici scambiatori di calore e successivamente è ceduta

ad una macchina chiamata pompa di calore (PdC) in grado di innalzare la temperatura per far fronte ai fabbisogni di riscaldamento e di acqua calda sanitaria. Invece, per il raffrescamento, si ha la possibilità di raffrescare gli ambienti smaltendo il calore nel terreno invertendo il ciclo della pompa di calore.

POMPE DI CALORE

Lo sviluppo delle pompe di calore ebbe inizio con la crisi petrolifera del 1973 che portò ad un aumento dei costi per la produzione dei combustibili fossili e proprio in questo scenario si spostò l'attenzione sulla convenienza di derivare il calore da una sorgente fredda piuttosto che produrlo direttamente. Le prime applicazioni di pompe di calore in ambito residenziale si svilupparono negli Stati Uniti e poi solo dopo i primi anni del 2000 si ebbe una diffusione rapida in diverse parti del mondo come in Giappone e nei paesi del Nord Europa con lo sfruttamento del calore dall'acqua di falda. Negli ultimi anni, a causa dei problemi ambientali legati alla combustione di combustibili fossili e dell'immissione in atmosfera di polveri sottili e sostanze tossiche, tali sistemi sono stati incentivati per la climatizzazione di ambienti e per la produzione di acqua calda sanitaria perché considerati delle valide alternative all'utilizzo di combustibili fossili. In particolare, secondo i dati di mercato EHPA (European Heat Pump Association), nel 2020 si contano un totale di 14,84 milioni di unità a pompa di calore installate nei 21 paesi coperti da questo rapporto con un plus del 6% o 1,6 milioni di unità rispetto al 2019. I primi tre mercati sono Francia (394k), Italia (233k) e Germania (140k) e insieme rappresentano il 48% di tutte le vendite. I primi 10, tra cui Spagna, Svezia, Finlandia, Norvegia, Danimarca, Polonia e Paesi Bassi, sono responsabili dell'87% delle vendite annuali¹⁰.

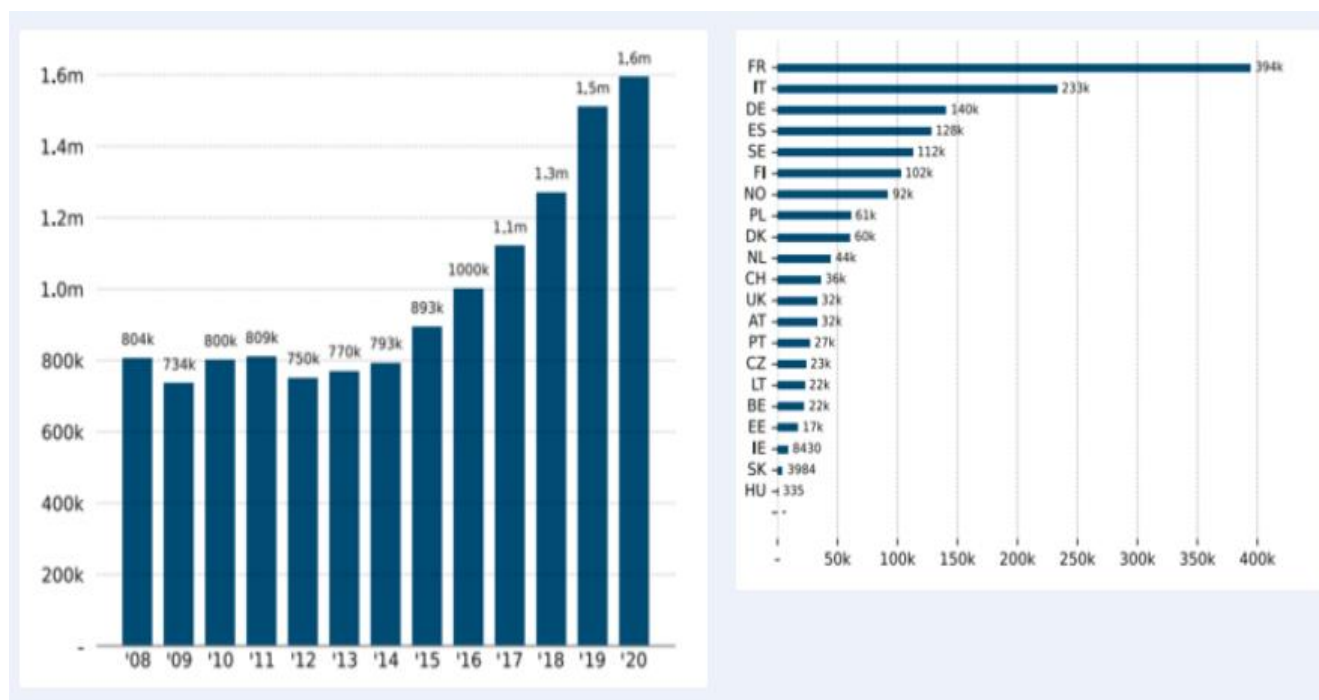


Figura 8: Sviluppo del mercato delle pompe di calore (sinistra); Unità vendute per paese nel 2020/21 (destra)¹⁰

Inoltre, secondo il rapporto sull'utilizzo diretto dell'energia geotermica, presentato durante il World Geothermal Congress 2020, le pompe di calore geotermiche hanno il maggior utilizzo geotermico a livello mondiale, rappresentando il 71,6% della capacità installata e il 59,2% del consumo energetico annuo. La capacità installata è di 77.547 MWt e il consumo di energia è di 599.981 TJ/anno. Sebbene la maggior parte delle installazioni avvenga in Nord America, Europa e Cina, il numero di paesi con installazioni è aumentato da 26 nel 2000, a 33 nel 2005, a 43 nel 2010, a 48 nel 2015 e a 54 nel 2020. Il numero equivalente di unità installate da 12 kW (tipiche delle case degli USA e dell'Europa occidentale) è di circa 6,46 milioni. Si tratta di un aumento del 54% rispetto al numero di unità installate segnalato nel 2015 e di oltre il doppio rispetto al numero di unità segnalato nel 2010¹¹.

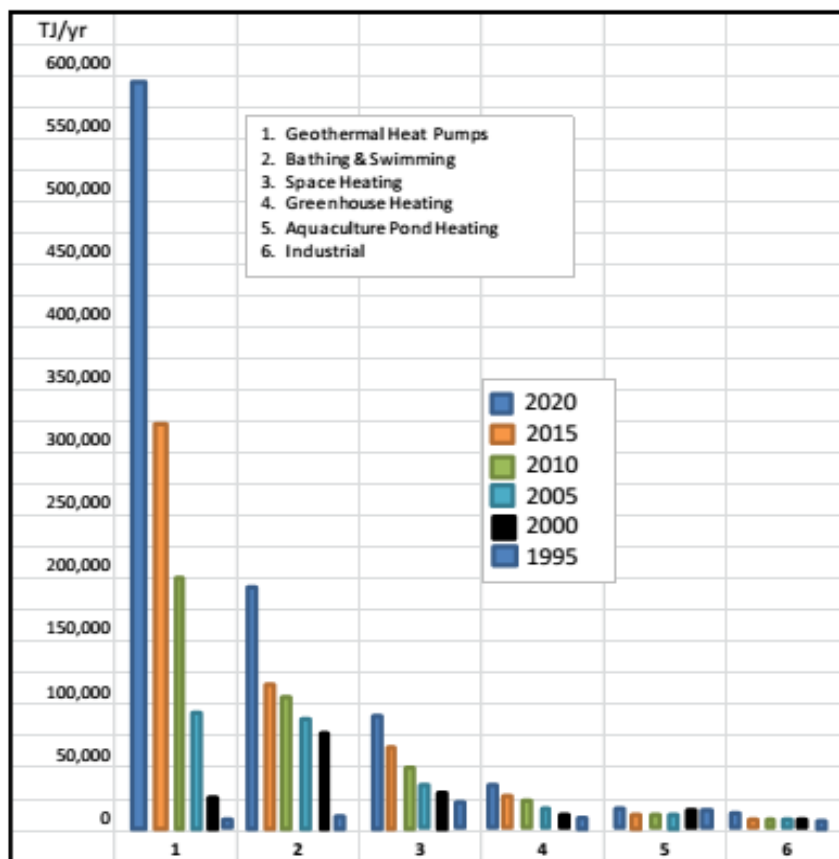


Figura 9: Confronto dell'uso diretto mondiale dell'energia geotermica in TJ/anno per pompe di calore geotermiche, piscine, riscaldamento degli ambienti, riscaldamento delle serre, acquacoltura e processi industriali¹¹

PRINCIPI DI FUNZIONAMENTO

Il calore è una forma di energia e la temperatura può essere considerata come un indice della qualità di tale energia e più è alta la temperatura a cui è disponibile il calore e maggiori sono gli utilizzi che si possono effettuare e maggiore è il valore termodinamico del calore. In modo spontaneo un corpo ad una temperatura maggiore dello zero assoluto può cedere calore ad un corpo a temperatura più bassa mentre il trasferimento inverso non può avvenire spontaneamente ma può essere realizzato in modo continuo grazie ad un processo ciclico chiamato ciclo termodinamico inverso. La pompa di calore (PdC) è costituita da un circuito chiuso dove un fluido intermedio o frigorigeno viene

continuamente compresso e fatto espandere. Ad ogni compressione e ad ogni espansione il fluido frigorifero assorbe calore da un fluido freddo come, per esempio, l'acqua presente nelle sonde nel terreno e lo cede ad un fluido caldo come l'acqua dell'impianto. Invertendo i cicli di lavoro si ha la possibilità di utilizzare tale sistema anche per raffreddare gli ambienti. Di seguito è riportato il ciclo termodinamico effettuato dal fluido intermedio e i componenti principali della macchina frigorifera:

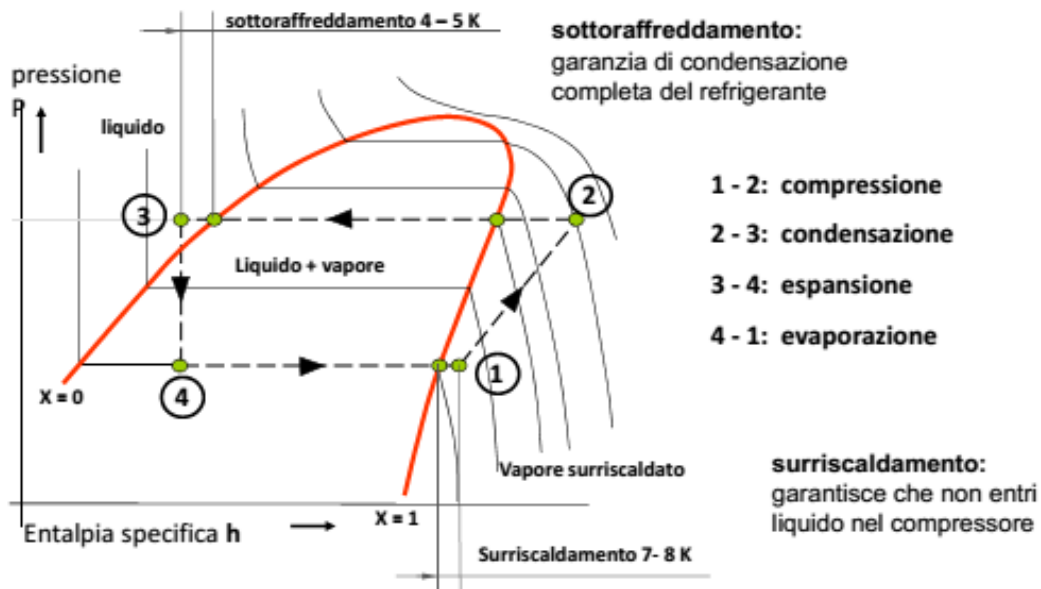


Figura 10: Diagramma entalpia specifica-pressione

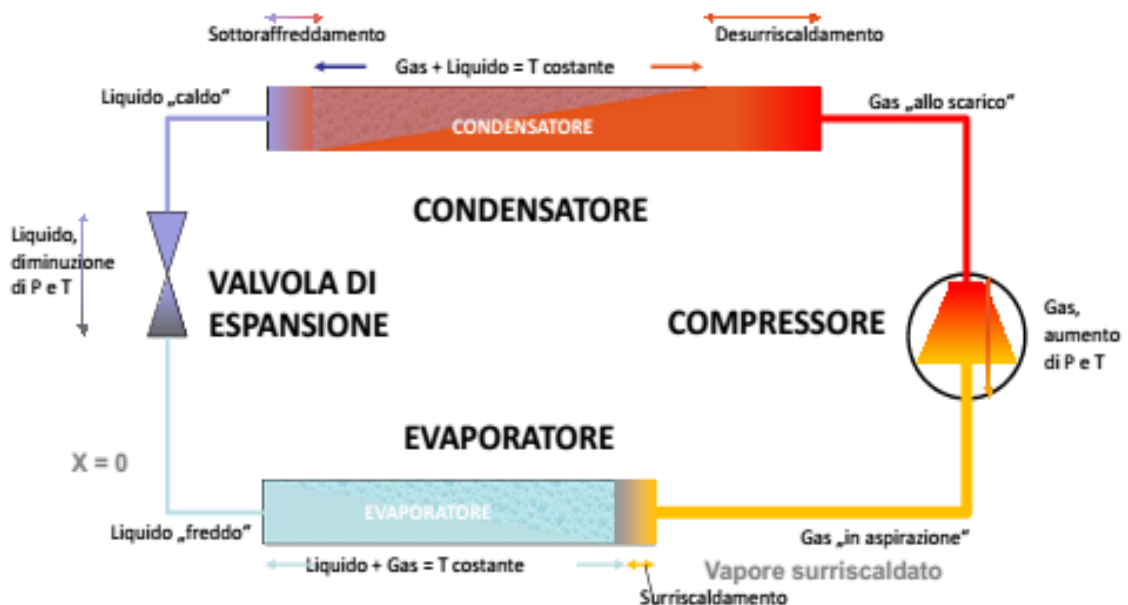


Figura 11: Componenti principali della macchina frigorifera

I componenti principali che costituiscono il circuito sono:

- **Evaporatore:** Scambiatore di calore tra il fluido refrigerante e il fluido esterno. Il calore ceduto dal fluido esterno permette l'evaporazione del fluido refrigerante con un aumento di entalpia e con temperatura costante. Inoltre, deve avvenire un surriscaldamento del fluido in modo tale da far sì che il compressore lavori solo con vapore surriscaldato e non con liquido in modo da evitare rotture del compressore stesso.
- **Compressore:** Macchina che crea una differenza di pressione comprimendo il fluido che aumenta la temperatura e la pressione. Per potenze inferiori ai 100 kW sono molto utilizzati i compressori ermetici come a pistoni, rotativi e scroll perché presentano un involucro che contiene il compressore e il motore che lo aziona.
- **Condensatore:** Scambiatore di calore tra il fluido refrigerante e il fluido esterno. Il calore ceduto al fluido esterno permette la condensazione del fluido refrigerante con una riduzione dell'entalpia e con temperatura costante. La prima fase di condensazione viene chiamata desurriscaldamento che porta il vapore dallo stato surriscaldato allo stato di vapore saturo mentre, l'ultima fase viene chiamata sottoraffreddamento che garantisce la completa condensazione del fluido refrigerante in modo da poter essere trattato dalla valvola di espansione o laminazione.
- **Valvola di espansione o laminazione:** Valvola che permette un'espansione e un raffreddamento del fluido refrigerante con una diminuzione di pressione e temperatura. La valvola di espansione svolge anche la funzione di regolazione della portata e della temperatura. La regolazione può avvenire tramite una sonda posta all'uscita dell'evaporatore dove avviene la fase di surriscaldamento e in funzione della temperatura si va ad agire sulla valvola termostatica.

Inoltre, può essere presente una valvola di inversione che è una valvola a quattro vie che permette di invertire il ciclo di lavoro in modo da effettuare operazioni di raffreddamento degli ambienti durante il periodo estivo rappresentata nella figura seguente:

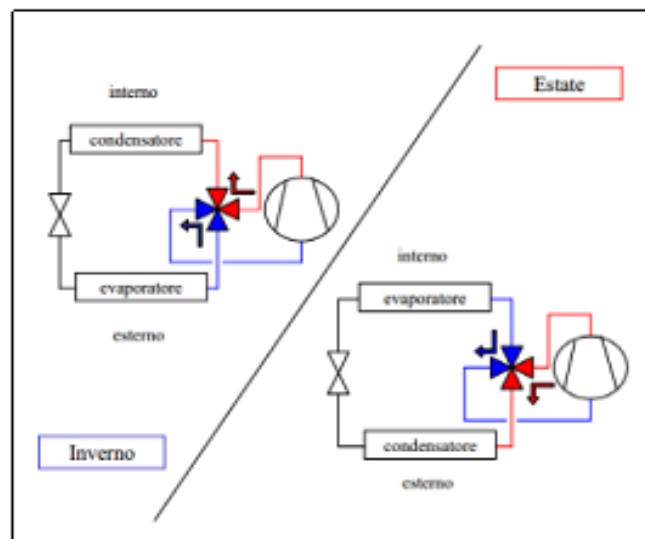


Figura 12: Schema con Valvola di inversione

Il funzionamento della pompa di calore è caratterizzato da delle ipotesi sulle trasformazioni come, per esempio, la trasformazione di compressione è assunta adiabatica con richiesta di lavoro elettrico, le trasformazioni di condensazione ed evaporazione sono assunte isobare e isoterme e infine, la trasformazione di espansione è assunta isoentalpica. Nella realtà però sono presenti delle irreversibilità che sono dovute alle perdite per attrito dei fluidi e legate al funzionamento del compressore che ha un proprio rendimento isoentropico. A seconda del funzionamento della pompa di calore si possono definire due indici di prestazione principali che sono il COP e EER.

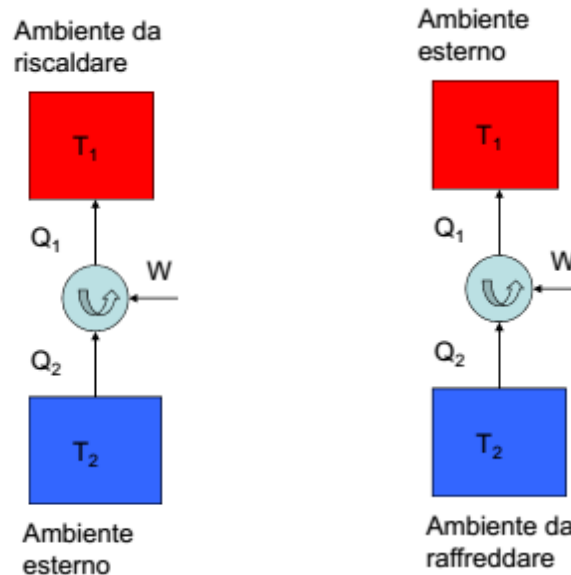


Figura 13: A sinistra modalità di riscaldamento e a destra modalità di raffreddamento della pompa di calore

Nel caso in cui la pompa di calore ha come obiettivo quello di riscaldare l'ambiente allora si definisce il COP come:

$$COP = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_1}{(Q_1 - Q_2)} \quad (1)$$

Dove Q_1 è il calore ricevuto dal fluido refrigerante mentre Q_2 è il calore ceduto al fluido refrigerante e W è il lavoro fornito al fluido refrigerante. Il COP massimo che si ottiene nel caso di ciclo ideale anche chiamato come ciclo di Carnot è pari a:

$$COP_{max} = \frac{T_1}{(T_1 - T_2)} \quad (2)$$

Dove T_1 è la temperatura del serbatoio termico ad alta temperatura e T_2 è la temperatura del serbatoio termico a bassa temperatura. In particolare, si può notare che le migliori prestazioni della pompa di calore si ottengono nel caso in cui le due sorgenti presentino temperature molto prossime e ciò si ottiene con l'utilizzo di terminali d'impianto come i sistemi radianti oppure i ventilconvettori. Il COP può variare a seconda della temperatura di mandata e di ingresso del fluido che circola nell'impianto come mostrato in figura:

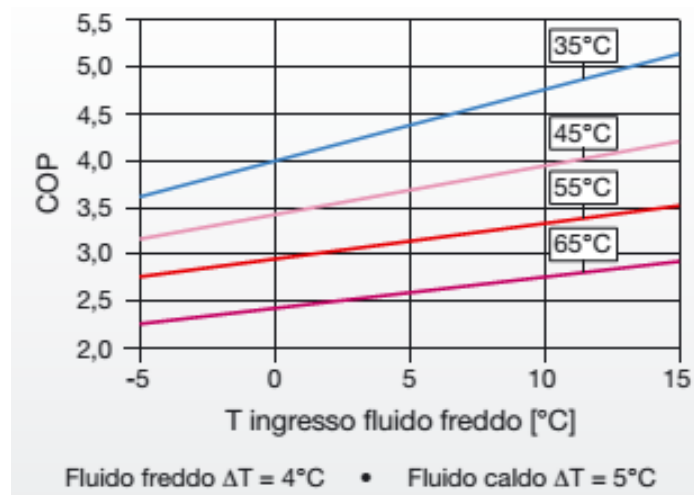


Figura 14: Diagramma con valori del COP di una pompa di calore acqua-acqua in funzione della temperatura di ingresso del fluido freddo e della temperatura di uscita del fluido caldo¹²

Quando la pompa di calore ha come obiettivo quello di raffreddare l'ambiente, si parla di pompa di calore reversibile e si utilizza il parametro che prende il nome di EER calcolato come:

$$EER = \frac{Q_2}{W} = \frac{Q_2}{(Q_1 - Q_2)} \quad (3)$$

Anche in questo caso si può definire il valore massimo pari a:

$$EER_{max} = \frac{T_2}{(T_1 - T_2)} \quad (4)$$

CLASSIFICAZIONE DELLE POMPE DI CALORE

Prima grande classificazione che può essere fatta per le pompe di calore riguarda la tipologia di sorgente di calore utilizzabile e la scelta dipende da alcuni fattori e aspetti come le caratteristiche dell'ambiente esterno, le limitazioni di carattere normativo, le prestazioni che sono richieste al sistema, i costi per la realizzazione e i tempi di ritorno dell'investimento. Tra le sorgenti di calore troviamo l'aria, l'acqua e il terreno. L'aria può essere utilizzata come sorgente di calore sfruttando l'aria esterna che è sempre disponibile. I vantaggi dell'utilizzo dell'aria sono la semplicità di installazione delle macchine, non richiede dei sistemi di captazione costosi e non servono autorizzazioni specifiche mentre gli svantaggi sono la necessità di cicli di sbrinamento quando la temperatura superficiale dell'evaporatore scende al di sotto dello zero, il vapore d'acqua condensa sulla superficie fredda e diventa ghiaccio e ciò comporta un maggior consumo di energia elettrica e una minore efficienza dovuta al fatto che l'aria è una sorgente fredda a temperatura variabile e in particolare, al ridursi della temperatura esterna si riduce la temperatura di evaporazione con conseguente diminuzione del COP stesso. I vantaggi dell'utilizzo dell'acqua di superficie è la possibilità di sfruttare diverse tipologie come le acque del mare, dei laghi, dei corsi d'acqua e degli stagni, scambiatori più efficienti, efficienza elevata grazie alla sorgente fredda a temperatura

costante e assenza di cicli di sbrinamento. Gli svantaggi sono una maggiore complessità dei sistemi e dell'impianto e la presenza di aspetti normativi stringenti nel caso si utilizzi acqua di falda. Infine, i vantaggi dell'utilizzo del terreno sono molto simili ai vantaggi dell'utilizzo dell'acqua con una maggiore efficienza dovuta alla costanza della temperatura del terreno mentre per gli svantaggi bisogna considerare gli elevati costi di realizzazione del campo sonde, soprattutto se sono disposte a profondità elevate. Di notevole interesse è il confronto che si può realizzare tra le pompe di calore geotermiche e le pompe di calore ad aria in modo da capire in quali condizioni sia favorevole l'utilizzo di un sistema rispetto ad un altro. Uno studio, presentato al convegno Aicarr di Bologna, ha permesso di valutare le prestazioni stagionali invernali di pompe di calore aria-acqua e acqua-acqua in diverse località italiane ed europee in funzione delle reali condizioni climatiche e limitando lo studio al solo ambito residenziale. In particolare, le pompe di calore acqua-acqua sono state suddivise in due categorie in funzione della differenza tra la temperatura sorgente termica e la temperatura di evaporazione (DT) pari a 9°C e 15°C, dove la prima categoria riguarda pompe di calore collegate ad acqua di falda o a terreno con superficie di scambio di grandi dimensioni e la seconda categoria riguarda pompa di calore geotermica con superficie di scambio dimensionata in modo da minimizzare il numero di sonde installate. I risultati ottenuti dallo studio sono riportati nella figura seguente:

