

POLITECNICO DI TORINO

Corso di laurea magistrale
in ingegneria energetica e nucleare



Tesi di Laurea Magistrale

Studio delle caratteristiche di diverse tipologie
di pompe di calore

Approfondimento su una pompa di calore geotermica reale

Relatore
Prof. Davide Papurello

Candidato
Stefano Bonetto

Anno accademico 2021 - 2022

Luglio 2022

Indice

Introduzione.....	10
Capitolo I	
Che cos'è una pompa di calore?.....	11
I.I - Tipologie di pompe di calore.....	14
I.I.I - Pompe di calore a compressione di vapore o di aria.....	15
I.I.II - Pompe di calore ad assorbimento.....	19
I.I.III - Pompe di calore a eiettore.....	25
I.I.IV - Pompe di calore a compressione di vapore con eiettore.....	28
I.I.V - Pompe di calore a effetto termoelettrico.....	31
I.II - Sorgenti per le pompe di calore.....	35
I.II.I - Aria.....	35
I.II.II - Acque superficiali.....	37
I.II.III - Acque sotterranee.....	39
I.II.IV - Terreno.....	43
I.II.V - Sorgenti particolari.....	52
Capitolo II	
Riflessioni energetiche generali.....	57
Capitolo III	
Caso studio.....	59
III.I - Analisi dei dati delle misurazioni.....	63
Conclusioni.....	77
Appendice I.....	78
Appendice II.....	83
Appendice III.....	85
Bibliografia.....	86
Fonti delle immagini.....	91

Indice delle figure

Figura 1: schema concettuale di una macchina frigorifera ($T_1 > T_2$).....	11
Figura 2: diagrammi termodinamici temperatura-entropia e pressione-volume massico del ciclo di Carnot inverso.....	13
Figura 3: schema generale di funzionamento come pompa di calore di una macchina a compressione di vapore.....	16
Figura 4: schema generale di funzionamento come macchina frigorifera di una macchina a compressione di vapore.....	16
Figura 5: ciclo di lavoro delle macchine frigorifere e delle pompe di calore a compressione di vapore.....	17
Figura 6: schema concettuale di una macchina frigorifera con tre sorgenti termiche ($T_2 < T_1 < T_3$).....	19
Figura 7: schema di una macchina frigorifera o pompa di calore ad assorbimento.....	20
Figura 8: schema concettuale di una macchina frigorifera ad assorbimento con un dettaglio dei componenti interni alla macchina ($T_2 < T_1 < T_3$).....	21
Figura 9: schema generale di funzionamento di una macchina frigorifera o pompa di calore ad assorbimento (in blu l'acqua, in arancione la soluzione concentrata di bromuro di litio, in viola la soluzione diluita acqua-bromuro di litio).....	23
Figura 10: schema di funzionamento di un eiettore.....	25
Figura 11: schema generale di funzionamento di una macchina frigorifera o pompa di calore a eiettore.....	26
Figura 12: ciclo di lavoro delle macchine frigorifere e delle pompe di calore a eiettore.....	26
Figura 13: schema generale di funzionamento di una pompa di calore o macchina frigorifera a compressione di vapore con eiettore.....	28
Figura 14: ciclo di lavoro delle macchine frigorifere e delle pompe di calore a compressione di vapore con eiettore.....	29
Figura 15: differenze di entalpia necessarie al passaggio di stato nel caso di macchina a sola compressione di vapore (linee tratteggiate nere) e macchina a compressione di vapore con eiettore (linee continue viola).....	30
Figura 16: ciclo di lavoro di una pompa di calore o macchina frigorifera a compressione di vapore con eiettore che utilizza un fluido in condizioni trans-critiche.....	31
Figura 17: schema che illustra il fenomeno termoelettrico chiamato «effetto Peltier» ($T_1 > T_2$).....	32
Figura 18: coppia termoelettrica per sfruttare l'effetto Peltier.....	32
Figura 19: insieme di coppie termoelettriche che sfruttano l'effetto Peltier.....	33

Figura 20: drogaggio di tipo n.....	33
Figura 21: drogaggio di tipo p.....	34
Figura 22: schema di una macchina a effetto Peltier.....	34
Figura 23: valori del <i>COP</i> di pompe di calore di diversa taglia al variare della temperatura di bulbo umido dell'aria esterna.....	36
Figura 24: andamento della temperatura dell'acqua di un generico bacino rispetto alla profondità dello stesso.....	37
Figura 25: configurazione a circuito aperto di una pompa di calore che utilizza le acque superficiali.....	38
Figura 26: configurazione a circuito chiuso di una pompa di calore che utilizza le acque superficiali.....	38
Figura 27: configurazione a utilizzo diretto di una pompa di calore che sfrutta le acque sotterranee.....	40
Figura 28: configurazione a utilizzo indiretto di una pompa di calore che sfrutta le acque sotterranee.....	40
Figura 29: sistema standing column con configurazione a utilizzo diretto dell'acqua sotterranea.....	41
Figura 30: esempio di sistema <i>ATES</i> a utilizzo indiretto dell'acqua sotterranea con quattro pozzi.....	42
Figura 31: andamento indicativo della temperatura del sottosuolo man mano che aumenta la profondità per vari mesi dell'anno di una specifica località.....	43
Figura 32: alcune possibili disposizioni delle serpentine di scambio termico nei sistemi orizzontali a sbancamento.....	45
Figura 33: configurazioni a due e a quattro tubi nei sistemi orizzontali a trincee.....	45
Figura 34: configurazione slinky disposta parallelamente al suolo nei sistemi orizzontali a trincee.....	46
Figura 35: configurazione slinky disposta perpendicolarmente al suolo nei sistemi orizzontali a trincee.....	46
Figura 36: configurazione a canestro con canestri collegati singolarmente.....	47
Figura 37: posizione dei canestri nel sottosuolo	47
Figura 38: tubo corrugato per le sonde geotermiche.....	47
Figura 39: sezione di alcuni tipi di sonde geotermiche.....	48
Figura 40: moto del fluido all'interno di una sonda coassiale.....	48
Figura 41: distribuzione nel suolo delle sonde di un sistema radiale.....	49

Figura 42: dettaglio della punta di una sonda per sistemi radiali.....	49
Figura 43: pali energetici.....	50
Figura 44: pali energetici prefabbricati (pali battuti) e pali energetici gettati in opera.....	50
Figura 45: schema generale di funzionamento come pompa di calore di una macchina a compressione di vapore con un recupero termico come sorgente.....	53
Figura 46: schema generale di funzionamento come pompa di calore di una macchina a compressione di vapore con l'accumulo di un collettore solare come sorgente.....	54
Figura 47: tetto energetico.....	55
Figura 48: esempio di installazione di un tetto energetico.....	56
Figura 49: muro energetico dell'Energy center lab di Torino prima di essere ricoperto con il terreno.....	59
Figura 50: rendering del muro energetico dell'Energy center lab di Torino.....	60
Figura 51: configurazione delle serpentine di scambio termico sul muro energetico (quote espresse in cm).....	60
Figura 52: esempio di come appare il file generato dal sistema di acquisizione dati.....	61
Figura 53: esempio di come appaiono i dati raccolti dal sistema di acquisizione dati se vengono copiati su un foglio di calcolo.....	61
Figura 54: andamento della percentuale di frequenza del compressore rispetto alla frequenza massima di funzionamento nel periodo 23 ottobre 2019 - 31 ottobre 2019.....	63
Figura 55: andamento della percentuale di frequenza del compressore rispetto alla frequenza massima di funzionamento nel periodo 6 febbraio 2020 - 14 febbraio 2020.....	64
Figura 56: andamento della percentuale di frequenza del compressore rispetto alla frequenza massima di funzionamento nel periodo 11 giugno 2020 - 10 luglio 2020.....	64
Figura 57: andamento della percentuale di velocità di rotazione della pompa 2 rispetto alla velocità di rotazione massima di funzionamento nel periodo 23 ottobre 2019 - 31 ottobre 2019.....	65
Figura 58: andamento della percentuale di velocità di rotazione della pompa 2 rispetto alla velocità di rotazione massima di funzionamento nel periodo 6 febbraio 2020 - 14 febbraio 2020.....	65
Figura 59: andamento della percentuale di velocità di rotazione della pompa 2 rispetto alla velocità di rotazione massima di funzionamento nel periodo 11 giugno 2020 - 10 luglio 2020.....	66

Simbologia

A e B	conduttori elettrici diversi fra loro;
A_s	area della sezione delle serpentine che scambiano calore con il terreno [m^2];
c	calore specifico [$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$];
COP	coefficiente di prestazione (in inglese «coefficient of performance») [adimensionale];
D_b	diametro di perforazione della sonda [m];
D_s	diametro delle serpentine che scambiano calore con il terreno [m];
E	energia [J];
ΔE	variazione di energia [J];
F_{sc}	fattore di perdita per possibile cortocircuito termico nello scambiatore di calore con il terreno fra la serpentina di mandata e la serpentina di ritorno [adimensionale];
Fo	numero di Fourier [adimensionale];
G	G-factor [adimensionale];
G	generatore di corrente elettrica;
h	coefficiente di scambio termico convettivo [$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$];
h	entalpia massica (a volte chiamata entalpia specifica) [J/kg];
Δh	variazione di entalpia massica [J/kg];
i	corrente elettrica [A];
ℓ	lunghezza [m];
L	lavoro [J];
\dot{m}	portata massica [kg/s];
M	macchina frigorifera o pompa di calore;
Nu	numero di Nusselt [adimensionale];
p	pressione [Pa];

PLF_{m,h_D}	fattore di carico parziale nel periodo di riscaldamento [adimensionale];
Pr	numero di Prandtl [adimensionale];
q	calore massico [J/kg];
Q	calore scambiato [J];
\dot{Q}	flusso termico [W];
\dot{Q}_a	flusso termico medio annuo scambiato con il terreno [W];
\dot{Q}_{g,h_D}	flusso termico ceduto dal terreno al fluido termovettore in condizioni di progetto (funzionamento come pompa di calore) [W];
\dot{Q}_{g,c_D}	flusso termico ceduto dal fluido termovettore al terreno in condizioni di progetto (funzionamento come macchina frigorifera) [W];
R_b	resistenza termica globale della serpentina con il terreno [(m·K)/W];
R_{ga}	resistenza termica efficace del sottosuolo riferita all'impulso annuale [(m·K)/W];
R_{gd}	resistenza termica efficace del sottosuolo riferita all'impulso giornaliero [(m·K)/W];
R_{gm}	resistenza termica efficace del sottosuolo riferita all'impulso mensile [(m·K)/W];
Re	numero di Reynolds [adimensionale];
t_c	tempo in cui la macchina funziona come macchina frigorifera [mesi];
t_h	tempo in cui la macchina funziona come pompa di calore [mesi];
t_i	tempo i -esimo trascorso [minuti];
T	temperatura [K] o [°C];
$T_{a,i}$	temperatura i -esima del fluido di mandata all'utenza nella particolare condizione di funzionamento [°C];
T_s	temperatura di set point dell'ambiente interno [°C];
U	velocità media del fluido termovettore nelle serpentine che scambiano calore con il terreno [m/s];
v	volume massico [m ³ /kg];
X	titolo della miscela liquido - vapore [kg _{vapore} / kg _{totali}];

α	diffusività termica [m^2/s];
ε	efficienza [adimensionale];
η	rendimento [adimensionale];
$\Delta\theta$	differenza di temperatura [$^{\circ}\text{C}$];
θ_g	temperatura del terreno indisturbato [$^{\circ}\text{C}$];
θ_p	temperatura di penalizzazione che indica la variazione di temperatura sul lungo periodo dovuta alla nuova condizione di equilibrio su cui si assesta il terreno [$^{\circ}\text{C}$];
θ_{wi}	temperatura del fluido termovettore in ingresso allo scambiatore con il terreno [$^{\circ}\text{C}$];
θ_{wo}	temperatura del fluido termovettore in uscita dallo scambiatore con il terreno [$^{\circ}\text{C}$];
λ	conducibilità termica [$\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$];
μ	viscosità dinamica [$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$];
ρ	densità [kg/m^3];
τ	impulso [giorni];
pedice c_d	periodo di raffreddamento dell'edificio (funzionamento come macchina frigorifera);
pedice f	relativo al fluido termovettore che scorre nelle serpentine che scambiano calore con il terreno;
pedice g	relativo al terreno;
pedice h_d	periodo di riscaldamento dell'edificio (funzionamento come pompa di calore);
pedice s	relativo alle serpentine che scambiano calore con il terreno.

Introduzione

Dopo la scoperta della possibilità di creare macchine frigorifere, lo studio del principio di funzionamento teorico di tali macchine ha portato a numerose applicazioni tecnologiche. Recentemente ha iniziato a prendere importanza l'uso di queste macchine non per raffreddare qualcosa ma per riscaldare. Le medesime macchine non vengono più chiamate macchine frigorifere ma si è dato loro l'appellativo di pompe di calore. Queste ultime attualmente sono utilizzate principalmente nell'ambito relativo alla climatizzazione degli edifici.

Le tecnologie sono molto varie, pur basandosi sempre sullo stesso principio teorico di trasferire calore da un corpo più freddo a un corpo più caldo. In questo elaborato si illustrano le tecnologie attualmente realizzabili, descrivendone i pregi e i difetti e le situazioni a cui meglio si adatta la specifica soluzione tecnologica.

Viene fatta anche una breve parentesi teorica che fa capire come sia giustificata l'attuale "moda" di installare pompe di calore per il riscaldamento degli edifici.

Nell'ultima parte, partendo dai dati misurati relativi ad una pompa di calore geotermica esistente, si schematizza lo scambio termico fra lo scambiatore della pompa di calore e il terreno. La scelta di studiare i dati provenienti da una pompa di calore geotermica è dovuta al fatto che la tecnologia delle macchine a compressione di vapore che usano il terreno come sorgente o pozzo termico è attualmente quella più promettente nell'ambito della climatizzazione degli edifici. Infatti ad oggi l'ambito in cui le pompe di calore vengono maggiormente utilizzate è proprio la climatizzazione degli edifici, sia ad uso residenziale sia ad uso industriale sia per il settore dei servizi.

Capitolo I

Che cos'è una pompa di calore?¹

Per capire di cosa si tratta quando si parla di «pompa di calore», si deve partire dal concetto di macchina frigorifera.

Una macchina frigorifera è un dispositivo capace di trasferire calore da un corpo freddo a uno caldo. Quindi la macchina frigorifera serve per ottenere l'opposto di ciò che succede in natura, cioè grazie ad essa si può trasferire calore da un corpo a temperatura più bassa a un corpo a temperatura più alta. In questo modo il corpo freddo diventa ancora più freddo mentre il corpo caldo diventa ancora più caldo.

L'enunciato di Clausius² (è una formulazione particolare del secondo principio della termodinamica) dice che: «È impossibile realizzare una qualsiasi trasformazione il cui unico risultato sia quello di far passare calore da un corpo freddo a uno caldo». Infatti per far ciò serve del lavoro esterno, come indicato nella figura qui a fianco (M è la macchina frigorifera, T_1 è il corpo a temperatura maggiore, T_2 è il corpo a temperatura minore, Q_1 e Q_2 sono i calori scambiati e L è il lavoro della macchina frigorifera).

Da un bilancio di energia alla macchina M si ha:

$$L + Q_2 = Q_1 \quad \rightarrow \quad L = Q_1 - Q_2 \quad (\text{I.I})$$

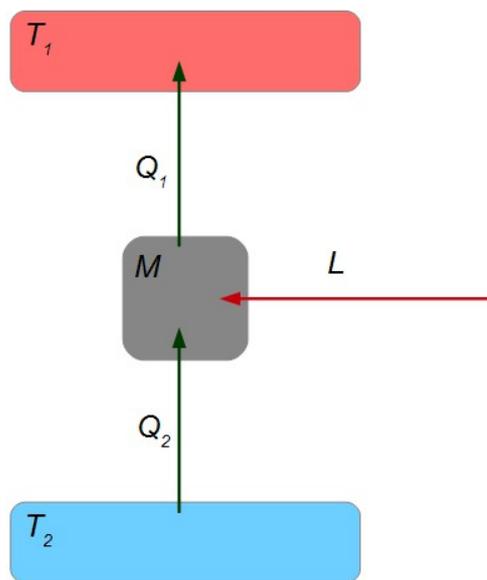


Figura 1: schema concettuale di una macchina frigorifera ($T_1 > T_2$)

Se lo scopo della macchina frigorifera è quello di diminuire sempre più la temperatura del corpo freddo, essa viene chiamata proprio «macchina frigorifera». I termini «refrigeratore» o «chiller» sono sinonimi di «macchina frigorifera».

Invece se lo scopo della macchina frigorifera è quello di aumentare sempre più la temperatura del corpo caldo, allora essa viene chiamata «pompa di calore».

Quindi si può dire che una macchina frigorifera e una pompa di calore sono la stessa cosa, cambia solamente lo scopo per cui viene utilizzata la macchina.

Per definire l'efficienza termodinamica di una macchina frigorifera o pompa di calore si usa il

-
- 1 Fonti: - S. Focardi, I. Massa, A. Uguzzoni, M. Villa, *Fisica generale. Meccanica e termodinamica* (Rozzano, Casa Editrice Ambrosiana, 2014);
- M. Calì, P. Gregorio, *Termodinamica* (Bologna, Società Editrice Esculapio, 2006);
- R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, *Sorgenti termiche delle pompe di calore. Aspetti tecnici, economici e normativi* (Milano, Editoriale Delfino, 2012).
 - 2 Rudolf Julius Emanuel Clausius (Köslin, oggi Koszalin, 1822 - Bonn 1888): fisico e matematico, insegnò al politecnico di Zurigo e alle università di Würzburg e di Bonn; insieme a Lord Kelvin pose le basi della termodinamica utilizzando una formulazione rigorosa dei concetti; è famoso per aver sviluppato una teoria cinetica dei gas completa e per aver introdotto il concetto di entropia nello studio delle trasformazioni termodinamiche.

Fonte: Treccani, <https://www.treccani.it/enciclopedia/rudolf-julius-emanuel-clausius/>, ultimo accesso: 14 gennaio 2022.

«coefficiente di prestazione» (in inglese «coefficient of performance»), indicato con la sigla «COP»³:

$$COP = \frac{Q_{utile}}{L} \quad (I.II)$$

Nel caso di macchina frigorifera la relazione diventa:

$$COP = \frac{Q_2}{L} \quad (I.III)$$

Invece nel caso di pompa di calore diventa:

$$COP = \frac{Q_1}{L} \quad (I.IV)$$

Ricordando che $L = Q_1 - Q_2$ (I.V), le relazioni precedenti possono anche essere scritte nel seguente modo:

$$COP = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} \quad (\text{macchina frigorifera}) \quad (I.VI)$$

$$COP = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} \quad (\text{pompa di calore}) \quad (I.VII)$$

Di macchine frigorifere o pompe di calore se ne possono immaginare molte, costruendo cicli diversi, facendo susseguire vari tipi di trasformazioni diverse. Le trasformazioni fondamentali sono: l'isocora (il volume rimane costante), l'isobara (la pressione rimane costante), l'isoterma (la temperatura rimane costante) e l'adiabatica (il calore scambiato è nullo). Oltre a quelle fondamentali, esistono anche altre trasformazioni come per esempio l'isentalpica (l'entalpia rimane costante), la isocinetica (la variazione di volume nel tempo rimane costante) o l'anergica (il lavoro tecnico⁴ è nullo).

L'efficienza massima di una macchina frigorifera si ottiene con un lavoro L che tende a zero. La macchina frigorifera che presenta il massimo valore di efficienza o COP funzionante tra due corpi a due determinate temperature è la macchina di Carnot⁵. Tutte le altre tipologie di

3 La terminologia «coefficiente di prestazione» e il simbolo «COP» sono stati assimilati dalla letteratura anglosassone; per indicare lo stesso concetto nella letteratura italiana è frequente trovare il termine «efficienza», indicato col simbolo «ε».

4 Nelle macchine termiche il lavoro tecnico (L_t) è pari al lavoro totale che il sistema fa sull'esterno (L) meno il lavoro che il sistema scambia con l'ambiente in cui è immerso (L_0). Il lavoro tecnico è quindi il lavoro fatto dal sistema che risulta effettivamente utile. Per esempio un pistone fa una quantità di lavoro sull'esterno L : il lavoro che viene fatto ad esempio ad un albero di trasmissione è il lavoro tecnico L_t ; il lavoro fatto sull'atmosfera, cioè sull'aria che circonda il pistone, è il lavoro scambiato con l'ambiente in cui è immersa la macchina L_0 .

5 La macchina deve il nome a Sadi Nicolas Léonard Carnot (Parigi 1796 - ivi 1832): fisico, per i suoi studi sulle macchine termiche si può considerare uno dei fondatori della termodinamica; le sue conclusioni furono riformulate in seguito da É. Clapeyron, Lord Kelvin e R. Clausius per giungere alla definizione del secondo principio della termodinamica.

macchine hanno un'efficienza minore. Quindi più l'efficienza di una generica macchina frigorifera si avvicina al valore calcolato ipotizzando di avere una macchina di Carnot, più si può dire che la generica macchina sta funzionando bene dal punto di vista termodinamico. Ovviamente se cambiano le due temperature dei due corpi con i quali la macchina scambia calore, cambia anche il rendimento della macchina di Carnot.

In altre parole una volta definite le due temperature dei due corpi con i quali la macchina deve scambiare calore, si può calcolare l'efficienza nel caso si stesse usando una macchina di Carnot; la macchina usata ha un'efficienza che tende a questo valore, ma non lo può né raggiungere né superare. La macchina di Carnot è quella che ha l'efficienza limite a cui possono tendere tutte le altre macchine.

Carnot fece i suoi studi sulle macchine termiche, cioè le macchine che producono lavoro prelevando calore da una sorgente a temperatura T_1 e cedendo calore a un pozzo termico a temperatura T_2 ($T_1 > T_2$); quindi l'opposto di una macchina frigorifera o pompa di calore.

Se il ciclo di lavoro ideato per le macchine termiche viene percorso in senso inverso, si ottiene un ciclo frigorifero, usato dalle macchine frigorifere e dalle pompe di calore.

Si illustra ora il ciclo di lavoro della macchina di Carnot percorso in senso inverso, cioè la macchina frigorifera di Carnot.

La macchina di Carnot è una macchina reversibile che lavora fra una sorgente termica e un pozzo termico. Affinché la macchina sia reversibile è necessario che le trasformazioni fatte siano reversibili. Quando la macchina scambia calore con la sorgente termica o il pozzo termico, l'unica trasformazione che può fare è un'isoterma. Nei momenti in cui la macchina non scambia calore con la sorgente termica e il pozzo termico, la sola trasformazione possibile è un'adiabatica. Dunque la macchina di Carnot segue un ciclo in cui si alternano due isoterme e due adiabatiche (figura a fianco). Tale ciclo di lavoro è chiamato «ciclo di Carnot».

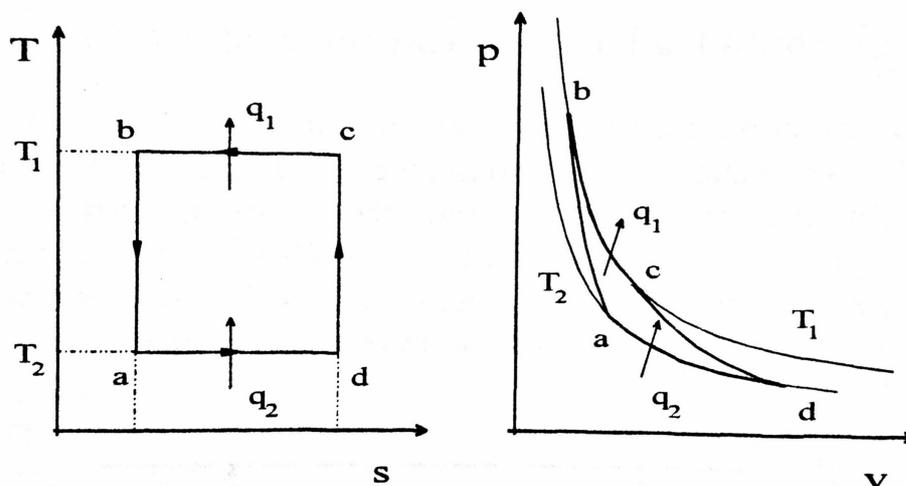


Figura 2: diagrammi termodinamici temperatura-entropia e pressione-volume massico del ciclo di Carnot inverso

Nella figura q_1 e q_2 sono i calori massici scambiati con i serbatoi. Come si vede $T_1 > T_2$.