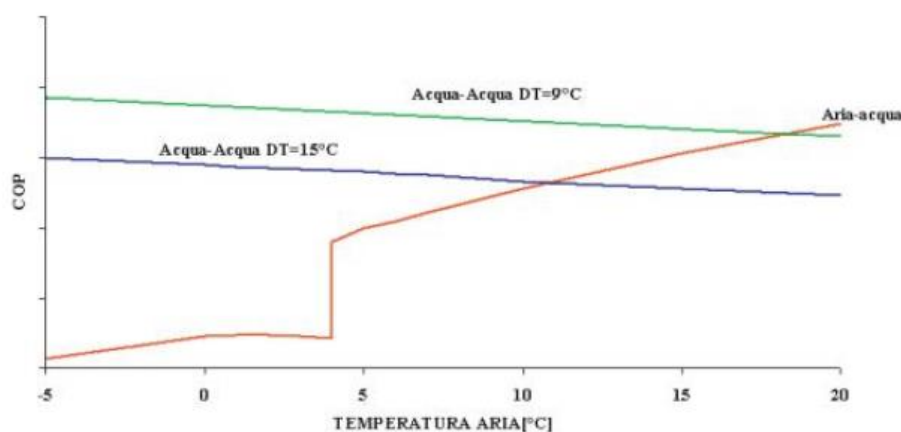


Figura 15: Andamento del COP in funzione della temperatura dell'aria esterna per diverse tipologie di pompa di calore¹³

Come accennato precedentemente riguardo agli svantaggi delle pompe di calore ad aria, al ridursi della temperatura esterna si ha un degrado delle prestazioni invernali della macchina mentre risultano vantaggiose le pompe di calore acqua-acqua. Questo vantaggio però tende a ridursi quando la temperatura dell'aria esterna aumenta perché il carico dell'utenza diminuisce e quindi la macchina lavora in modo parzializzato con un calo conseguente delle prestazioni¹³. Analizzando le condizioni climatiche in Italia e non essendoci città molto fredde, risulta conveniente l'utilizzo delle pompe di calore acqua-acqua in quanto il terreno è sempre ad una temperatura energeticamente favorevole. Anche l'aria viene considerata come un'ottima sorgente termica per le pompe di calore con degli ottimi valori di COP medi stagionali. Infine, dai risultati che hanno ottenuto la soluzione in assoluto migliore sarebbe un sistema misto, sia aria che acqua, da utilizzare in sequenza in funzione delle condizioni climatiche¹³.

POMPE DI CALORE GEOTERMICHE (GSHP)

Le pompe di calore geotermiche, note anche come GSHP (Ground Source Heat Pump), sono sistemi che sfruttano la risorsa geotermica a bassa entalpia cioè l'energia termica presente negli strati superficiali del terreno. Lo sfruttamento del terreno risulta molto vantaggioso grazie alla costanza della temperatura e dell'inerzia termica con delle limitazioni riguardo ai costi di realizzazione dell'impianto. L'impianto è caratterizzato dalla presenza di una o più sonde geotermiche che permettono la circolazione di un fluido termovettore, in genere acqua più una soluzione di glicole, che scambia energia con il sottosuolo connesse alla pompa di calore che a sua volta distribuisce l'energia con l'impianto di climatizzazione presente all'interno dell'ambiente da climatizzare. Tale sistema può essere anche del tipo reversibile in modo da svolgere sia operazioni di riscaldamento durante il periodo invernale che operazioni di raffreddamento durante il periodo estivo come riportato in figura considerando come temperatura media annuale tipica per le zone centro-sud Europa pari a 14 °C¹⁴:

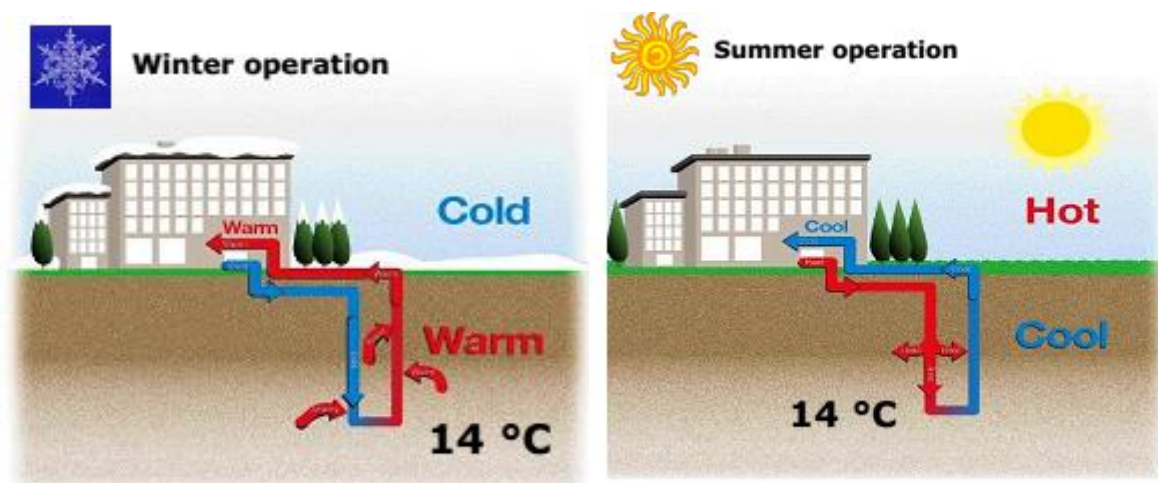


Figura 16: Schema di funzionamento di un impianto geotermico durante il periodo invernale e il periodo estivo

L'assorbimento o la cessione del calore con il sottosuolo può avvenire con due tipologie di impianti che sono gli impianti a circuito aperto e gli impianti a circuito chiuso.

Gli impianti a circuito aperto sfruttano lo scambio di calore tra la pompa di calore e il fluido termovettore che può essere proveniente da fiumi, laghi, mare e bacini artificiali oppure da falde acquifere. Tali acque sotterranee o superficiali vengono prelevate e dopo avere ceduto o assorbito il calore vengono scaricate ad una temperatura differente o nel medesimo acquifero oppure in pozzi differenti che prendono il nome di pozzo di pescaggio e pozzo di drenaggio. L'acqua rappresenta una buona sorgente di scambio termico grazie ad una buona inerzia termica che permette di accumulare il calore e di risentire poco delle fluttuazioni stagionali. L'acqua di falda, nel corso di tutto l'anno, è disponibile a temperature variabili tra i 10 °C e i 12 °C mentre l'acqua superficiale presenta temperature variabili tra i 10 °C e i 15 °C. Per la realizzazione di impianti che sfruttano l'acqua di falda bisogna tener conto dei vincoli e delle limitazioni di carattere normativo, delle

mappe geologiche della zona che permettano di valutare le specifiche caratteristiche dell'acqua di falda, la profondità della falda, la stabilità del livello, la direzione e senso del flusso e infine, la qualità dell'acqua perché potrebbero formarsi composti insolubili in grado di ostruire sia i pozzi che gli scambiatori¹².

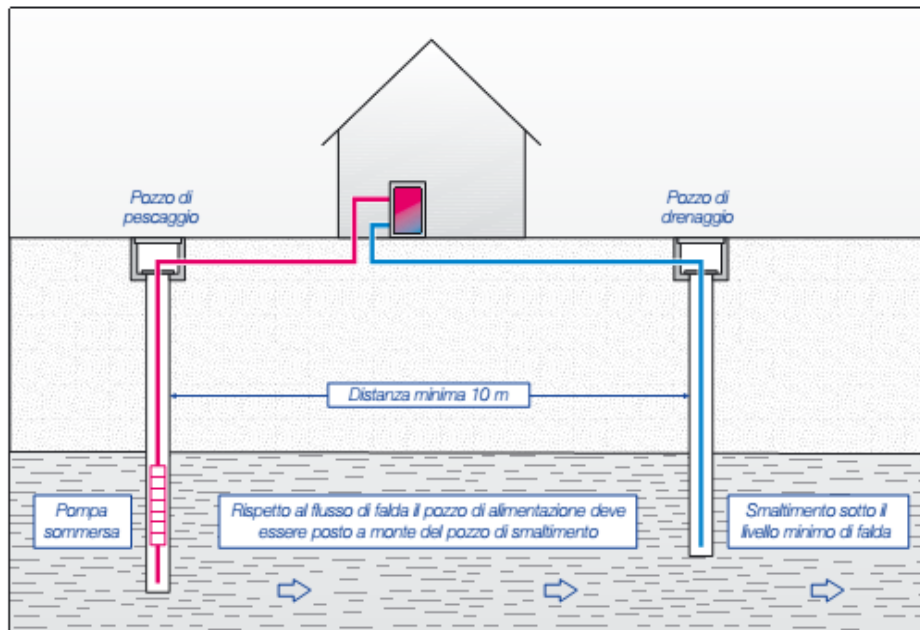


Figura 17: Sistemi di prelievo a due pozzi¹²

In figura 17 è mostrato un sistema a due pozzi dove il pozzo di pescaggio serve a prelevare l'acqua di falda mentre il pozzo di drenaggio serve a reimmettere l'acqua nella falda. Fondamentale per la realizzazione è la distanza minima tra i pozzi che deve essere di almeno 10 m per evitare la cortocircuitazione termica. I sistemi a circuito aperto sono caratterizzati da un maggior rendimento dovuto al fatto che l'acqua rispetto al terreno non risente dello scambio termico anche grazie alla stabilità termica dell'acqua nel tempo. Inoltre, permettono di risparmiare sulle superfici impiegate ma la realizzazione dei pozzi ad elevata profondità richiedono autorizzazioni specifiche e operazioni di manutenzione che risultano costose.

Gli impianti a circuito chiuso sfruttano lo scambio di calore tra la pompa di calore e il suolo in modo indiretto e cioè attraverso un fluido termovettore, generalmente acqua e glicole propilenico, presente all'interno di un circuito idraulico chiuso che si trova a diverse profondità. Rispetto ai sistemi a circuito aperto si evitano le problematiche legate all'utilizzo dell'acqua di falda e le limitazioni e normative ad essa associate. In funzione della profondità alla quale tali circuiti idraulici vengono installati si possono suddividere in sistema a sonde orizzontali e sistema a sonde verticali.

Nel caso di sistema a sonde orizzontali sono degli impianti che sfruttano il calore accumulato negli strati superficiali del terreno e sono installati fino ad una profondità di 5 m dove il terreno si trova ad una temperatura disponibile tra gli 8 e i 13 °C¹². Tali sistemi sfruttano il calore di origine esterna (Figura 5) dovuto alla presenza del sole e delle piogge e per questo bisogna evitare la presenza di zone d'ombra. I vantaggi di questa tipologia impiantistica sono un minor impatto ambientale e un significativo risparmio economico dovuto alla realizzazione di scavi di basse profondità. Gli svantaggi

invece sono una minore efficienza dovuta alle fluttuazioni della temperatura esterna e la richiesta di superfici di sviluppo molto estese che non devono essere coperta e quindi esposte al sole. Questi aspetti riducono i campi di applicazione di tali sistemi che per questi motivi non sono adatti a edifici di grandi dimensioni.

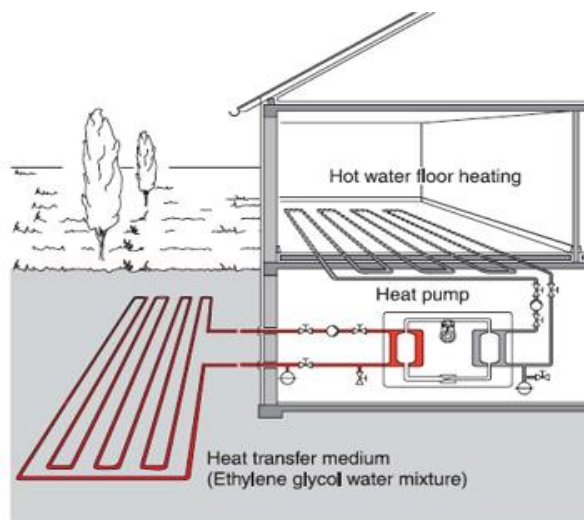


Figura 18: Schema di una pompa di calore geotermica con scambiatori orizzontali¹⁴

Le tubazioni degli scambiatori orizzontali sono realizzate in HDPE (polietilene ad alta densità) e possono essere disposte secondo differenti configurazioni geometriche in funzione della resa termica, della densità e del contenuto d'acqua del terreno. In particolare, si possono realizzare scambiatori a serpentini o a chiocciola, ad anelli, a spirale e a canestri.

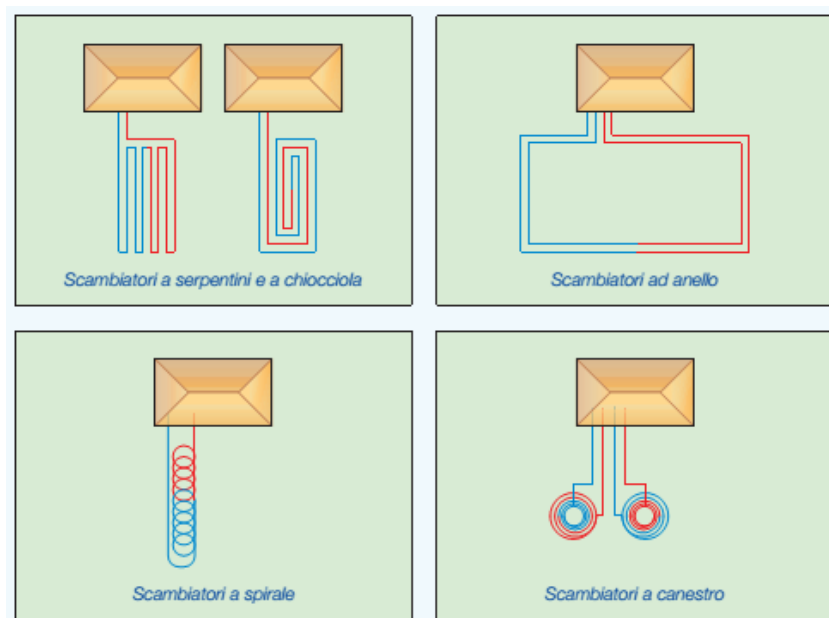


Figura 19: Scambiatori orizzontali con diverse geometrie di sviluppo¹²

I sistemi a sonde verticali sfruttano il calore presente nel sottosuolo di origine interna (Figura 5) e raggiungono profondità di 200 metri e anche oltre (Figura 20). Tali sistemi rispetto agli scambiatori orizzontali presentano una miglior efficienza sia in fase di riscaldamento che di raffreddamento grazie alla stabilità termica del terreno che presenta temperature costanti al di sotto di una certa profondità (15-20 m). In particolare, con la profondità aumenta la resa termica delle sonde, sotto i 20 m, per il calore prodotto dalla terra, la temperatura del sottosuolo cresce di circa 3 °C ogni 100 m¹². Le sonde geotermiche sono realizzate con perforazioni il cui diametro varia tra i 100 e i 150 mm e le tubazioni sono realizzate in PE ad alta resistenza specifici per applicazioni geotermiche perché a profondità elevate si raggiungono pressioni interne e di schiacciamento elevate. Le tubazioni vengono inerite all'interno dei fori tramite l'utilizzo di zavorre di circa 15-20 kg e per distanziare le tubazioni si utilizzano dei distanziatori ogni 7-8 m. Dopo aver inserito le tubazioni nei fori, il vuoto viene riempito con una sospensione a base di cemento e sostanze inerti che permette di assicurare un buon scambio termico fra il sottosuolo e le tubazioni. Il numero di sonde geotermiche e la lunghezza di quest'ultime viene scelto in funzione della potenza della pompa di calore. Esistono diverse tipologie di scambiatori geotermici verticali come gli scambiatori a singola U dove la tubazione di mandata e di ritorno sono collegati sul fondo, doppia U che presenta quattro tubazioni collegate come nel caso precedente sul fondo, coassiali semplici dove la tubazione di ritorno è interna e la tubazione di mandata è esterna e coassiali complessi che prevedono tra la tubazione di mandata e di ritorno, disposte come nel caso precedente, delle alettature che permettono di avere un migliore scambio termico e garantiscono la coassialità tra le tubazioni (Figura 21).

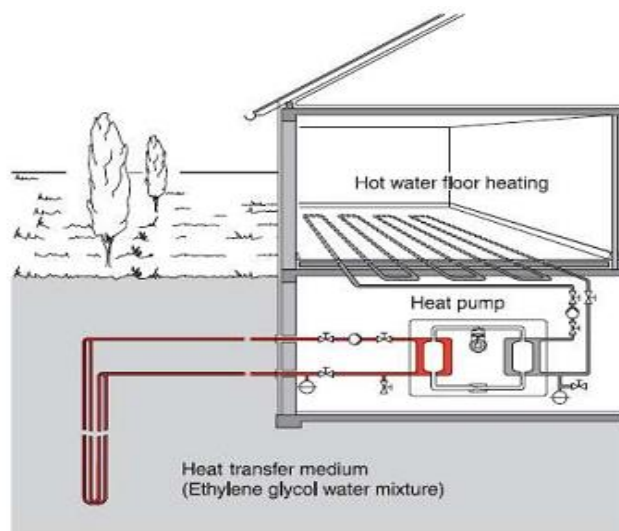


Figura 20: Schema di una pompa di calore geotermica con scambiatori verticali¹⁴

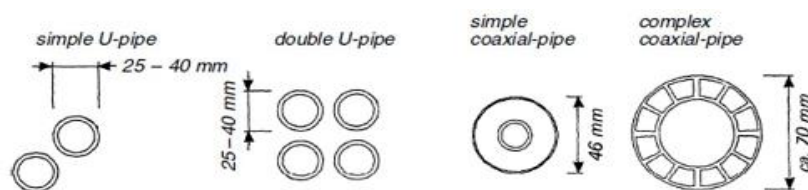


Figura 21: Tipologie di scambiatori verticali¹⁴

GEOSTRUTTURE ENERGETICHE

Le geostrutture energetiche permettono di sfruttare lo scambio di calore con il terreno e per fornire energia termica sia per il riscaldamento che il per il raffrescamento di edifici. Il vantaggio dell'utilizzo di tali sistemi rispetto ai sistemi tradizionali è quello di poter sfruttare strutture esistenti che sono a diretto contatto con il terreno o con l'acqua di falda ad una certa profondità per ricavarne energia geotermica. La fase di progettazione delle geostrutture energetiche è molto complicata perché la loro funzione primaria è quella di sostegno della struttura e quindi nascono delle limitazioni sulla posa e la dimensione dei tubi utilizzati per effettuare lo scambio termico con il terreno, per questo la posa può essere realizzata sia all'interno delle strutture che all'esterno. La tipologia di funzionamento è a circuito chiuso caratterizzato da un circuito installato all'interno o all'esterno dell'elemento strutturale nel quale circola il fluido termovettore, collegato ad una pompa di calore che a sua volta è collegata ad un circuito secondario interno che riscalda o raffresca gli ambienti. Le geostrutture ad oggi sono poco diffuse e rappresentano solo l'1% delle installazioni di pompe di calore e tra le più diffuse troviamo i pali energetici e i diagrammi.

I pali energetici sono impianti che derivano il calore dal sottosuolo grazie all'utilizzo di pali in cemento armato che hanno come funzione primaria il sostegno dell'edificio stesso. I pali possono essere prefabbricati o gettati in loco con diametri variabili tra 0,4 a 1,5 m e possono raggiungere lunghezze tra i 30-40 m in funzione delle condizioni geologiche. Le tubazioni che costituiscono l'impianto termico sono posate in senso longitudinale all'interno dell'armatura che costituisce l'elemento strutturale e dopo esser state opportunamente fissate viene gettato del calcestruzzo nell'armatura al fine di ottenere un buon scambio termico fra i circuiti e il terreno. La posa delle tubazioni può essere di diversa natura e possono avere uno sviluppo ad U oppure a spirale (Figura 22). Questa tipologia di sistema può essere utilizzata solo nel caso di nuove costruzioni ma non comporta un elevato incremento dei costi e può rappresentare una soluzione valida all'utilizzo delle sonde geotermiche.



Figura 22: Schema rappresentativo dei pali energetici

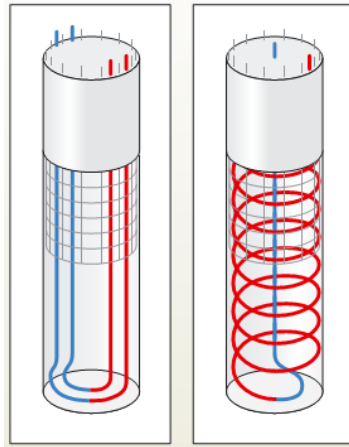


Figura 23: Tipologie di posa per pali energetici

I diaframmi energetici, chiamati anche muri energetici, sono delle tecnologie che permettono di inserire tubi dello scambiatore all'interno di gabbie di rinforzo del diaframma stesso in modo da sfruttare sia la funzione strutturale del diaframma che la funzione energetica che sfrutta l'energia geotermica del suolo. Rispetto ai pali energetici i diaframmi permettono di sfruttare volumi di terra molto più ampi e possono essere utilizzati per il sostegno del terreno laterale per applicazioni del tipo cut and cover cioè quando si realizzano scavi fino alla profondità necessaria che poi successivamente vengono rinterrati. Il funzionamento è simile a quello descritto per i pali energetici e per ridurre la resistenza termica del calcestruzzo le tubazioni sono disposte nella parte a contatto con il terreno.



Figura 24: Schema di un diaframma energetico

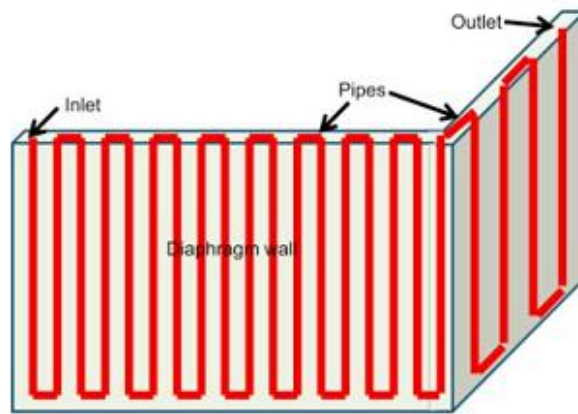


Figura 25: Modalità di posa tubazioni per diaframma energetico

CAMPO SPERIMENTALE

Il campo sperimentale consiste nello studio dell'attivazione termica di un muro energetico costituito da pannelli modulari di sonde energetiche a contatto con il terreno, realizzati su di un muro di sostegno esistente dell'Energy Center. L'Energy Center, situato in via Borsellino a Torino, è un'iniziativa del Politecnico di Torino che nasce nel 2016 sotto forma di progetto ECI (Energy Center Initiative) che promuove attività di ricerca per sviluppare e testare tecnologie e soluzioni applicative innovative in campo energetico. La struttura è caratterizzata da 7000 m² totali di cui 5000 m² sono destinati all'edificio e 2000 m² sono destinati per il parcheggio come mostrato in figura:



Figura 26: Energy Center

La realizzazione dell'impianto a sonde geotermiche è iniziata in data 26/06/2019, dopo aver identificato la zona di interesse per l'installazione si è effettuato uno scavo, tramite l'utilizzo di escavatori che permettessero la rimozione e la movimentazione del terreno, con profondità di 80-120 cm. Successivamente, tramite infissione nel terreno, è stata realizzata l'armatura caratterizzata da puntoni di contrasto che sono degli elementi metallici che resistono sia agli sforzi di compressione che di trazione che possono generarsi e hanno il vantaggio di avere una maggiore durata in ambienti umidi. Tramite un meccanismo di infissione e l'aiuto della benna dell'escavatore, sono stati installati i pannelli che costituiscono l'armatura.



Figura 27: Realizzazione armatura

Dopo l'infissione dei pannelli è stato gettato, tramite autopompa, uno strato di calcestruzzo con quantitativi ridotti di cemento a 4,7 m di profondità e successivamente livellato che ha lo scopo di realizzare un piano orizzontale utile per la posa delle sonde direttamente sul muro.

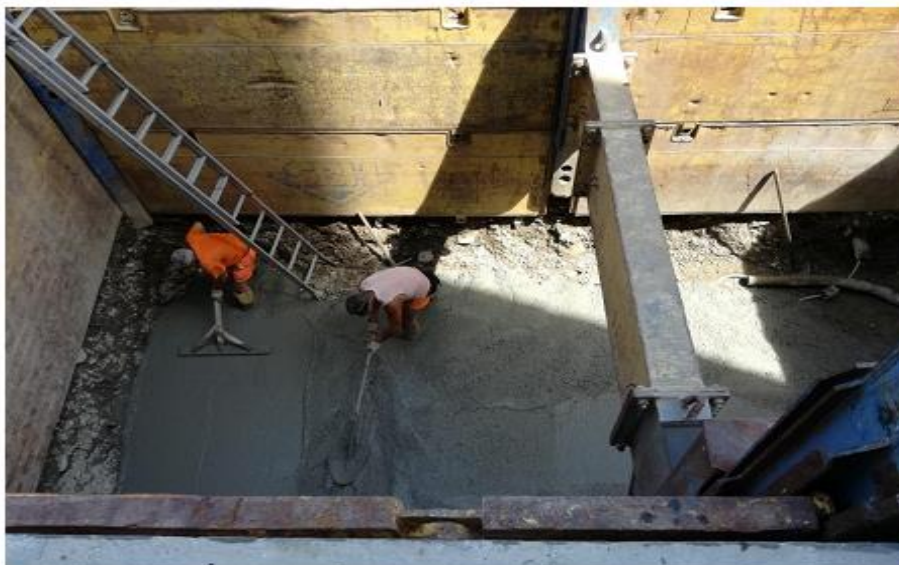


Figura 28: Getto dello strato di magrone

Successivamente, per mezzo di una carotatrice ad acqua, sono stati effettuati dei fori di 130 mm di diametro sul muro di sostegno per permettere il passaggio delle sonde geotermiche e della sensoristica. Le sonde geotermiche sono state disposte secondo tre pannelli modulari, ciascuno da 2,50 m, due dei quali con una disposizione orizzontale delle serpentine ed uno con una disposizione verticale (Figura 29) e fissate al muro tramite tasselli. Le serpentine sono dotate di un sistema di valvole che permette al fluido termovettore, costituito da acqua e glicole propilenico, di percorrere i moduli in serie o in parallelo. La tubazione scelta è stata del tipo Rautherm s dell'azienda Rehau S.p.A che sono realizzati in polietilene reticolato in modo perossidico PE-Xa che garantisce una buona resistenza e flessibilità del materiale, con un diametro di 20 mm, spessore di 2 mm e confezionati in rotoli da 119 m.

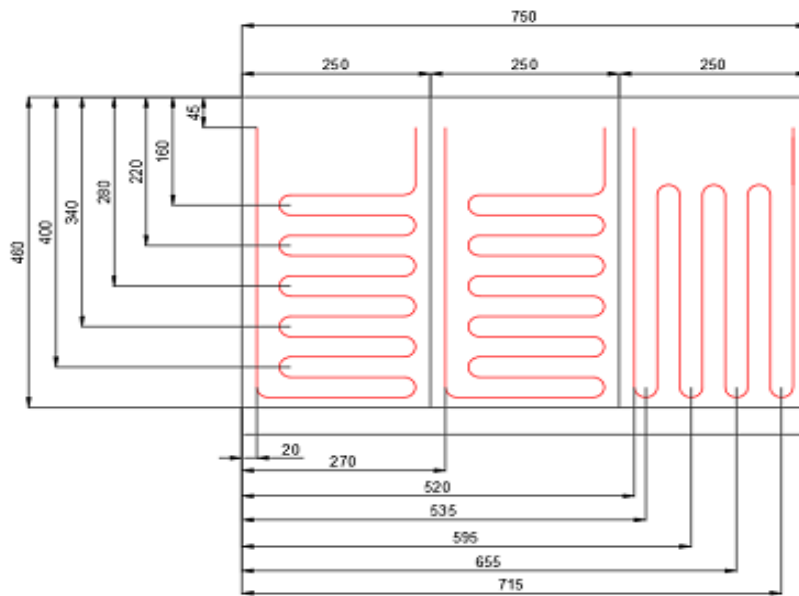


Figura 29: Disposizione geometrica delle serpentine con quotatura in cm

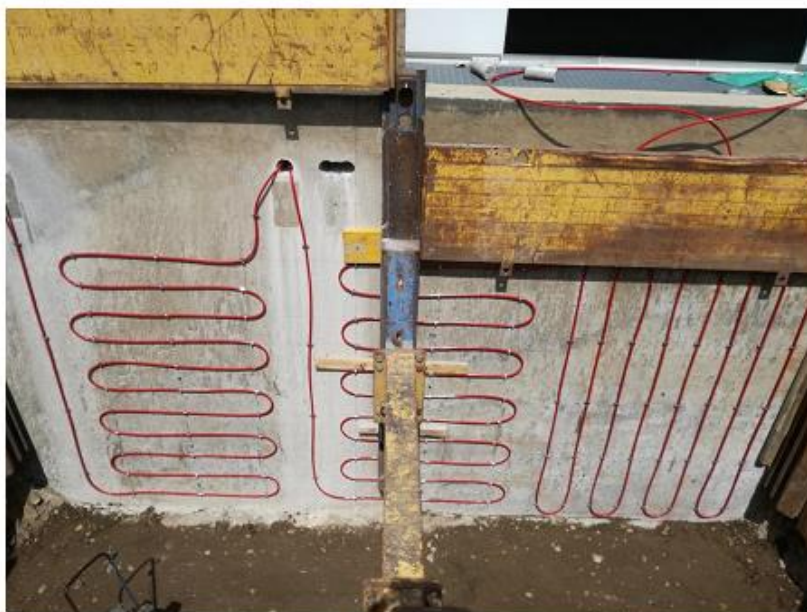


Figura 30: Posizionamento delle sonde geotermiche sul muro

Dopo aver posizionato le sonde geotermiche sul muro, la sensoristica che comprende i sensori di temperatura, celle di pressione, estensimetri, sentek drill & drop probe e misuratore del potenziale idrico e i collegamenti ad un'unità di acquisizione dei dati con sistema di trasferimento GPRS, si è effettuato il rinterro con diversi livelli di profondità A, B, C, D per permettere la posa dei sensori a diverse profondità come mostrato in figura 31:

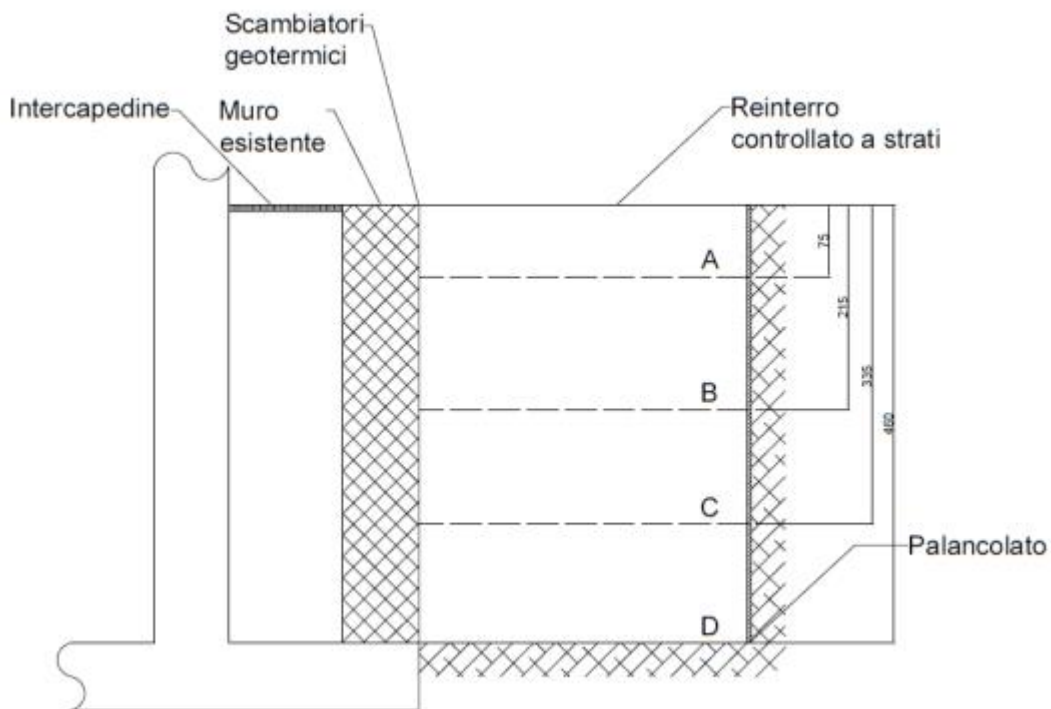


Figura 31: Modalità di rinterro per il posizionamento dei sensori (quote in cm)

PROVE SPERIMENTALI

Le prove sperimentali sono state realizzate grazie all'installazione di una pompa di calore geotermica all'Energy Center avvenuta nel 19/07/2019, installata dall'azienda GEONOVIS energia geotermica su commissione del Politecnico di Torino. L'**impianto** è costituito da una pompa di calore geotermica mono compressore con inverter del tipo NIBE F1155 da 6 kW di potenza, un volano termico Pacetti modello VTCFH da 100 l, un ventilconvettore Sabiana modello CRC24 e due vasi di espansione da 8 l disposti uno sul circuito delle sonde geotermiche e uno sul circuito dell'utenza. La pompa di calore è equipaggiata da una scheda accessoria NIBE AXC50 e da 4 valvole a tre vie deviatrici che permette di gestire sia operazioni di riscaldamento durante il periodo invernale che operazioni di raffrescamento, attivo e passivo, durante il periodo estivo. La movimentazione del fluido termovettore avviene grazie all'utilizzo di due circolatori (GP1 e GP2) elettronici integrati nella pompa di calore che sono disposti rispettivamente lungo il circuito dell'utenza e lungo il circuito delle sonde geotermiche. Inoltre, la pompa di calore presenta un display nella parte anteriore che permette di gestire e di programmare la climatizzazione dell'ambiente interno e dell'acqua calda al fine di garantire comfort e un funzionamento ottimale.



Figura 32: Pompa di calore geotermica (destra), ventilconvettore (dietro), volano termico (sinistra)

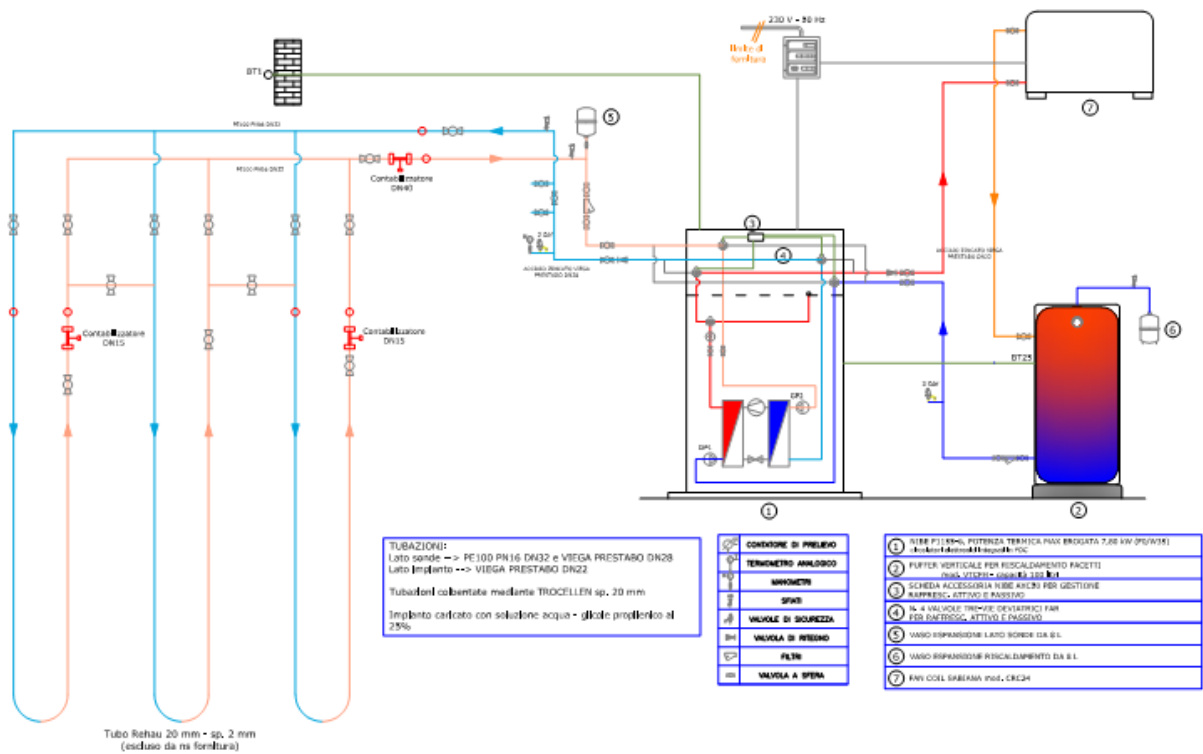


Figura 33: Progetto impianto (GeoNovis energia geotermica, 2019)

Dalla figura 33 si possono distinguere 3 **circuiti** principali:

- Il **circuito primario**, dove è presente una soluzione di acqua e glicole propilenico al 25%, ha il compito di estrarre o cedere calore al sottosuolo a seconda della modalità di funzionamento se di riscaldamento o di raffrescamento. La circolazione del fluido avviene grazie al circolatore GP2 installato all'interno della pompa di calore stessa e permette al fluido di circolare all'interno delle sonde geotermiche e di ritornare alla pompa di calore dove effettua lo scambio termico con il fluido refrigerante all'interno di uno scambiatore.
- Il **circuito secondario**, dove è presente una soluzione acquosa, ha il compito di trasportare il fluido termovettore all'utenza che in questo caso è rappresentata da un ventilconvettore. Il ventilconvettore è in serie con un accumulo da 100 litri che ha la funzione di volano termico. La circolazione del fluido è gestita dal circolatore GP1, anch'esso installato all'interno della pompa di calore.
- Il **circuito refrigerante**, dove è presente il fluido refrigerante R407C, ha il compito di eseguire il ciclo termodinamico descritto in figura 10. Il fluido refrigerante è costituito da una miscela di tre componenti che sono R32 per il 23%, R125 per il 25% e R134a per il 52% in peso e scambia calore con il circuito primario e secondario all'interno di due scambiatori di calore che sono l'evaporatore e il condensatore.

I circuiti descritti precedentemente sono provvisti di **sensori** di temperatura di seguito elencati:

- **BT1**: sensore di temperatura esterna
- **BT3**: sensore di temperatura di ritorno del fluido riscaldante/refrigerante
- **BT10**: sensore di temperatura di ritorno del fluido dalle sonde geotermiche
- **BT11**: sensore di temperatura di mandata dall'evaporatore
- **BT12**: sensore di temperatura di mandata dal condensatore
- **BT14**: sensore di temperatura gas uscita compressore
- **BT17**: sensore di temperatura gas aspirazione compressore

Inoltre, è presente un flussimetro per la misurazione della portata del fluido termovettore presente nel circuito primario e dei misuratori di velocità per la misura della velocità dei circolatori presenti sul circuito primario e secondario.

CASO STUDIO

Obiettivo del seguente studio è quello di effettuare un'analisi energetica che possa condurre al calcolo delle potenze scambiate, delle portate e dei valori dei coefficienti di prestazione della pompa di calore geotermica oggetto di studio. Le valutazioni saranno effettuate a partire da dati di monitoraggio disponibili sia per il periodo di riscaldamento che di raffrescamento e verrà effettuata un'analisi di sensitività per diversi range di pressione. I risultati ottenuti verranno poi confrontati tramite l'utilizzo del software CoolPack in modo da capire se il sistema stia lavorando in modo corretto e per validare i risultati ottenuti tramite calcolo manuale.

I **dati** relativi al funzionamento del sistema sono stati forniti dalla centralina di gestione elettronica della pompa di calore Nibe F1155 in formato “.txt” contenente le misurazioni della sensoristica presente all’interno della macchina effettuate con una cadenza regolabile che in questo caso era di ogni 30 secondi. Le grandezze che sono risultate utili per la nostra analisi sono i valori di temperatura dei sensori descritti in precedenza e le velocità di funzionamento dei circolatori GP1 e GP2 installati sul circuito primario e secondario. A causa della mancanza di strumentazione apposita per la misurazione della pressione istantanea a monte e a valle del compressore, si è fatto riferimento al manuale di installazione dell’azienda produttrice della pompa di calore che definiva dei range di funzionamento per il ramo di alta e di bassa pressione; per il ramo di alta pressione veniva suggerito di lavorare con pressioni comprese tra i 16 e i 30 bar mentre per il ramo di bassa pressione tra i 7 e gli 11 bar. Nel nostro caso per il periodo di riscaldamento sono stati valutati tre range di pressione quali 7-16 bar, 8-16 bar e 7-23 bar mentre per il periodo di raffrescamento si sono considerati i range di 7-16 bar e 7-20 bar. La misurazione del valore della portata del circuito primario è stata ottenuta tramite i flussimetri installati e considerando dei valori medi si è ottenuto $460 \frac{l}{h}$ per il periodo di riscaldamento e $0,435 \frac{m^3}{h}$ per il periodo di raffrescamento¹⁵.

Per poter eseguire l’analisi energetica attraverso un calcolo manuale, tramite l’utilizzo di Excel, si sono fatte delle **ipotesi**:

- Pressione costante sui rami di alta e di bassa pressione. Ipotesi necessaria a causa di mancanza di strumentazione.
- Per il calore specifico a pressione costante (c_p) è stato considerato un valore costante per la miscela di acqua e glicole propilenico del circuito primario pari a $3,953 \frac{kJ}{kg K}$ e per il circuito secondario, essendo presente dell’acqua, pari a $4,186 \frac{kJ}{kg K}$. Per il circuito refrigerante invece, essendo i valori di temperatura e pressione diversi durante la giornata, si è ipotizzato di fare una media giornaliera dei valori di c_p valutato in funzione della temperatura massima e minima per quella giornata. Il c_p ottenuto è stato poi considerato costante per tutta la giornata.
- Per la densità (ρ) è stato considerato un valore costante per la miscela di acqua e glicole propilenico pari a $1016,37 [\frac{kg}{m^3}]$ e per l’acqua pari a $1000 [\frac{kg}{m^3}]$ ¹⁶
- Le portate dei circuiti sono state considerate costanti per tutto il tempo di funzionamento del sistema.
- Non si considera il sottoraffreddamento del fluido refrigerante e quindi la trasformazione di condensazione termina esattamente sulla curva limite inferiore del diagramma. Ipotesi necessaria a causa della mancanza di strumentazione.
- Assenza di perdite energetiche, di calore e di pressione negli scambiatori, nel compressore e nelle tubature.

La **regolazione** della pompa di calore Nibe F1155 avviene attraverso la modulazione del funzionamento del compressore che si accende e spegne in modo alternato in funzione della temperatura di mandata del fluido termovettore all'utenza. In particolare, il sistema utilizzato ha la possibilità di settare sia un valore costante della temperatura di mandata, come nel caso delle prove sperimentali effettuate, oppure si ha la possibilità di settare delle curve di riscaldamento o raffreddamento, quest'ultimo caso richiede un componente aggiuntivo, definite dal manuale dell'installatore. Attraverso il menu, si ha la possibilità di selezionare la curva di riscaldamento e raffreddamento per gli ambienti che ha il compito di assicurare una temperatura interna omogenea, indipendentemente dalla temperatura esterna in modo da avere un funzionamento energeticamente efficiente¹⁷. Una volta selezionata la curva il computer della pompa di calore in modo automatico determina la temperatura dell'acqua dell'impianto, la temperatura di mandata e la temperatura interna.



Figura 34: Esempio curva di riscaldamento pompa di calore¹⁷

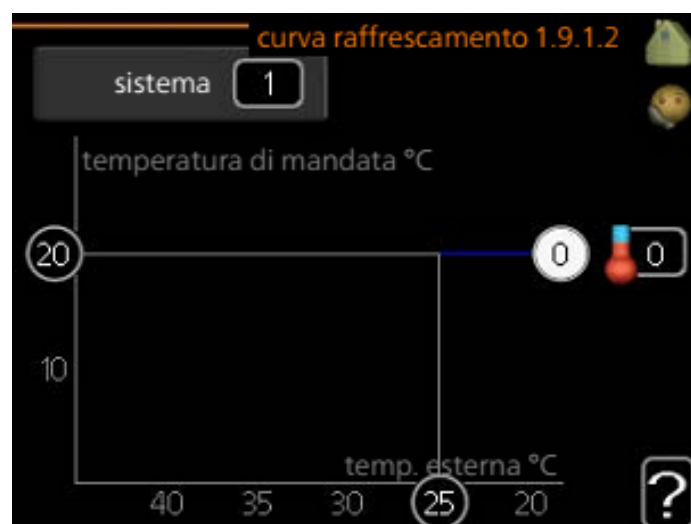


Figura 35: Esempio curva di raffreddamento pompa di calore¹⁷

Inoltre, si può definire anche la pendenza delle curve di riscaldamento/raffrescamento; una pendenza maggiore implica una temperatura di mandata superiore per il riscaldamento o una temperatura di mandata inferiore per il raffreddamento ad una determinata temperatura esterna. La pendenza ottimale dipende dalle condizioni climatiche esterne, dalla tipologia del sistema di diffusione del calore e dal grado di isolamento dell'abitazione stessa¹⁷.