Nel caso in cui la macchina segua il ciclo di Carnot, si può dimostrare che le relazioni riguardo l'efficienza si possono scrivere in questo modo:

$$COP = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \quad (\text{macchina frigorifera}) \quad (\text{I.VIII})$$

$$COP = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} \quad (\text{pompa di calore}) \quad (\text{I.IX})$$

Inoltre bisogna sottolineare che le due espressioni del *COP* appena scritte, oltre ad essere valide per le macchine reversibili (la macchina di Carnot è una macchina reversibile), sono valide qualunque sia il fluido con cui la macchina opera.

Per sapere se una determinata macchina sta lavorando termodinamicamente bene, si può valutare il rendimento di secondo principio. Questo rendimento dice quanto l'efficienza della macchina si discosta da quella della macchina di Carnot che lavora fra la stessa sorgente termica a temperatura T_2 e lo stesso pozzo termico a temperatura T_1 . L'espressione del rendimento di secondo principio è la seguente:

$$\eta_{II \text{ principio}} = \frac{COP_{\text{macchina generica}}}{COP_{\text{macchina di Carnot}}} \quad (\text{I.X})$$

Più il valore del rendimento di secondo principio tende a 1, più la macchina si sta comportando in modo simile a una macchina di Carnot. Per una macchina di Carnot il rendimento di secondo principio è pari a 1.

1.1 - Tipologie di pompe di calore⁶

Le macchine fino ad oggi realizzate per funzionare come pompa di calore o macchina frigorifera sono di quattro tipologie:

- ◆ a compressione (meccanica) di vapore o d'aria;
- ◆ ad assorbimento;
- ◆ a eiettore;
- ◆ a effetto termoelettrico.

⁶ Fonti: - M. Cali, P. Gregorio, op. cit.

1.1.1 - Pompe di calore a compressione di vapore o di aria⁷

La tipologia più comune è la prima, ossia le pompe di calore a compressione di vapore. Di seguito si illustra il funzionamento utilizzando vapore. Il funzionamento utilizzando aria è il medesimo, con la sola differenza che non si hanno passaggi di stato.

I componenti principali della macchina sono un compressore, due scambiatori di calore e una valvola di laminazione. Un componente aggiuntivo è la valvola a quattro vie che permette di passare dal funzionamento come pompa di calore a quello come macchina frigorifera. Nelle figure sotto sono illustrati i due diversi funzionamenti.

-
- 7 Fonti: - M. Vio, *Impianti di cogenerazione. Manuale per la valutazione economica ed energetica* (Milano, Editoriale Delfino, 2018);
- Dentro & FUORI, https://www.youtube.com/watch?v=O9b6H_Xfbx4 , ultimo accesso: 18 gennaio 2022;
- M. Ciccullo, *Applicazione e studio in campo sperimentale di una pompa di calore geotermica*, Politecnico di Torino, tesi di laurea magistrale (anno accademico 2021-2022), <https://webthesis.biblio.polito.it/20854/1/tesi.pdf> , ultimo accesso: 18 gennaio 2022;
- appunti delle lezioni del corso *Progettazione di impianti termotecnici* tenuto dal professor M. C. Masoero presso il Politecnico di Torino (anno accademico 2020-2021);
- appunti delle lezioni del corso *Uso ottimale e sicurezza degli impianti energetici* tenuto dal professor N. Pedroni presso il Politecnico di Torino (anno accademico 2017-2018);
- Wikipedia, <https://en.wikipedia.org/wiki/R-407C> , ultimo accesso: 19 gennaio 2022;
- Società italiana acetilene e derivati S.I.A.D. S.p.A., <https://www.siad.com/r-407c> , ultimo accesso: 19 gennaio 2022;
- *Regolamento (UE) n. 517/2014 del Parlamento europeo e del Consiglio del 16 aprile 2014 sui gas fluorati a effetto serra*, (2014), https://www.mite.gov.it/sites/default/files/archivio/normativa/regolamento_ue_517_16_04_2014.pdf , ultimo accesso: 19 gennaio 2022;
- Ministero della transizione ecologica, <https://www.mite.gov.it/pagina/dpr-n-1462018-recante-attua-zione-del-regolamento-ue-n-5172014> , ultimo accesso: 19 gennaio 2022;
- Gielle s.r.l., <https://www.f-gas.it/gas-refrigerante-r407c/> , ultimo accesso: 19 gennaio 2022.

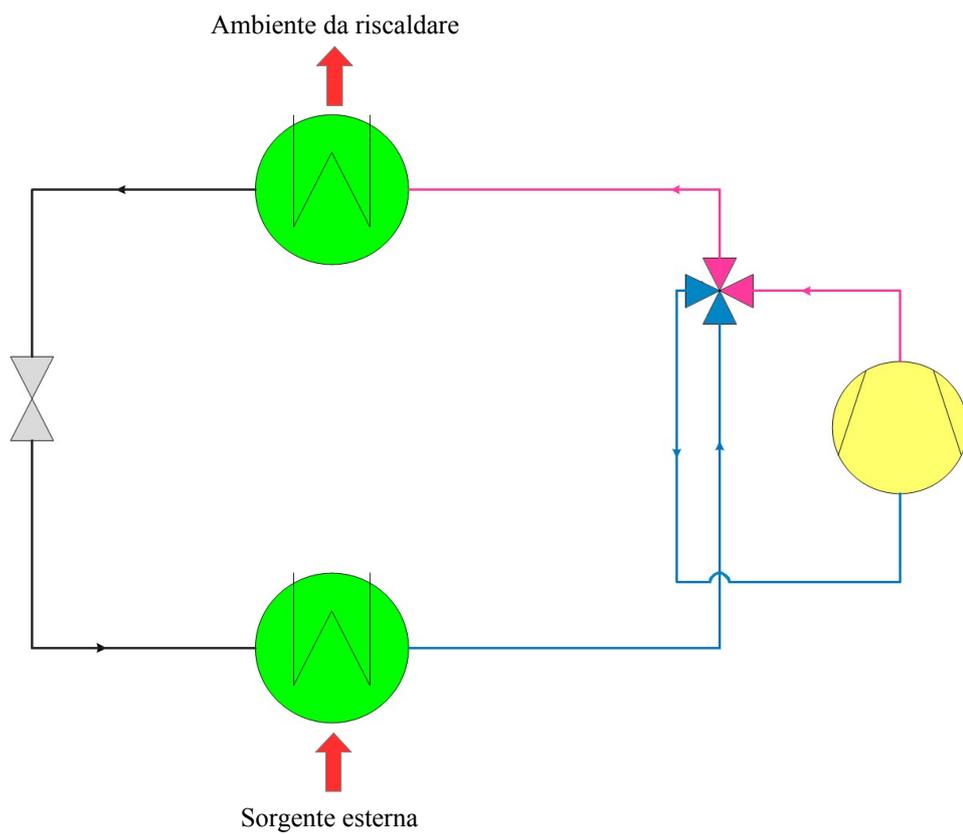


Figura 3: schema generale di funzionamento come pompa di calore di una macchina a compressione di vapore

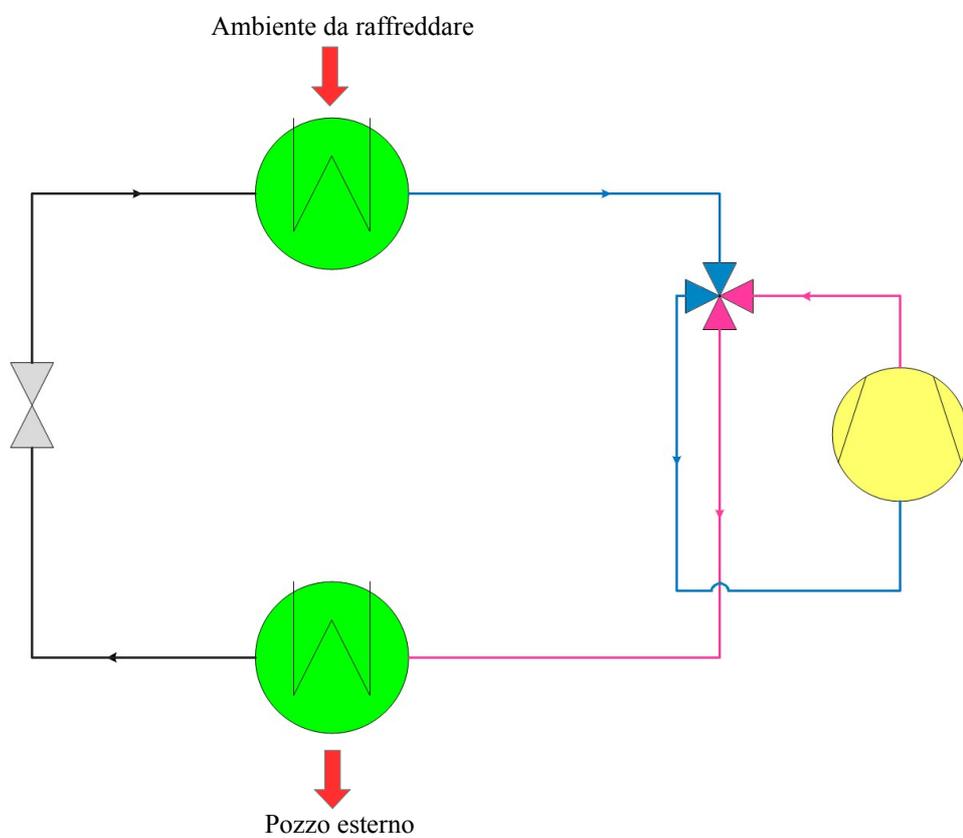


Figura 4: schema generale di funzionamento come macchina frigorifera di una macchina a compressione di vapore

La macchina dunque sfrutta compressioni ed espansioni per variare la temperatura del fluido e creare i salti di temperatura affinché si possa scambiare calore negli scambiatori.

Il fluido all'interno della macchina è scelto in modo da permettere il cambiamento di stato a temperature non eccessivamente elevate né basse, cioè a temperature prossime a quelle dei due ambienti. In questo modo si può sfruttare il calore latente del passaggio di stato per accumulare e cedere calore.

I passaggi di stato del fluido avvengono nei due scambiatori di calore. Quindi questi due scambiatori di calore assumono nomi specifici: evaporatore nel caso in cui al suo interno ci sia un'evaporazione del fluido, condensatore nel caso in cui al suo avvenga una liquefazione. Lo stesso scambiatore può essere sia un evaporatore che un condensatore a seconda del fatto che la macchina sia utilizzata come pompa di calore o come macchina frigorifera. Ad esempio nella figura 3 (funzionamento pompa di calore), lo scambiatore in alto è un condensatore; invece nell'immagine successiva lo stesso scambiatore funziona come evaporatore. Bisogna sottolineare che all'ingresso del compressore il fluido deve essere necessariamente allo stato gassoso, in quanto la presenza di goccioline di liquido danneggia irrimediabilmente il compressore.

Il ciclo di lavoro consiste quindi in una compressione politropica (compressore) e una espansione isoentalpica (valvola di laminazione), alternate da due trasformazioni isobare (scambiatori di calore). Nella figura sotto è rappresentato il ciclo di lavoro di una macchina frigorifera o pompa di calore (si ricorda che i due termini indicano la stessa macchina, la differenza sta nel considerare utile il calore rimosso dall'ambiente o quello ceduto all'ambiente).

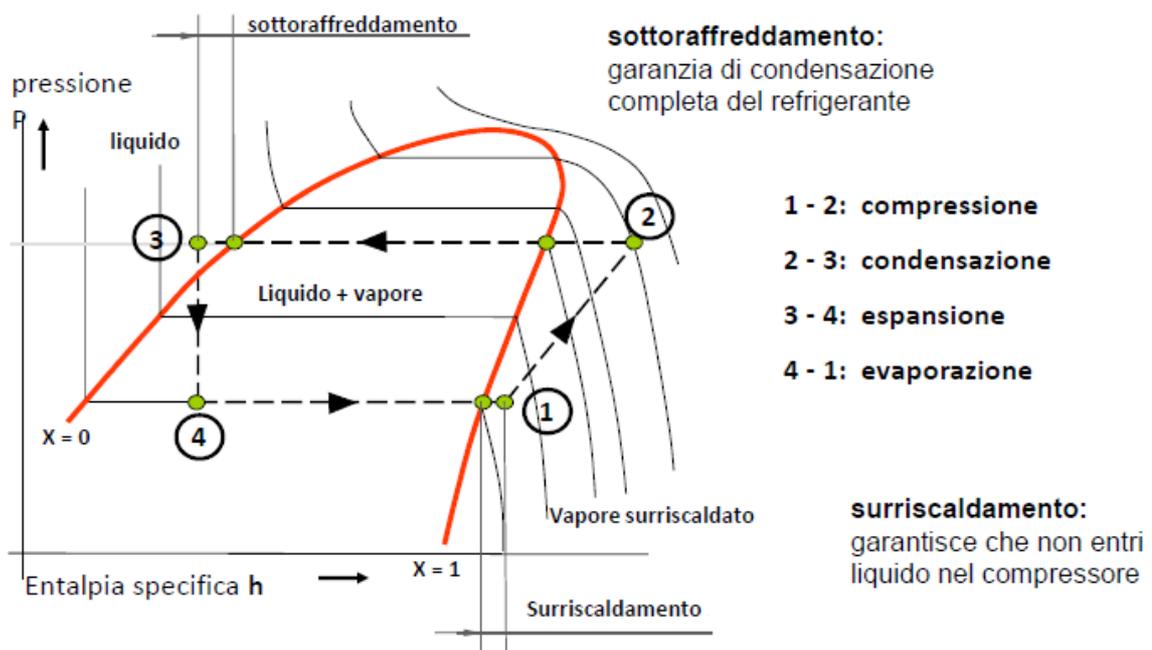


Figura 5: ciclo di lavoro delle macchine frigorifere e delle pompe di calore a compressione di vapore

Come si può vedere si adottano due accorgimenti. Il primo consiste nel far sottoraffreddare il fluido: al posto di far terminare la trasformazione 2-3 sulla curva rossa (curva di saturazione), il punto 3 risulta leggermente a sinistra. Questo si fa perché la macchina ovviamente non è perfetta, quindi non si riesce a realizzare proprio ad ogni ciclo una precisione infinitesimale in modo da trovarsi sulla curva rossa. Tenendosi un po' più a sinistra si è sicuri che tutto il fluido sia condensato, ossia tutto il fluido sia allo stato liquido. Il secondo accorgimento ha un significato analogo al precedente: la trasformazione 4-1 non termina sulla curva di saturazione

ma termina leggermente più a destra, in modo da essere sicuri che non sia presente nemmeno una goccia di liquido. Ciò è molto importante perché le gocce di liquido danneggiano il compressore, portandolo a rottura in tempi brevi.

Questo tipo di pompe di calore è quello maggiormente utilizzato attualmente. I vantaggi sono la semplicità costruttiva, l'utilizzo di fluidi per il ciclo facilmente reperibili sul mercato e il fatto che, vista la maggior diffusione, i costi sono attualmente più bassi rispetto ad altre tipologie di pompe di calore. Questa tipologia è particolarmente adatta per taglie medie e piccole. Quindi per esempio in ambito residenziale e nel settore terziario per la climatizzazione estiva e invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria. Non è però escluso che si possano utilizzare queste macchine per applicazioni su grandi taglie.

In passato come fluidi venivano molto usati i clorofluorocarburi (CFC), ad esempio l'R22⁸. A causa del loro impatto sulla distruzione dello strato di ozono dell'atmosfera (i radicali cloro fanno da catalizzatori nel processo di distruzione delle molecole di O₃), con il Protocollo di Montreal del 1987 si è deciso di ridurre progressivamente l'uso fino a bandirli definitivamente. Per questo motivo i clorofluorocarburi sono poi stati sostituiti dagli idrofluorocarburi (HFC). Un esempio di essi, largamente usato fino a poco tempo fa è l'R134a⁹. Quest'ultimo veniva anche miscelato con altri fluidi. Un esempio di miscela è l'R407C, che è la miscela di R32¹⁰ (23 % in massa), R125¹¹ (25 % in massa) e R134a (52 % in massa). Questi fluidi però hanno lo svantaggio di presentare alti valori di GWP¹². Per questo motivo ad oggi non possono più essere usati, in quanto il regolamento (UE) n. 517/2014, recepito dallo stato italiano con il decreto del presidente della repubblica D.P.R. n. 146/2018, stabilisce dei limiti sui valori di GWP dei fluidi utilizzati. Nell'appendice II si riporta l'estratto del regolamento europeo mostrante i divieti di immissione in commercio con le rispettive date.

Ad oggi i fluidi che si possono utilizzare sono quelli che non intaccano lo strato di ozono atmosferico e che hanno valori bassi di GWP. Fluidi che rispettano tali caratteristiche sono ad esempio l'R32 e l'R444B¹³.

8 Clorodifluorometano, formula bruta: CHClF₂ .

9 1,1,1,2-tetrafluoroetano, formula bruta: C₂H₂F₄ .

10 Difluorometano, formula bruta: CH₂F₂ .

11 Pentafluoroetano, formula bruta: C₂HF₅ .

12 Potenziale di riscaldamento globale, in inglese: «global warming potential». Questo parametro rappresenta la misura di quanto la molecola di un certo gas serra contribuisce all'effetto serra. Il parametro si basa su una scala relativa che confronta i gas con l'anidride carbonica, il cui valore di GWP è posto uguale a 1. I valori di GWP sono calcolati per uno specifico intervallo di tempo. Quindi il valore di GWP di un gas serra cambia a seconda dell'intervallo di tempo usato per calcolarlo. Come intervallo di tempo spesso si usa il valore 100 anni.

Fonti: - Agenzia regionale per la protezione dell'ambiente della Lombardia, http://ita.arpalombardia.it/ita/ca_mbiamenti_climatici/HTM/riscaldamento_globale.htm , ultimo accesso: 21 gennaio 2022;
- Wikipedia, https://it.wikipedia.org/wiki/Global_Warming_Potential , ultimo accesso: 21 gennaio 2022.

13 È una miscela di R32 (41,5 % in massa), R152a (10 % in massa) e R1234ze(E) (48,5 % in massa).

Fonte: *Appendix I: data reporting instructions and guidelines*, Trentesima riunione delle parti del Protocollo di Montreal, Quito (2018), <https://ozone.unep.org/treaties/montreal-protocol/meetings/thirtieth-meeting-parties/decisions/appendix-i-data-reporting#> , ultimo accesso: 27 gennaio 2022.

I.I.II - Pompe di calore ad assorbimento¹⁴

All'inizio di questo paragrafo è stato detto con l'enunciato di Clausius che una macchina frigorifera ha bisogno di una fonte di energia esterna per trasferire calore dal corpo freddo al corpo caldo. Questa fonte di energia è stata come del lavoro esterno. Tale fonte di energia però può anche essere un'altra. Ad esempio si può usare il calore.

Lo schema concettuale della macchina frigorifera diventa come quello nella figura a fianco. Si può dire che le macchine frigorifere o pompe di calore ad assorbimento sono delle macchine che scambiano calore con tre corpi a tre temperature differenti. M è la macchina frigorifera, T_1 è il corpo a temperatura intermedia, T_2 è il corpo a temperatura minore, T_3 è il corpo a temperatura maggiore, Q_1 , Q_2 e Q_3 sono i calori scambiati. Rispetto al caso a inizio paragrafo, il corpo a temperatura T_3 ha sostituito il lavoro. Questo corpo è la sorgente di energia esterna per far funzionare la macchina. Esso ha una temperatura che è maggiore di quella del corpo a temperatura T_1 a cui la macchina cede calore. I valori di temperatura si posizionano fra loro così: $T_2 < T_1 < T_3$.

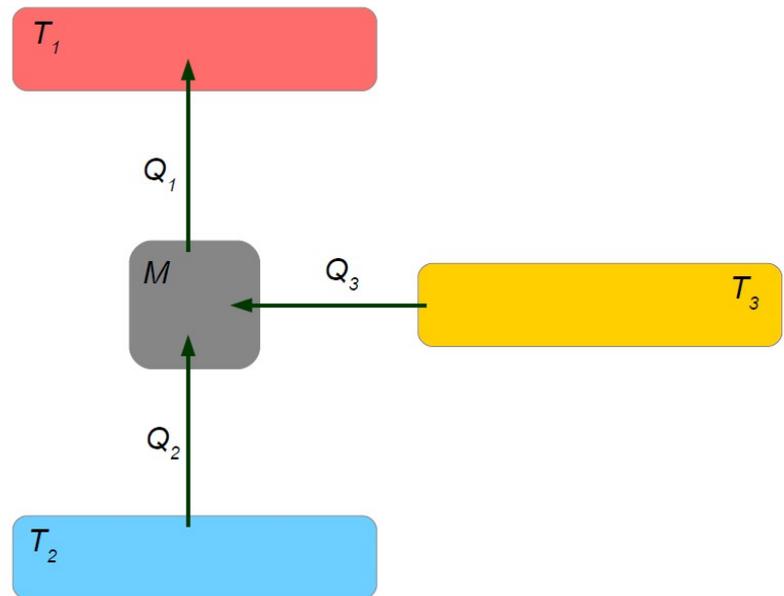


Figura 6: schema concettuale di una macchina frigorifera con tre sorgenti termiche ($T_2 < T_1 < T_3$)

Da un bilancio di energia alla macchina M si evince che:

$$Q_3 + Q_2 = Q_1 \quad \rightarrow \quad Q_3 = Q_1 - Q_2 \quad (\text{I.XI})$$

L'espressione del COP è:

$$COP = \frac{Q_{\text{utile}}}{Q_3} \quad (\text{I.XII})$$

Nel caso di macchina frigorifera la relazione diventa:

$$COP = \frac{Q_2}{Q_3} \quad (\text{I.XIII})$$

¹⁴ Fonti: - M. Cali, P. Gregorio, op. cit. ;

- M. Vio, op.cit. ;

- E. Casali, *Pompe di calore. Tipologie, progettazione e benefici nell'utilizzo* (Palermo, Dario Flaccovio Editore, 2015);

- Fabrizio Chiappelli rappresentanze, <http://www.chiappellirappresentanze.com/news/trigenerazione/>, ultimo accesso: 3 febbraio 2022;

- Spiegato, <https://spiegato.com/che-cose-levaporazione-flash>, ultimo accesso: 3 febbraio 2022.

Invece nel caso di pompa di calore diventa:

$$COP = \frac{Q_1}{Q_3} \quad (I.XIV)$$

Ricordando che $Q_3 = Q_1 - Q_2$, le relazioni precedenti possono anche essere scritte nel seguente modo:

$$COP = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} \quad (\text{macchina frigorifera}) \quad (I.XV)$$

$$COP = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} \quad (\text{pompa di calore}) \quad (I.XVI)$$

Ossia si ottengono le stesse relazioni che si erano ottenute a inizio capitolo. Ciò a dimostrare che la definizione di COP è indipendente dal tipo di energia fornita alla macchina.