Nel caso della **prova di riscaldamento** si è definito e impostato un valore costante della temperatura di mandata pari a 45 °C. L'andamento della temperatura è riportato in figura 36 ed è rappresentato dalle misurazioni effettuate dal sensore BT12 presente lungo il circuito secondario confrontato con la temperatura esterna rappresentata dalle misurazioni effettuate dal sensore BT1.

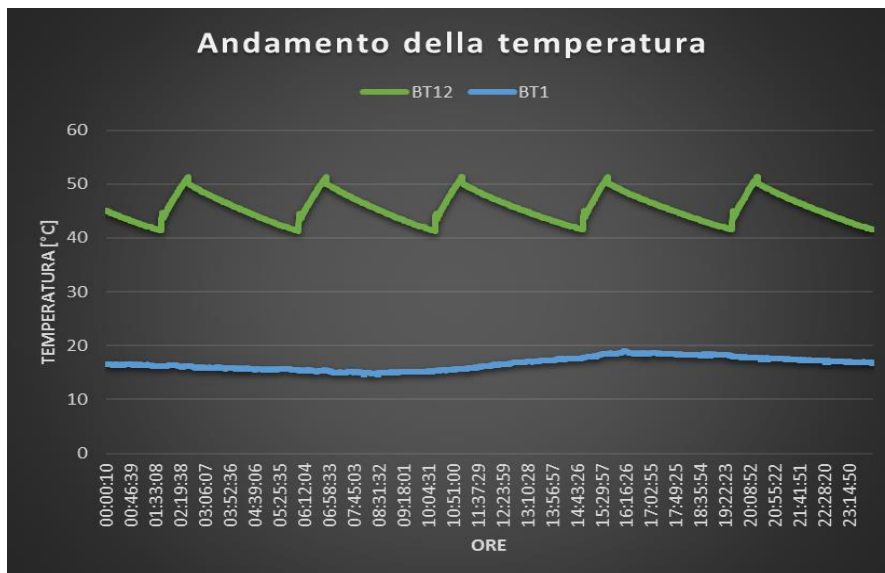


Figura 36: Andamento della temperatura di mandata (BT12) e della temperatura esterna (BT1) per le diverse ore del giorno 26/10/2019

Come si può notare per la giornata del 26/10/2019, la temperatura di mandata oscilla intorno al valore costante settato, raggiungendo un valore minimo di 41 °C e un valore massimo pari a 51°C che rappresentano rispettivamente il momento in cui il compressore si accende e inizia il ciclo di funzionamento e il momento in cui il compressore si spegne e termina il ciclo. Per poter analizzare al meglio il funzionamento del compressore e quindi il controllo della temperatura di mandata si è definita una grandezza empirica chiamata Gradi Minuto ('Degree Minute', DM). I gradi minuto sono una grandezza che esprime la cumulata delle differenze tra la temperatura del fluido termovettore nelle attuali condizioni di funzionamento e la temperatura di setpoint della curva di riscaldamento.

$$DM = \sum_{i=1}^{t_i} (T_a - T_s) \cdot t_i \quad (5)$$

Dove DM sono i gradi minuto espressi in $^{\circ}C \cdot min$, T_a è la temperatura del fluido termovettore nelle attuali condizioni di funzionamento espressa in $^{\circ}C$, T_s è la temperatura di setpoint della curva di riscaldamento espressa in $^{\circ}C$ e t_i è il tempo trascorso in min.



Figura 37: Funzionamento compressore in funzione dei gradi minuto per le ore della giornata del 26/10/2019

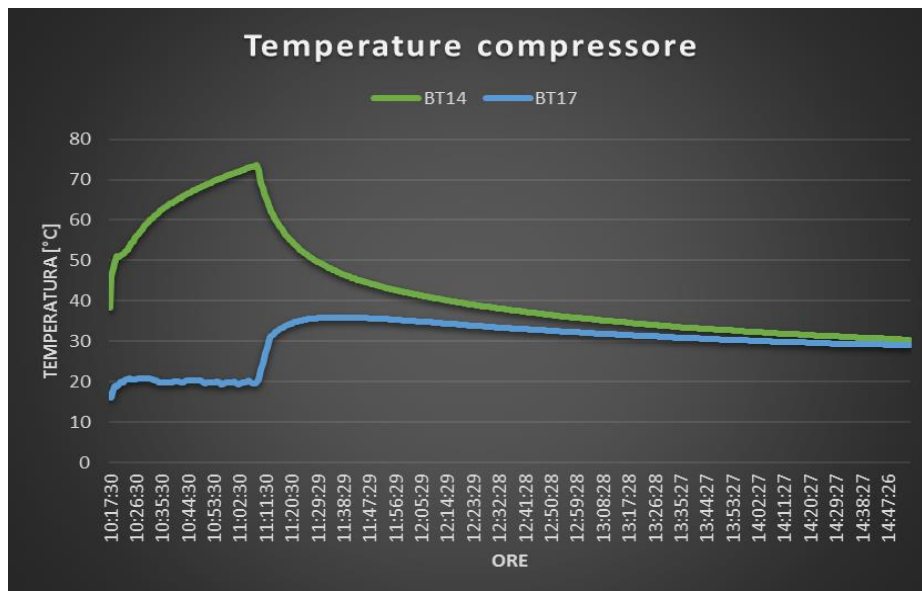


Figura 38: Andamento della temperatura di ingresso al compressore (BT17) e della temperatura di uscita del compressore (BT14) durante la giornata del 26/10/2019

In figura 37 è mostrato il funzionamento del compressore attraverso la rappresentazione dei gradi minuto e della frequenza del compressore stesso. Si può osservare che quando il valore cumulativo di DM raggiunge un certo valore, in questo caso 100 $^{\circ}C \cdot min$, poco dopo si accende il compressore fino a quando non si raggiunge di nuovo tale valore con un andamento ciclico. Invece, in figura 38 è

mostrato l'andamento delle temperature a monte e a valle del compressore durante un suo ciclo completo e si osserva che le temperature inizialmente quando il compressore è acceso sono differenti e poi tendono ad assumere valori pressoché simili quando il compressore si arresta.

Nel caso della **prova di raffrescamento** si è definito e impostato un valore costante della temperatura di mandata pari a 5°C. L'andamento della temperatura è riportato in figura 39 ed è rappresentato dalle misurazioni effettuate dal sensore BT11 presente lungo il circuito secondario confrontato con la temperatura esterna rappresentata dalle misurazioni effettuate dal sensore BT1.

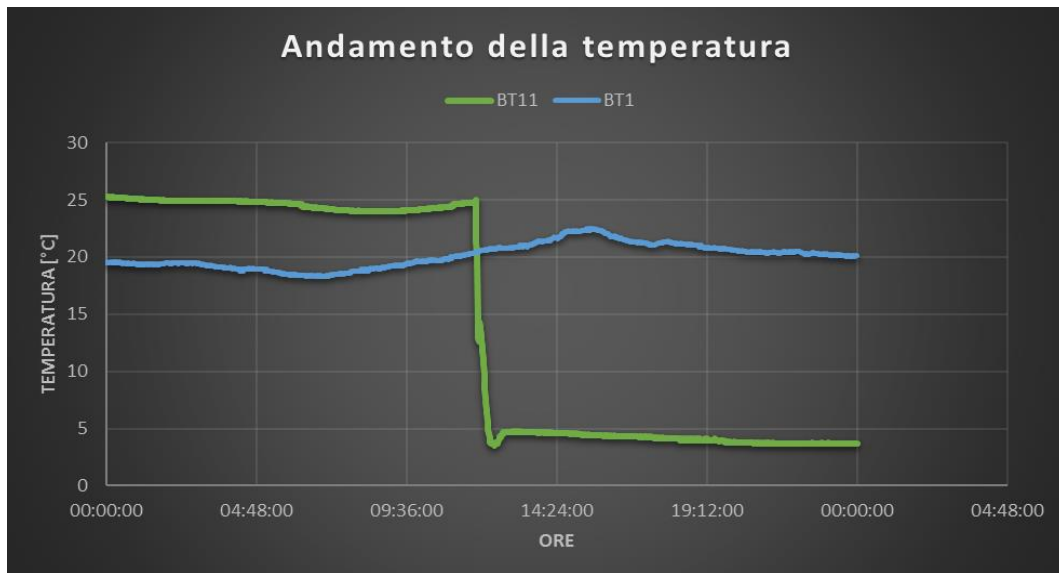


Figura 39: Andamento della temperatura di mandata (BT11) e della temperatura esterna (BT1) per le diverse ore del giorno 16/06/2020

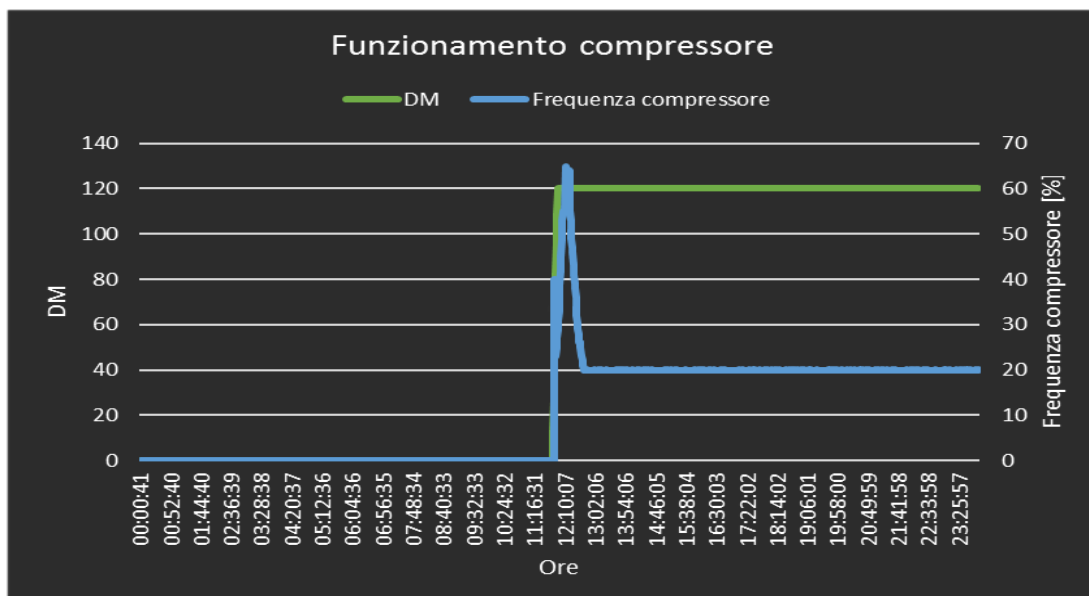


Figura 40: Funzionamento compressore in funzione dei gradi minuto per le ore della giornata del 16/06/2020

In figura 40 è mostrato il funzionamento del compressore attraverso la rappresentazione dei gradi minuto e della frequenza del compressore stesso. Si può osservare che quando il valore cumulativo di DM raggiunge un certo valore, in questo caso 120 °C min, poco dopo si accende il compressore in modo continuativo fino alla fine del periodo di analisi.

PROVA DI RISCALDAMENTO

La prova di riscaldamento analizzata è stata eseguita nel periodo che va dalle ore 11:24 del 24 ottobre 2019 alle ore 14:32 del 31 ottobre. La configurazione del sistema e la disposizione della sensoristica utilizzata per l'analisi sono rappresentati nella figura seguente:

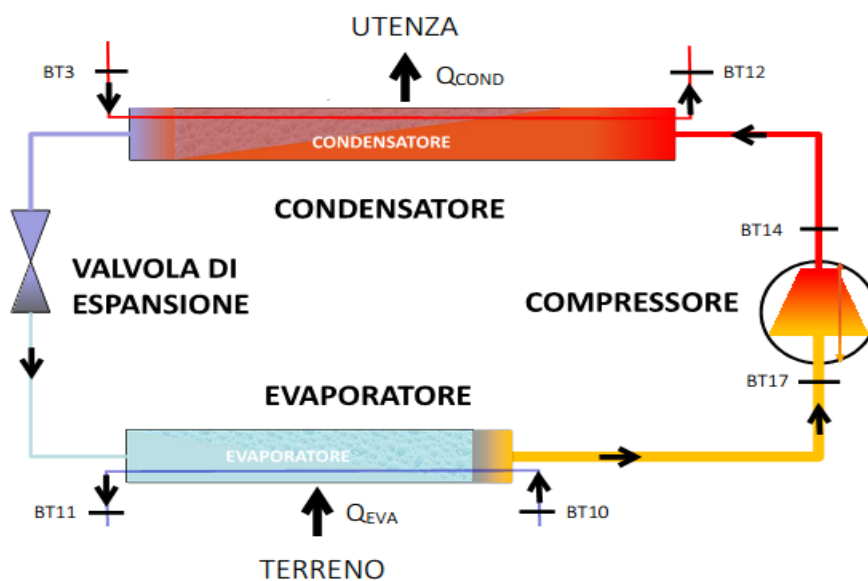


Figura 41: Pompa di calore fase di riscaldamento

In particolare, l'assetto invernale della pompa di calore permette di estrarre il calore dal sottosuolo e tramite l'evaporatore di cederlo al circuito del refrigerante. Successivamente il calore viene poi ceduto tramite il condensatore al circuito secondario che permette di riscaldare l'ambiente.

Prima valutazione effettuata è stata il calcolo del COP della pompa di calore geotermica, calcolato con la seguente equazione:

$$COP = \frac{Q_{cond}}{W_i} = \frac{q_{cond}}{l_i} \quad (6)$$

Non essendo nota a priori la portata di refrigerante che circola nel sistema, le grandezze sono state valutate dapprima in termini specifici e si è partiti dalla valutazione del lavoro del compressore avendo a disposizione i dati ottenuti dalla sensoristica installata. Applicando il primo principio per i sistemi aperti e trascurando le perdite di calore, assumendo quindi il compressore come un sistema adiabatico e trascurando l'energia gravitazionale e cinetica si ottiene la seguente equazione:

$$l_i = c_{p,R407C} \cdot (T_{BT14} - T_{BT17}) \quad (7)$$

Prima di effettuare il calcolo sono state fatte alcune valutazioni sulle temperature dei sensori BT14 e BT17 e in particolare, essendo alcune misure caratterizzate da temperature che, a causa dell'ipotesi di pressione costante lungo i rami di alta e bassa pressione, porterebbero ad avere dei punti di funzionamento del sistema interni alla curva limite superiore e quindi il compressore lavorerebbe con un fluido sia liquido che gassoso. Dato che il compressore deve lavorare con un fluido totalmente gassoso al fine di evitare rotture e malfunzionamenti si è supposto di considerare delle condizioni per il calcolo del lavoro:

$$T_{BT17} > T_{satBP}$$

$$T_{BT14} > T_{satAP}$$

Le disuguaglianze definite permettono di considerare nel calcolo solo le temperature maggiori della temperatura di saturazione a bassa pressione o ad alta pressione in modo da far lavorare il compressore solo con fluido gassoso. Le temperature di saturazione sono state individuate tramite il diagramma $\log(p)$ - h dall'intersezione della curva di saturazione e l'isobara alla pressione ipotizzata. La condizione imposta porta ad una riduzione dei range di pressione che possono essere considerati e per evitare che vengano escluse misurazioni maggiori al 25% e quindi rendendo le medie poco utilizzabili per l'analisi, si sono utilizzate pressioni non superiori a 23 bar per il ramo di alta pressione e non superiori a 8 bar per il ramo di bassa pressione. In particolare, per quanto riguarda la prova di riscaldamento si sono valutati gli intervalli di pressione 7-16 bar, 8-16 bar e 7-23 bar. I risultati riportati in seguito sono relativi ad un giorno preso come campione e cioè il 26/10/2019 e con un range di pressione di 7-16 bar e successivamente verranno riportati i risultati ottenuti anche per gli altri range di pressione. Inoltre, il calcolo è stato effettuato solo per i periodi di tempo per i quali il compressore risultava acceso.

Dopo aver calcolato i valori del lavoro istantaneo del compressore e averne fatto una media giornaliera si è passati al calcolo del calore specifico scambiato dal condensatore. Anche in questo caso sono state trascurate le perdite di calore e facendo riferimento alle entalpie si ha che:

$$q_{cond} = h_{BT14} - h_{sat,liq} \quad (8)$$

L'entalpia di saturazione del liquido è stata determinata tramite il diagramma log(p)-h dall'intersezione della curva di saturazione del liquido e l'isobara alla pressione di 16 bar che corrisponde alla pressione del ramo di alta pressione. Invece, per quanto riguarda l'entalpia del sensore di temperatura BT14 installato a valle del condensatore si sono fatte delle valutazioni specifiche. Non essendoci uno strumento apposito che permettesse di ottenere le misurazioni di entalpia per ogni 30 s della centralina della pompa di calore, si è effettuato un calcolo manuale e cioè considerando dei punti di funzionamento casuali, attraverso lo strumento 'Refrigerant Calculator' fornito dal software CoolPack, si sono dapprima calcolati i valori di entalpia e poi successivamente sfruttando l'interpolazione lineare di tali valori si sono definite le entalpie per i diversi punti di funzionamento in modo automatizzato. Infine, dopo aver calcolato i valori della potenza termica specifica del condensatore per ogni istante di tempo e aver determinato il valore medio, si è valutato il COP della macchina con l'equazione (6).

Successivamente si è passati al calcolo della portata del fluido refrigerante all'interno della pompa di calore sfruttando il bilancio di potenze:

$$Q_{eva} + W_i = Q_{cond} \quad (9)$$

La potenza termica dell'evaporatore può essere espressa sia facendo riferimento al calore assorbito dal fluido refrigerante e sia facendo riferimento al calore ceduto dalla soluzione di acqua e glicole presente nel circuito primario con l'ipotesi di perdite energetiche nulle. In quest'ultimo caso sono noti i valori di portata, di calore specifico a pressione costante e i valori delle temperature:

$$Q_{eva} = \dot{m}_{(acq+gl)} \cdot q_{eva} = \dot{m}_{(acq+gl)} \cdot c_{p,(acq+gl)} \cdot (T_{BT10} - T_{BT11}) \quad (10)$$

Sostituendo si ottiene:

$$\dot{m}_{(acq+gl)} \cdot c_{p,(acq+gl)} \cdot (T_{BT10} - T_{BT11}) + \dot{m}_{R407C} \cdot l_i = \dot{m}_{R407C} \cdot q_{cond} \quad (11)$$

Si ricava quindi:

$$\dot{m}_{R407C} = \frac{\dot{m}_{(acq+gl)} \cdot c_{p,(acq+gl)} \cdot (T_{BT10} - T_{BT11})}{(q_{cond} - l_i)} \quad (12)$$

Dopo aver determinato il valore della portata del fluido refrigerante, si passa al calcolo della portata di acqua nel circuito secondario che si ottiene a partire dalla potenza termica del condensatore che può essere scritta come:

$$Q_{cond} = \dot{m}_{R407C} \cdot q_{cond} = \dot{m}_{acq} \cdot c_{p,acq} \cdot (T_{BT12} - T_{BT3}) \quad (13)$$

Da cui si ricava:

$$\dot{m}_{acq} = \frac{Q_{cond}}{c_{p,acq} \cdot (T_{BT12} - T_{BT3})} \quad (14)$$

COOLPACK

Il calcolo manuale è stato successivamente supportato dall'utilizzo del software CoolPack che è un software per frigoristi sviluppato nel 1998 dal dipartimento di ingegneria energetica dell'università di Danimarca. Il software è rivolto principalmente a tecnici frigoristi, ingegneri e studenti al fine di sviluppare modelli di simulazione da utilizzare per l'ottimizzazione energetica degli impianti di refrigerazione. Sono presenti diversi programmi che hanno diversi scopi di simulazione come, ad esempio il calcolo delle proprietà del refrigerante, analisi dei cicli, dimensionamento del sistema e simulazione del sistema. CoolPack si suddivide in tre gruppi principali che sono 'Refrigerant Utilities', 'EESCoolTools' e 'Dynamic'. Il primo permette di calcolare le proprietà dei fluidi refrigeranti primari e secondari, creare diagrammi per i refrigeranti primari (come diagrammi p-h, T-s e h-s) e per il calcolo della caduta di pressione per la portata dei refrigeranti secondari nelle tubazioni, il secondo permette di definire le quattro fasi di progettazione di un impianto di refrigerazione come la scelta del ciclo e la specifica dei parametri iniziali, dimensionamento dei componenti, calcolo del funzionamento dei componenti con le condizioni definite e analisi energetica basata sulle misure. Infine, l'ultimo è un programma dinamico che permette di simulare il raffreddamento di un oggetto o ambiente in varie condizioni¹⁸. I tools utilizzati sono 'Refrigerant Calculator' che ha permesso di individuare le grandezze caratteristiche sul diagramma log(p)-h e per il calcolo dei COP grazie all'individuazione delle entalpie e del cp, 'Heat transfer fluids calculator' che ha permesso di valutare le grandezze caratteristiche del fluido del circuito primario e verificare che esse siano costanti nel range di utilizzo e infine, 'Cycle Analysis' che ha permesso di calcolare le grandezze energetiche e il rendimento, utili per il confronto con i valori calcolati manualmente tramite Excel. Primo passo per la costruzione del ciclo del fluido refrigerante è quello di inserire dei dati di input nella sezione 'Cycle Specification' e in particolare, sono stati inseriti i valori delle temperature di saturazione per il range di pressione considerato, la portata del fluido refrigerante, la potenza elettrica del compressore e le temperature di ingresso e di uscita dal compressore come mostrato in figura 42. Successivamente, dopo aver eseguito il calcolo attraverso il comando 'calculate', si ha la possibilità di visualizzare il ciclo completo come mostrato in figura 43.