La macchina è caratterizzata da quattro scambiatori di calore e una pompa per far circolare i fluidi (a destra nella figura 7). Una seconda pompa (a sinistra nella figura 7) è un elemento secondario usato per ricircolare il fluido non evaporato. Gli scambiatori di calore prendono i nomi di: condensatore, generatore, assorbitore e evaporatore. Tali scambiatori sono divisi in coppie e ogni coppia è contenuta all'interno di un recipiente ermetico, come si può vedere nella figura 7.

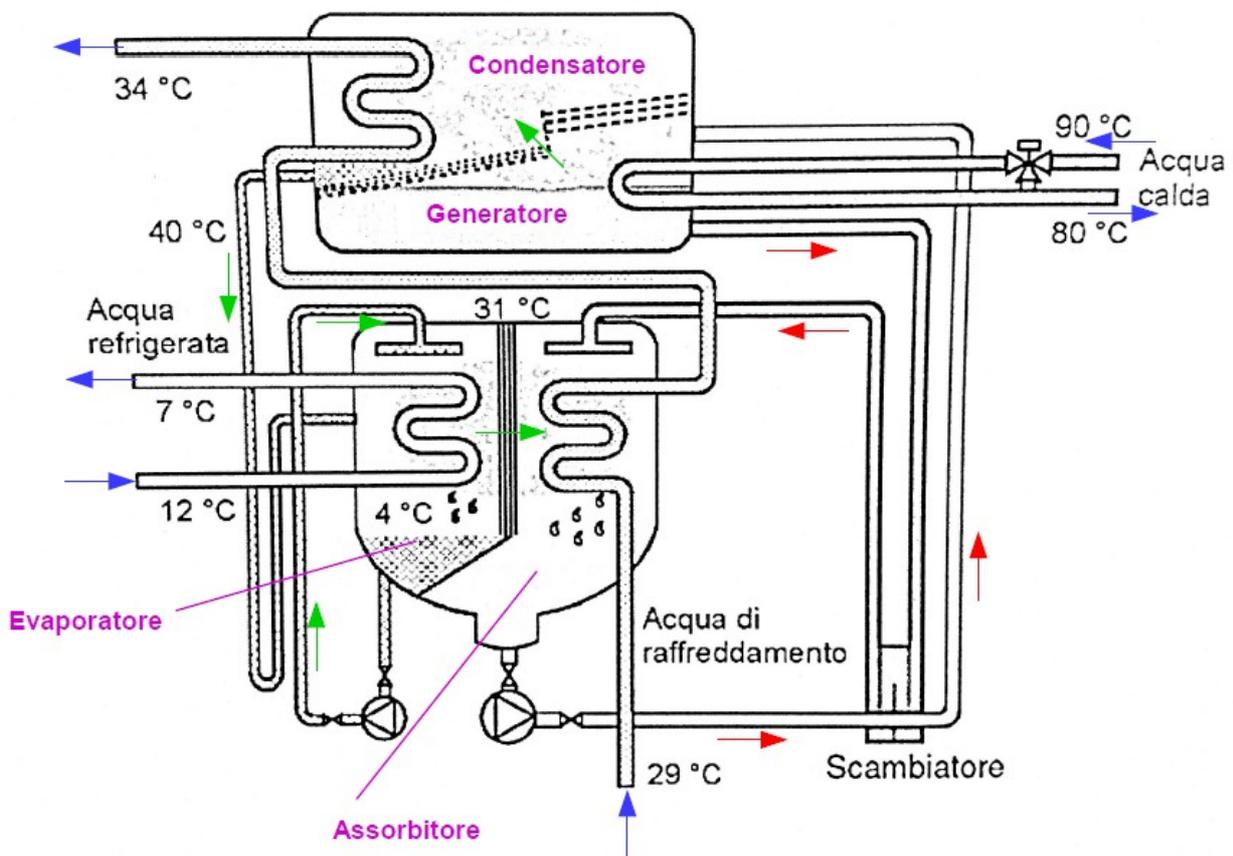


Figura 7: schema di una macchina frigorifera o pompa di calore ad assorbimento

Il condensatore e il generatore lavorano ad alta pressione invece l'assorbitore e l'evaporatore lavorano a bassa pressione.

L'acqua calda e l'acqua refrigerata indicate nella figura sono i fluidi termovettori che scambiano calore con i corpi esterni alla macchina. Esse non sono cioè fluidi della macchina.

Le macchine ad assorbimento si differenziano da quelle precedenti in quanto non utilizzano un solo fluido ma due. I due fluidi devono essere completamente miscibili. Uno ha la funzione di refrigerante e l'altro ha la funzione di assorbente. Esistono vari accoppiamenti di fluidi; le coppie più utilizzate sono:

- ◆ acqua (ha la funzione di refrigerante) e bromuro di litio (ha la funzione di assorbente);
- ◆ ammoniacca (ha la funzione di refrigerante) e acqua (ha la funzione di assorbente).

Per descrivere la macchina si prende ad esempio la coppia di fluidi acqua - bromuro di litio.

L'acqua entra allo stato liquido dall'alto dell'evaporatore. L'evaporatore si trova a una pressione molto inferiore a quella atmosferica. L'acqua entrando a contatto con il tubo dello scambiatore passa allo stato di vapore e raffredda il contenuto del tubo. Il vapore passa attraverso una parete porosa nell'assorbitore. Dall'alto dell'assorbitore viene nebulizzata una soluzione molto concentrata di bromuro di litio. Essendo il bromuro di litio molto igroscopico, assorbe il vapore e va a formare una miscela liquida. Il processo di assorbimento dell'acqua da parte del bromuro di litio è esotermico, quindi è necessario rimuovere il calore generato.

A questo punto la miscela di acqua e bromuro di litio va al generatore, che si trova a una pressione più elevata rispetto all'assorbitore. Mediante una fonte di calore esterna alla macchina, viene aumentata la temperatura della soluzione. La temperatura di essa aumenta fino a che l'acqua non inizia a evaporare, abbandonando così la soluzione. Acqua e bromuro di litio sono stati scelti poiché a parità di pressione la temperatura di ebollizione del bromuro di litio è maggiore. Il vapore acqueo passa nel condensatore attraverso una parete porosa. La soluzione di bromuro di litio privata dell'acqua risulta più concentrata e viene rinviata all'assorbitore. Il vapore acqueo nel condensatore entra a contatto con un tubo dello scambiatore a cui cede calore. In questo modo l'acqua torna di nuovo allo stato liquido e viene

reindirizzata all'evaporatore per cominciare un altro ciclo.

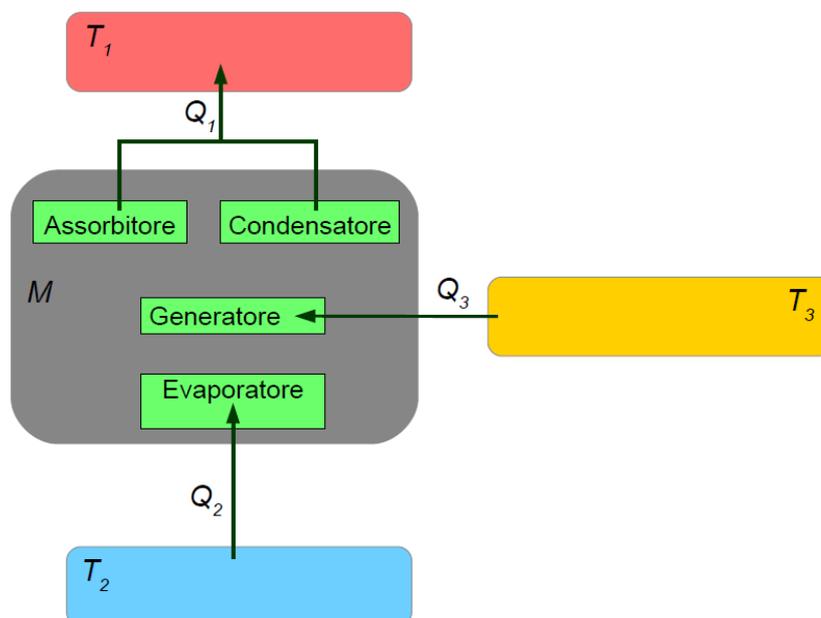


Figura 8: schema concettuale di una macchina frigorifera ad assorbimento con un dettaglio dei componenti interni alla macchina ($T_2 < T_1 < T_3$)

Per visualizzare meglio gli scambi di calore della macchina, si può osservare la figura 8. Se si vuole essere precisi, lo schema della figura 8 e quello della figura 6 non sono entrambi completamente giusti. Infatti come si può vedere nella figura 7, sono presenti due pompe che hanno bisogno di lavoro esterno. Quindi dove c'è il calore Q_3 che entra

nella macchina, sarebbe necessario aggiungere il lavoro L che entra anch'esso nella macchina (entra nella macchina nelle pompe e non negli scambiatori). In questo caso le espressioni del COP diventerebbero come descritto di seguito.

Da un bilancio di energia alla macchina M si evince che:

$$L + Q_3 + Q_2 = Q_1 \quad \rightarrow \quad L + Q_3 = Q_1 - Q_2 \quad (\text{I.XVII})$$

L'espressione del COP è:

$$COP = \frac{Q_{utile}}{L + Q_3} \quad (\text{I.XVIII})$$

Nel caso di macchina frigorifera la relazione diventa:

$$COP = \frac{Q_2}{L + Q_3} \quad (\text{I.XIX})$$

Invece nel caso di pompa di calore diventa:

$$COP = \frac{Q_1}{L + Q_3} \quad (\text{I.XX})$$

Ricordando che $L + Q_3 = Q_1 - Q_2$ (I.XXI), le relazioni precedenti possono anche essere scritte nel seguente modo:

$$COP = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} \quad (\text{macchina frigorifera}) \quad (\text{I.XXII})$$

$$COP = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_2} \quad (\text{pompa di calore}) \quad (\text{I.XXIII})$$

Il lavoro L delle pompe è normalmente molto piccolo rispetto ai valori dei calori scambiati, quindi si trascura quasi sempre. Per questo motivo non è indicato nelle figure 6 e 8.

Volendo fare un paragone con le macchine a compressione di vapore, i componenti delle macchine ad assorbimento possono essere sintetizzati nello schema della seguente figura:

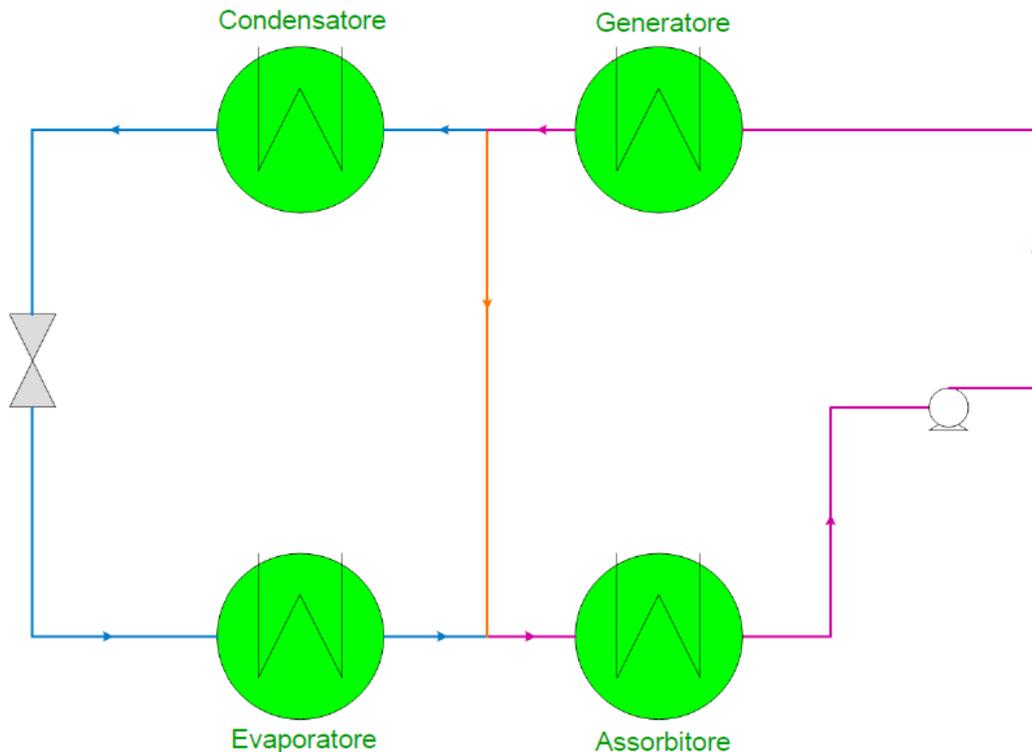


Figura 9: schema generale di funzionamento di una macchina frigorifera o pompa di calore ad assorbimento (in blu l'acqua, in arancione la soluzione concentrata di bromuro di litio, in viola la soluzione diluita acqua-bromuro di litio)

Ciò che cambia rispetto a una macchina a compressione di vapore è il fatto che il compressore è stato sostituito da due scambiatori, il generatore e l'assorbitore. È presente anche una pompa per far circolare i fluidi. Si può quindi notare che lo schema di funzionamento è molto simile. Bisogna notare che la valvola di laminazione presente nella figura 9 non è presente nella figura 7. Ciò accade perché la valvola di laminazione non è sempre usata. Infatti fra il condensatore e l'evaporatore il fluido deve diminuire la sua pressione; ciò si può fare con una valvola di laminazione. Però si può anche non mettere la valvola e in questo caso si ha un'evaporazione flash. Accade che il fluido ad alta pressione non appena entra nell'evaporatore a bassa pressione, subisce un processo di flash ossia un'evaporazione istantanea con una diminuzione repentina della pressione e della temperatura.

Questa tipologia di macchina ha il vantaggio di utilizzare una fonte di energia esterna meno pregiata rispetto alle macchine a compressione di vapore o a eiettore. Normalmente infatti è molto facile avere del calore rispetto che ad avere del lavoro da poter dare in ingresso alla macchina. Però bisogna dire che i valori di efficienza delle macchine ad assorbimento sono un po' inferiori rispetto a quelli delle macchine a compressione di vapore o a eiettore.

Le macchine ad assorbimento sono molto utili nei casi in cui si abbia a disposizione una fonte di calore. Una situazione classica di utilizzo delle macchine ad assorbimento è il caso in cui si voglia autoprodurre energia elettrica e termica con un motore a combustione interna. I motori a combustione interna sono molto diffusi nelle medie aziende che operano processi in cui c'è necessità sia di energia elettrica che di energia termica. Vista la simultaneità di domanda di questi due tipi di energia, si ricorre molto spesso all'autoproduzione piuttosto che acquistare energia elettrica dalla rete e produrre energia termica con caldaie. In questo caso la climatizzazione invernale degli ambienti può essere fatta con una pompa di calore ad

assorbimento. Infatti grazie ad essa diminuisce la quota di energia termica sottratta ai processi dell'azienda e destinata alla climatizzazione. Per capire meglio il concetto si può fare un esempio numerico. La potenza termica richiesta da un'azienda è suddivisa in questo modo:

- ◆ 400 kW per la climatizzazione;
- ◆ 1000 kW per i processi di produzione.

Si potrebbe pensare di produrre 1400 kW di energia termica col motore a combustione interna, diminuendo la produzione di energia elettrica dello stesso. Al posto di fare ciò, si può utilizzare una macchina ad assorbimento con $COP = 1,7$, che ha bisogno solo di 235 kW termici. In questo modo il motore a combustione interna deve solo più produrre 1165 kW termici e può produrre più energia elettrica.

Ovviamente questa soluzione va bene nel caso di aziende con una significativa domanda di energia termica per la climatizzazione. Questa è una situazione piuttosto rara, infatti una situazione con 400 kW di domanda per la climatizzazione è già molto elevata. Con valori normali di domanda di energia termica per climatizzazione non conviene l'implementazione di pompe di calore ad assorbimento in quanto il vantaggio è nullo.

Si può dire che le macchine ad assorbimento sono poco utili in modalità pompa di calore.

Le macchine ad assorbimento vengono usate principalmente come macchine frigorifere, vale a dire per la refrigerazione o per la climatizzazione estiva. Infatti sempre nel caso citato prima di motore a combustione interna per l'autoproduzione di energia elettrica e termica, può capitare che l'energia elettrica venga usata interamente, mentre l'energia termica sia superflua alla domanda dell'azienda. Nel caso ci sia bisogno di refrigerazione in un processo produttivo, sarebbe sconveniente aumentare la produzione elettrica per far funzionare una macchina frigorifera a compressione di vapore e dissipare all'esterno l'energia termica superflua. È più conveniente utilizzare l'energia termica superflua per alimentare una macchina frigorifera ad assorbimento per la refrigerazione.

Oltre a questo bisogna considerare il caso della climatizzazione estiva. Se d'inverno il calore del motore a combustione interna viene utilizzato per la climatizzazione, d'estate deve essere completamente dissipato. Al posto che dissiparlo e utilizzare energia elettrica per far funzionare delle macchine frigorifere a compressione di vapore, si possono utilizzare macchine ad assorbimento che usano il calore in eccesso, risparmiando così energia elettrica.

Quindi le macchine ad assorbimento sono utilizzate perlopiù in ambito industriale. È molto raro trovare applicazioni a livello residenziale, visto che le potenze di refrigerazione sono esigue e risulta sconveniente economicamente utilizzare una caldaia per alimentare la macchina ad assorbimento. Oltre a ciò si deve anche dire che l'efficienza in modalità macchina frigorifera è molto bassa rispetto ad esempio alle macchine a compressione di vapore. Per questo motivo la convenienza è molto legata a come viene prodotta e a quale costo economico viene prodotta l'energia termica usata per alimentare la macchina. Molto spesso queste macchine vengono installate in luoghi dove c'è scarsa disponibilità di energia elettrica e quindi non sarebbe possibile far funzionare una macchina a compressione di vapore. Un esempio sono i luoghi remoti in alta montagna non allacciati alla rete elettrica: in questo caso si può sfruttare la scarsa produzione di energia elettrica di un pannello fotovoltaico per far funzionare la piccola pompa della macchina ad assorbimento, ma l'energia elettrica prodotta non sarebbe sufficiente ad alimentare una macchina a compressione di vapore.

I.1.III - Pompe di calore a eiettore¹⁵

Prima di illustrare il funzionamento della tipologia di pompe di calore o macchine frigorifere a eiettore, è necessario illustrare che come funziona un eiettore.

La seguente figura mostra lo schema di funzionamento di un eiettore:

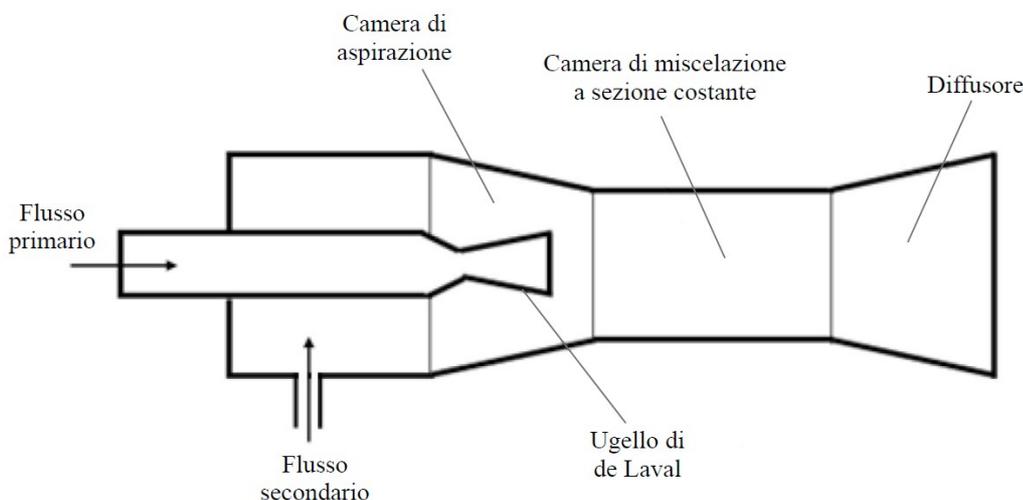


Figura 10: schema di funzionamento di un eiettore

Il fluido primario è quello ad alta pressione. Tale fluido attraverso l'ugello di de Laval converte la sua energia di pressione in energia cinetica. All'uscita dell'ugello di de Laval il fluido ha quindi una grande energia cinetica e una bassa pressione. La bassa pressione del fluido primario all'uscita dall'ugello crea una depressione, la quale fa sì che venga trascinato il fluido secondario nella camera di aspirazione. All'interno della camera di miscelazione, il fluido primario si miscela con il fluido secondario. Tale miscelazione è favorita dal fatto che il fluido primario ha una notevole energia cinetica. L'energia cinetica della miscela dei due fluidi viene infine riconvertita in pressione grazie al diffusore (ovviamente la pressione del fluido in uscita dal diffusore sarà minore della pressione del fluido primario).

Nella figura 10 si vede che la sezione di uscita dell'ugello di de Laval si trova nella camera di aspirazione. In questo caso l'eiettore è detto «eiettore con miscelazione a pressione costante». Esistono altri tipi di eiettore diversi da quello della figura 10, nei quali la sezione di uscita dell'ugello di de Laval si trova nella camera di miscelazione a sezione costante. In questa configurazione l'eiettore è chiamato «eiettore con miscelazione a area costante».

La macchina a eiettore è a tre sorgenti di calore come le macchine ad assorbimento. Quindi la macchina scambia calore con tre corpi, ma non ha bisogno di lavoro.

Lo schema della macchina a eiettore è simile a quello della macchina a compressione di vapore, ciò che cambia è che al posto del compressore c'è un eiettore. In più si aggiungono una pompa per far circolare il fluido e un generatore di vapore. Di seguito sono riportati uno schema dei componenti della macchina e il ciclo di lavoro rappresentato sul diagramma pressione - entalpia specifica. Nello schema della macchina, per renderlo più chiaro, si sono

15 Fonti: - F. Botticella, R. Mastrullo, A. W. Mauro, L. Menna, *Studio termodinamico, progettazione dei componenti principali e stima delle prestazioni energetiche in accordo con le normative vigenti per una pompa di calore con espansione tramite eiettore*, Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile (2015), https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/docu menti/ricerca-di-sistema-elettrico/climatizzazione-rinnovabili/2014/rds-par2014-236.pdf, ultimo accesso: 23 gennaio 2022;

- M. Calì, P. Gregorio, op. cit.

omesse le valvole necessarie per operare il passaggio dal funzionamento come pompa di calore a quello come macchina frigorifera.

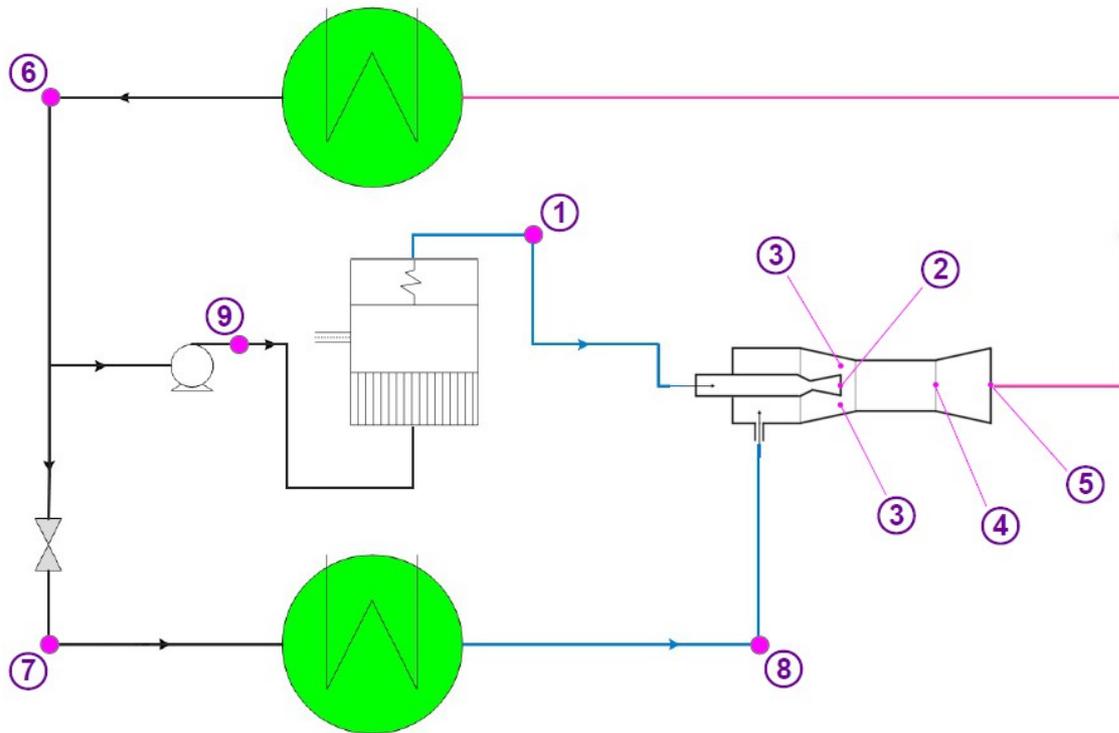


Figura 11: schema generale di funzionamento di una macchina frigorifera o pompa di calore a eiettore

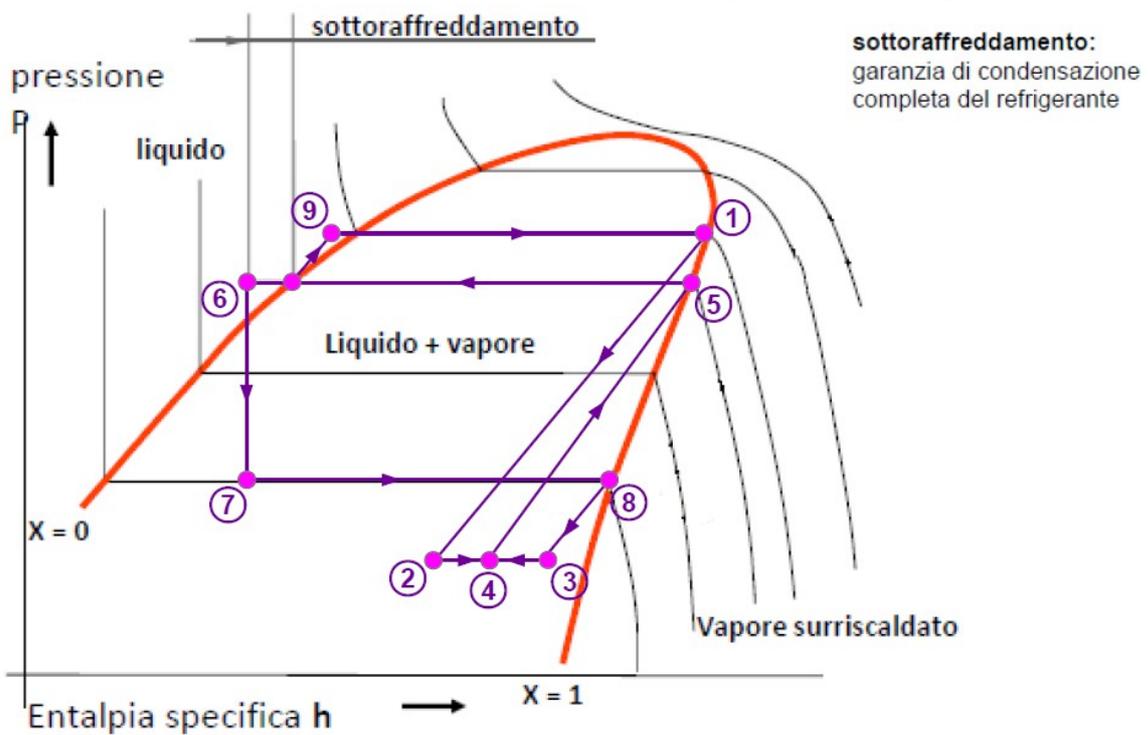


Figura 12: ciclo di lavoro delle macchine frigorifere e delle pompe di calore a eiettore

I processi che si verificano nel ciclo sono i seguenti:

- ◆ 1-2: espansione adiabatica cioè isoentropica;
- ◆ 2-4: miscelazione isobara;
- ◆ 3-4: miscelazione isobara;
- ◆ 4-5: compressione adiabatica cioè isoentropica;
- ◆ 5-6: scambio di calore isobaro;
- ◆ 6-9: compressione politropica;
- ◆ 9-1: scambio di calore isobaro;
- ◆ 6-7: espansione isoentalpica;
- ◆ 7-8: scambio di calore isobaro;
- ◆ 8-3: espansione adiabatica cioè isoentropica.

Rispetto alle macchine a compressione di vapore si nota che è presente un generatore di calore, il quale ha la funzione di introdurre dall'esterno l'energia per far funzionare la macchina.

Bisogna notare che essendoci la pompa, per la precisione le macchine a eiettore hanno bisogno di lavoro al loro ingresso oltre che di calore. Quindi si può fare lo stesso ragionamento fatto per le macchine ad assorbimento, cioè inserire anche il lavoro della pompa nell'espressione del *COP*. Come già detto per le macchine ad assorbimento, essendo che il lavoro della pompa è molto basso, solitamente si trascura nell'espressione del *COP*.

Le espressioni per calcolare il coefficiente di prestazione *COP* per le macchine ad eiettore sono identiche a quelle scritte per le macchine ad assorbimento.

Le macchine a eiettore hanno il vantaggio di non avere componenti con parti in movimento (ad eccezione della pompa). Esse inoltre permettono di utilizzare come fluido l'acqua, a patto però di non scendere a temperature eccessivamente basse (la temperatura minima deve essere compresa fra 3 °C e 10 °C). Infatti alle pressioni di saturazione corrispondenti alle basse temperature, il volume massico dell'acqua presenta l'inconveniente di essere molto elevato. In questo caso sarebbero necessari compressori enormi e molto costosi, cosa che renderebbe impraticabile costruire una macchina a compressione di vapore utilizzando come fluido l'acqua. Grazie all'eiettore si riesce a ovviare a tale problema.

I vantaggi di questa tipologia di macchine sono la minor necessità di manutenzione a causa dell'assenza di parti meccaniche in movimento (ad eccezione della pompa) e l'utilizzo del fluido acqua che è ben reperibile e poco costoso. Però nonostante ciò, le macchine a eiettore sono poco diffuse. Questo è dovuto al fatto che per la refrigerazione si preferiscono sempre le macchine ad assorbimento, in quanto sono più diffuse sul mercato e quindi più collaudate, più facilmente reperibili e a prezzi più accessibili.

L'utilizzo delle macchine a eiettore come pompe di calore è pressoché inesistente, per gli stessi motivi già descritti per le macchine ad assorbimento.

I.I.IV - Pompe di calore a compressione di vapore con eiettore¹⁶

Si può ottenere una macchina che combina i principali componenti della macchina a compressione di vapore e della macchina a eiettore classica. Prendendo una macchina a compressione di vapore, si inserisce un eiettore prima della valvola di espansione. Lo scopo dell'eiettore è quello di far aumentare la pressione del fluido a bassa pressione in uscita dallo scambiatore che precede il compressore. In questo modo a parità di calore scambiato, il compressore deve compiere un lavoro minore.

Nelle due figure seguenti sono raffigurati lo schema con i vari componenti e il ciclo di lavoro della macchina. Nello schema della macchina, per renderlo più chiaro, si sono omesse le valvole necessarie per operare il passaggio dal funzionamento come pompa di calore a quello come macchina frigorifera.

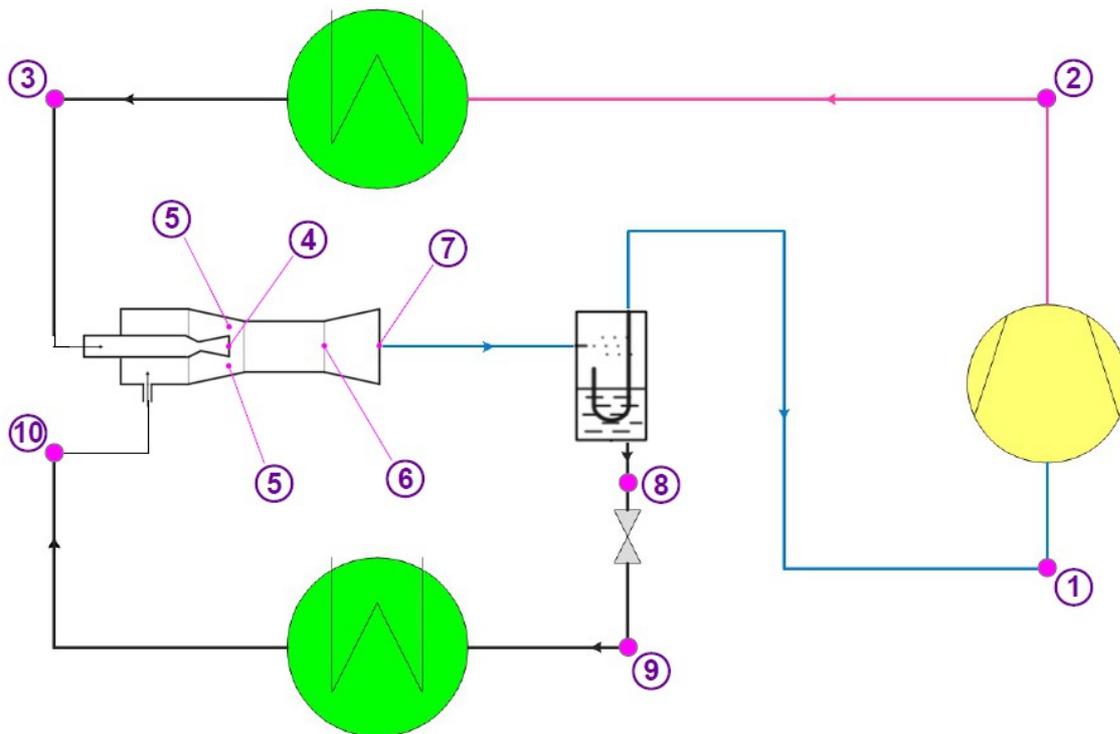


Figura 13: schema generale di funzionamento di una pompa di calore o macchina frigorifera a compressione di vapore con eiettore

16 Fonti: - F. Botticella, R. Mastrullo, A. W. Mauro, L. Menna, op. cit
- M. Condotta, *Pompa di calore invertibile a CO₂ per la climatizzazione*, Università degli studi di Padova, tesi di laurea magistrale (anno accademico 2015-2016), http://tesi.cab.unipd.it/52142/1/Condotta_Marco_tesi.pdf, ultimo accesso: 24 gennaio 2022.

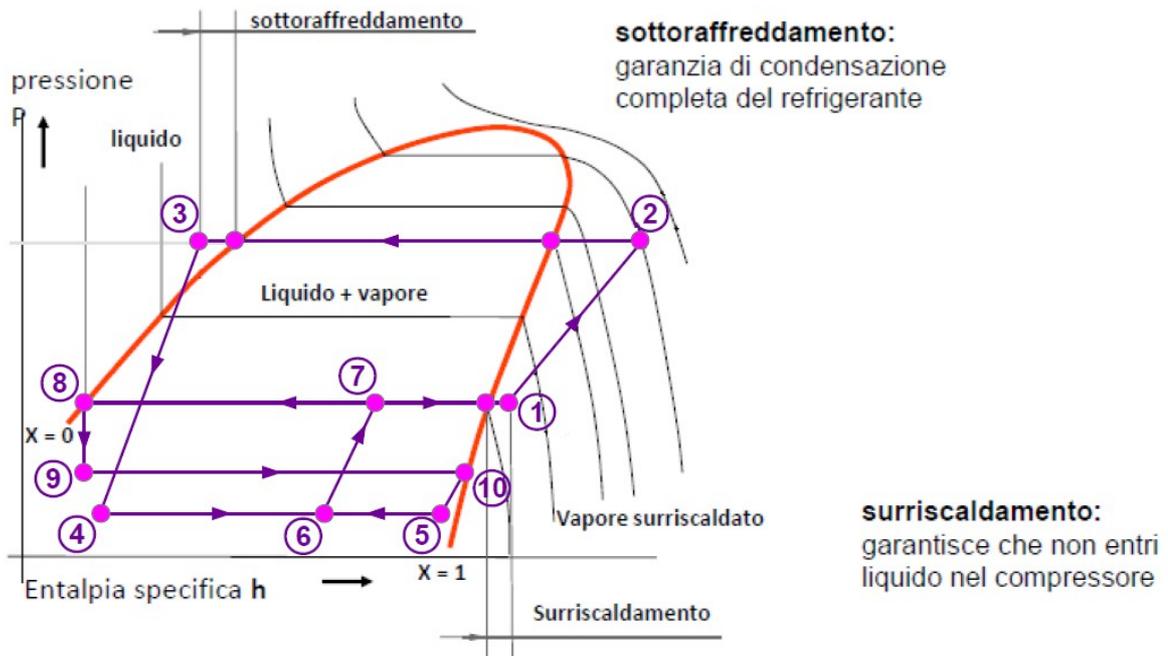


Figura 14: ciclo di lavoro delle macchine frigorifere e delle pompe di calore a compressione di vapore con eiettore

I componenti principali sono quattro: il compressore, i due scambiatori di calore e l'eiettore. Rispetto al caso delle macchine a compressione di vapore, nell'eiettore si verificano diverse trasformazioni e non solamente una isoentalpica come nel caso della valvola di laminazione. I due componenti secondari sono il separatore di liquido e la valvola di laminazione in uscita dal separatore di liquido appena citato. Ecco un riepilogo dei processi che si verificano nel ciclo:

- ◆ 1-2: compressione politropica;
- ◆ 2-3: scambio di calore isobaro;
- ◆ 3-4: espansione adiabatica cioè isoentropica;
- ◆ 4-6: miscelazione isobara;
- ◆ 5-6: miscelazione isobara;
- ◆ 6-7: compressione adiabatica cioè isoentropica;
- ◆ 7-1: separazione isobara del vapore dal liquido;
- ◆ 7-8: separazione isobara del vapore dal liquido;
- ◆ 8-9: espansione isoentalpica;
- ◆ 9-10: scambio di calore isobaro;
- ◆ 10-5: espansione adiabatica cioè isoentropica.

Si osserva che l'eiettore diminuisce la pressione dei due flussi, li miscela e infine li ricomprime di nuovo. Quindi il fluido prima di entrare nel compressore è già stato precompressa leggermente. Dunque si riesce a scendere a pressioni più basse a cui far lavorare lo scambiatore di calore (trasformazione 9-10), ma senza aumentare il lavoro del compressore. Ciò fa sì che il calore scambiato nella trasformazione 9-10 sia maggiore a parità di lavoro.

Infatti osservando la figura 15 si nota che la differenza di entalpia nel caso di macchina con eiettore e compressore è maggiore rispetto al caso di macchina con sola compressione di vapore. Il salto di entalpia sotto la curva rappresenta il calore latente necessario per il

cambiamento di stato del fluido. Quindi maggiore è la lunghezza del segmento orizzontale, maggiore è il calore latente necessario per il cambiamento di stato e maggiore è quindi il calore scambiato nello scambiatore che sottrae calore al corpo freddo.

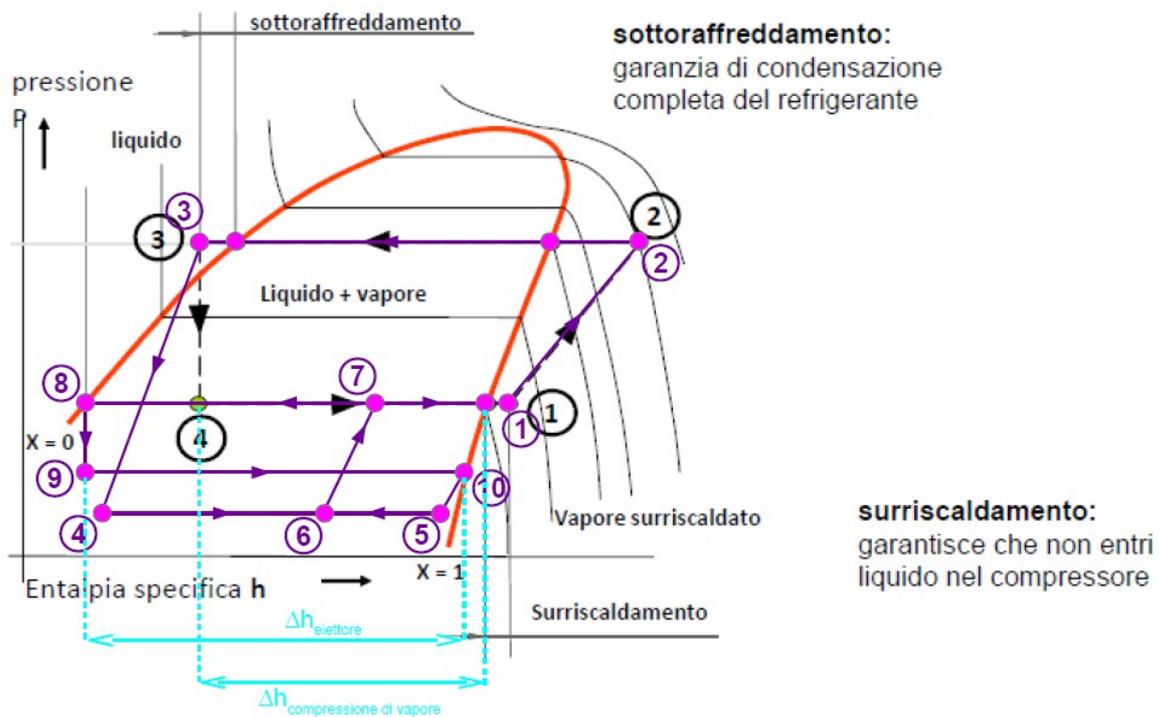


Figura 15: differenze di entalpia necessarie al passaggio di stato nel caso di macchina a sola compressione di vapore (linee tratteggiate nere) e macchina a compressione di vapore con eiettore (linee continue viola)

Quindi nella macchina con l'eiettore è maggiore il calore scambiato dallo scambiatore che precede il compressore. Ciò avviene a parità di lavoro del compressore.

In altre parole si può anche dire che a parità di calore sottratto al corpo freddo, il lavoro di compressione è minore in questa macchina appena descritta rispetto alle macchine a sola compressione di vapore.

La trasformazione isoentropica che avviene nell'eiettore fa sì che siano presenti meno dissipazioni di energia rispetto al caso di una trasformazione isoentalpica. Visto che quindi il degradamento dell'energia è minore negli eiettori, essi hanno un comportamento exergetico decisamente migliore rispetto a quello delle valvole di laminazione. Nel caso della macchina qui descritta infatti parte dell'energia viene recuperata dall'eiettore, cosa che non avviene nella macchina a sola compressione di vapore.

Questo tipo di macchine è adatto a impianti con taglie medio-piccole, come per esempio impianti di climatizzazione in ambito residenziale e industriale oppure nella refrigerazione a livello industriale di taglia non elevata. Non utilizzando una sorgente di calore come le pompe ad assorbimento o le macchine semplici a eiettore, questa tipologia di macchina appena descritta si rivela utile sia in ambito della refrigerazione (macchina frigorifera) sia nell'ambito del riscaldamento (pompa di calore).

Le pompe di calore o macchine frigorifere a eiettore vengono molto utilizzate con fluidi nelle condizioni trans-critiche. Molto diffuso è l'uso di anidride carbonica. In questi casi il ciclo di lavoro sul piano $p-h$ diventa così:

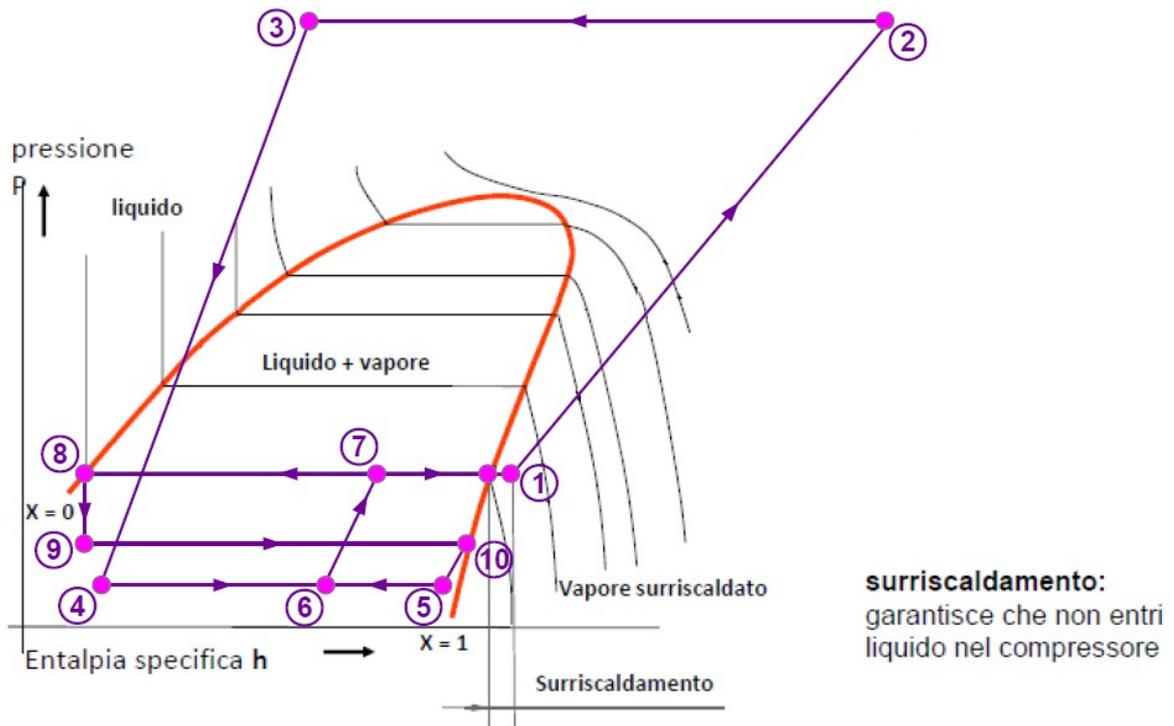


Figura 16: ciclo di lavoro di una pompa di calore o macchina frigorifera a compressione di vapore con eiettore che utilizza un fluido in condizioni trans-critiche

Nel caso di ciclo con anidride carbonica in condizioni trans-critiche, l'uso di macchine con compressore e eiettore è indispensabile in quanto le valvole di laminazione generano rilevanti perdite, causando la non convenienza dell'utilizzo della CO_2 . Utilizzando però queste macchine, l'efficienza del ciclo ad anidride carbonica diventa pari a quella di un ciclo a compressione di vapore con fluidi del tipo dell'R134a.