CYCLE SPECIFICATION								
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER		REFRIGERANT		
T_E [°C]:	13,0	ΔT_{SH} [K]:	0	Δp_{SL} [K]:	0	No SGHX	0,30	R407C
T_C [°C]:	41,8	ΔT_{SC} [K]:	0	Δp_{DL} [K]:	0			
CYCLE CAPACITY								
Mass flow \dot{m} [kg/s]	0,009893	\dot{Q}_E : 1,612 [kW]	\dot{Q}_C : 1,912 [kW]	\dot{m} : 0,009893 [kg/s]	\dot{V}_S : 1,27 [m ³ /h]			
COMPRESSOR PERFORMANCE								
Power consumption \dot{W} [kW]	0,4243	η_{IS} : 0,489 [-]	\dot{W} : 0,4243 [kW]					
COMPRESSOR HEAT LOSS								
Discharge temperature T_2 [°C]	59,75	f_Q : 41,1 [%]	T_2 : 59,8 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 0,1744 [kW]				
SUCTION LINE								
Outlet temperatur T_8 [°C]	18,8	\dot{Q}_{SL} : 50 [W]	T_8 : 18,8 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 5,8 [K]				

Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points	COP: 3,799	COP*: 3,918
-----------	-------	------	------	-----------	--------------	------------	-------------

Figura 42: CoolPack sezione 'Cycle Specification' per il giorno 26/10/2019

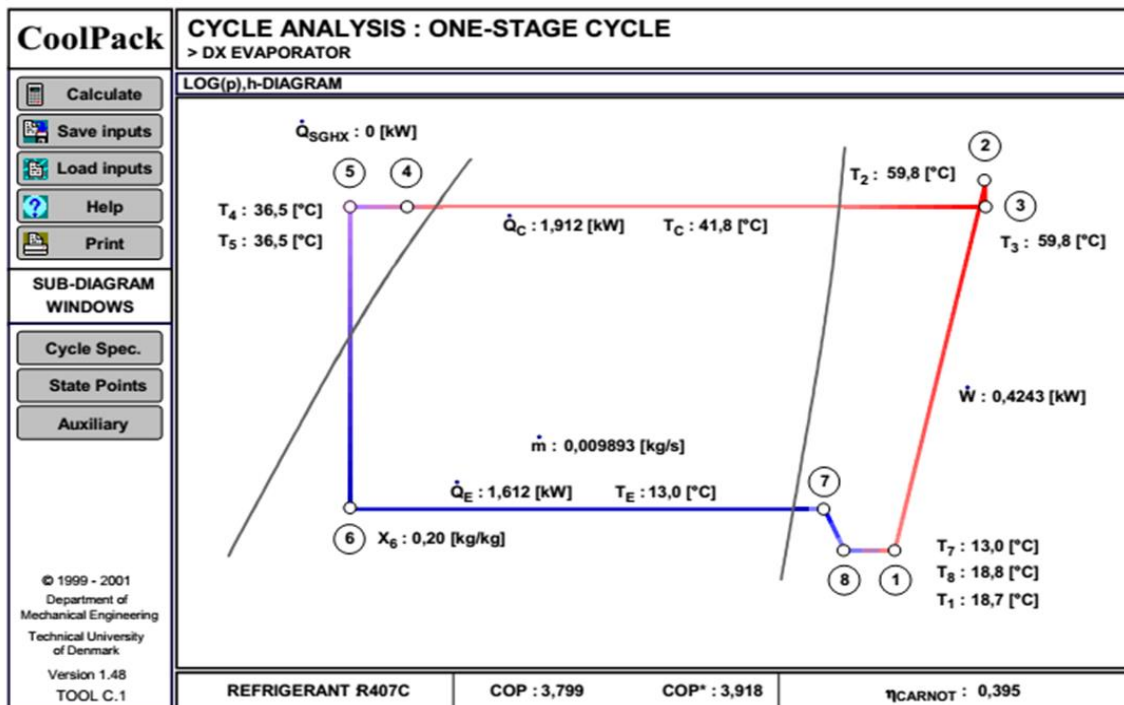


Figura 43: CoolPack sezione 'Cycle Analysis' per il giorno 26/10/2019

RISULTATI PROVA DI RISCALDAMENTO

I calcoli delle varie grandezze sono stati effettuati dapprima in modo istantaneo e poi è stata effettuata una media aritmetica giornaliera. La tabella di seguito riportata contiene i valori medi mensili per la giornata del 26/10/2019 considerando come range di pressione per il ramo di bassa e di alta pressione rispettivamente 7-16 bar.

26/10/2019				
Calcolo con EXCEL		Calcolo con CoolPack		scostamento %
COP_medio	4,46	COP_coolpack	3,92	-12,08
Q_cond_medio [kW]	1,89	Q_cond_coolpack [kW]	1,91	1,12
Q_eva_medio [kW]	1,54	Q_eva_coolpack [kW]	1,61	4,47
Wi_medio [kW]	0,42			
portata acqua media [kg/s]	0,27565			
portata R407C media [kg/s]	0,00989			
T_med_BT17 [°C]	18,75			
T_med_BT14 [°C]	59,75			
cp_medio_R407C [kJ/kg K]	0,9765			

Tabella 2: Risultati 26/10/2019 range 7-16 bar

Di seguito vengono riportati i risultati anche per gli altri giorni del periodo di riscaldamento:

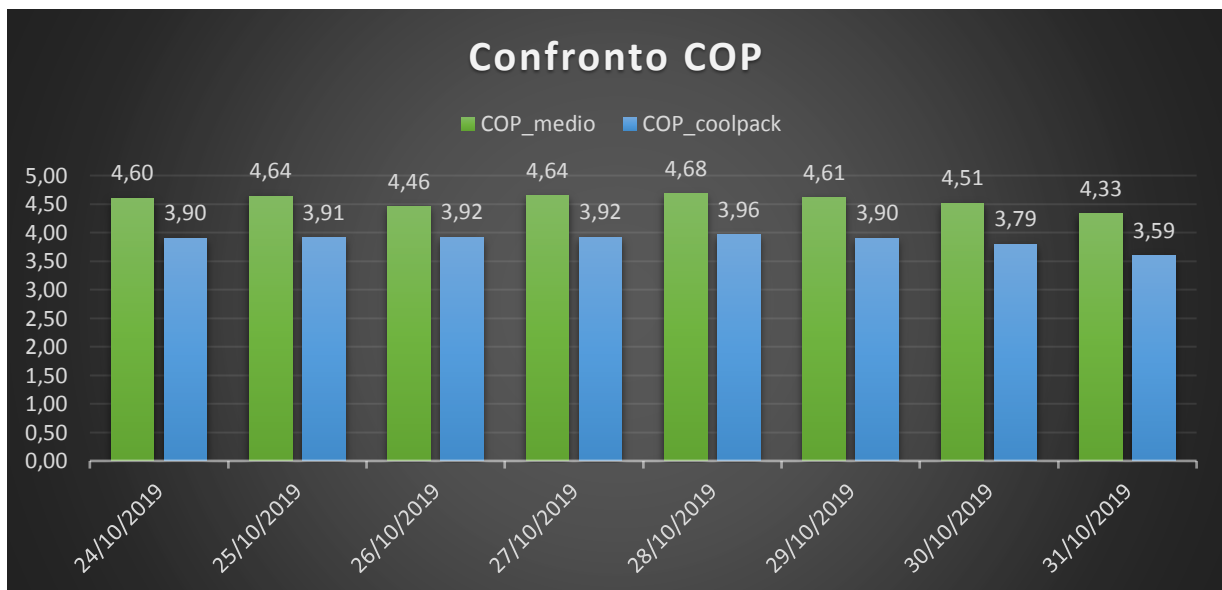


Figura 44: Confronto COP range 7-16 bar

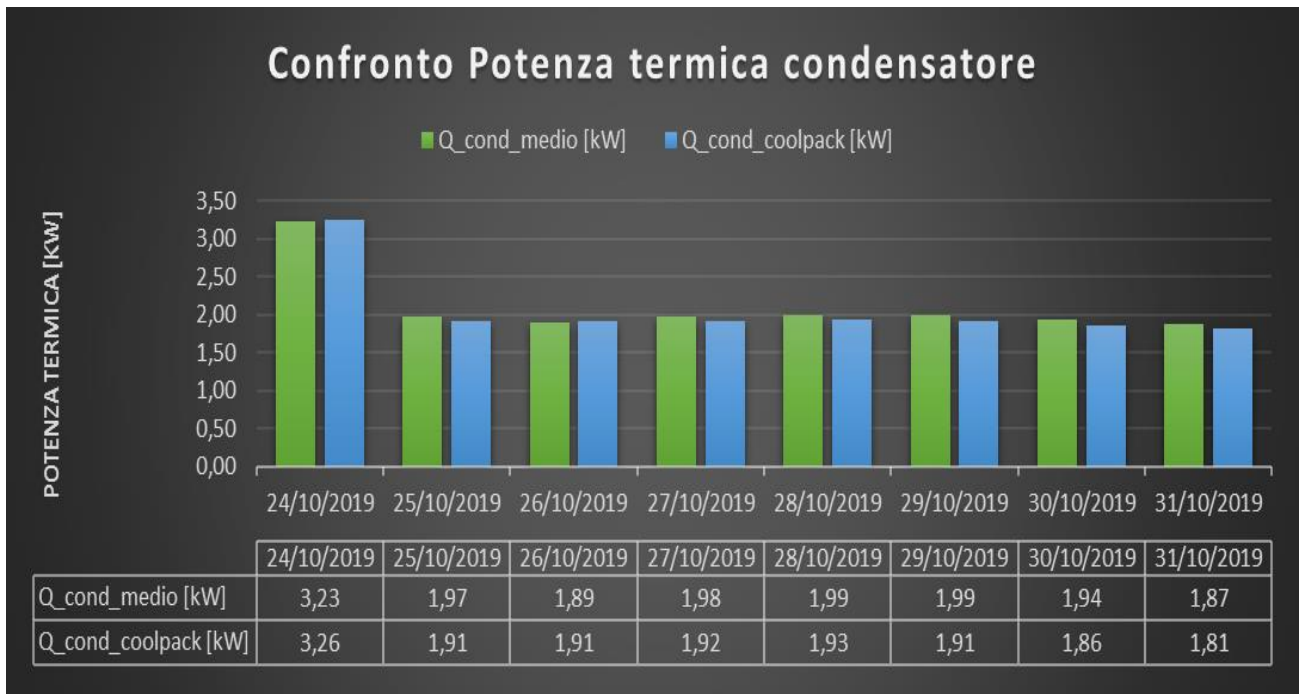


Figura 45: Confronto potenza termica condensatore range 7-16 bar

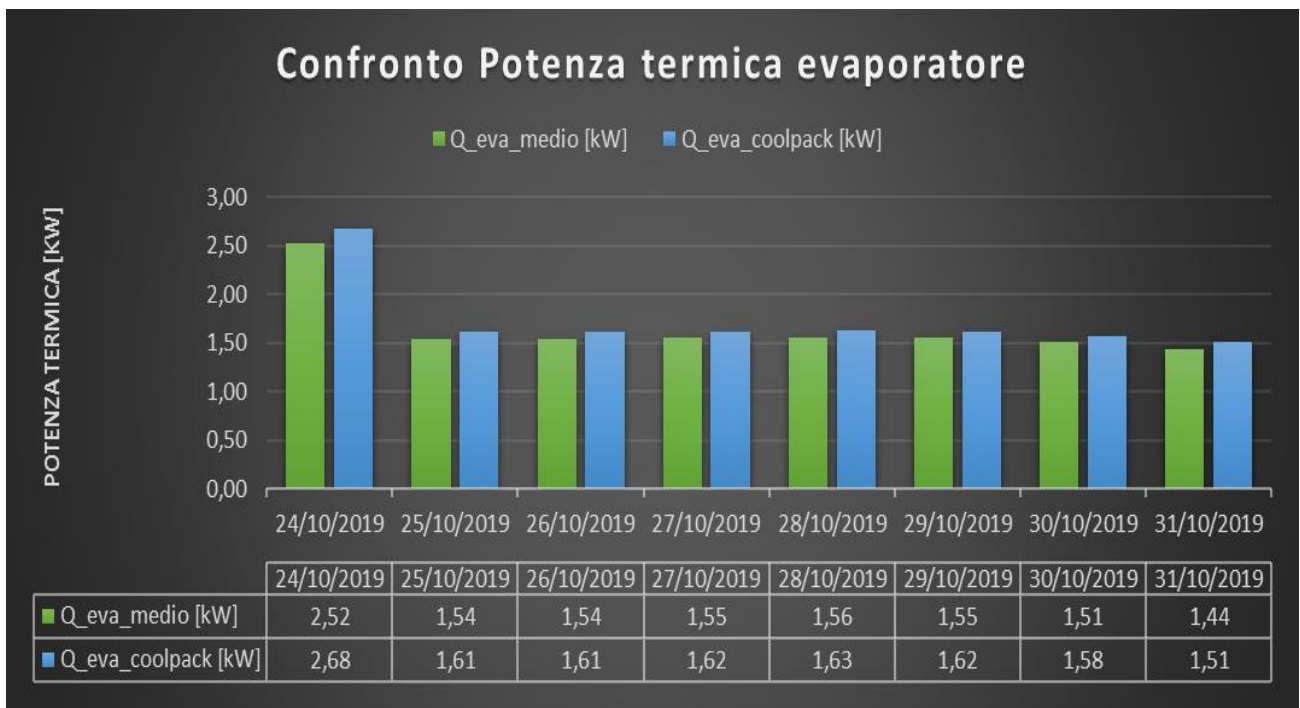


Figura 46: Confronto potenza termica evaporatore range 7-16 bar

I confronti effettuati evidenziano degli scostamenti molto contenuti per quanto riguarda il calcolo della potenza termica del condensatore e dell'evaporatore mentre gli scostamenti risultano notevoli nel caso del calcolo del COP che sono dovuti alle ipotesi fatte per il calcolo come l'ipotesi di pressione costante per mancanza di strumentazione e l'ipotesi sui valori di entalpia all'uscita del compressore.

ANALISI DI SENSITIVITÀ PROVA RISCALDAMENTO

L'analisi di sensitività eseguita riguarda la variazione della pressione lungo i rami di alta e bassa pressione al fine di valutare cosa accade alle prestazioni della macchina. Considerando sempre l'ipotesi di pressione costante, per la prova di riscaldamento si è valutato un incremento della pressione del ramo di bassa pressione considerando una pressione di 8 bar e poi un incremento della pressione del ramo di alta pressione pari a 23 bar. Di seguito sono riportati i valori del COP ottenuti attraverso il calcolo manuale precedentemente descritto:

	Temperatura media esterna [°C]	COP_medio_7-16 bar	COP_medio_8-16 bar	COP_medio_7-23 bar
24/10/2019	16,3	4,60	4,48	3,15
25/10/2019	16,4	4,64	4,59	3,27
26/10/2019	16,7	4,46	4,59	3,27
27/10/2019	16,7	4,64	4,60	3,27
28/10/2019	17,2	4,68	4,63	3,30
29/10/2019	17,4	4,61	4,58	3,27
30/10/2019	16,9	4,51	4,47	3,21
31/10/2019	13,8	4,33	4,27	3,09

Tabella 3: Confronto COP per diversi range di pressione

Dalla tabella 3 si nota in modo evidente che il COP medio giornaliero più basso si ha nell'ultimo giorno di analisi e cioè il 31/10/2019 e questo risulta determinato dal fatto che la temperatura media esterna risulta la più bassa rispetto gli altri giorni. Altro aspetto che si nota è che aumentando la pressione del ramo di bassa pressione, le prestazioni della macchina risultano leggermente più bassa rispetto al caso di partenza (range 7-16 bar) mentre si nota che all'aumentare della pressione del ramo di alta pressione le prestazioni sono nettamente inferiori con un COP massimo pari a 3,30 che si raggiunge nella giornata del 28/10/2019. Facendo riferimento al manuale dell'installatore della pompa di calore, si può fare un confronto con il COPd che è il valore di progetto definito dai costruttori della macchina. Secondo il fornitore il COPd è pari a 4,86 ed è stato valutato considerando una temperatura esterna pari a 12°C. Il valore di progetto, essendo un valore teorico, deve essere maggiore dei valori reali calcolati e quindi i risultati ottenuti possono essere considerati come attendibili.

Per analizzare maggiormente in dettaglio le differenti prestazioni della macchina per i diversi range di pressione, sono stati effettuati dei confronti anche per quanto riguarda la potenza termica del compressore, dell'evaporatore e del lavoro del compressore di seguito riportati:

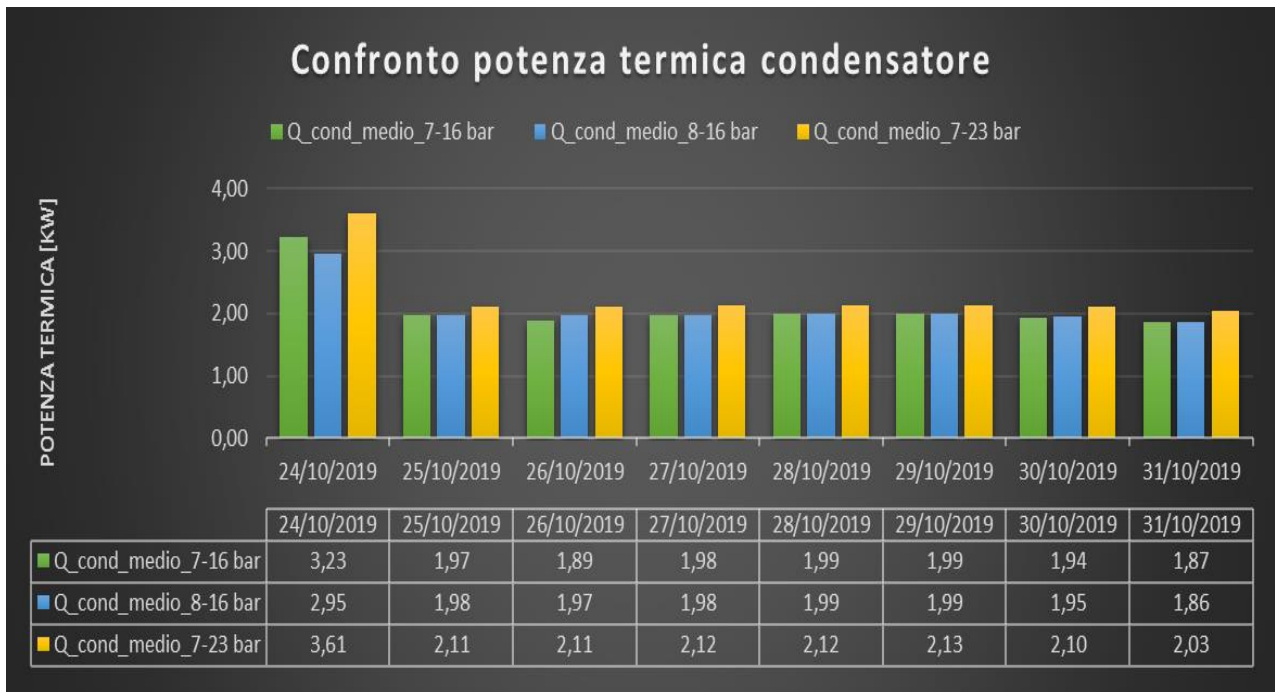


Figura 47: Confronto potenza termica condensatore per diversi range di pressione

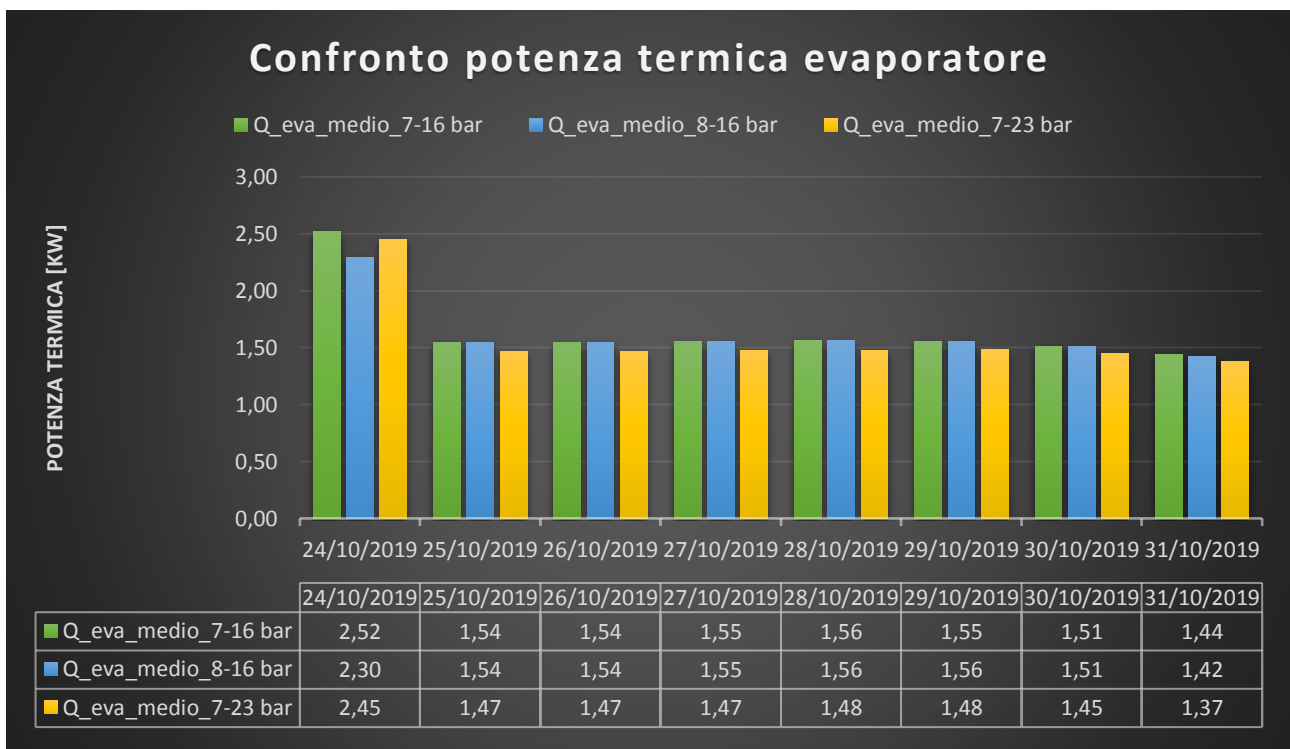


Figura 48: Confronto potenza termica evaporatore per diversi range di pressione

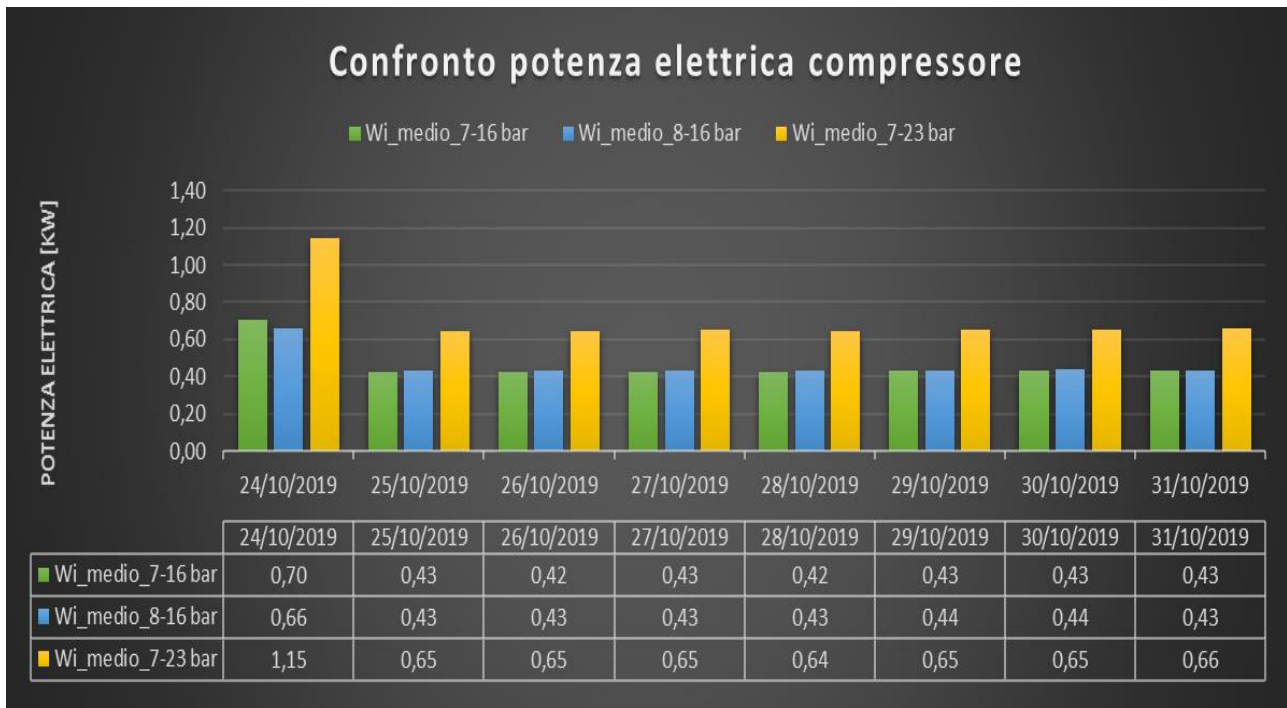


Figura 49: Confronto potenza elettrica compressore per diversi range di pressione

Conseguentemente ad un COP che si abbassa all'aumentare della pressione lungo i rami di alta e bassa pressione si ha una maggiore richiesta energetica del sistema. Come si nota dalla figura 47 la potenza termica del condensatore tende ad aumentare all'aumentare della pressione e in particolare, considerando la giornata del 26/10/2019 aumentando di un bar il ramo di bassa pressione la potenza termica aumenta del 4,2% mentre se si aumenta da 16 a 23 bar la potenza termica aumenta del 11,6%. Dalla figura 48 si evince una leggera riduzione della potenza termica dell'evaporatore che per il range 8-16 bar rimane pressoché costante rispetto al range 7-16 bar e diminuisce del 4,5% per la giornata presa in esame. Infine, per quanto riguarda la potenza elettrica tende ad aumentare del 2,38% nel caso 8-16 bar e del 54,8% nel caso 7-23 bar. Una leggera discrepanza dei valori si nota per la giornata del 24/10/2019 che può essere spiegata dal fatto che il 24 è il primo giorno di accensione del compressore e quindi del sistema e quindi i valori potrebbero essere legati ad incertezze.

PROVA DI RAFFRESCAMENTO

La prova di raffreddamento analizzata è stata eseguita nel periodo che va dalle ore 11:52 del 16 giugno 2020 alle ore 9:47 del 26 giugno. La configurazione del sistema e la disposizione della sensoristica utilizzata per l'analisi sono rappresentati nella figura seguente:

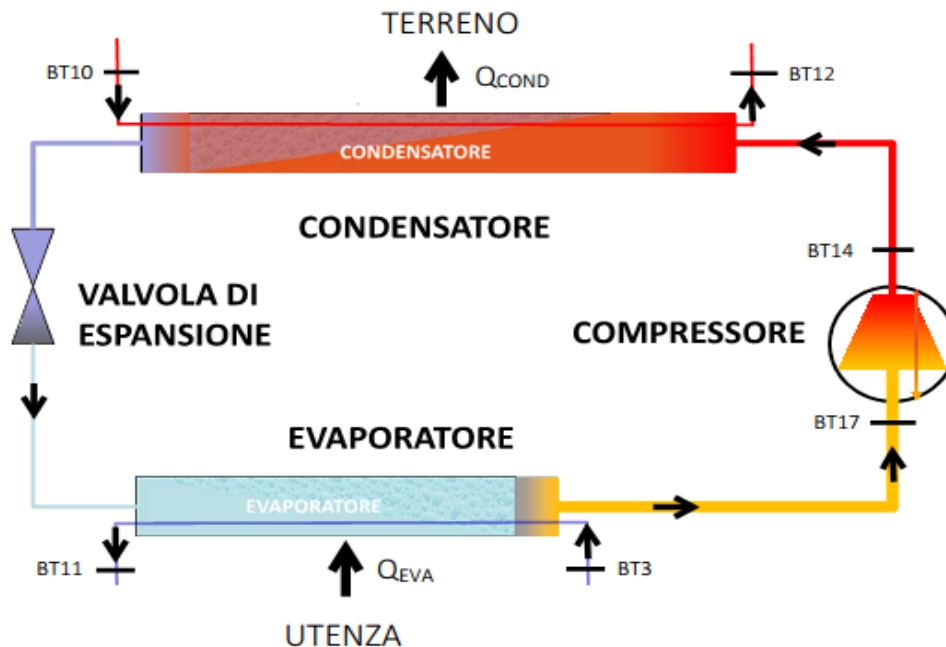


Figura 50: Pompa di calore fase raffreddamento

In particolare, l'assetto estivo della pompa di calore permette di estrarre il calore dall'ambiente interno e tramite l'evaporatore di cederlo al circuito del refrigerante. Successivamente il calore viene poi ceduto tramite il condensatore al circuito primario che permette di disperdere il calore nel terreno. Come nell'assetto invernale, si è calcolato per prima l'EER della pompa di calore geotermica, calcolato con la seguente equazione:

$$EER = \frac{Q_{eva}}{W_i} = \frac{q_{eva}}{l_i} \quad (15)$$

Non essendo nota a priori la portata di refrigerante che circola nel sistema, le grandezze sono state valutate dapprima in termini specifici e si è partiti dalla valutazione del lavoro del compressore avendo a disposizione i dati ottenuti dalla sensoristica installata. Applicando il primo principio per i sistemi aperti e trascurando le perdite di calore, assumendo quindi il compressore come un sistema adiabatico e trascurando l'energia gravitazionale e cinetica si ottiene la seguente equazione:

$$l_i = c_{p,R407C} \cdot (T_{BT14} - T_{BT17}) \quad (16)$$

Come nel regime invernale, sono state fatte alcune ipotesi sulle temperature dei sensori BT14 e BT17 e in particolare, per far sì che il compressore lavori con un fluido totalmente gassoso al fine di evitare rotture e malfunzionamenti si è supposto di considerare delle condizioni per il calcolo del lavoro:

$$T_{BT17} > T_{satBP}$$

$$T_{BT14} > T_{satAP}$$

Le temperature di saturazione sono state individuate tramite il diagramma $\log(p)$ - h dall'intersezione della curva di saturazione e l'isobara alla pressione ipotizzata. La condizione imposta porta ad una riduzione dei range di pressione che possono essere considerati e per evitare che vengano escluse misurazioni maggiori al 25% e quindi rendendo le medie poco utilizzabili per l'analisi, si sono utilizzate pressioni non superiori a 23 bar per il ramo di alta pressione e non superiori a 8 bar per il ramo di bassa pressione. In particolare, per quanto riguarda la prova di raffreddamento si sono valutati gli intervalli di pressione 7-16 bar e 7-20 bar considerando soltanto l'aumento di pressione sul ramo di alta pressione dato che l'aumento di pressione sul ramo di bassa pressione non comporta differenze notevoli in termini di prestazioni, come valutato nella prova di riscaldamento. I risultati riportati in seguito sono relativi ad un giorno preso come campione e cioè il 16/06/2020 e con un range di pressione di 7-16 bar e successivamente verranno riportati i risultati ottenuti anche per gli altri range di pressione. Inoltre, il calcolo è stato effettuato solo per i periodi di tempo per i quali il compressore risultava acceso.

Dopo aver calcolato i valori del lavoro istantaneo del compressore e averne fatto una media giornaliera si è passati al calcolo del calore specifico scambiato dal condensatore. Anche in questo caso sono state trascurate le perdite di calore e facendo riferimento alle entalpie si ha che:

$$q_{eva} = h_{BT17} - h_{sat,liq} \quad (17)$$

L'entalpia di saturazione del liquido è stata determinata tramite il diagramma $\log(p)$ - h dall'intersezione della curva di saturazione del liquido e l'isobara alla pressione di 16 bar che corrisponde alla pressione del ramo di alta pressione. Invece, per quanto riguarda l'entalpia del sensore di temperatura BT17 installato a monte del compressore, non essendoci uno strumento apposito che permettesse di ottenere le misurazioni di entalpia per ogni 30 s della centralina della pompa di calore, si è effettuato un calcolo manuale e cioè considerando dei punti di funzionamento casuali, attraverso lo strumento 'Refrigerant Calculator' fornito dal software CoolPack, si sono dapprima calcolati i valori di entalpia e poi successivamente sfruttando l'interpolazione lineare di tali valori si sono definite le entalpie per i diversi punti di funzionamento in modo automatizzato. Infine, dopo aver calcolato i valori della potenza termica specifica dell'evaporatore per ogni istante di tempo e aver determinato il valore medio, si è valutato l'EER della macchina con l'equazione (15).

Successivamente si è passati al calcolo della portata del fluido refrigerante all'interno della pompa di calore sfruttando il bilancio di potenze:

$$Q_{eva} + W_i = Q_{cond} \quad (18)$$

La potenza termica del condensatore può essere espressa sia facendo riferimento al calore assorbito dal fluido refrigerante e sia facendo riferimento al calore ceduto dalla soluzione di acqua e glicole presente nel circuito primario con l'ipotesi di perdite energetiche nulle. In quest'ultimo caso sono noti i valori di portata, di calore specifico a pressione costante e i valori delle temperature:

$$Q_{cond} = \dot{m}_{(acq+gl)} \cdot q_{cond} = \dot{m}_{(acq+gl)} \cdot c_{p,(acq+gl)} \cdot (T_{BT12} - T_{BT10}) \quad (19)$$

Sostituendo si ottiene:

$$\dot{m}_{R407C} \cdot q_{eva} + \dot{m}_{R407C} \cdot l_i = \dot{m}_{(acq+gl)} \cdot c_{p,(acq+gl)} \cdot (T_{BT12} - T_{BT10}) \quad (20)$$

Si ricava quindi:

$$\dot{m}_{R407C} = \frac{\dot{m}_{(acq+gl)} \cdot c_{p,(acq+gl)} \cdot (T_{BT12} - T_{BT10})}{(q_{eva} + l_i)} \quad (21)$$

Dopo aver determinato il valore della portata del fluido refrigerante, si passa al calcolo della portata di acqua nel circuito secondario che si ottiene a partire dalla potenza termica dell'evaporatore che può essere scritta come:

$$Q_{eva} = \dot{m}_{R407C} \cdot q_{eva} = \dot{m}_{acq} \cdot c_{p,acq} \cdot (T_{BT3} - T_{BT11}) \quad (22)$$

Da cui si ricava:

$$\dot{m}_{acq} = \frac{Q_{eva}}{c_{p,acq} \cdot (T_{BT3} - T_{BT11})} \quad (23)$$

Successivamente si è utilizzato il software CoolPack per la costruzione del ciclo del fluido refrigerante inserendo i dati di input nella sezione 'Cycle Specification' e in particolare, sono stati inseriti i valori delle temperature di saturazione per il range di pressione considerato, la portata del fluido refrigerante, la potenza elettrica del compressore e le temperature di ingresso e di uscita dal compressore come mostrato in figura 51. Successivamente, dopo aver eseguito il calcolo attraverso il comando 'calculate', si ha la possibilità di visualizzare il ciclo completo come mostrato in figura 52.

CYCLE SPECIFICATION					
TEMPERATURE LEVELS		PRESSURE LOSSES		SUCTION GAS HEAT EXCHANGER	
T_E [°C]:	10,2	ΔT_{SH} [K]:	0	Δp_{SL} [K]:	0
T_C [°C]:	41,8	ΔT_{SC} [K]:	0	Δp_{DL} [K]:	0
				No SGHX	0,30
REFRIGERANT					
R407C					
CYCLE CAPACITY					
Mass flow \dot{m} [kg/s]	0,06096	\dot{Q}_E : 9,845 [kW]	\dot{Q}_C : 11,17 [kW]	\dot{m} : 0,06096 [kg/s]	\dot{V}_S : 8,50 [m ³ /h]
COMPRESSOR PERFORMANCE					
Power consumption \dot{W} [kW]	2,331	η_{IS} : 0,604 [-]	\dot{W} : 2,331 [kW]		
COMPRESSOR HEAT LOSS					
Discharge temperature T_2 [°C]	50,05	f_Q : 53,3 [%]	T_2 : 50,1 [°C]	\dot{Q}_{LOSS} : 1,243 [kW]	
SUCTION LINE					
Outlet temperatur T_1 [°C]	14,8	\dot{Q}_{SL} : 242 [W]	T_8 : 14,8 [°C]	$\Delta T_{SH,SL}$: 4,5 [K]	

Calculate	Print	Help	Home	Auxiliary	State Points	COP: 4,224	COP*: 4,327
-----------	-------	------	------	-----------	--------------	------------	-------------

Figura 51: CoolPack sezione 'Cycle Specification' per il giorno 16/06/2020

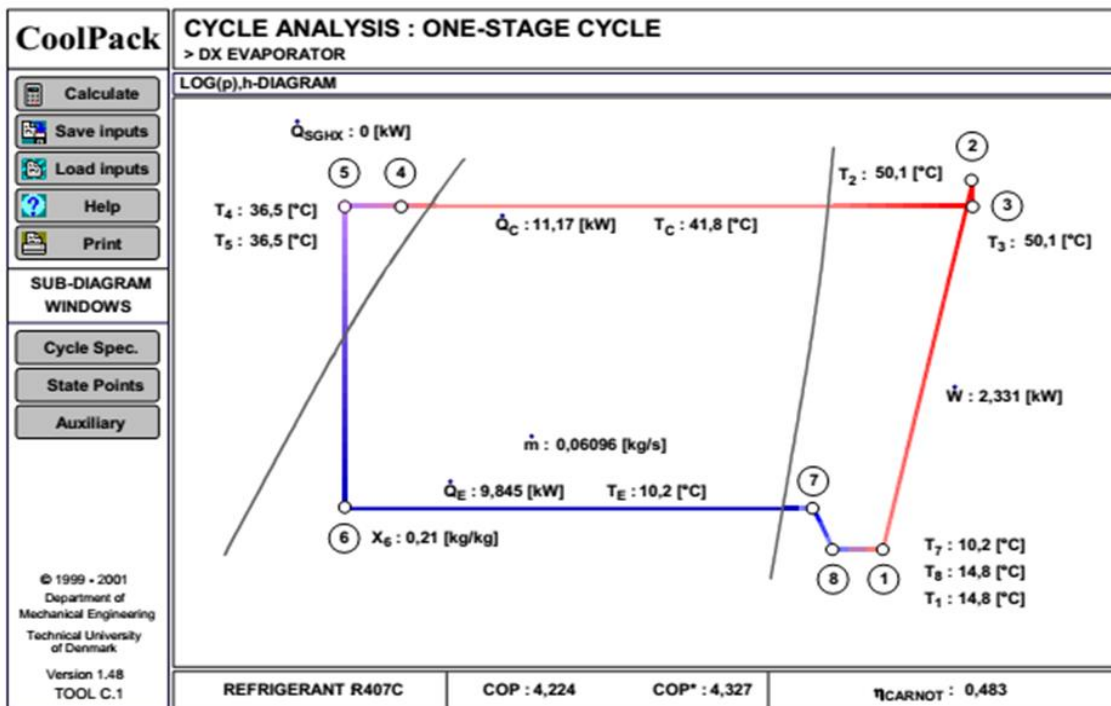


Figura 52: Coolpack sezione 'Cycle Analysis' per il giorno 16/06/2020

RISULTATI PROVA DI RAFFRESCAMENTO

I calcoli delle varie grandezze sono stati effettuati dapprima in modo istantaneo e poi è stata effettuata una media aritmetica giornaliera. La tabella di seguito riportata contiene i valori medi mensili per la giornata del 16/06/2020 considerando come range di pressione per il ramo di bassa e di alta pressione rispettivamente 7-16 bar.

16/06/2020					
Calcolo con EXCEL		Calcolo con Coolpack		scostamento %	
EER_medio	4,23	EER_coolpack	4,33		2,29
Q_cond_medio [kW]	12,20	Q_cond_coolpack [kW]	11,17		-8,43
Q_eva_medio [kW]	9,86	Q_eva_coolpack [kW]	9,85		-0,16
Wi_medio [kW]	2,33				
portata acqua media [kg/s]	0,10694				
portata R407C media [kg/s]	0,06096				
T_med_BT17 [°C]	14,75				
T_med_BT14 [°C]	50,05				
cp_medio_R407C [kJ/kg K]	0,97590				

Tabella 4: Risultati 16/06/2020 range 7-16 bar

Di seguito vengono riportati i risultati anche per gli altri giorni del periodo di raffrescamento:

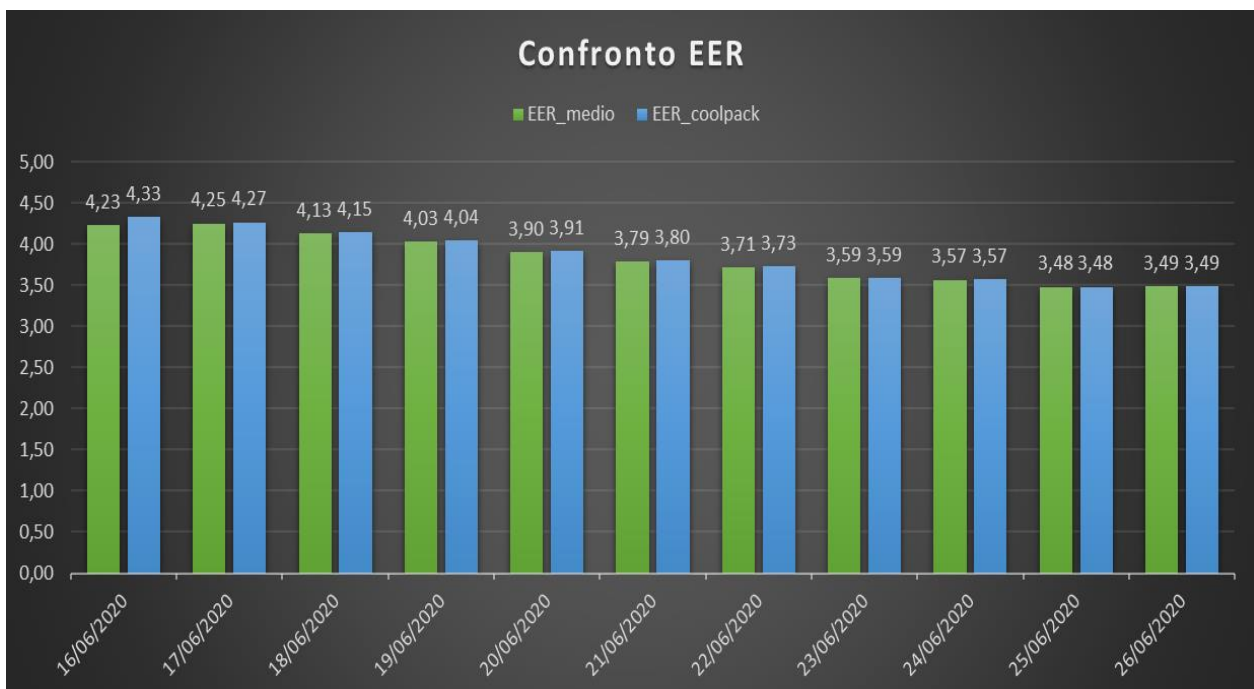


Figura 53: Confronto EER range 7-16 bar

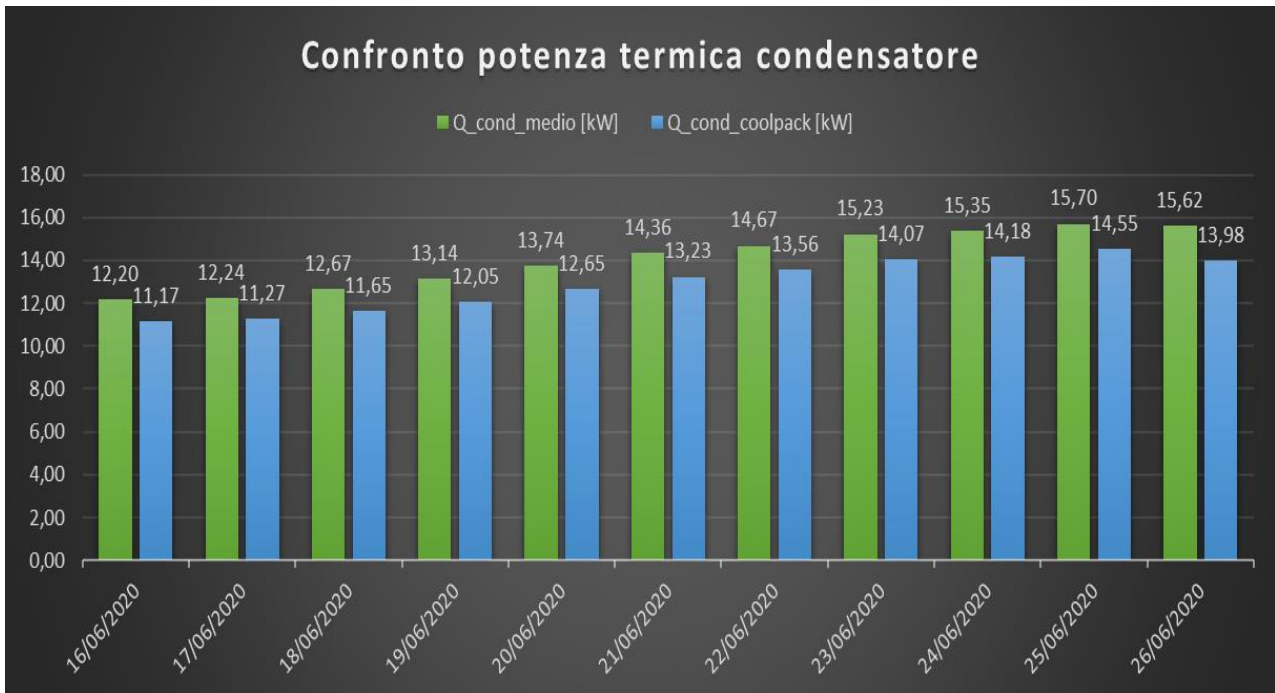


Figura 54: Confronto potenza termica condensatore range 7-16 bar

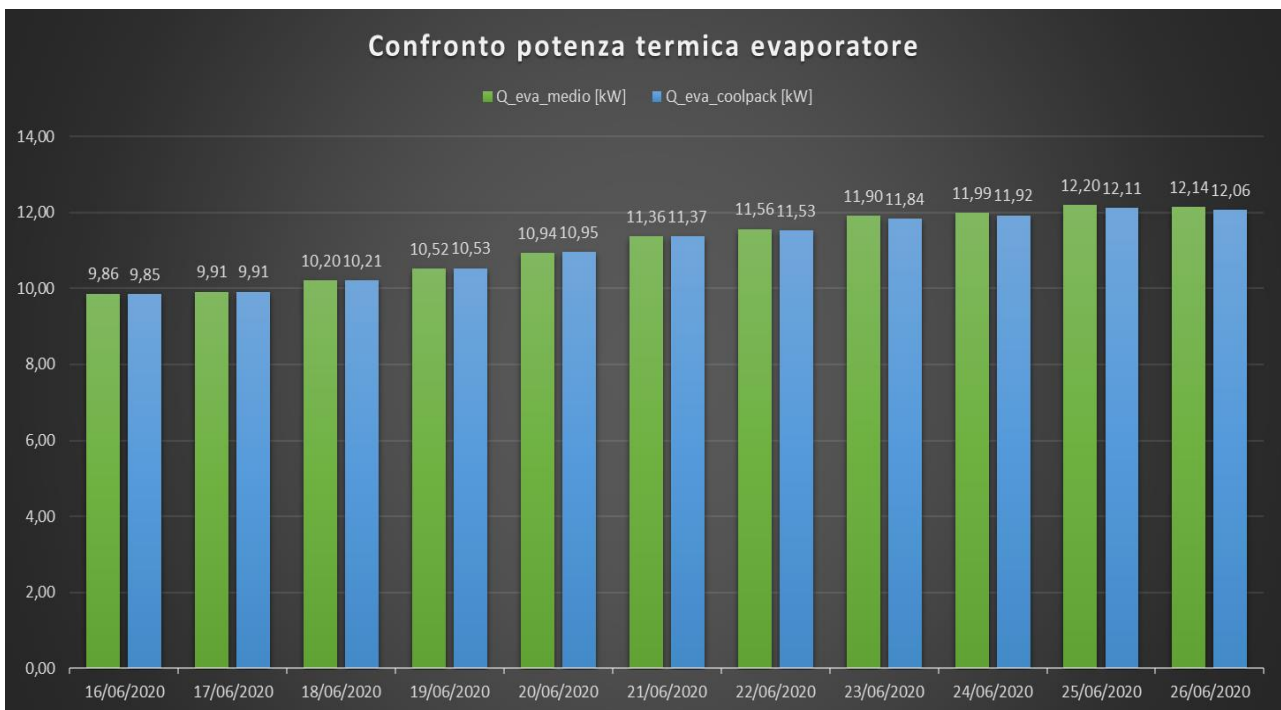


Figura 55: Confronto potenza termica evaporatore range 7-16 bar

I confronti effettuati evidenziano degli scostamenti molto contenuti per quanto riguarda il calcolo della potenza termica dell'evaporatore e del calcolo dell'EER mentre gli scostamenti risultano maggiori nel caso del calcolo della potenza termica del condensatore.