I.I.V - Pompe di calore a effetto termoelettrico¹⁷

Nelle macchine frigorifere o pompe di calore a effetto termoelettrico, l'apporto di lavoro esterno fa sì che si trasferisca calore da un corpo freddo a uno caldo, in modo che quello freddo diventi ancora più freddo e quello caldo ancora più caldo. Lo schema concettuale è quello illustrato a inizio del capitolo I nella figura 1. Quindi alla macchina bisogna offrire lavoro come nelle macchine a compressione di vapore e non calore come nelle macchine ad assorbimento o a eiettore. Il principio di funzionamento però è completamente diverso rispetto

17 Fonti: - S. Salvigni, G. S. Barozzi, G. Raffellini, *Esercizi di fisica tecnica. Vol. 1. Termoelettricità e termotecnica* (Bologna, Società Editrice Esculapio, 2014);
 - DiemmeVini, <https://www.diemmevini.com/open2b/var/product-files/23.pdf>, ultimo accesso: 8 febbraio 2022;
 - Wikipedia, https://it.wikipedia.org/wiki/Effetto_Peltier, ultimo accesso: 8 febbraio 2022;
 - appunti del corso *Scienza e tecnologia dei materiali* tenuto dalla professoressa M. Salvo presso il Politecnico di Torino (anno accademico 2016-2017);
 - Wikipedia, https://it.wikipedia.org/wiki/Semiconduttore#Semiconduttori_intrinseci_ed_estrinseci, ultimo accesso: 10 febbraio 2022;
 - E. Carnevale, *Sensori e trasduttori. Guida pratica* (Lecce, Youcanprint, 2021).

alle tipologie di macchine illustrate in precedenza. Le macchine a effetto termoelettrico non usano un ciclo con un fluido che subisce delle trasformazioni termodinamiche ripetute ma sfruttano il cosiddetto «effetto Peltier¹⁸». Questo fenomeno si verifica in un circuito formato da due diversi conduttori elettrici. Quando viene fatta circolare una corrente elettrica nel circuito, viene assorbito calore in una delle due giunzioni mentre nell'altra viene rilasciata un'altra quantità di calore. Le quantità di calore dipendono dall'intensità della corrente che viene fatta circolare nel circuito e dal tipo di materiale di cui sono fatti i due diversi conduttori che formano il circuito. Nella figura a fianco *A* e *B* sono i due conduttori elettrici di materiali diversi, *i* è la corrente elettrica, *G* è il generatore di corrente elettrica, *L* è il lavoro utilizzato dal generatore *G*, T_1 è il corpo a temperatura maggiore, T_2 è il corpo a temperatura minore e Q_1 e Q_2 sono i calori scambiati.

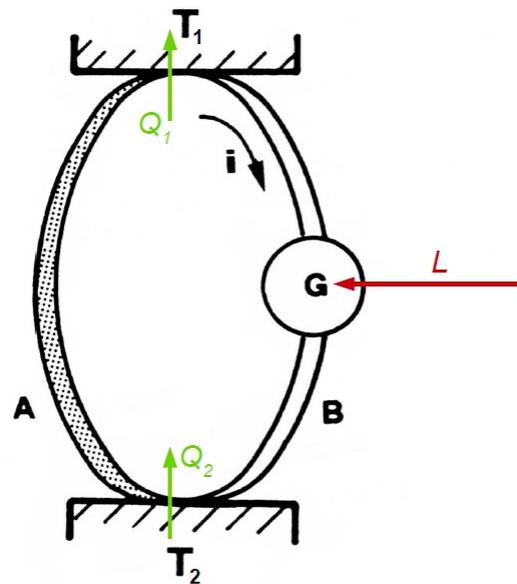


Figura 17: schema che illustra il fenomeno termoelettrico chiamato «effetto Peltier»

Osservando la figura si vede che valgono le ($T_1 > T_2$) stesse relazioni già descritte all'inizio del capitolo I (incluse le relazioni sul valore del COP).

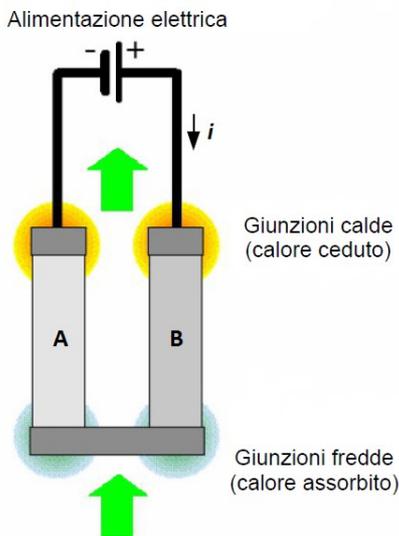


Figura 18: coppia termoelettrica per sfruttare l'effetto Peltier

Nella realtà i due conduttori non si toccano direttamente come in figura 17, ma i circuiti Peltier vengono costruiti mettendo un terzo materiale nella giunzione. Il terzo materiale è quello che si vede nella figura 18 di colore grigio più scuro fra tutti. Normalmente le macchine frigorifere o pompe di calore che sfruttano l'effetto Peltier vengono costruite affiancando in serie molte coppie di conduttori come quella della figura 18. Un esempio di più coppie termoelettriche collegate è raffigurato nella figura 19 nella pagina seguente.

L'effetto Peltier è dovuto al fatto che in materiali conduttori differenti i portatori di carica (gli elettroni) hanno energie differenti. Si ricorda che il verso convenzionale della corrente elettrica è opposto al moto degli elettroni. Dunque nella figura 18 gli elettroni si muovono nel verso opposto alla corrente, cioè in senso antiorario. Nella figura 18 gli elettroni di conduzione del

18 Jean Charles Athanase Peltier (Ham, regione della Somme, 1785 - Parigi 1845): orologiaio e fisico, fece studi sulla meteorologia e sull'elettrizzazione per evaporazione; è conosciuto per aver scoperto l'effetto termoelettrico che porta il suo nome.

Fonte: Treccani, <https://www.treccani.it/enciclopedia/jean-charles-athanase-peltier/>, ultimo accesso: 8 febbraio 2022.

materiale A hanno energia minore di quelli del materiale B . Quindi gli elettroni che dal materiale A devono passare al materiale B devono acquisire energia. L'energia la acquisiscono assorbendo calore dalla giunzione, la quale si raffredda (giunzione in basso). Invece quando essi devono passare dal materiale B al materiale A , essi hanno energia in eccesso che cedono alla giunzione sotto forma di calore, facendola riscaldare.

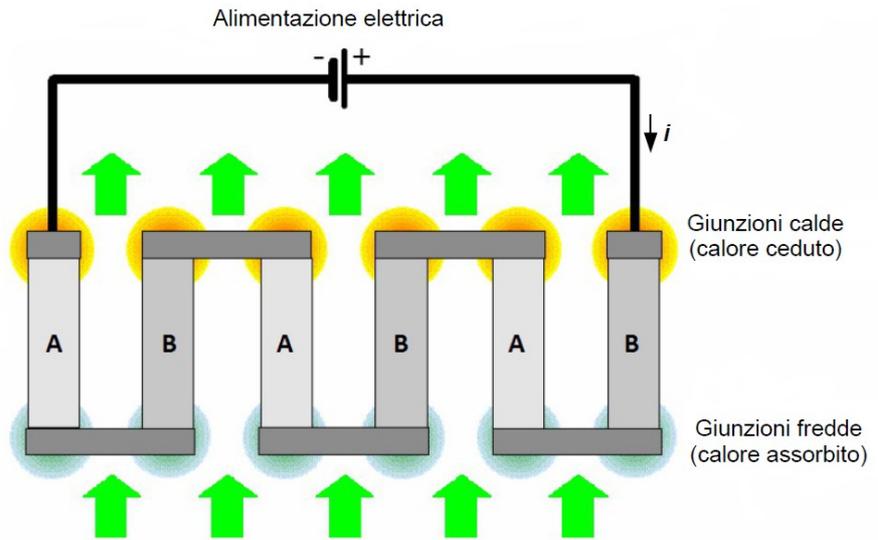


Figura 19: insieme di coppie termoelettriche che sfruttano l'effetto Peltier

Molto spesso i materiali che si usano sono coppie di semiconduttori estrinseci con drogaggi di tipo n e p. Questo perché essi presentano bassi valori di perdite termiche irreversibili per effetto Joule rispetto ai metalli. I semiconduttori estrinseci con drogaggio di tipo n sono quelli in cui mediante il drogaggio vengono donati elettroni che possono passare facilmente alla banda di conduzione (figura 20). Invece i conduttori estrinseci con drogaggio di tipo p sono quelli in cui vengono introdotti livelli di energia nella banda di valenza, ossia vengono introdotte lacune libere in cui possono muoversi gli elettroni (figura 21).

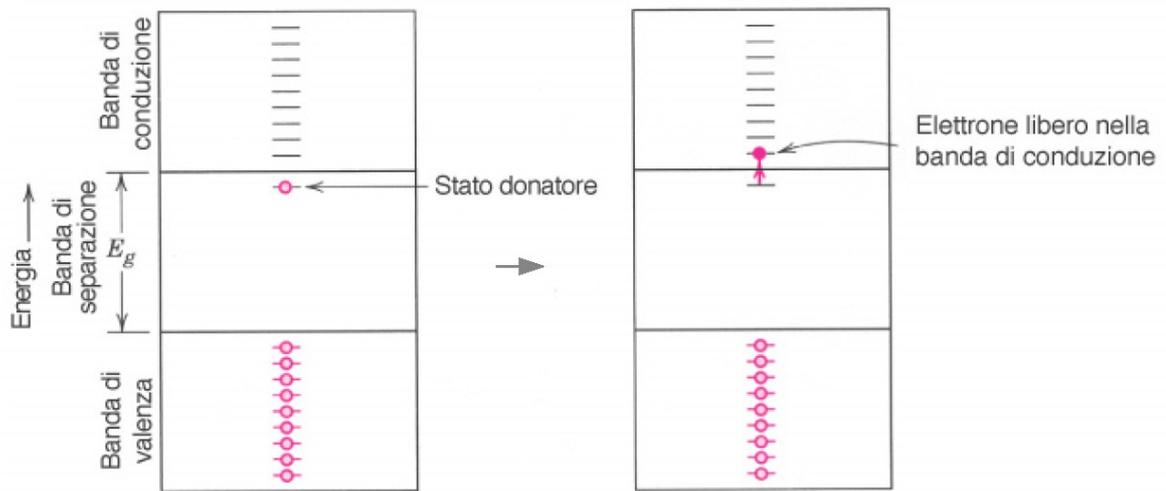


Figura 20: drogaggio di tipo n

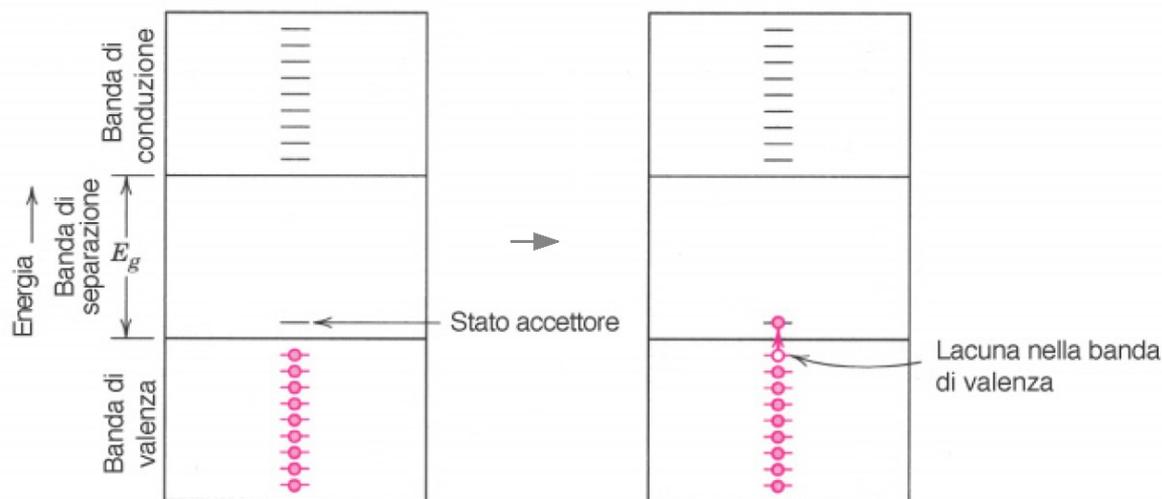


Figura 21: drogaggio di tipo p

Quindi facendo riferimento sempre alla figura 18, il materiale *A* è un semiconduttore di tipo p invece il materiale *B* è un semiconduttore di tipo n. Il semiconduttore di tipo p ha energia minore rispetto a quello di tipo n perché la banda di valenza ha energia minore rispetto alla banda di conduzione. Quindi gli elettroni per passare da *A* a *B* devono aumentare la propria energia assorbendo calore, mentre per passare da *B* ad *A* devono diminuire la propria energia cedendo calore.

Le macchine frigorifere o pompe di calore a effetto termoelettrico hanno il vantaggio di essere allo stato solido e di occupare poco spazio. Inoltre non è presente nessuna parte in movimento; questa cosa che fa sì che non ci siano attriti meccanici che peggiorano il rendimento e che non creino disturbi acustici, problema che invece si presenta nelle macchine a compressione di vapore a causa del compressore che è generalmente rumoroso. L'assenza di parti in movimento fa sì anche che la manutenzione sia pressoché assente.

Questa tipologia di macchine viene utilizzata in applicazioni speciali, come ad esempio nei sottomarini per la climatizzazione dell'aria e anche per gli usi frigoriferi. Altre applicazioni per la refrigerazione sono la conservazione di campioni biologici, il raffreddamento dei microprocessori dei computer e i piccoli frigoriferi portatili come per esempio quelli per le bottiglie di vino.

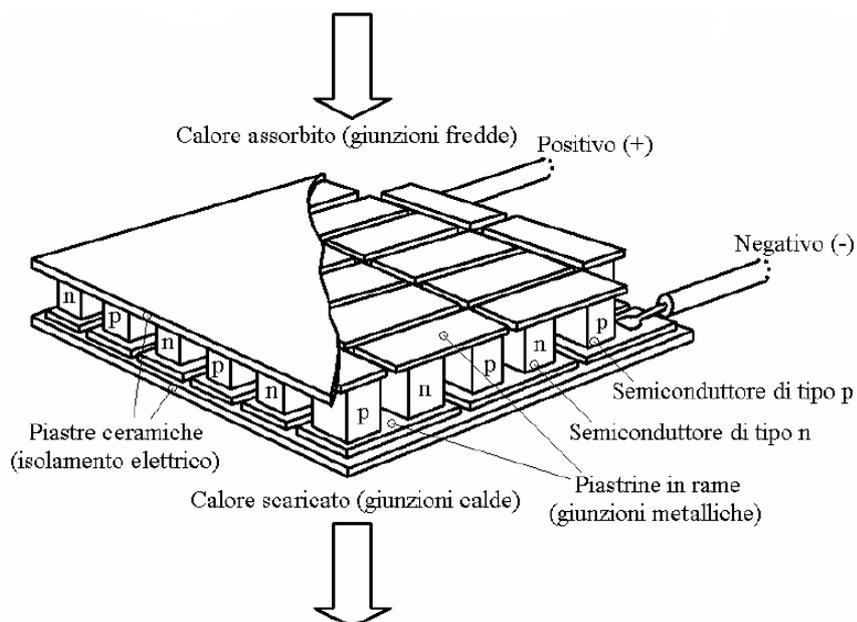


Figura 22: schema di una macchina a effetto Peltier

I.II - Sorgenti per le pompe di calore¹⁹

Le sorgenti termiche delle pompe di calore sono quelle da cui si preleva il calore Q_2 (vedere schema della figura 1). Prelevando loro calore, esse si dovrebbero raffreddare, però bisogna considerare che sono molto grandi e quindi contengono quantità di calore molto più grandi rispetto alla quantità di calore prelevato. Per questo motivo la loro temperatura non è influenzata dalla macchina e si possono quindi chiamare «sorgenti termiche» ovvero fonti di calore che non variano la loro temperatura man mano che cedono calore. Le sorgenti termiche sono caratterizzate da un valore infinito di capacità termica.

Le sorgenti termiche che si utilizzano normalmente sono tre:

- ◆ aria → pompa di calore aerotermica;
- ◆ acqua → pompa di calore idrotermica;
- ◆ terreno → pompa di calore geotermica.

Nei sottoparagrafi successivi si illustrano le caratteristiche delle varie sorgenti termiche che si possono sfruttare per far funzionare le pompe di calore.

Bisogna a che dire che spesso le pompe di calore vengono classificate usando due termini: il primo indica la sorgente fredda (da dove si preleva calore) e il secondo indica l'entità a cui si cede il calore (il corpo che si riscalda). Normalmente il calore viene ceduto o all'acqua che poi mediante un circuito arriva nell'ambiente da riscaldare e cede calore tramite dei terminali o all'aria che viene poi immessa direttamente nell'ambiente da riscaldare. Le tipologie sono:

- ◆ aria - aria;
- ◆ aria - acqua;
- ◆ acqua - aria;
- ◆ acqua - acqua;
- ◆ terreno - acqua;
- ◆ terreno - aria.

I.II.I - Aria²⁰

La sorgente termica aria è la più diffusa nell'ambito delle pompe di calore, soprattutto in Italia. La sua larga diffusione è dovuta a vari motivi. Innanzitutto il motivo più semplice è la libertà e l'immediatezza che si hanno nel gestire la disponibilità di aria. Essa è presente dappertutto ed è subito disponibile, ossia non bisogna fare ad esempio scavi o posizionarsi in zone specifiche per utilizzarla. Inoltre non sono presenti vincoli legislativi sul suo utilizzo e sulla temperatura con cui viene liberata in ambiente. Oltre a ciò bisogna dire che utilizzando l'aria come sorgente termica l'impianto risulta più semplice dai punti di vista dell'installazione e della manutenzione, in quanto non servono altri circuiti di scambio termico (come per esempio nelle pompe di calore geotermiche) e rispettivi ausiliari (pompe e valvole di regolazione). Quindi la macchina risulta essere concentrata in un unico blocco, cosa che rende più agevole l'impiego e la gestione da parte di coloro che ne fanno uso. Dalla prospettiva

19 Fonti: - S. Focardi, I. Massa, A. Uguzzoni, M. Villa, op. cit. ;
- E. Casali, op. cit.

20 Fonti: - R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit. ;
- E. Casali, op. cit.

economica, l'uso l'aria non ha costi legati direttamente al suo utilizzo, nel senso che non si paga l'aria utilizzata e non si pagano tasse per utilizzarla.

La sorgente aria è ottima per i climi temperati. Per climi man mano più freddi invece le prestazioni iniziano a diventare scarse. Infatti al decrescere della temperatura della sorgente, il *COP* decresce in quanto la temperatura dell'ambiente interno da riscaldare deve restare costante. Oltre a questo peggioramento del *COP* dovuto alla temperatura, c'è anche un altro aspetto che fa scendere il valore dell'efficienza: il fenomeno del brinamento. Questo evento consiste nel progressivo depositarsi di brina sulle pareti dello scambiatore di calore. La presenza di brina diminuisce il coefficiente di scambio termico fra aria e fluido interno allo scambiatore e ostruisce anche fisicamente lo scambiatore, cioè impedisce il passaggio dell'aria, aumentando le perdite di carico.

Questi aspetti creano una notevole diminuzione dell'efficienza della macchina.

Osservando la figura 23 si vede che a partire dalla temperatura di bulbo umido dell'aria esterna pari 5 °C, il valore del *COP* inizia a diminuire più velocemente (aumenta la pendenza della curva). Poi verso i -8 °C la pendenza ritorna come quella a temperature più alte. Questo cambiamento di pendenza è dovuto al fenomeno del brinamento. Il fenomeno non aumenta con il diminuire della temperatura esterna ma è legato alla quantità di vapore acqueo presente nell'aria. Infatti quando la temperatura della superficie dello scambiatore è al di sotto degli 0 °C, il vapore acqueo presente nell'aria tende a passare allo stato solido. Normalmente il brinamento rappresenta un problema quando le temperature dell'aria esterna sono comprese fra gli 0 °C e i 5 °C.

Questo perché per temperature più basse la quantità di vapore acqueo presente nell'aria è bassissima e quindi la quantità di brina che si forma è modesta. Per valori di temperatura dell'aria esterna superiori a 5 °C, anche se la temperatura dello scambiatore è al di sotto degli 0 °C, la brina non si forma in quanto l'aria esterna che attraversa lo scambiatore si raffredda ma non raggiunge la temperatura di 0 °C delle pareti.

Esistono molte tecniche diverse per rimuovere la brina che si viene a formare. Qualunque sia la tecnica, essa richiede però un consumo energetico aggiuntivo, il quale va inesorabilmente a peggiorare il valore globale del *COP* della macchina.

Per questi motivi legati al peggioramento delle prestazioni dovute alla diminuzione della temperatura esterna, le pompe di calore che sfruttano la sorgente termica aria sono poco diffuse nelle zone climatiche con climi rigidi.

Altri problemi secondari delle pompe di calore aerotermiche sono il rumore generato dal ventilatore per la movimentazione dell'aria che garantisce lo scambio termico e il fatto che il doverle collocare all'esterno degli edifici molto spesso rovina l'estetica e il pregio delle costruzioni.

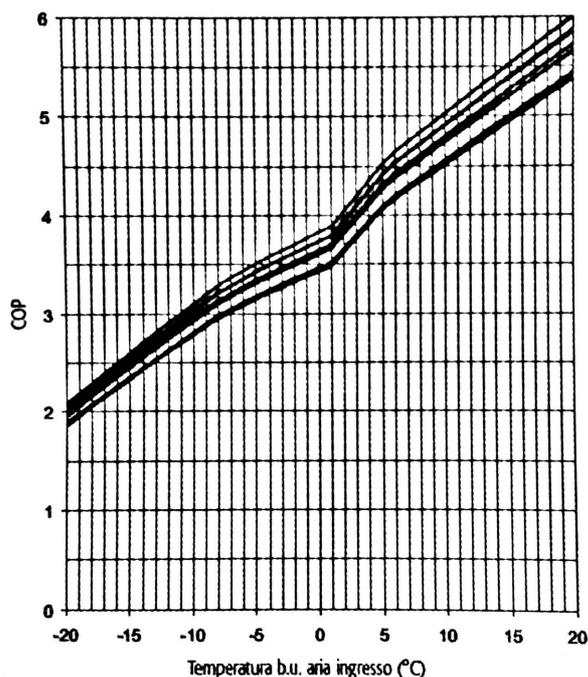


Figura 23: valori del *COP* di pompe di calore di diversa taglia al variare della temperatura di bulbo umido dell'aria esterna

I.II.II - Acque superficiali²¹

Le acque superficiali sono quelle disponibili senza dover effettuare scavi nel sottosuolo. Alcuni esempi sono i mari, i fiumi, i laghi, gli stagni. La prima caratteristica che si può notare è che essi non sono disponibili ovunque come l'aria. Quindi non è sempre possibile sfruttare queste sorgenti. Nel caso però siano disponibili, è necessario prenderle in considerazione, in quanto presentano alcuni vantaggi rispetto all'aria. Innanzitutto la loro temperatura è molto più stabile durante l'anno rispetto a quella dell'aria. Essendo che la temperatura dei locali interni da riscaldare è costante, il fatto che la temperatura delle acque superficiali sia poco

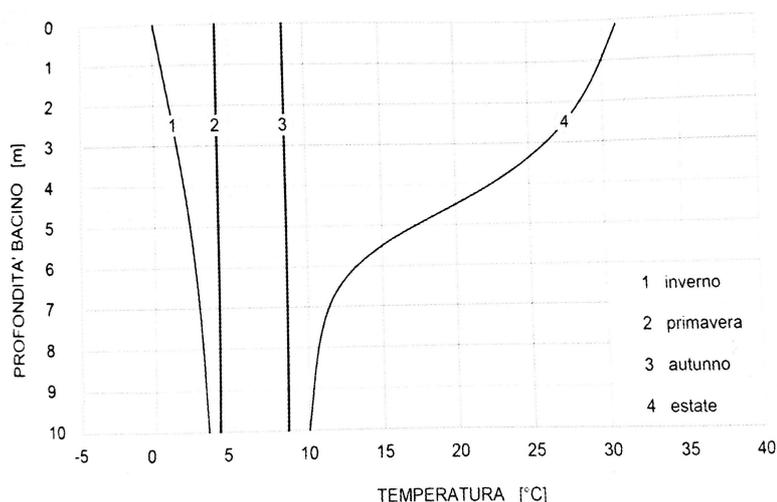


Figura 24: andamento della temperatura dell'acqua di un generico bacino rispetto alla profondità dello stesso

variabile fa sì che i valori di COP della pompa di calore varino poco e non abbiano drastici peggioramenti dovuti al clima esterno. Nella figura a fianco si vede che più si va in profondità in un generico bacino superficiale, più la temperatura resta costante durante l'anno. Le stagioni inverno, primavera e autunno mostrano una maggiore stabilità rispetto all'estate. Verso i 7 m di profondità si vede che la variazione

termica annuale è di soli 9 °C (circa 3 °C come temperatura invernale e 12 °C come temperatura estiva). L'aria invece subisce salti termici annuali di circa 30 °C. Di configurazioni di pompe di calore che sfruttano le acque superficiali come sorgente termica ce ne sono due tipologie principali:

- ◆ sistemi a ciclo aperto;
- ◆ sistemi a ciclo chiuso.

Nei sistemi aperti lo scambiatore fra l'acqua della sorgente (lago, fiume o mare) è localizzato fuori dall'acqua. L'acqua della sorgente viene prelevata e portata a questo scambiatore, il quale è uno scambiatore intermedio e non lo scambiatore dell'evaporatore. Tramite un circuito intermedio si scambia poi calore con l'evaporatore. Il circuito intermedio è necessario in quanto l'acqua diretta della sorgente porta più velocemente lo scambiatore a sporcarsi. Per questo motivo lo scambiatore intermedio non è dello stesso tipo dell'evaporatore ma ha una geometria che consente una pulizia più agevole. Inoltre con il circuito intermedio è possibile far variare le portate dei fluidi coinvolti in modo da raggiungere valori ottimali di scambio termico. Infatti il vantaggio dei sistemi aperti è proprio quello di avere uno scambio termico con l'evaporatore a temperature leggermente più favorevoli (più elevate in caso in modalità pompa di calore e più basse in modalità macchina frigorifera).

Nei sistemi a circuito chiuso lo scambiatore fra l'acqua della sorgente e il circuito intermedio è distribuito lungo tutta la sorgente. Per esempio nel caso la sorgente fosse un lago, si

21 Fonti: - R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit. ;
- E. Casali, op. cit. ;
- Associazione Geotermia Veronese, http://geotermiaveronese.it/onewebmedia/Galgaro_s.pdf,
ultimo accesso: 14 febbraio 2022.

distribuiscono delle serpentine lungo il fondale. Queste serpentine possono essere a tubi stesi oppure arrotolati su se stessi a bobine. Anche in questo caso si utilizza un circuito intermedio, in quanto sarebbe dispendioso riempire un circuito così esteso di refrigerante. Poi essendo i refrigeranti fluidi non presenti normalmente in natura, in caso si perdite si andrebbe a contaminare l'ambiente circostante.

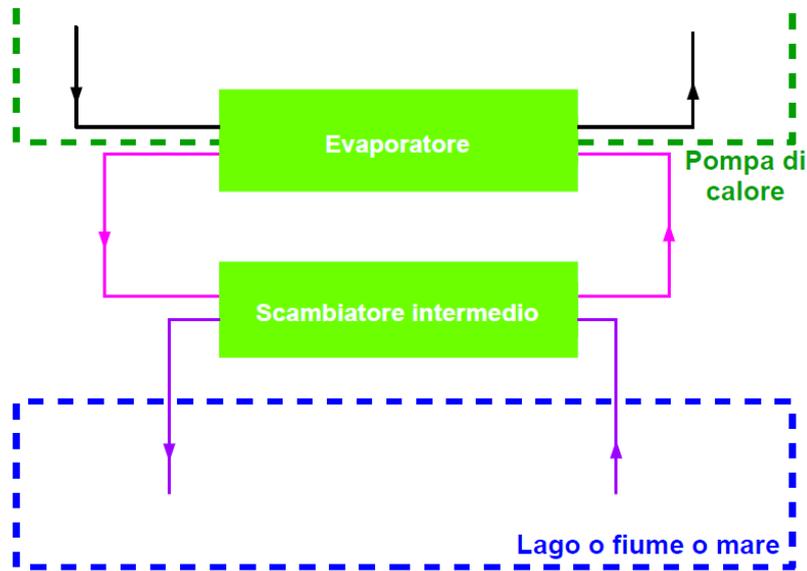


Figura 25: configurazione a circuito aperto di una pompa di calore che utilizza le acque superficiali

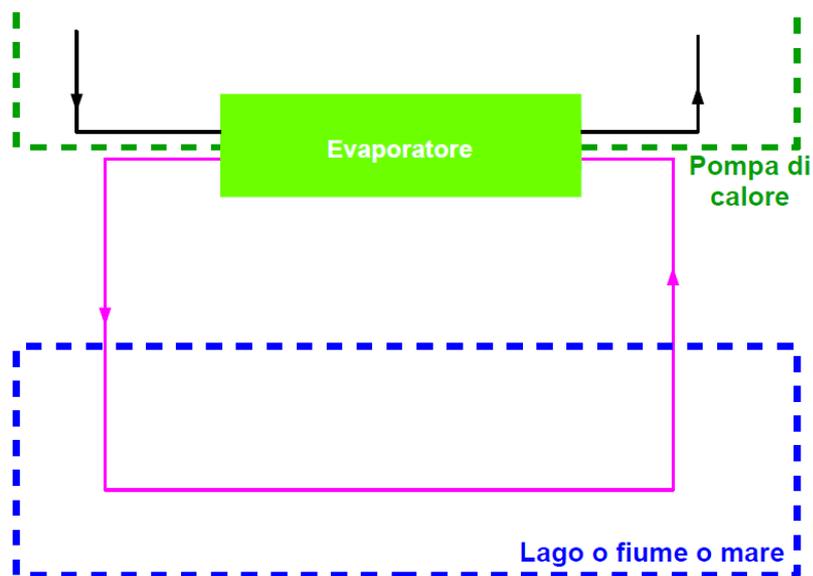


Figura 26: configurazione a circuito chiuso di una pompa di calore che utilizza le acque superficiali

I sistemi aperti hanno una maggiore semplicità di realizzazione, in quanto non si deve effettuare la posa lungo i fondali della sorgente termica. Inoltre non avendo serpentine immerse, non si hanno problemi di sporco di superfici difficilmente raggiungibili per la pulizia. Infatti le serpentine nei sistemi a circuito chiuso (specialmente quelle avvolte a bobina) soffrono di problemi di sporco dovuti all'accumulo di sedimenti e vegetazione subacquea. Inoltre c'è anche il rischio che le serpentine immerse si danneggino, per esempio a

causa di rocce che cadono nel bacino d'acqua.

Lo svantaggio dei sistemi aperti è che bisogna inserire una sezione di filtraggio dell'acqua prima di inviarla allo scambiatore intermedio. Infatti senza di essa lo scambiatore si sporcherebbe peggiorando lo scambio termico dopo pochissimo tempo e addirittura potrebbe ostruirsi. Lo svantaggio della presenza di un filtro è il fatto che aumentano le perdite di carico e quindi il consumo di energia delle pompe. Inoltre è necessario fare attenzione anche al fatto che tali perdite di carico localizzate a causa del filtro potrebbero far abbassare la pressione fino a generare cavitazione nella pompa. La pulizia periodica del filtro risulta comunque più agevole rispetto alla pulizia delle serpentine sommerse degli impianti a circuito chiuso.

La grande problematica dei sistemi a circuito aperto è il fatto che nei luoghi con clima rigido è impossibile realizzarli in quanto si raggiungono temperature di scarico inferiori agli 0 °C. Ciò fa sì che l'acqua diventa ghiaccio e ostruisce il condotto e lo scambiatore intermedio. Quindi si può dire che solo i sistemi che sono utilizzabili in tutti i climi sono quelli a circuito chiuso. Oltre a ciò essi hanno anche il vantaggio di richiedere poca energia per il pompaggio dei fluidi.

Bisogna anche tenere in conto che utilizzare le acque superficiali al posto di quelle sotterranee non presenta rischi di subsidenza del terreno e rende molto bassa la possibilità di modifica delle proprietà fisico-chimiche dell'acqua. Inoltre l'utilizzo delle acque superficiali è più facilmente attuabile dal punto di vista delle procedure autorizzative.

Altro aspetto da non trascurare è il fatto che se si utilizza come sorgente termica il mare, è importante considerare il fatto che la salinità aumenta notevolmente la corrosione e la conseguente degenerazione delle proprietà meccaniche dei materiali. È indispensabile quindi utilizzare materiali speciali, cosa che aumenta il costo d'investimento iniziale.

Lo sfruttamento delle acque superficiali come sorgente termica dà la possibilità di effettuare free cooling quando c'è necessità di raffreddamento. Con questa tecnica la macchina frigorifera resta spenta, in quanto il carico frigorifero è soddisfatto anche solo grazie alla portata di fluido proveniente dalla sorgente. Ciò si può applicare nei casi in cui il carico di raffreddamento sia basso, però si può dire che generi un risparmio energetico e economico non trascurabile in quanto restano attive solamente le pompe per far circolare i fluidi esterne alla macchina frigorifera.

I.II.III - Acque sotterranee²²

I sistemi che sfruttano le acque sotterranee come sorgente termica sono anche noti con la sigla «*GWHP*» che sta per «groundwater heat pumps» vale a dire «pompe di calore ad acque sotterranee». Questo tipo di sistemi utilizzano l'acqua di falda presente nel sottosuolo. Il vantaggio è che la temperatura dell'acqua di falda è più stabile rispetto a quella delle acque superficiali. Se la falda è molto profonda, la temperatura resta pressoché costante tutto l'anno, cosa che rende stabile il *COP* della macchina sia nel caso di utilizzo come pompa di calore che in quello di macchina frigorifera. Vista la necessità di raggiungere la falda, è necessario

22 Fonti: - R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit. ;
- F. Inzoli, A. Bianchi, *Fonti energetiche rinnovabili* (Milano, Ulrico Hoepli Editore, 2014)
- Underground energy, <https://underground-energy.com/our-technology/ates/> , ultimo accesso: 15 febbraio 2022;
- S. Schüppler, P. Fleuchaus, P. Blum, Techno-economic and environmental analysis of an aquifer thermal energy storage (ATES) in Germany, *Geothermal energy* vol 7, 11 (2019).

scavare pozzi abbastanza profondi, cosa che genera costi iniziali d'investimento più alti rispetto alle macchine che utilizzano le acque superficiali. Questi sono però compensati in parte dal miglioramento dell'efficienza della macchina in condizioni operative.

Le due grandi tipologie di sistemi ad acque sotterranee sono:

- ◆ sistemi a utilizzo diretto;
- ◆ sistemi a utilizzo indiretto.

Nei sistemi a utilizzo diretto l'acqua di falda passa direttamente nello scambiatore della pompa di calore. In quelli indiretti si ha un circuito intermedio.

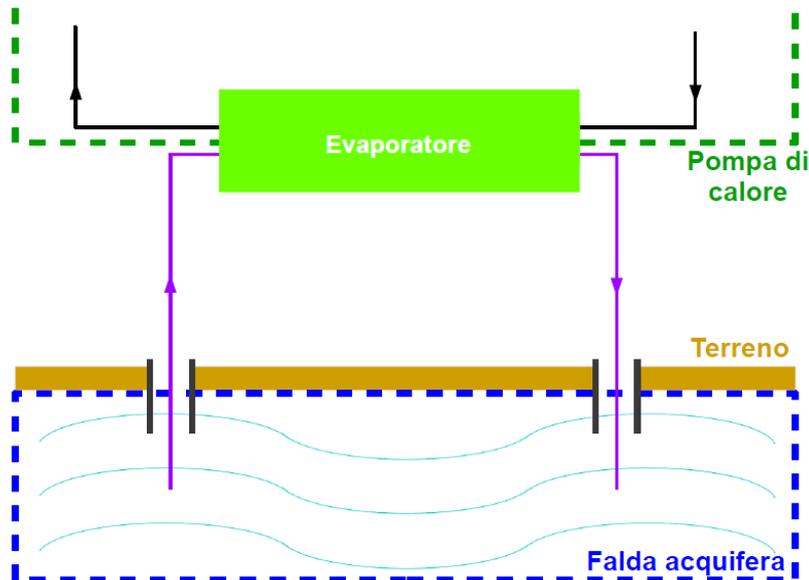


Figura 27: configurazione a utilizzo diretto di una pompa di calore che sfrutta le acque sotterranee

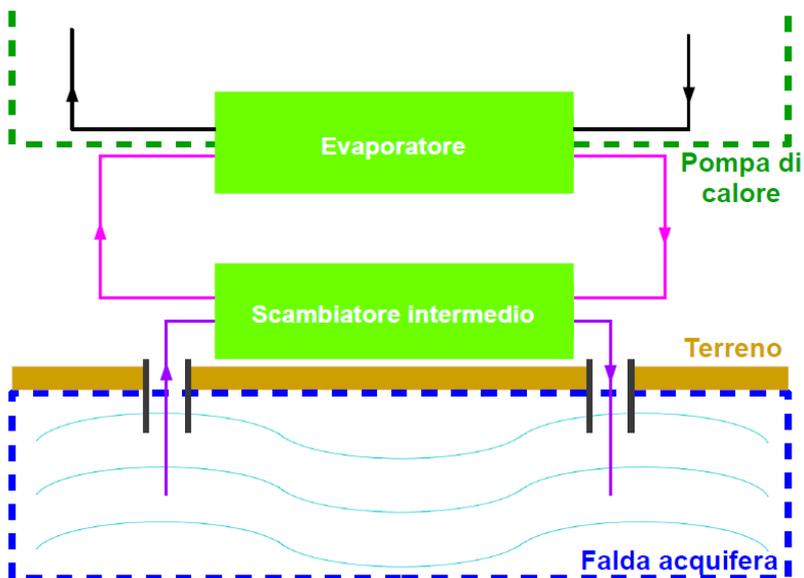


Figura 28: configurazione a utilizzo indiretto di una pompa di calore che sfrutta le acque sotterranee

Condizione necessaria per utilizzare un sistema a utilizzo diretto è la qualità dell'acqua di falda: deve contenere poche impurezze che andrebbero a sporcare lo scambiatore di calore

peggiandone velocemente le prestazioni. È necessario anche tenere conto del fatto che l'aspirazione dell'acqua da parte della pompa può generare turbolenza che potrebbe causare il sollevarsi di granelli di sabbia i quali verrebbero aspirati insieme all'acqua. In assenza di un filtro il loro ripetuto strisciare sui componenti della pompa e dello scambiatore ne causa la progressiva erosione. Nel caso la falda sia a una alta profondità, l'utilizzo diretto dell'acqua di falda genera alti consumi energetici delle pompe, peggiorando l'efficienza globale dell'impianto. Per questi motivi i sistemi a utilizzo diretto dell'acqua di falda sono utilizzabili solo nel caso di falda poco profonda con una purezza molto alta. Queste caratteristiche hanno la conseguenza di rendere poco utilizzabili e diffusi tali sistemi. Infatti nella maggior parte dei casi si utilizzano sistemi a utilizzo indiretto che non hanno queste problematiche.

Gli schemi delle figure 27 e 28 sono detti «sistemi doublette», perché l'acqua viene prelevata tramite un pozzo e scaricata a valle tramite un altro pozzo diverso dal primo. Esistono però

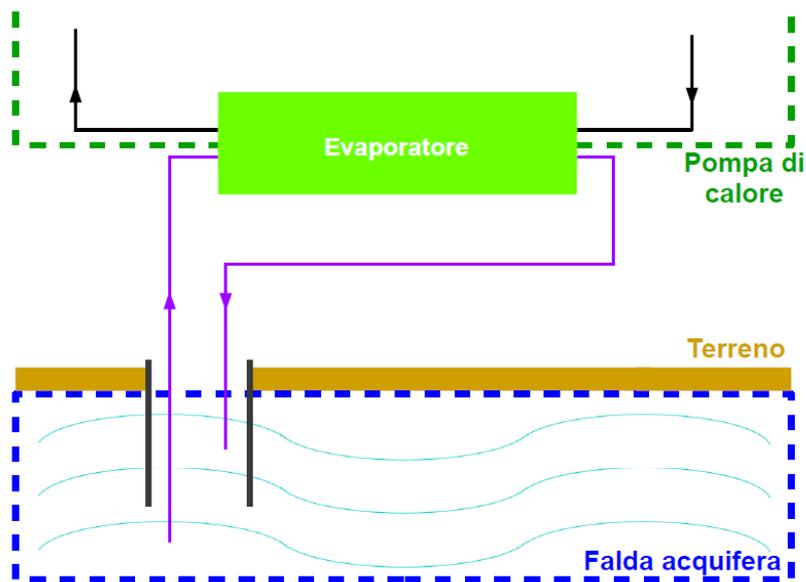


Figura 29: sistema standing column con configurazione a utilizzo diretto dell'acqua sotterranea

anche sistemi che utilizzano un pozzo solo, come quello della figura 29. Questi sistemi sono detti «standing column». Nella figura ne è rappresentato uno a utilizzo diretto, ma i pozzi standing column possono anche essere a utilizzo indiretto. Questo tipo di pozzo sfrutta la stratificazione termica dell'acqua. Si preleva l'acqua a una quota e si restituisce a una quota diversa. In questo modo si riesce a evitare il cortocircuito termico, ossia il prelievo della stessa acqua appena scaricata e alla stessa temperatura di

scarico. A causa della diversità di quota che è necessaria, i pozzi standing column possono essere impiegati solo nel caso in cui la falda acquifera sia abbastanza profonda.

È pensabile anche di prelevare l'acqua dalla falda e poi restituirla in superficie a un corso d'acqua o al mare. Questa soluzione però è raramente adottata in quanto modifica sensibilmente le condizioni dell'ambiente circostante, in quanto la portata della falda a valle del prelievo diminuisce. Così facendo viene influenzato l'ecosistema, con conseguenze che possono anche essere gravi, in quanto potrebbero verificarsi fenomeni di subsidenza oppure si potrebbero inconsapevolmente uccidere forme viventi più a valle che sopravviverevano grazie alla falda.

Comunque in generale si può dire che lo sfruttamento delle acque sotterranee ha costi d'investimento iniziali più alti rispetto all'uso delle acque superficiali, dato che servono studi di fattibilità più approfonditi anche dal punto di vista ambientale oltre a quello tecnico. Oltre a questo le procedure burocratiche sono anche abbastanza lunghe. Operativamente però i costi sono minori per la maggiore efficienza delle macchine.

Esiste anche un altro modo di utilizzare le acque sotterranee. Se esse sono caratterizzate da una scarsa mobilità, possono essere usate come accumuli termici stagionali. La pompa di calore raffredda la falda durante il periodo in cui l'edificio ha bisogno di essere riscaldato. Al

cambiamento di stagione si utilizza questo deposito di freddo per raffreddare l'edificio. Il raffreddamento può avvenire mediante free cooling o anche mediante l'accensione della macchina frigorifera. La falda quindi si scalda assorbendo il calore estratto dall'edificio e risulta di nuovo utile come sorgente termica per il funzionamento come pompa di calore della stagione successiva. In questo modo migliora notevolmente il *COP* della pompa di calore in quanto le temperature risultano essere più prossime a quelle dell'ambiente da riscaldare. Oltre a questo si può dire che in questo modo si riesce ancora meglio a sfruttare il free cooling, il quale permette un ampio risparmio energetico in quanto la macchina frigorifera è spenta e l'unico consumo energetico è quello delle pompe che fanno circolare i fluidi nei condotti. I sistemi che utilizzano l'acqua di falda come accumulo termico sono conosciuti con la sigla «*ATES*» che sta per «aquifer thermal energy storage».

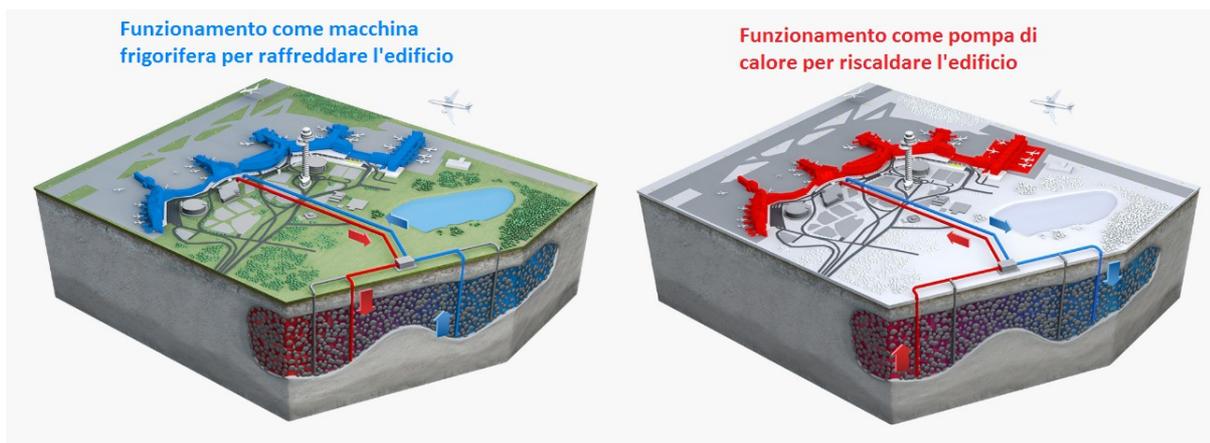


Figura 30: esempio di sistema ATES a utilizzo indiretto dell'acqua sotterranea con quattro pozzi

Sono sistemi molto efficienti rispetto al semplice utilizzo di acqua di falda o all'utilizzo delle acque superficiali. Lo svantaggio è che necessitano di studi molto approfonditi sulle condizioni geologiche del suolo e anche sulle caratteristiche fisico-chimiche dell'acqua. Innanzitutto questo è necessario perché i pozzi sono delle opere costose, quindi è necessario prima valutare il potenziale di sfruttamento della risorsa e capire se l'accumulo di energia che si può usare è sufficiente alle proprie necessità oppure no. Poi non bisogna tralasciare l'aspetto ambientale: la differenza della temperatura dell'acqua di falda usata come accumulo rispetto alla temperatura che avrebbe normalmente può causare squilibri dei processi naturali. In questo modo si altera l'equilibrio dei processi naturali. È necessario far sì che la temperatura non vari talmente tanto da portare a questi cambiamenti che potrebbero distruggere l'ecosistema. Ciò determina anche che i processi autorizzativi per sistemi di questo tipo siano molto lunghi burocraticamente e non sempre vengono accolti dalle amministrazioni territoriali e dagli enti a tutela dell'ambiente.

Si ha una convenienza solo nel caso di edifici con grande domanda sia per il riscaldamento sia per il raffreddamento, come per esempio ospedali, università, centri commerciali, aeroporti o grandi aggregati di uffici. Infatti se non si devono immagazzinare grandi quantità di energia nella falda, risulta più conveniente utilizzarla senza accumulo. Questo perché una piccola quantità di calore non riesce ad essere stoccata a causa delle inevitabili perdite termiche e poi anche perché se la domanda energetica è bassa è molto difficile ammortizzare i costi (sono elevati a causa degli studi molto approfonditi che si devono fare sulle condizioni morfologiche, fisiche e chimiche del terreno e della falda).

I.II.IV - Terreno²³

Utilizzare il terreno come sorgente termica per le pompe di calore è la scelta che tuttora garantisce la maggior efficienza. Infatti il suolo è quello che viene meno influenzato dai cambiamenti di temperatura nelle diverse stagioni dell'anno. La sua temperatura si stabilizza con la profondità. Si raggiungono valori molto stabili durante l'anno, più stabili ad esempio rispetto all'utilizzo delle acque superficiali. La temperatura in base alla profondità si può calcolare mediante la correlazione di Kusuda e Achenbach. Per come è costruita, essa ricorda le funzioni di Bessel. I valori calcolati in questo modo combaciano quasi perfettamente con i dati raccolti sperimentalmente. Si nota che la temperatura di un suolo normale²⁴ risulta pressoché costante tutto l'anno oltre i 15 m di profondità. Nella figura sotto è rappresentato l'andamento della temperatura in diversi mesi dell'anno rispetto alla profondità.