ANALISI DI SENSITIVITÀ PROVA DI RAFFRESCAMENTO

L'analisi di sensitività eseguita riguarda la variazione della pressione lungo i rami di alta e bassa pressione al fine di valutare cosa accade alle prestazioni della macchina. Considerando sempre l'ipotesi di pressione costante, per la prova di raffrescamento si è considerato un incremento della pressione del ramo di alta pressione pari a 20 bar. Di seguito sono riportati i valori del EER ottenuti attraverso il calcolo manuale precedentemente descritto:

	Temperatura media esterna [°C]	EER_medio_7-16 bar	EER_medio_7-20 bar
16/06/2020	20,09	4,23	3,13
17/06/2020	19,11	4,25	3,81
18/06/2020	18,78	4,13	3,12
19/06/2020	19,18	4,03	3,06
20/06/2020	21,63	3,90	3,02
21/06/2020	22,91	3,79	2,94
22/06/2020	23,76	3,71	2,90
23/06/2020	25,03	3,59	2,81
24/06/2020	25,40	3,57	2,79
25/06/2020	24,76	3,48	2,73
26/06/2020	24,21	3,49	2,70

Tabella 5: Confronto EER per diversi range di pressione

Dalla tabella 5 si nota in modo evidente che l'EER medio giornaliero tende a diminuire man mano che la temperatura esterna aumenta. Altro aspetto che si nota, come per il caso delle prove di riscaldamento, è che all'aumentare della pressione del ramo di alta pressione le prestazioni sono nettamente inferiori con un EER massimo pari a 3,81 che si raggiunge nella giornata del 17/06/2020. Per analizzare maggiormente in dettaglio le differenti prestazioni della macchina per i diversi range di pressione, sono stati effettuati dei confronti anche per quanto riguarda la potenza termica del compressore, dell'evaporatore e del lavoro del compressore di seguito riportati:

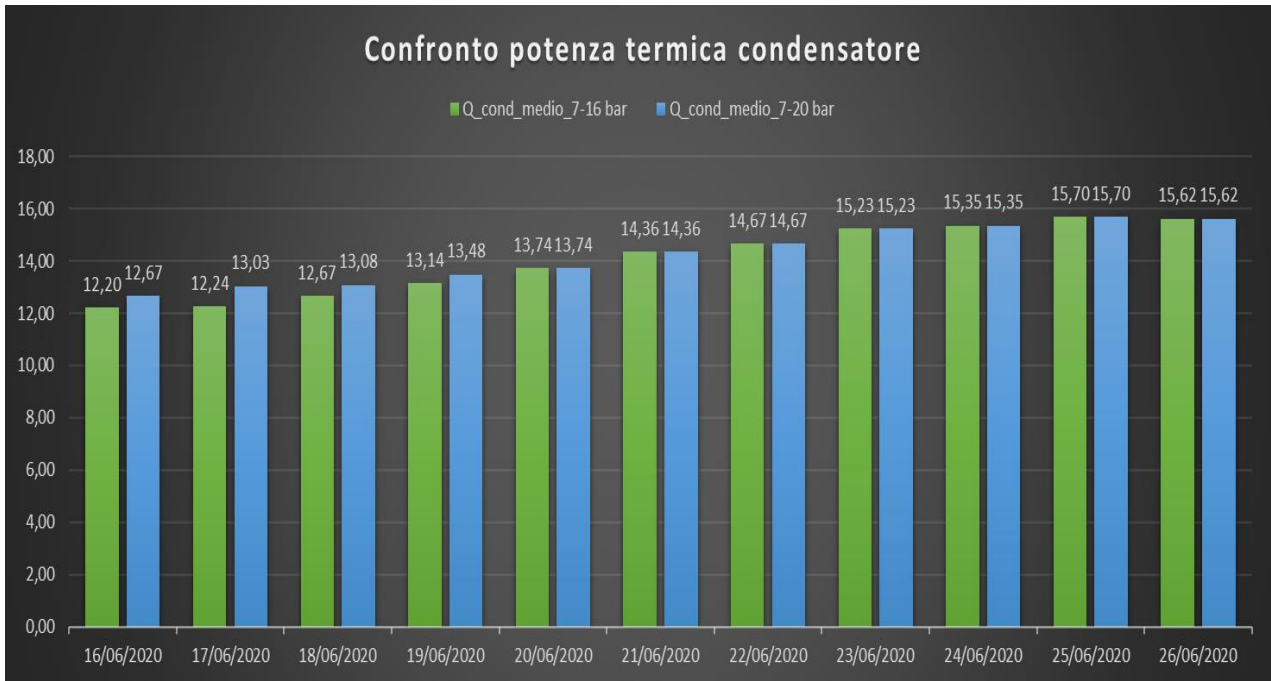


Figura 56: Confronto potenza termica condensatore per diversi range di pressione

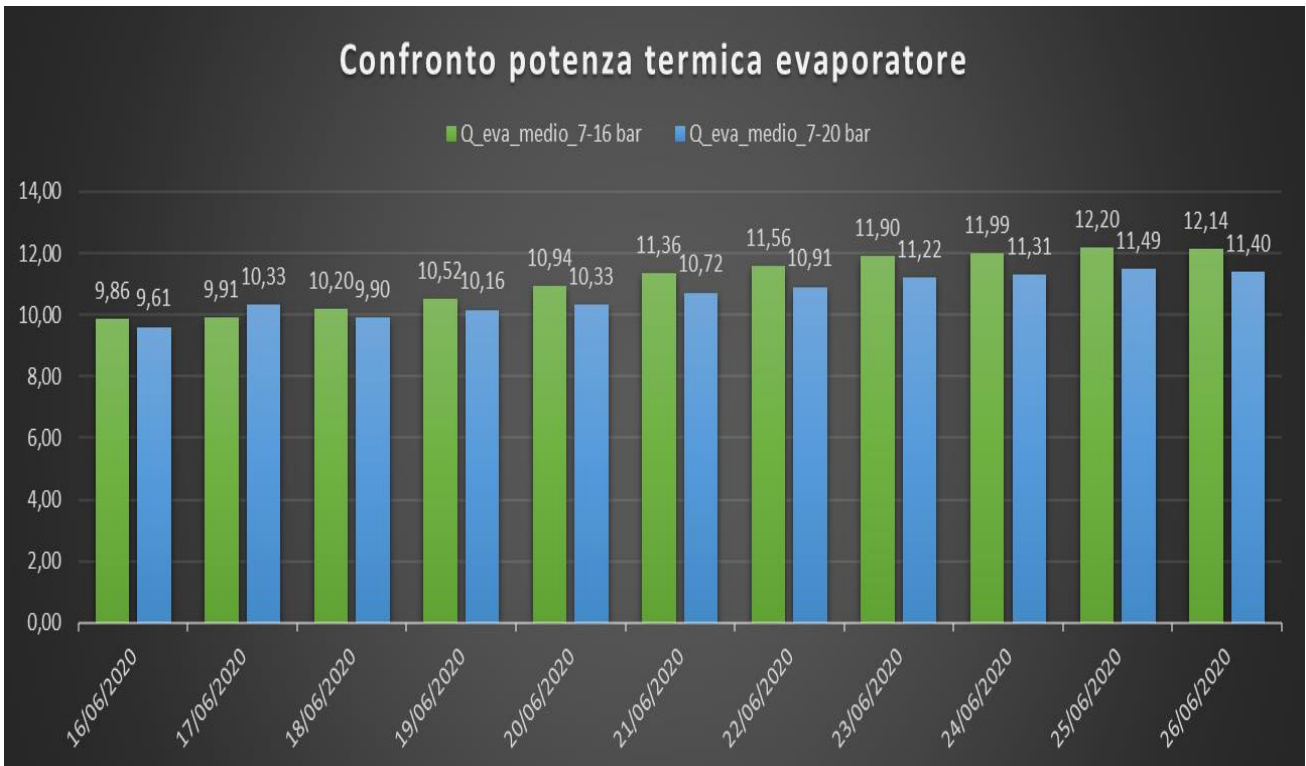


Figura 57: Confronto potenza termica evaporatore per diversi range di pressione

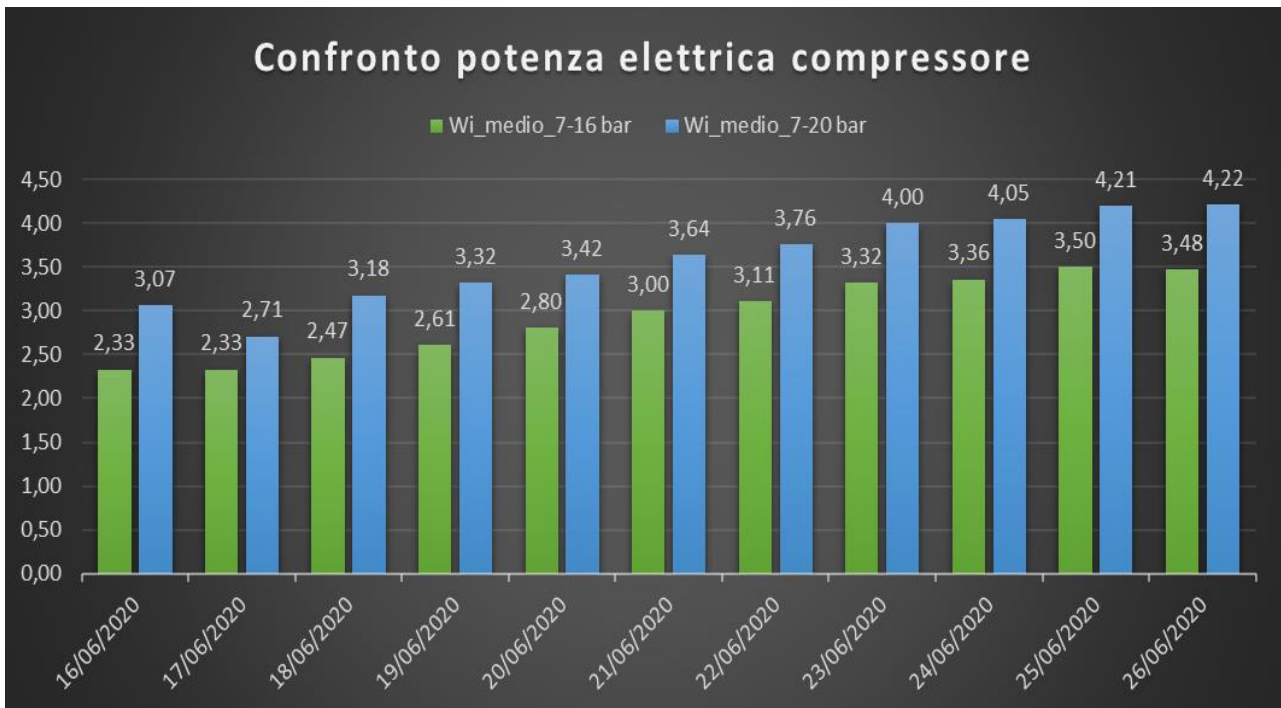


Figura 58: Confronto potenza elettrica compressore per diversi range di pressione

Conseguentemente ad un EER che si abbassa all'aumentare della pressione lungo i rami di alta e bassa pressione si ha una maggiore richiesta energetica del sistema. Come si nota dalla figura 56 la potenza termica del condensatore tende a rimanere pressoché costante all'aumentare della pressione e in particolare, considerando la giornata del 16/06/2020 se si aumenta da 16 a 20 bar la potenza termica aumenta del 3% e successivamente diventa costante. Dalla figura 57 si evince una leggera riduzione della potenza termica dell'evaporatore che diminuisce del 2,53% per la giornata presa in esame. Infine, per quanto riguarda la potenza elettrica tende ad aumentare del 31,7% nel caso 7-23 bar rispetto al caso 7-16 bar.

ANALISI ECONOMICA

Per poter comprendere i vantaggi o gli svantaggi della realizzazione di un sistema geotermico si è effettuata un'analisi economica di massima al fine di valutare la convenienza economica dell'investimento. In particolare, verranno confrontati due soluzioni principali; una riguarda l'installazione di una pompa di calore geotermica accoppiata ad un sistema a sonde verticali e l'altra riguarda una soluzione tradizionale che prevede l'installazione di una caldaia a condensazione e di un'unità a refrigeratori condensati ad aria. In entrambi i casi, si è supposto di realizzare un impianto a pannelli radianti a pavimento al fine di poter gestire sia la fase di riscaldamento che di raffrescamento. La valutazione economica delle due soluzioni si basa su due aspetti fondamentali che sono l'investimento iniziale che rappresenta la spesa per l'acquisto delle macchine, la realizzazione degli impianti di climatizzazione e di tutti i sistemi ausiliari che permettono il corretto funzionamento del sistema. L'investimento iniziale dipende molto dalle valutazioni iniziali di tipo energetico ed economico e in particolare, sono fondamentali per la realizzazione del sistema geotermico perché si basa sullo studio dettagliato delle proprietà termiche del terreno come ad esempio la conducibilità termica equivalente del terreno, la porosità, la capacità termica e infine, la temperatura media del terreno; grandezze che vengono valutate tramite test di risposta termica del terreno che hanno dei costi non trascurabili. Altro aspetto fondamentale da considerare riguarda i costi di esercizio che sono i costi dell'energia elettrica consumata sia dalle macchine che dalle pompe di circolazione e dai sistemi ausiliari che permettono la circolazione del fluido nell'impianto e i costi di manutenzione ordinaria e straordinaria sull'impianto.

Punto di partenza dell'analisi è quello di definire le caratteristiche principali dell'edificio oggetto dello studio e i fabbisogni di energia. Si è considerato un edificio unifamiliare caratterizzato da una superficie da climatizzare pari a 174 m² e dai seguenti fabbisogni energetici¹⁹ espressi in $\frac{kWh}{m^2 \text{ anno}}$ per il riscaldamento pari a 34,10, per il raffrescamento pari a 29 e per l'acqua calda sanitaria (ACS) pari a 10. Successivamente, moltiplicando i fabbisogni energetici per la superficie da climatizzare si ottengono i valori del fabbisogno totale annuo per il riscaldamento $5933,4 \frac{kWh}{\text{anno}}$, per il raffrescamento pari a $5043 \frac{kWh}{\text{anno}}$ e per l'acqua calda sanitaria pari a $1740 \frac{kWh}{\text{anno}}$. Il primo caso considerato riguarda il sistema a pompa di calore geotermica e in particolare, si sono effettuate delle valutazioni per poter definire il numero di sonde geotermiche che occorre installare. La pompa di calore considerata nel seguente esempio è caratterizzata da un valore del COP pari a 4,72, un valore dell'EER pari a 4,25, un COP per la produzione dell'acqua calda sanitaria pari a 3,61 e da una potenza di picco per il riscaldamento pari a 6 kW e per il raffrescamento pari a 4 kW. Successivamente si è definita la potenza termica estratta/ceduta al terreno ottenuta come differenza tra la potenza termica di picco e la potenza elettrica, dove quest'ultima è ottenuta dividendo la potenza termica di picco per il COP o l'EER se si considera la fase di riscaldamento o di raffrescamento.

Dalle valutazioni effettuate si ottiene che la potenza termica estraibile dal terreno durante la fase di riscaldamento è pari a 4,73 kW e la potenza termica cedibile al terreno durante la fase di raffrescamento è pari a 4,94 kW. Per poter definire il numero di sonde che occorrono si è valutato la lunghezza utile delle sonde, sia per la fase di riscaldamento che per la fase di raffrescamento.

Prima di definire la lunghezza utile delle sonde si è definito il valore della resa termica delle sonde geotermiche che dipende dalla tipologia di terreno considerato, dalla conducibilità termica del terreno e dal numero di ore di funzionamento del sistema, come mostrato in figura:

Rese termiche specifiche per sonde geotermiche			
Tipo sottosuolo	Conducibilità termica (W/mK)	Potenza estraibile (W/m)	
		1800 ore	2400 ore
Valori guida generali:			
Sottosuolo povero (sedimento secco)	<1,5	25	20
Rocce e terreni sciolti saturi d'acqua	1,5-3,0	60	50
Rocce ad alta conduttività termica	> 3,0	84	70
Tipologia roccia/terreno:			
Ghiaia, sabbia, asciutta	0,4	< 25	< 20
Ghiaia, sabbia, saturi d'acqua	1,8-2,4	65-80	55-65
Argilla, terriccio, umido	1,7	35-50	30-40
Calcere (massiccio)	2,8	55-70	45-60
Arenaria	2,3	65-80	55-65
Magmatite silicea (ad esempio, granito)	3,4	65-85	55-70
Magmatite basica (ad esempio, basalto)	1,7	40-65	35-55
Gneiss	2,9	70-85	60-70

- estrazione del solo calore
 - la lunghezza della singola sonda deve essere compresa tra 40 e 100 m
 - la distanza più piccola tra due sonde geotermiche deve essere:
 - almeno 5 m per le lunghezze foro scambiatore di calore da 40 a 50 m
 - almeno 6 m per le lunghezze foro scambiatore di calore > 50 m a 100 m
 - sonde geotermiche con tubi a doppio U con DN 20, 25 o DN 32 o sonde coassiali con un diametro minimo di 60 mm
 - non applicabile per un'alta concentrazione di sonde su una zona limitata

Figura 59: Potenza estraibile sonde geotermiche in funzione del tipo di terreno, della conducibilità termica e delle ore operative²⁰

In particolare, si è supposto di avere una resa termica durante la fase di riscaldamento pari a $50 \frac{W}{m}$ e una resa termica durante la fase di raffreddamento pari a $65 \frac{W}{m}$ considerando una maggiorazione della resa del 30% rispetto al caso invernale. Infine, dividendo la potenza estraibile/cedibile al terreno per la resa termica invernale/estiva, si ottiene una lunghezza delle sonde utile durante la fase di riscaldamento pari a 94,58 m e per la fase di raffreddamento pari a 76,02 m e per questo si è scelto di considerare la realizzazione di una sola sonda geotermica con profondità di 95 m. Di seguito sono riportati i costi sostenuti per l'investimento iniziale:

INVESTIMENTO INIZIALE Caso 1

costo pompa di calore geotermica e ACS [€]	8000
costo realizzazione sonda geotermica [€/m]	50
costo sonda geotermica [€]	4750
costo realizzazione pannelli radianti [€/m ²]	45
costo pannelli radianti [€]	7830
TOTALE [€]	20580

Tabella 6: Costi investimento iniziale sistema con pompa di calore geotermica²¹

INVESTIMENTO INIZIALE Caso 2

costo caldaia a condensazione + allacciamenti alla rete del gas [€]	3500
refrigeratore aria-acqua [€]	2500
costo realizzazione pannelli radianti [€/m²]	45
costo pannelli radianti [€]	7830
TOTALE [€]	13830

Tabella 7: Costi investimento iniziale con sistema tradizionale²²

Successivamente si è passati alla valutazione dei costi di esercizio per entrambe le soluzioni. Per quanto riguarda l'impianto geotermico ci si riferisce ai costi dell'energia elettrica consumata e i costi di manutenzione ordinaria e straordinaria. I fabbisogni elettrici sono stati determinati a partire dai fabbisogni di energia, dividendoli per i coefficienti di prestazione ad essi associati. I risultati ottenuti sono $1257,08 \frac{kWhe}{anno}$ per il fabbisogno elettrico per il riscaldamento, $1186,68 \frac{kWhe}{anno}$ per il fabbisogno elettrico per il raffrescamento e $482 \frac{kWhe}{anno}$ per il fabbisogno elettrico di acqua calda sanitaria. Moltiplicando i fabbisogni elettrici per il costo medio dell'elettricità considerato pari a $0,2 \frac{€}{kWhe}$, si ottengono i seguenti valori:

COSTI DI ESERCIZIO Caso 1

costo energia elettrica per riscaldamento [€/anno]	251,42
costo energia elettrica per raffrescamento [€/anno]	237,34
costo energia elettrica per ACS [€/anno]	96,40
costi di manutenzione annuo [€/anno]	40
TOTALE [€/anno]	625,15

Tabella 8: Costi di esercizio sistema con pompa di calore geotermica²³

Per quanto riguarda invece l'impianto tradizionale, i costi di esercizio sono i costi per l'approvvigionamento della materia prima, ovvero il gas naturale, e i consumi elettrici per la fase di raffrescamento. Per il calcolo si è considerato un valore del potere calorifico del gas metano pari a $9,6 \frac{kWh}{m^3}$, un rendimento medio stagionale della caldaia pari a 97%, l'EER per il sistema di refrigerazione pari a 3,61 e il costo del gas naturale pari a $0,8 \frac{€}{m^3}$. Per i costi annui di gestione per il riscaldamento si è moltiplicato la somma dei fabbisogni di energia per il riscaldamento e per l'acqua calda sanitaria per il costo del gas naturale e diviso il totale per il prodotto tra il potere calorifico del gas naturale e il rendimento medio stagionale della caldaia. Invece per i costi annui di gestione per il raffrescamento si sono determinati moltiplicando i fabbisogni di energia per il costo dell'energia elettrica e diviso per il valore del coefficiente di prestazione EER. I risultati ottenuti sono riportati in seguito:

COSTI DI ESERCIZIO Caso 2

costi gas naturale per riscaldamento e ACS [€/anno]	659,23
costo energia elettrica per raffrescamento [€/anno]	319,20
costi di manutenzione annuo [€/anno]	330
TOTALE [€/anno]	1308,43

Tabella 9: Costi di esercizio sistema tradizionale²⁴

Riassumendo e confrontando i due casi si ottiene:

	Caso 1	Caso 2	Differenza
INVESTIMENTO INIZIALE [€]	20580	13830	6750
COSTI DI ESERCIZIO [€/anno]	625,15	1308,43	-683,28

Tabella 10: Investimento iniziale e costi di esercizio per i due casi

Dalla tabella 10 si nota che a fronte di un investimento iniziale maggiore per quanto riguarda il sistema a pompa di calore geotermica rispetto al sistema tradizionale si ha però un minore costo di esercizio annuo. Il calcolo dei costi di esercizio è stato effettuato però considerando che il costo dell'energia sia costante nel tempo che è un'ipotesi molto forzata dati gli aumenti che possono esservi durante gli anni. Per poter definire l'investimento che risulta maggiormente conveniente, si sono calcolati due indicatori che permettono di fare delle valutazioni e che sono; il costo totale attualizzato dell'investimento (CTa) e il valore attuale netto (VAN). Il primo viene calcolato come:

$$CTa = C_0 + \sum_j^n \frac{C_j}{(1+i)^j} \quad (24)$$

Si è considerato come valore del tasso di interesse (i) pari al 2% considerando che il mercato dell'energia è soggetto ad un rischio limitato e come valore del numero di anni (n) considerati per la valutazione dell'investimento migliore pari a 20. I risultati del costo totale attualizzato sono riportati in tabella:

	Caso 1	Caso 2
Costo totale attualizzato [€]	30802	35225

Tabella 11: Costo totale attualizzato per i due casi

Successivamente è stato calcolato il VAN considerando gli stessi valori del tasso di interesse e del numero di anni per il confronto con la seguente formula:

$$VAN = \sum_j^n \frac{\Delta C_j}{(1+i)^j} - \Delta C_0 \quad (25)$$

Il VAN che si ottiene confrontando i due casi risulta pari a 4423 €. Il valore del VAN positivo conferma che la soluzione del sistema a pompa di calore geotermica risulta un investimento conveniente considerando un arco temporale di 20 anni, nonostante il maggior investimento iniziale. Ulteriore considerazione può essere fatta considerando il tempo di ritorno dell'investimento (PBT) che è il numero di anni necessario che permette di recuperare il capitale investito nel momento iniziale attraverso i flussi di cassa netti. I flussi di cassa netti sono stati calcolati a partire dall'anno zero per il quale si è considerato la differenza tra i costi di investimento iniziale delle due casi e per ogni anno successivo si è sommato la differenza tra i costi di gestione nel medesimo anno.