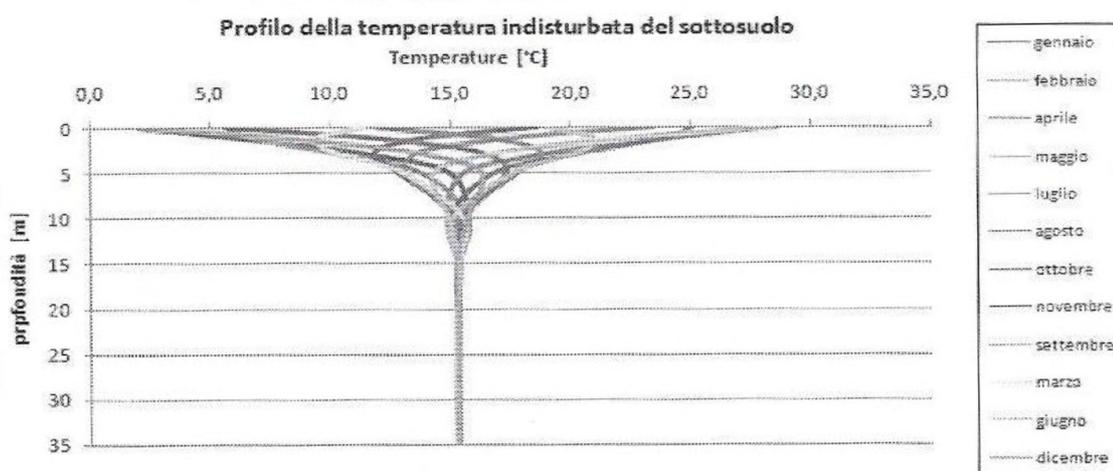


Figura 31: andamento indicativo della temperatura del sottosuolo man mano che aumenta la profondità per vari mesi dell'anno di una specifica località

Il grafico vuole dare un'informazione visiva approssimativa della confluenza a un valore costante, quindi i valori numerici indicati della temperatura esterna sono del tutto generici.

- 23 Fonti: - M. Macri, *Climatizzazione di edifici con pompe di calore geotermiche. Analisi termodinamica ed economica* (Ancarano, Edizioni Savine, 2011);
- R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit. ;
- T. Kusuda, P. R. Achenbach, *Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States*, National bureau of standards - U.S. department of commerce (1965), <https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/Legacy/RPT/nbsreport8972.pdf> , ultimo accesso: 24 febbraio 2021;
- Wikipedia, https://it.wikipedia.org/wiki/Armoniche_cilindriche , ultimo accesso: 24 febbraio 2022;
- Wikipedia, <https://it.wikipedia.org/wiki/Geotermia> , ultimo accesso: 24 febbraio 2022;
- Wikipedia, https://it.wikipedia.org/wiki/Energia_geotermica , ultimo accesso: 24 febbraio 2022;
- Caleffi, *Impianti a pompe di calore geotermiche, Idraulica* vol 38 (Novara, Poligrafica Moderna, 2010), https://www.caleffi.com/sites/default/files/certification_contracts/idraulica_38.pdf , ultimo accesso: 25 febbraio 2021;
- MuoviTech, https://www.muovitech.com/productdocs/EN_turbocollector.pdf , ultimo accesso: 26 febbraio 2022;
- Dta-technik, <https://www.youtube.com/watch?v=nBRdW0AGsEE> , ultimo accesso: 28 febbraio 2022;
- T. Śliwa, M. Kucper, *Accessing earth's heat using geothermal radial drilling for borehole heat exchangers*, *Agh drilling oil* vol 34 no 2 (2017), <https://journals.bg.agh.edu.pl/DRILLING/2017.34.2/495.php> , ultimo accesso: 28 febbraio 2022;
- M. Ciccullo, op. cit.

- 24 Si intende un suolo che non è caratterizzato dalla presenza di attività vulcanica, di falde acquifere di notevoli dimensioni o portate o di zone in cui il terreno è caratterizzato da molte grotte come per esempio i territori del Carso.

Infatti al cambiare della temperatura esterna varia il valore lungo cui confluiscono le armoniche, ma non varia la profondità a cui ciò avviene. Per profondità superiori al valore di 15 m, i valori di temperatura aumentano man mano che si scende in profondità. In modo molto approssimativo si può dire che si ha un aumento di 3 °C ogni 100 m di profondità. Questo fatto è dovuto all'attività nucleare del nucleo del pianeta. Il decadimento nucleare di elementi come l'uranio e il torio sviluppa energia termica che si propaga verso la superficie terrestre. La temperatura si stabilizza nel sottosuolo perché man mano che si scende in profondità si sente meno l'influenza del clima sulla superficie terrestre e l'unico apporto resta il calore proveniente dal nucleo. Ovviamente possono presentarsi eccezioni nel gradiente termico del sottosuolo in varie zone del pianeta, in quanto possono essere presenti punti in cui è presente attività vulcanica e quindi si hanno temperature già elevate quasi in superficie. Si può quindi dire che le pompe di calore geotermiche utilizzano il calore proveniente dal nucleo del pianeta. Per questo motivo esse possono essere collocate fra i dispositivi studiati dalla disciplina chiamata «geotermia a bassa entalpia». Esiste anche la «geotermia ad alta entalpia» che è quella che studia le zone dove si hanno temperature anomale del terreno che fanno sì che fluidi come per esempio l'acqua possano essere portati a valori alti di entalpia. Si può cioè portare l'acqua allo stato di vapore surriscaldato con la sola energia termica del sottosuolo.

Visto che sfruttare il terreno presenta il notevole vantaggio di avere una sorgente a temperatura quasi costante durante tutto l'anno, le pompe di calore geotermiche sono molto studiate e la tecnologia è in continua espansione.

Esistono tre grandi categorie di pompe di calore che utilizzano la sorgente termica terreno:

- ◆ sistemi orizzontali o a bassa profondità;
- ◆ sistemi a media ed elevata profondità;
- ◆ sistemi abbinati ad elementi strutturali.

I sistemi orizzontali sfruttano profondità molto basse. Normalmente non si superano i 3 m di profondità. Vista questa caratteristica hanno delle efficienze inferiori alle altre tipologie di pompe di calore che usano il terreno come sorgente termica. Questo perché a profondità così basse la temperatura del suolo è ancora molto variabile durante l'anno (si veda la figura 31). Quindi si può dire che la sorgente termica ha andamenti di temperatura simili a quelli delle acque superficiali. Bisogna dire che vista la profondità esigua degli scavi i costi sono inferiori rispetto agli scavi necessari per i sistemi a media ed elevata profondità.

Per la posa delle serpentine esistono diverse soluzioni. Si può effettuare uno sbancamento e poi distribuire i tubi linearmente sia in serie che in parallelo oppure realizzare anche una disposizione a spirale che viene anche chiamata "a chiocciola". Inoltre esistono anche pannelli orizzontali in materiale polimerico con tubi capillari, che però sono più rari e difficili da trovare sul mercato.

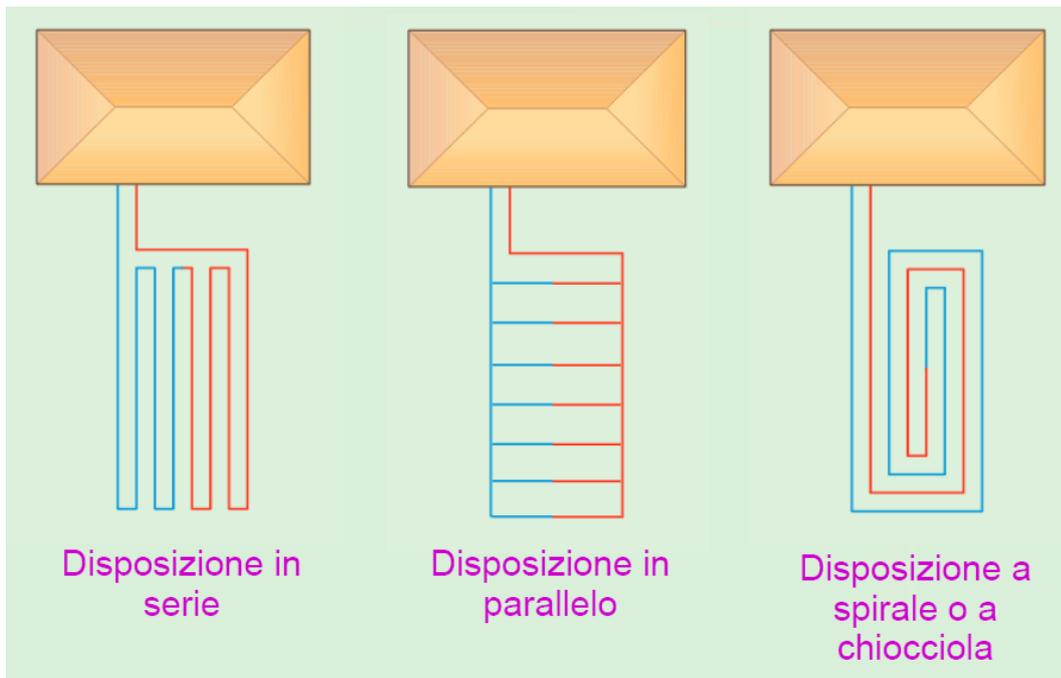


Figura 32: alcune possibili disposizioni delle serpentine di scambio termico nei sistemi orizzontali a sbancamento

Al posto di rimuovere una grossa quantità di terreno per lo sbancamento, si possono scavare delle trincee in cui inserire i tubi dello scambiatore di calore. Le trincee hanno profondità uguali alla soluzione con sbancamento. Muovendo però solo piccole quantità di terreno, i costi sono minori in quanto le ore di lavoro sono molte meno. Nelle trincee i tubi possono essere inseriti in varie configurazioni. Però sono tre le configurazioni più diffuse: a due tubi, a quattro tubi o nella configurazione slinky.

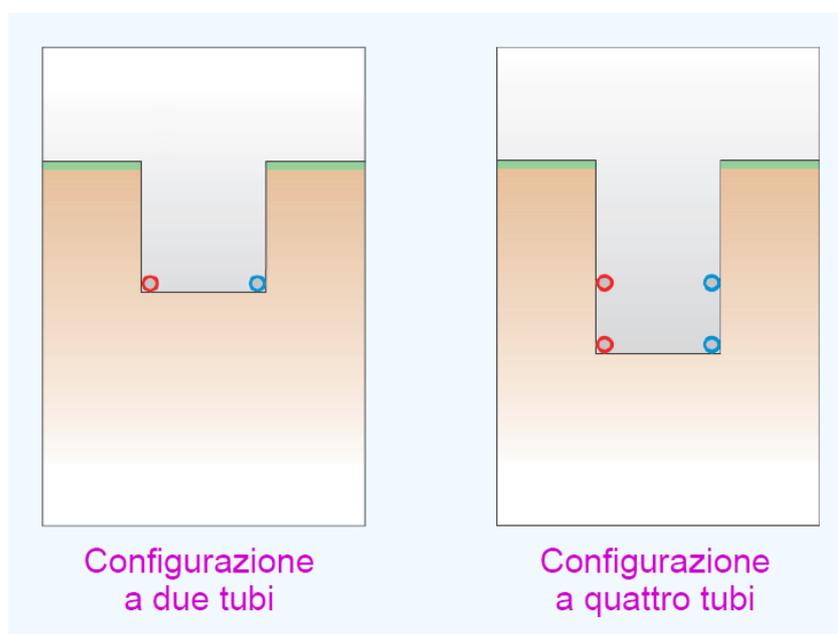


Figura 33: configurazioni a due e a quattro tubi nei sistemi orizzontali a trincee

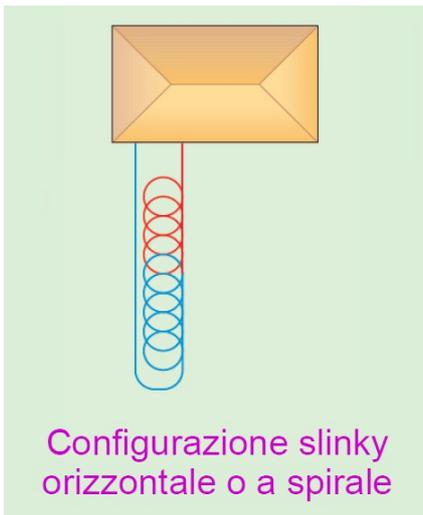


Figura 34: configurazione slinky disposta parallelamente al suolo nei sistemi orizzontali a trincee

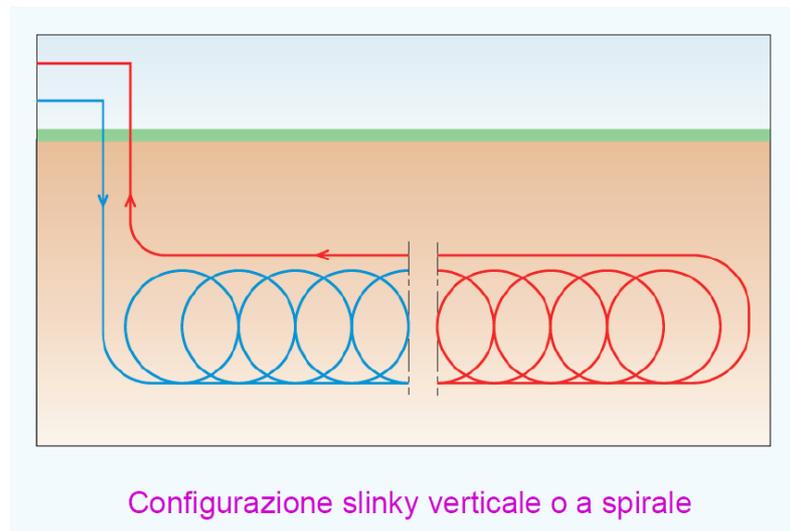


Figura 35: configurazione slinky disposta perpendicolarmente al suolo nei sistemi orizzontali a trincee

La superficie al di sopra delle serpentine deve essere libera e quindi non possono esserci costruzioni, alberi, vegetazione o parcheggi. Inoltre esse devono stare a distanze fissate dalle normative da altre tubazioni come quelle dell'acqua o del gas naturale. Per questo motivo adottare la soluzione a trincee ad esempio con configurazione slinky verticale consente di utilizzare meno superficie e quindi poter sfruttare la rimanente per altri scopi.

Fra le varie trincee è presente interferenza termica, quindi esse devono essere poste fra loro a distanze tali da renderla trascurabile. Nel caso si inserisca più di un tubo nella trincea, bisogna considerare il fatto che l'interferenza termica non è trascurabile e diminuisce l'efficacia dello scambio termico. Normalmente però si inseriscono più tubi e si accetta l'interferenza termica in quanto così facendo diminuisce il numero di trincee e quindi il costo. Infatti essendo i costi iniziali legati principalmente allo scavo delle trincee, è necessario trovare una situazione di ottimo intermedia fra la minima interferenza termica e il più basso costo di scavo.

Oltre alla tecnica di sbancamento e a quella della creazione di trincee, esistono anche soluzioni definite "alternative". Esse non sono configurazioni diffuse e standardizzate ma spesso vengono sviluppate da singole aziende. Per questo motivo l'unico modo per dimensionare impianti di questo tipo è fare affidamento ai suggerimenti dell'azienda produttrice. Alcuni esempi che si possono citare sono gli scambiatori con configurazione a canestro (i vari canestri possono essere collegati in serie, in parallelo o singolarmente) o quelli con configurazione a pettine.

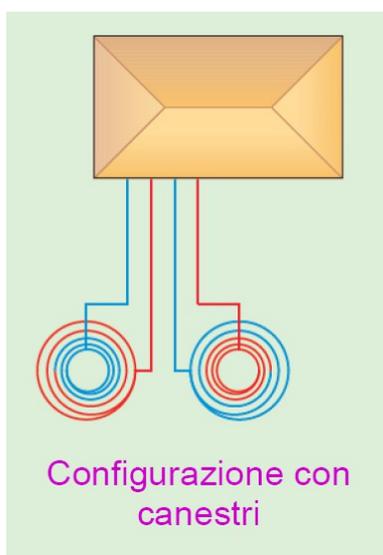


Figura 36: configurazione a canestro con canestri collegati singolarmente

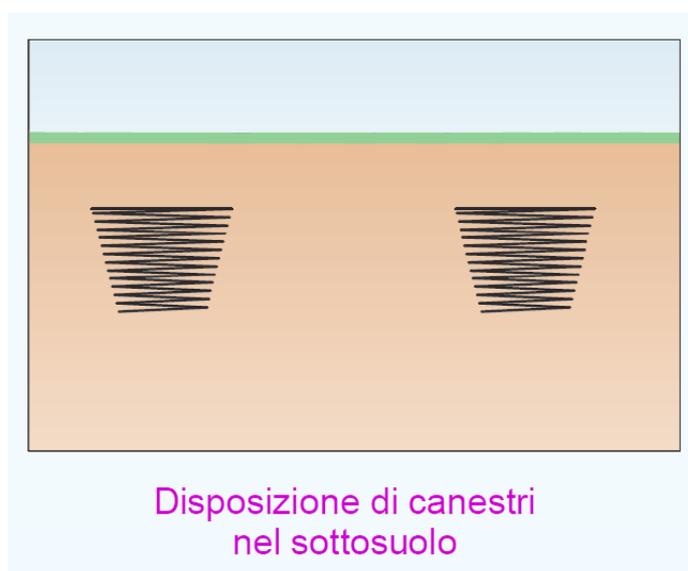


Figura 37: posizione dei canestri nel sottosuolo

Per avere efficienze molto maggiori si deve scegliere un sistema a media o ad elevata profondità. In questi sistemi vengono scavati dei fori nel terreno, caratterizzati da piccoli diametri (110 ÷ 163 mm) e da profondità molto elevate (sul mercato sono disponibili al giorno d'oggi scambiatori che arrivano fino a 120 m). Al loro interno vengono inseriti i tubi dello scambiatore (anche chiamati «sonde»). In questi tipi di sistemi sono molto importanti la scelta del materiale e il regime di deflusso. Essendo le profondità molto elevate e tenendo conto del fatto che le sonde si trovano al di sotto degli edifici, i materiali scelti devono durare il più tempo possibile e avere una vita utile compatibile con la vita dell'edificio. Quindi bisogna scegliere materiali resistenti alla corrosione e che abbiano buone proprietà meccaniche, resistendo alla pressione. Inoltre è opportuno che conducano bene il calore, altrimenti il numero di sonde per scambiare calore sarebbe eccessivo con superfici e costi spropositati. Infatti le sonde geotermiche scambiano calore principalmente per conduzione, in quanto la convezione è assente e l'irraggiamento è trascurabile. A questo proposito bisogna dire che al fine di garantire una buona conduzione del calore, le pareti dello scambiatore devono essere in contatto con il terreno circostante e non ci devono essere sacche di aria fra essi. Per questo motivo dopo aver inserito le sonde si cementificano i fori. Il materiale utilizzato deve anch'esso condurre il meglio possibile il calore. Normalmente si utilizzano specifiche miscele cemento-bentonitiche²⁵. La cementificazione dei fori contribuisce anche a proteggere i tubi e ad evitare che le falde acquifere entrino in contatto con essi. Infatti se una tubazione si rompesse, si potrebbe contaminare la falda con il fluido termovettore che scorre nelle sonde. È anche importante il regime di deflusso del fluido all'interno delle sonde. Infatti è necessario far sì che venga scambiato più calore possibile mantenendo bassi i consumi elettrici delle pompe. Per agevolare la turbolenza e quindi lo scambio termico talvolta vengono utilizzati tubi corrugati internamente (figura 38).



Figura 38: tubo corrugato per le sonde geotermiche

Le sonde possono essere realizzate con tubi a «U» oppure

²⁵ La bentonite conduce scarsamente il calore; la sua conducibilità termica è pari a 0,7 W/(m·K). Miscelandola con altri elementi ad esempio il cemento o sabbie quarzifere si riescono a ottenere valori di conducibilità termica che arrivano fino a 2,00 W/(m·K).

con tubi coassiali.

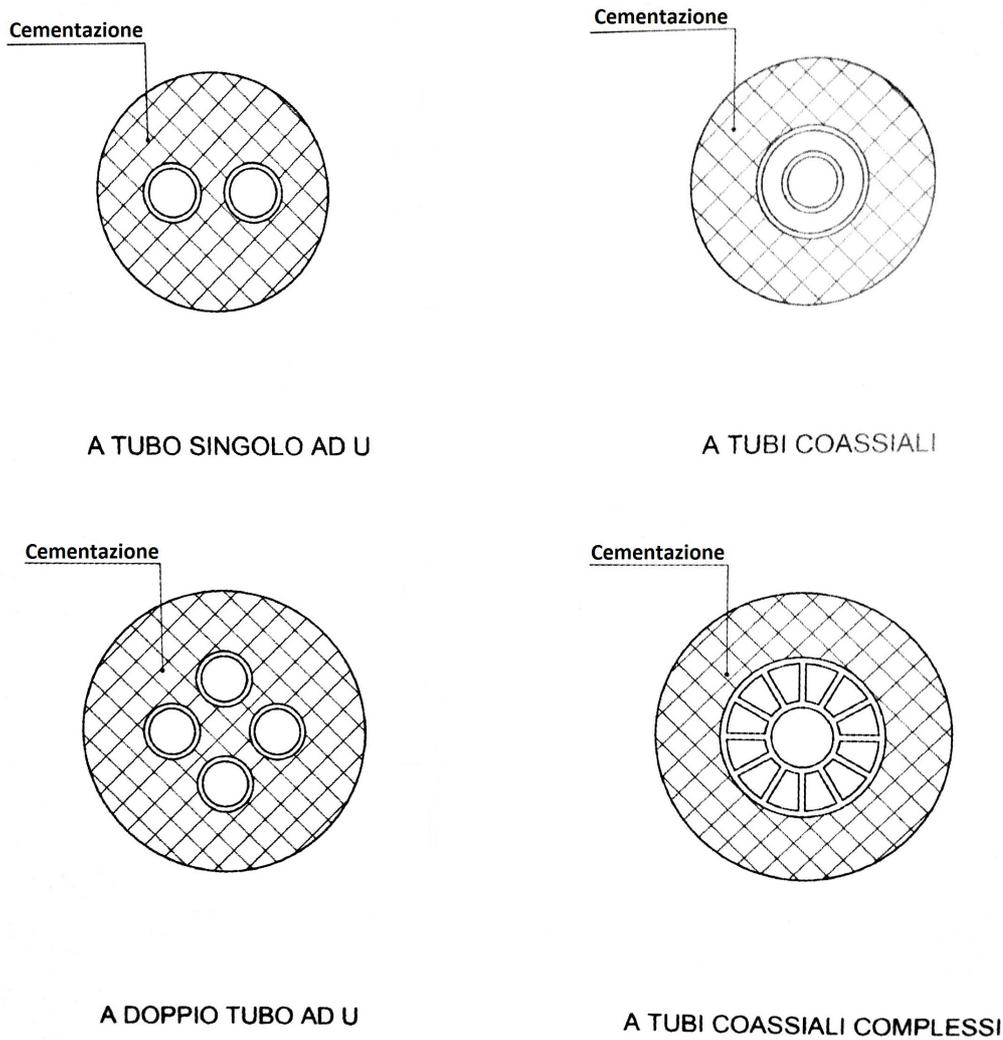


Figura 39: sezione di alcuni tipi di sonde geotermiche

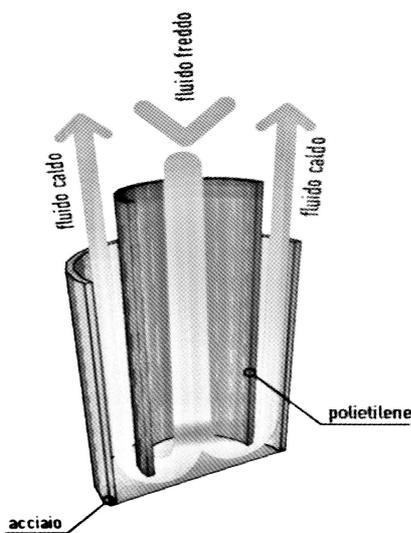


Figura 40: moto del fluido all'interno di una sonda coassiale

Il fluido nei tubi coassiali scorre come si vede nella figura 40.