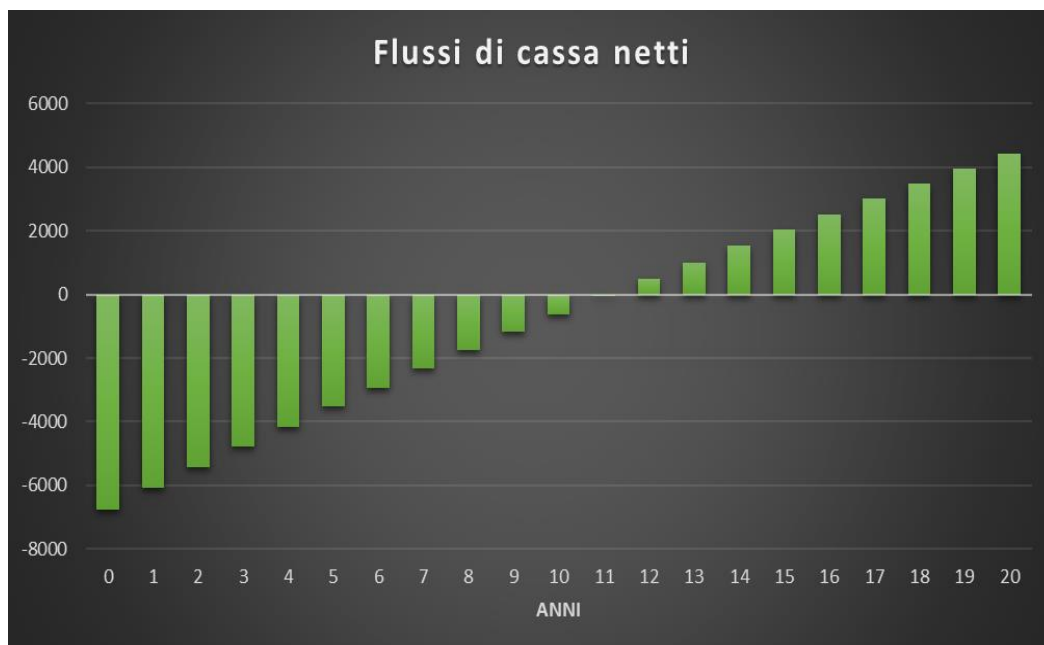


Figura 60: Flussi di cassa netti per il periodo di analisi

Dalla figura 60 si nota che i flussi di cassa netti tendono quasi ad azzerarsi intorno all'undicesimo anno che può essere considerato come l'anno del PBT. Il valore del PBT dipende dalle condizioni climatiche esterne, infatti, tale sistema risulta molto conveniente in zone caratterizzate da un clima rigido dove i fabbisogni di energia termica per il riscaldamento sono molto più elevati e ciò permette di avere una riduzione del numero di anni necessario al rientro dei costi sostenuti. In genere valori del PBT compresi tra 3 e 7 anni sono da preferire in quanto si hanno maggiori ricavi al termine dei 20 anni.

CONCLUSIONI

Da quanto è emerso dall'analisi effettuata, l'utilizzo di un sistema a pompa di calore invertibile accoppiata ad un sistema di geoscambio come la parete energetica installata all'Energy Center risulta vantaggioso in termini energetici. Grazie alle valutazioni dei dati sperimentali ottenuti, si è constatato il corretto funzionamento del sistema, supportato dalle valutazioni effettuate con il software CoolPack e dalla possibilità di ottenere degli ottimi valori dei coefficienti di prestazione che raggiungono valori massimi nel caso del periodo di riscaldamento di 4,68 e nel caso di raffrescamento di 4,25. Di notevole interesse è l'analisi di sensitività che mostra quanto il sistema sia soggetto alla valutazione della pressione all'ingresso e all'uscita del compressore e quanto l'ipotesi di pressione costante lungo i tratti sia molto semplificativa. Per avere una maggior accuratezza dei risultati sarebbe necessario l'installazione di misuratori di pressione istantanea lungo i seguenti tratti e sistemi che permettano la valutazione dell'entalpia all'uscita del compressore in modo da poter cogliere le variazioni che si verificano durante il transitorio. Ulteriori analisi, inoltre, potrebbero essere condotte non considerando la costanza della temperatura di mandata all'utenza ma utilizzando le curve di riscaldamento e di raffrescamento citate nei capitoli precedenti in modo tale da effettuare delle operazioni di compensazione climatica che consistono nel regolare la temperatura di mandata dell'acqua in funzione di un parametro climatico come la temperatura esterna in modo tale da migliorare le prestazioni dell'impianto e l'efficienza del sistema. Secondo delle stime²⁵ si avrebbe in termini energetici un risparmio di energia primaria da fonte fossile pari a 5 Mtep e una riduzione di 5 mld Sm³ di gas naturale se si utilizzassero le pompe di calore geotermiche al posto degli impianti tradizionali. L'aspetto economico affrontato evidenzia anche in questo caso, una convenienza nell'acquisto di un sistema a pompa di calore geotermica rispetto ad un impianto tradizionale per un edificio di nuova costruzione, le valutazioni però sono state condotte considerando fabbisogni energetici tipo e prezzi di massima per l'analisi. Per avere delle stime molto più accurate sarebbe necessario effettuare delle stime ad hoc dei fabbisogni energetici dell'ambiente da climatizzare e la richiesta di preventivi per le macchine e dei lavori da eseguire. Infine, oltre al vantaggio energetico ed economico si può considerare anche il vantaggio di tipo ambientale in quanto si ha una minore produzione di CO₂ rispetto al sistema tradizionale considerato con una riduzione, secondo delle stime effettuate²⁵, di 12,774 kton di CO₂, una riduzione del 19% di NO_x e di 8,9% di CO con un conseguente miglioramento della qualità dell'aria.

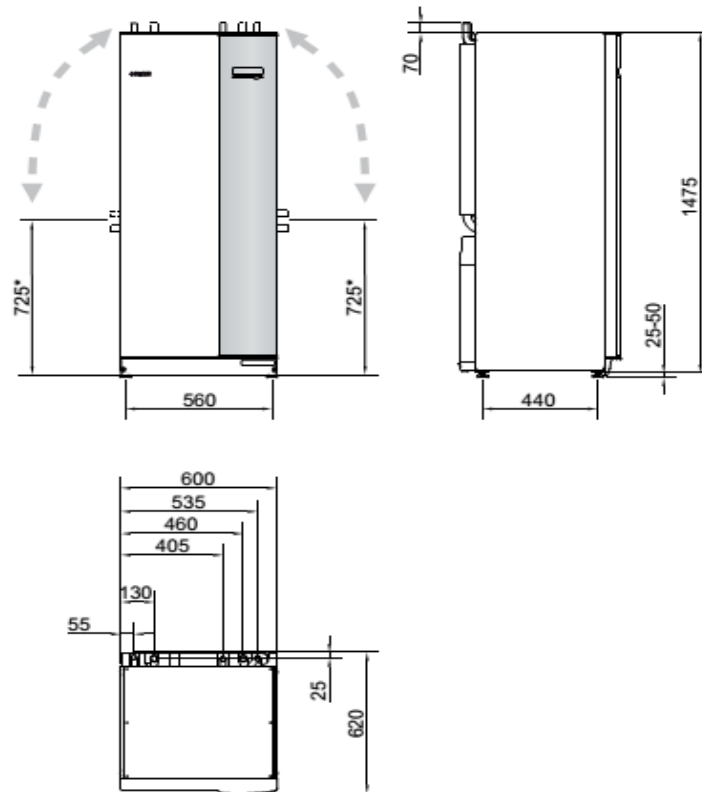
BIBLIOGRAFIA

- (1) The Human Cost of Disasters - An overview of the last 20 years 2000-2019 - World
<https://reliefweb.int/report/world/human-cost-disasters-overview-last-20-years-2000-2019>
- (2) Climate at a Glance | National Centers for Environmental Information (NCEI)
<https://www.ncdc.noaa.gov/cag/>
- (3) Lüthi, D.; Le Floch, M.; Bereiter, B.; Blunier, T.; Barnola, J.-M.; Siegenthaler, U.; Raynaud, D.; Jouzel, J.; Fischer, H.; Kawamura, K.; Stocker, T. F. High-Resolution Carbon Dioxide Concentration Record 650,000–800,000 Years before Present. *Nature* **2008**, *453* (7193), 379–382. <https://doi.org/10.1038/nature06949>.
- (4) Stacey, F. D.; Loper, D. E. Thermal History of the Earth: A Corollary Concerning Non-Linear Mantle Rheology. *Phys. Earth Planet. Inter.* **1988**, *53* (1), 167–174.
[https://doi.org/10.1016/0031-9201\(88\)90139-2](https://doi.org/10.1016/0031-9201(88)90139-2).
- (5) Pollack, H. N.; Hurter, S. J.; Johnson, J. R. Heat Flow from the Earth's Interior: Analysis of the Global Data Set. *Rev. Geophys.* *1985 U. S.* **1993**, *31*:3. <https://doi.org/10.1029/93RG01249>.
- (6) Energia geotermica: Una grande risorsa nascosta. *Encyclopédie de l'énergie*, 2016.
- (7) GeologiInfo_Sistemi-Geotermici-a-Bassa-Temperatura.Pdf.
- (8) Lee, K. C. Classification of Geothermal Resources by Exergy. *Geothermics* **2001**, *30* (4), 431–442. [https://doi.org/10.1016/S0375-6505\(00\)00056-0](https://doi.org/10.1016/S0375-6505(00)00056-0).
- (9) Dickson, M. H.; Fanelli, M. Cos'è l'Energia Geotermica? 27.
- (10) Market Data - EHPA <https://www.ehpa.org/market-data/>
- (11) Lund, J. W.; Toth, A. Direct Utilization of Geothermal Energy 2020 Worldwide Review. 39.
- (12) Caleffi, Le Pompe Di Calore, Idraulica 33.
- (13) AICARR JOURNAL NR 15/2012 by AiCARR - Issuu
https://issuu.com/aicarr/docs/2012_15_aj_aicarrjournal.

- (14) Masoero, M. C. Progettazione Di Impianti Termotecnici, Corso Di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare.
- (15) Tofalo, F. Analisi Di Muri Di Sostegno Energetici per Climatizzazione Di Un Condominio, Tesi Di Laurea Magistrale, Politecnico Di Torino.
- (16) Properties of mixture Water/Glycol, Extract from VDI-Warheatlas Dd 17- VDI-Verlag GmbH, Dusseldorf 1991 <https://detector-cooling.web.cern.ch/data/Table%208-3-1.htm>
- (17) Manuale Utente, Nibe F1155, Pompa Di Calore Geotermica.
- (18) Jónsson, R. I.; Skovrup, M. J. CoolPack Tutorial. 46.
- (19) TABULA WebTool <https://webtool.building-typology.eu/#bm>.
- (20) Caleffi, Le Pompe Di Calore Geotermiche, Idraulica 38.
- (21) Madera, V. Quanto costa un impianto geotermico. Conviene? Prezzi 2021 <https://www.studiomadera.it/news/424-geotermico-costi>.
- (22) Quanto costa caldaia a condensazione: Installazione o sostituzione caldaia a condensazione: prezzi ed informazioni. <https://www.instapro.it/riscaldamento/prezzi-costo/caldaia-a-condensazione-prezzi>.
- (23) ernesto.it. Quanto costa riscaldamento geotermico? Prezzi e tariffe 2021 <https://www.ernesto.it/prices/riscaldamento-geotermico>.
- (24) Manutenzione Climatizzatori: Richiedi un Preventivo | PG Casa <https://www.pgcasa.it/preventivi/manutenzione-climatizzatori>.
- (25) Geoscambio e Pompe di Calore Geotermiche per la decarbonizzazione, Acque Sotterranee- *Italian Journal of Groundwater* (2021) - AS37-523: 86 - 90, Paolo Cerutti, Moreno Fattor

APPENDICE

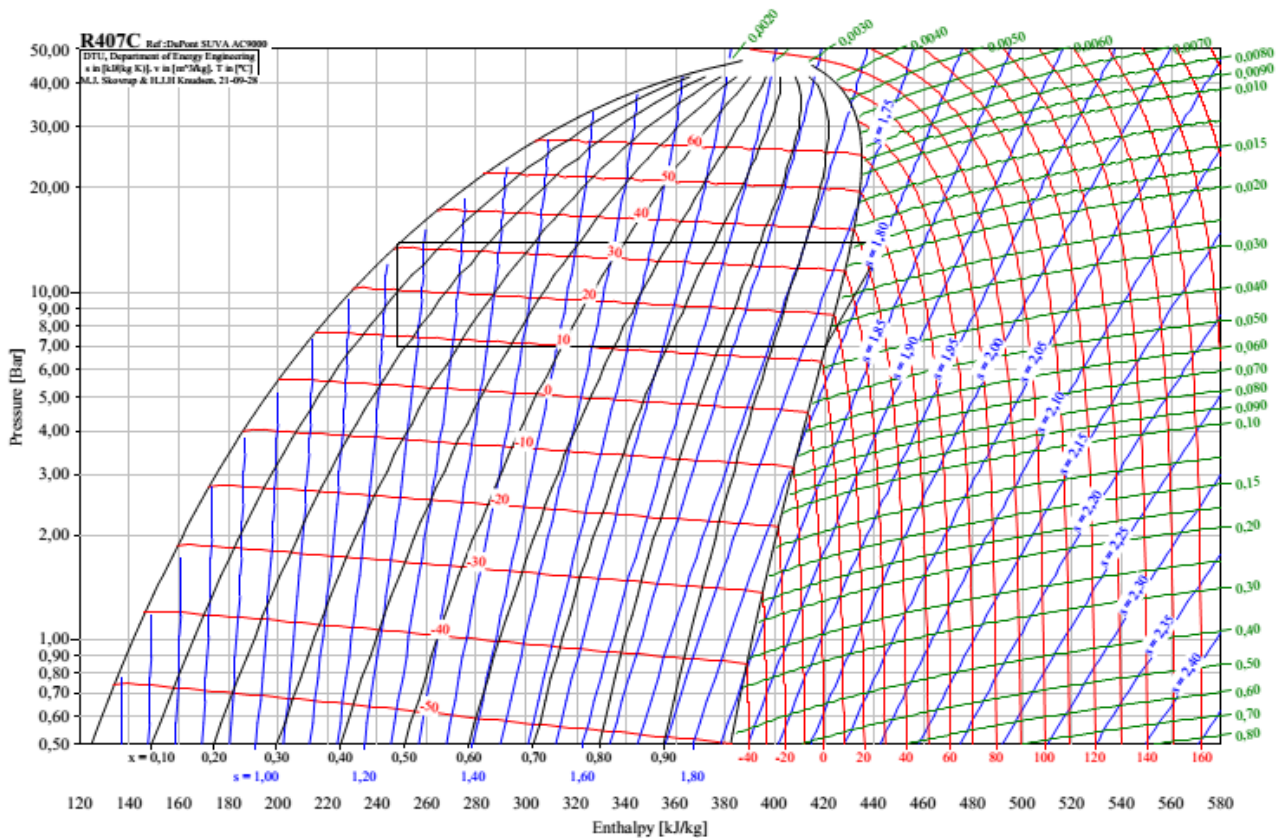
Dimensioni e coordinate di disposizione



F1155-6		
Dati elettrici		
Tensione nominale		230V ~ 50Hz
Corrente massima di funzionamento inclusa resistenza integrata da 0 – 0,5 kW (Valore nominale dei fusibili raccomandato).	A_{rms}	15(16)
Corrente massima di funzionamento inclusa resistenza integrata da 1 – 1,5 kW (Valore nominale dei fusibili raccomandato).	A_{rms}	20(20)
Corrente massima di funzionamento inclusa resistenza integrata da 2 – 2,5 kW (Valore nominale dei fusibili raccomandato).	A_{rms}	24(25)
Corrente massima di funzionamento inclusa resistenza integrata da 3 – 4 kW (Valore nominale dei fusibili raccomandato).	A_{rms}	31(32)
Corrente massima di funzionamento inclusa resistenza integrata da 4,5 kW (Valore nominale dei fusibili raccomandato).	A_{rms}	33(40)
Potenza aggiuntiva	kW	0,5/1/1,5/2/2,5/3 /3,5/4/4,5

		F1155-6	F1155-12	F1155-16
Dati di potenza a norma EN 14511				
Potenza termica (P _H)	kW	1,5 – 6	3 – 12	4 – 16
0/35 nominale				
Potenza termica (P _H)	kW	3,15	5,06	8,89
Alimentazione erogata (P _E)	kW	0,67	1,04	1,83
COP		4,72	4,87	4,85
0/45 nominale				
Potenza termica (P _H)	kW	2,87	4,78	8,63
Alimentazione erogata (P _E)	kW	0,79	1,27	2,29
COP		3,61	3,75	3,77
10/35 nominale				
Potenza termica (P _H)	kW	4,30	6,33	11,22
Alimentazione erogata (P _E)	kW	0,66	1,03	1,84
COP		6,49	6,12	6,11
10/45 nominale				
Potenza termica (P _H)	kW	3,98	5,98	10,92
Alimentazione erogata (P _E)	kW	0,83	1,30	2,32
COP		4,79	4,59	4,72
SCOP a norma EN 14825				
Potenza termica nominale (P _{design})	kW	6	12	16
SCOP _{EN14825} clima freddo 35 °C / 55 °C		5,5 / 4,1	5,4 / 4,3	5,5 / 4,2
SCOP _{EN14825} clima medio, 35 °C / 55 °C		5,2 / 4,0	5,2 / 4,1	5,2 / 4,1
Energia nominale, clima medio				
Classe di efficienza, riscaldamento ambiente 35 °C / 55 °C ¹⁾		A++ / A++	A++ / A++	A++ / A++
Classe di efficienza di riscaldamento ambienti dell'impianto 35 °C / 55 °C ²⁾		A+++ / A+++	A+++ / A+++	A+++ / A+++
Classe di efficienza, produzione di acqua calda / profilo di carica con bollitore ³⁾		A / XL VPB 300	A / XXL VPB 300	A / XXL VPB 300
Rumorosità				
Livello di potenza sonora (L _{WA}) in base a EN 12102 a 0/35	dB(A)	36 – 43	36 – 47	36 – 47
Livello di pressione sonora (L _{PA}) valori calcolati in base a EN ISO 11203 a 0/35 e a distanza di 1m	dB(A)	21 – 28	21 – 32	21 – 32
Dati elettrici				
Potenza, pompa lato sonde	W	10 – 87	3 – 180	20 – 180
Potenza, pompa lato impianto	W	2 – 63	2 – 60	10 – 87
Classe di protezione			IP21	
Circuito del refrigerante				
Tipo di refrigerante			R407C	
Refrigerante GWP			1.774	
Volume	kg	1,16	2,0	2,2
CO ₂ equivalente	tonnellata	2,06	3,55	3,90
Valore di stacco del pressostato alta/bassa pressione	MPa		3,2 (32 bar) / 0,15 (1,5 bar)	
Pressostato differenziale di alta/bassa pressione	MPa		-0,7 (-7 bar) / 0,15 (1,5 bar)	
Circuito del glicole				
Pressione minima/massima del circuito del glicole	MPa		0,05 (0,5 bar) / 0,45 (4,5 bar)	
Portata nominale	l/s	0,18	0,29	0,51
Massima prevalenza esterna disponibile alla portata nominale	kPa	64	115	95
Temp. minima/massima glicole in ingresso	°C		vedere schema	
Temp. min. glicole in uscita	°C		-12	
Circuito del lato impianto				
Pressione minima/massima del circuito del mezzo riscaldante	MPa		0,05 (0,5 bar) / 0,45 (4,5 bar)	
Portata nominale	l/s	0,08	0,12	0,22
Massima prevalenza esterna disponibile alla portata nominale	kPa	69	73	71
Temp. minima/massima dell'impianto	°C		vedere schema	
Collegamenti idraulici				
Diam. est. tubi lato sonde tubo CU	mm		28	

		F1155-6	F1155-12	F1155-16
Diam. est. tubi lato impianto Tubi CU	mm	22		28
Raccordo, diam. est. bollitore dell'acqua calda	mm	22		28
Olio del compressore				
Tipo di olio			POE	
Volume	l	0,68	0,9	1,45
Dimensioni e peso				
Larghezza	mm		600	
Profondità	mm		620	
Altezza	mm		1500	
Altezza richiesta del soffitto ⁴⁾	mm		1670	
Peso della pompa di calore completa	kg	150	230V: 170 400V: 180	185
Peso del solo modulo frigorifero	kg	90	230V: 110 400V: 120	125
Numero parte, 1 x 230 V		065 277	065 412	
Numero parte, 3 x 230 V, con misuratore energetico		065 315	065 411	
Numero parte, 3 x 400 V		065 294	065 409	065 295
Numero parte, 3 x 400 V, con misuratore energetico		065 275	065 410	065 260



Ringraziamenti

Con questo elaborato si conclude il mio percorso di studi e volevo ringraziare le persone che mi hanno accompagnato durante questo viaggio di crescita personale. Ringrazio il mio relatore, il prof Papurello Davide, per la disponibilità e per il supporto che mi ha fornito per la realizzazione dell'elaborato. Desidero ringraziare i miei genitori e i miei fratelli che mi hanno sempre sostenuto e consigliato durante i momenti difficili e mi hanno permesso di poter realizzare questa nuova esperienza, dandomi la forza di non arrendermi mai e di superare gli ostacoli con intraprendenza e coraggio, fino ad arrivare alla fine. Ringraziamento speciale ai miei nonni e ai parenti che mi sono stati vicini e che hanno sempre avuto un pensiero per me. Infine, vorrei ringraziare gli amici di sempre e i nuovi amici conosciuti durante questo nuovo percorso per i consigli e per le belle serate trascorse insieme.