Tuttora sono diffusi a livello commerciale quasi esclusivamente i tubi a «U». Esistono poche applicazioni con i tubi coassiali semplici. Per quanto riguarda i tubi coassiali complessi, essi sembrano i più promettenti. Oltre alla geometria dei tubi coassiali complessi rappresentata nella figura 39 si possono pensare molte altre geometrie. Esse permettono di avere scambi termici maggiori e quindi un numero di sonde minore. Ciò riduce i costi di investimento iniziali e fa sì che diminuisca la portata nelle sonde. Infatti i consumi relativi al pompaggio devono essere tenuti bene in conto perché in alcuni casi potrebbero essere eccessivi e comportare una marcata diminuzione dell'efficienza globale dell'impianto.

I sistemi a media e ad elevata profondità sono

caratterizzati da costi iniziali elevati dovuti all'uso di strumenti e tecniche più specializzati e più costosi rispetto ai sistemi orizzontali. Invece permettono di avere costi operativi abbastanza inferiori rispetto agli altri tipi di pompe di calore geotermiche. Quindi i costi di investimento più elevati vengono compensati negli anni successivi. Si può dire che quando è possibile adottare soluzioni a media o ad elevata profondità (dai punti di vista della morfologia del territorio e dai permessi burocratici), è sempre meglio dirigersi su esse rispetto che ad altri tipi di soluzioni a bassa profondità.

Fra i sistemi a media ed elevata profondità, quelli appena descritti sono anche chiamati «sistemi verticali». Oltre a questi

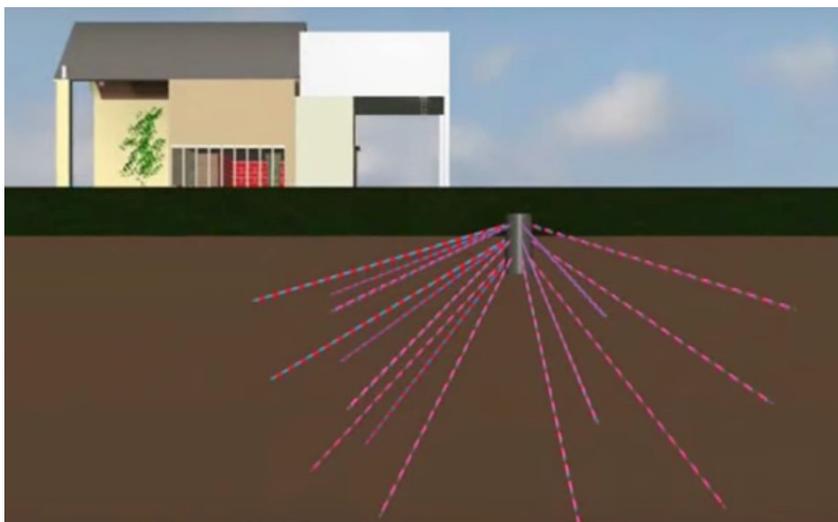


Figura 41: distribuzione nel suolo delle sonde di un sistema radiale

esistono anche i cosiddetti «sistemi radiali». Sono conosciuti con la sigla «GRD»²⁶ che sta per «geothermal radial drilling». Essi sono veramente poco diffusi in quanto per effettuare le perforazioni sono necessari macchinari più sofisticati e dispendiosi rispetto alle classiche sonde verticali. La figura 41 mostra la distribuzione delle sonde nel terreno di un sistema GRD. Le sonde sono del tipo coassiale come si può vedere nella figura 42.

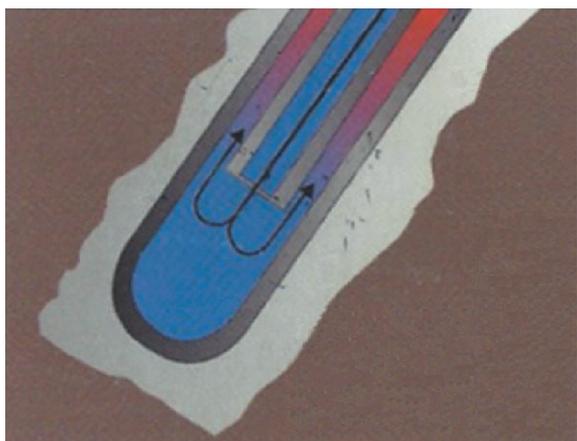


Figura 42: dettaglio della punta di una sonda per sistemi radiali

L'ultima tipologia di sistemi per l'uso della sorgente termica terreno è quella dei sistemi abbinati ad elementi strutturali. In questa situazione non vengono fatti scavi appositi per collocare le serpentine per lo scambio termico. Esse vengono fissate direttamente sulle parti

interrate di elementi strutturali di opere edilizie. Per esempio si possono sfruttare pareti di piani interrati, fondazioni, diaframmi²⁷ o pareti di gallerie. Un esempio tipico che negli ultimi anni si sta diffondendo molto sono i cosiddetti «pali energetici». Essi sono strutture in cemento armato che hanno la funzione primaria di sostenere l'edificio stesso. Al loro interno sono annegate le serpentine di scambio termico per la pompa di calore. Possono essere gettati in opera e quindi avere le caratteristiche volute per il determinato impianto oppure esistono anche elementi prefabbricati (questi ultimi in gergo sono anche detti «pali battuti»). Essendo

26 Da non confondersi con la sigla «GRT» che sta per «ground response test»; esso consiste in una prova su alcune sonde geotermiche per determinare il valore della conducibilità termica del suolo e la resistenza termica equivalente dell'intero sistema fluido-sonda-pozzo.

27 Strutture in calcestruzzo sia provvisorie che definitive utilizzate per sostenere scavi artificiali impedendo lo scivolamento del terreno all'interno dello scavo; nelle costruzioni civili il termine è sinonimo di paratie.



Figura 43: pali energetici

che la funzione primaria è quella di sostenere l'edificio, bisogna fare molta attenzione a non comprometterla. Per questo motivo ci sono limitazioni nelle configurazioni di posa delle serpentine e anche nelle temperature di esercizio. Ciò non vale solo per i pali energetici ma per tutti i sistemi abbinati ad elementi strutturali. Infatti anche nel caso in cui le serpentine vengano solamente appoggiate contro un muro interrato, esse interagiscono termicamente con esso. Quindi le temperature che si raggiungono hanno dei limiti. Essi sono sia di temperature minime nel caso di funzionamento come pompa di calore sia massime nel caso di funzionamento come macchina frigorifera.

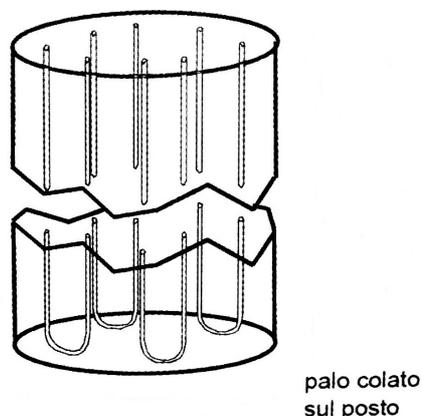
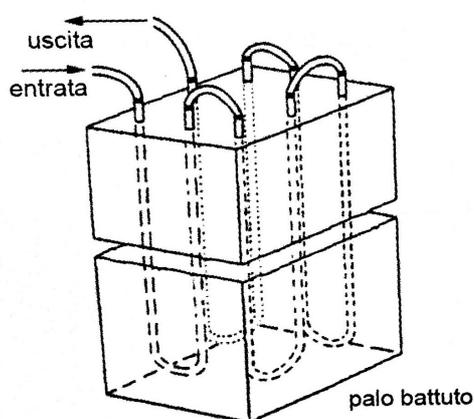


Figura 44: pali energetici prefabbricati (pali battuti) e pali energetici gettati in opera

La sorgente terreno si rivela essere ricca di potenzialità. Oltre alle varie tipologie di approcci per sfruttarla e alla maggior efficienza con cui funziona la pompa di calore, il terreno ha un'altra potenzialità: può essere sfruttato come accumulo. Infatti durante il funzionamento come pompa di calore il terreno si raffredda nella zona intorno alle serpentine. La distanza dalle serpentine fino a cui si sente lo squilibrio termico causato dalla pompa di calore rispetto al terreno indisturbato dipende dalla quantità di energia che si vuole scambiare. Continuando ad assorbire calore nel tempo, il terreno raggiunge un altro valore di equilibrio, sul quale si stabilizza la temperatura. Quando il clima cambia per via delle stagioni e si ha bisogno di usare la pompa di calore come macchina frigorifera, si può sfruttare l'accumulo freddo creatosi nel terreno nella precedente stagione. Addirittura si può pensare di inizialmente usare il free cooling e poi solo più avanti nella stagione accendere la macchina frigorifera. In sintesi quindi il suolo funge da accumulo stagionale. L'energia termica che la macchina immette nel terreno durante la stagione di raffreddamento viene poi prelevata nella stagione di riscaldamento. Questo è un grande vantaggio. Inoltre presenta meno limiti di carattere legislativo e ambientale rispetto all'utilizzo come accumulo delle acque sotterranee. Nonostante questo però ci sono altri limiti di carattere ambientale per lo sfruttamento del suolo come sorgente termica. Se ci si trova in zone particolarmente ricche di falde acquifere,

le sonde potrebbero essere a contatto con esse per alcune parti. Ciò crea anomalie termiche nelle falde e si mette a rischio la vita di organismi viventi la cui sopravvivenza è legata alla falda. Oltre a questo c'è sempre il rischio che in caso di rottura di una serpentina geotermica si contaminino la falda con il fluido termovettore dell'impianto. Infine nel caso di sistemi a media ed elevata profondità gli scavi per inserire le sonde potrebbero mettere in comunicazione falde diverse per profondità e composizione chimica dell'acqua.

Quando si progetta un sistema a media o elevata profondità o un sistema abbinato ad elementi strutturali, una delle prime azioni che vengono fatte è quella conosciuta come «ground response test», indicato con la sigla «GRT»²⁸. In questo test si misurano le temperature di ingresso e uscita da una sonda di prova. Da esse si capisce quindi qual è la temperatura indisturbata del terreno. Dopo aver trovato questa temperatura si applica una potenza termica o frigorifera costante per un certo tempo. Misurando di nuovo le temperature di ingresso e uscita dalla sonda di prova quando il sistema si è stabilizzato, si possono ricavare il valore di conducibilità termica del terreno e la resistenza termica equivalente del sistema fluido-sonda-pozzo. Questi valori si ricavano generalmente usando il modello della sorgente lineare infinita studiato da Ingersoll²⁹. Il ground response test ha però il limite che il modello su cui si basa considera uno scambio termico puramente conduttivo. Quindi esso dà risultati di conducibilità termica e resistenza termica errati nel caso in cui il suolo sia ad elevata permeabilità con un gran flusso d'acqua. In questo caso infatti il contributo della convezione non è trascurabile. Terreni che presentano questa problematica sono per esempio quelli costituiti da ghiaia, sabbia grossolana o rocce fratturate. Esistono ovviamente modelli più complessi per ovviare al limite appena descritto. Però essendo appunto più complessi necessitano di tempi e costi superiori e di personale opportunamente specializzato per essere applicati.

Nei sistemi orizzontali a bassa profondità di piccole dimensioni normalmente non viene eseguito un ground response test ma si utilizzano dati reperibili da informazioni bibliografiche o dagli esperti del settore di perforazione. Le informazioni geognostiche sono sì più incerte e generiche, però tali incertezze non vanno a inficiare sulla buona riuscita dell'impianto. In genere le basse profondità sono più conosciute e facilmente osservabili. L'importante è sempre fare attenzione alla presenza di falde acquifere.

Un fattore importante soprattutto per i sistemi a media ed elevata profondità è il fatto che la lunghezza delle serpentine e quindi il numero di fori da fare nel terreno e la loro profondità non dipende solamente dalla potenza complessiva dell'impianto che si vuole realizzare. Infatti il terreno tenderà a raffreddarsi nell'utilizzo della macchina come pompa di calore e al contrario riscaldarsi nell'utilizzo come macchina frigorifera. Quindi col funzionare dell'impianto la temperatura del terreno non è più quella indisturbata ma assume un valore di equilibrio diverso. Per questo motivo è importante capire l'energia annuale che l'impianto deve assorbire o cedere al terreno. Così si può stimare quale diventa il valore di temperatura

28 È anche più raramente chiamato «thermal response test» abbreviato con la sigla «TRT».

29 Leonard Rose Ingersoll (New York 1880 - Madison 1958): professore di fisica presso l'università del Wisconsin-Madison, è conosciuto per aver fondato insieme al professor Benjamin Snow il museo di fisica che porta il suo nome nell'università dove insegnò; si deve a lui la formulazione del modello teorico della sorgente lineare infinita per la progettazione di scambiatori di calore a sonde verticali con il terreno.

Fonti: - Find a grave, <https://it.findagrave.com/memorial/86462926/leonard-rose-ingersoll> , ultimo accesso: 20 marzo 2022;
- L. R. Ingersoll physics museum, University of Wisconsin-Madison department of physics, <https://www.physics.wisc.edu/ingersollmuseum/history/> , ultimo accesso: 20 marzo 2022;
- L. R. Ingersoll physics museum, University of Wisconsin-Madison department of physics, <https://news.wisc.edu/ingersoll-physics-museum-celebrates-100-years-of-hands-on-education/> , ultimo accesso: 20 marzo 2022.

di equilibrio del terreno durante i vari periodi di funzionamento dell'impianto. Esiste infatti anche il rischio che la temperatura del terreno scenda o salga talmente tanto da diminuire lo scambio termico e pregiudicare il corretto funzionamento della macchina. L'equilibrio termico su valori di temperatura accettabili deve essere garantito sul lungo periodo, visto che le pompe di calore geotermiche devono avere una vita utile simile a quella di un edificio.

È importante non raggiungere temperature troppo basse nel funzionamento come pompa di calore. Temperature al di sotto degli 0 °C fanno passare allo stato solido l'acqua presente nel terreno (in minima quantità è sempre presente dell'umidità). Il ghiaccio ha un volume maggiore dell'acqua, cosa che fa aumentare la pressione sulle sonde o anche sugli elementi strutturali a cui possono essere agganciate le serpentine. In questa situazione c'è il rischio che venga compromessa l'integrità delle sonde e anche la funzione strutturale degli elementi portanti dell'edificio nel caso di serpentine abbinante a elementi strutturali come per esempio i pali energetici. Il fenomeno del ghiacciarsi del terreno è talvolta chiamato saturazione termica. Inoltre se le temperature di funzionamento restano sopra gli 0 °C anche nelle condizioni di massimo carico termico, è possibile utilizzare acqua come fluido termovettore. Questo è un vantaggio degno di attenzione. Infatti il glicole che normalmente viene aggiunto all'acqua per evitare il congelamento a 0 °C comporta una diminuzione dello scambio termico e anche un aumento della viscosità, che implica un maggior consumo di energia da parte delle pompe di circolazione.

Bisogna dire che comunque la costruzione di pompe di calore geotermiche è competitiva solamente nel caso in cui l'edificio che deve essere servito sia costruito da zero. Infatti nel caso di sistemi a media o elevata profondità e sistemi abbinati a elementi strutturali è necessario scavare al di sotto dell'edificio. Nei sistemi orizzontali gli scavi devono essere fatti su terreni liberi quindi è più facile realizzarli su edifici esistenti. Comunque in generale vista la grande movimentazione di macchinari e terra che si deve fare per installare una pompa di calore geotermica, la loro installazione viene quasi fatta sempre in casi in cui l'edificio deve essere costruito a partire dalle fondamenta.

1.II.V - Sorgenti particolari³⁰

Le sorgenti citate nei sottoparagrafi precedenti sono quelle principali e più utilizzate a livello mondiale. Esistono applicazioni particolari che ad oggi sono ancora in fase di sviluppo e le applicazioni reali, completamente funzionanti al servizio di utenze sono scarse e quasi inesistenti. Le due applicazioni degne di nota sono le macchine abbinata a recupero termico e quelle associate a una sorgente termica solare.

Queste sorgenti sono prese in considerazione nei recenti studi perché hanno il vantaggio di avere una temperatura più prossima a quella dell'ambiente interno. In questo modo il valore del *COP* della macchina aumenta. Quindi mediante queste sorgenti si hanno macchine che lavorano meglio dal punto di vista termodinamico, diminuendo il consumo di energia a parità di effetto utile.

Le pompe di calore a recupero termico sfruttano l'aria espulsa dagli impianti di ventilazione oppure le acque reflue. Si aggiunge uno scambiatore di calore rispetto allo schema mostrato

30 Fonti: - R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit. ;
- KME Italy, opuscolo reso disponibile da Arketipo Architettura del fare, https://www.arketipomagazine.it/whitepaper_library/TECU_SolarRoof.pdf, ultimo accesso: 1 marzo 2022.

nel capitolo I. Lo schema che si ottiene è il seguente³¹:

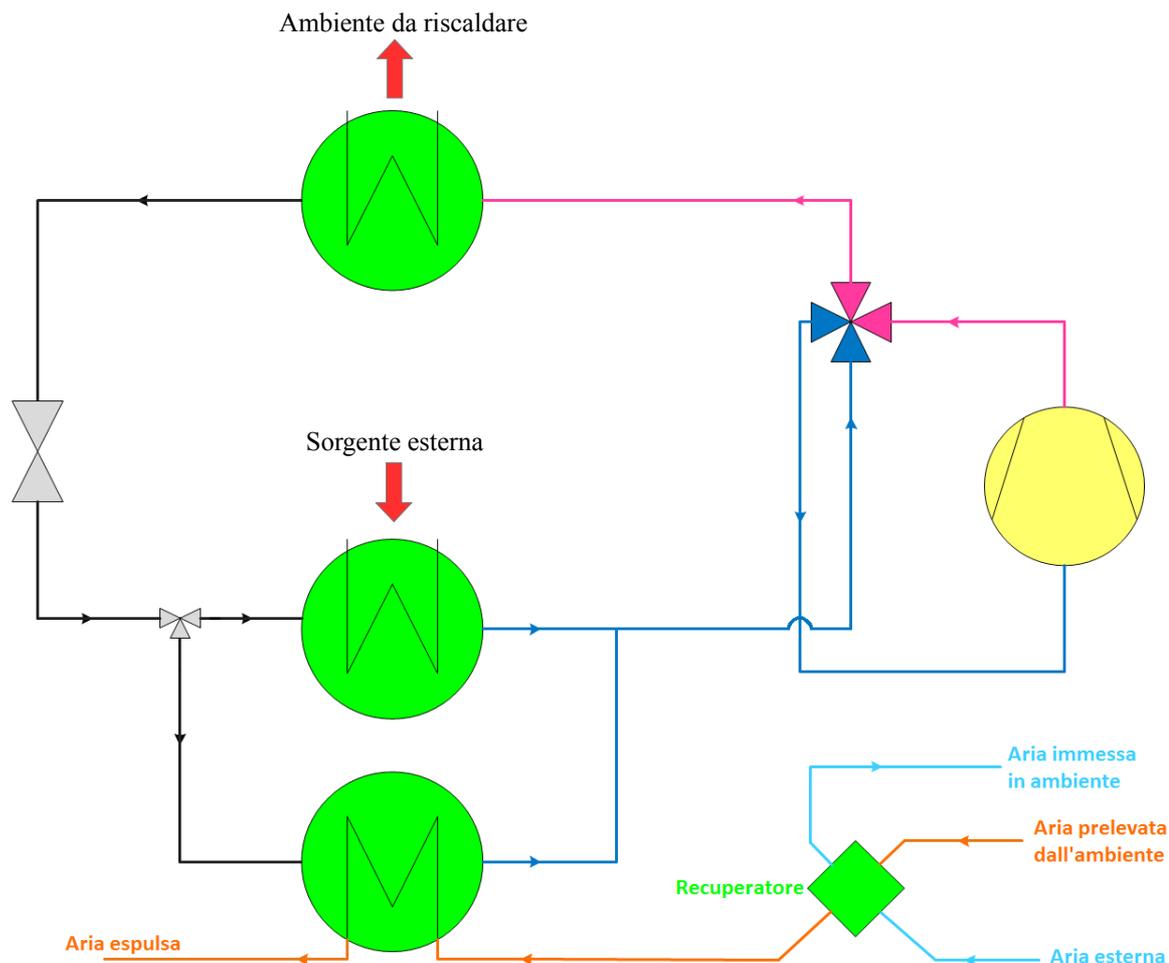


Figura 45: schema generale di funzionamento come pompa di calore di una macchina a compressione di vapore con un recupero termico come sorgente

Nello schema è presente una pompa di calore che utilizza l'aria espulsa da un sistema di ventilazione come sorgente termica. La macchina può anche funzionare come macchina frigorifera sempre sfruttando l'aria espulsa dal sistema di ventilazione. Si vede che il recupero termico non è l'unica sorgente, ma è presente una generica sorgente esterna alternativa. Non è detto che la sorgente esterna alternativa al recupero debba essere sempre presente. La sua presenza però dà flessibilità al sistema in quanto si può utilizzare la macchina anche nel caso in cui sia spento il sistema di ventilazione e quindi non sia possibile il recupero. Prima dello scambiatore che consente il recupero della pompa di calore sull'aria espulsa, è presente un recuperatore. Questo perché è sempre preferibile riscaldare con esso l'aria da immettere in ambiente in quanto non ha organi in movimento che consumano energia. La pompa di calore viene attivata solamente quando il recuperatore non è in grado di coprire l'intero fabbisogno di energia termica. Oppure nel caso di impianto misto aria-acqua in cui l'aria serve solo per il ricambio per questioni igienico-sanitarie mentre l'acqua è il fluido utilizzato per soddisfare il carico termico.

Analogamente allo schema della figura 45 si può pensare di abbinare la pompa di calore a uno scambiatore che scambia calore con le acque grigie o le acque nere. Esse infatti dispongono di un potenziale interessante come sorgente termica. Ovviamente la macchina può usare le

31 Lo schema è fatto per una macchina a compressione di vapore, però il recupero termico è abbinabile a qualunque tipologia di pompa di calore.

sorgenti aria e acque reflue sia nel funzionamento come pompa di calore sia in quello come macchina frigorifera.

Le criticità sono nella tipologia di scambiatore utilizzato. Infatti le acque reflue presentano materiale che può depositarsi sulle pareti dello scambiatore, peggiorando lo scambio termico col tempo e addirittura potrebbero ostruirlo. Due esempi di impianto che sfruttano le acque nere si trovano a Oslo e a Vancouver. Da queste applicazioni reali si è visto che la manutenzione dello scambiatore deve essere molto frequente (in alcuni periodi dell'anno addirittura una volta al mese).

Il recupero termico abbinato a una pompa di calore può essere una soluzione interessante e da valutare però è necessario fare molta attenzione ai costi. Infatti è vero che i valori di *COP* della macchina durante il funzionamento sono più elevati, tuttavia spesso non riescono a garantire un risparmio economico tale da ripagare tutti i costi iniziali legati alla complicazione dell'impianto e ai costi relativi alle possibili frequenti manutenzioni.

L'altra tipologia sono le pompe di calore associate alla sorgente termica solare. Esse possono funzionare solo in modalità pompa di calore, in quanto il sole è una sorgente calda e non fredda. Nelle macchine di questo tipo la pompa di calore assorbe il flusso termico da un accumulo scaldato da collettori solari.

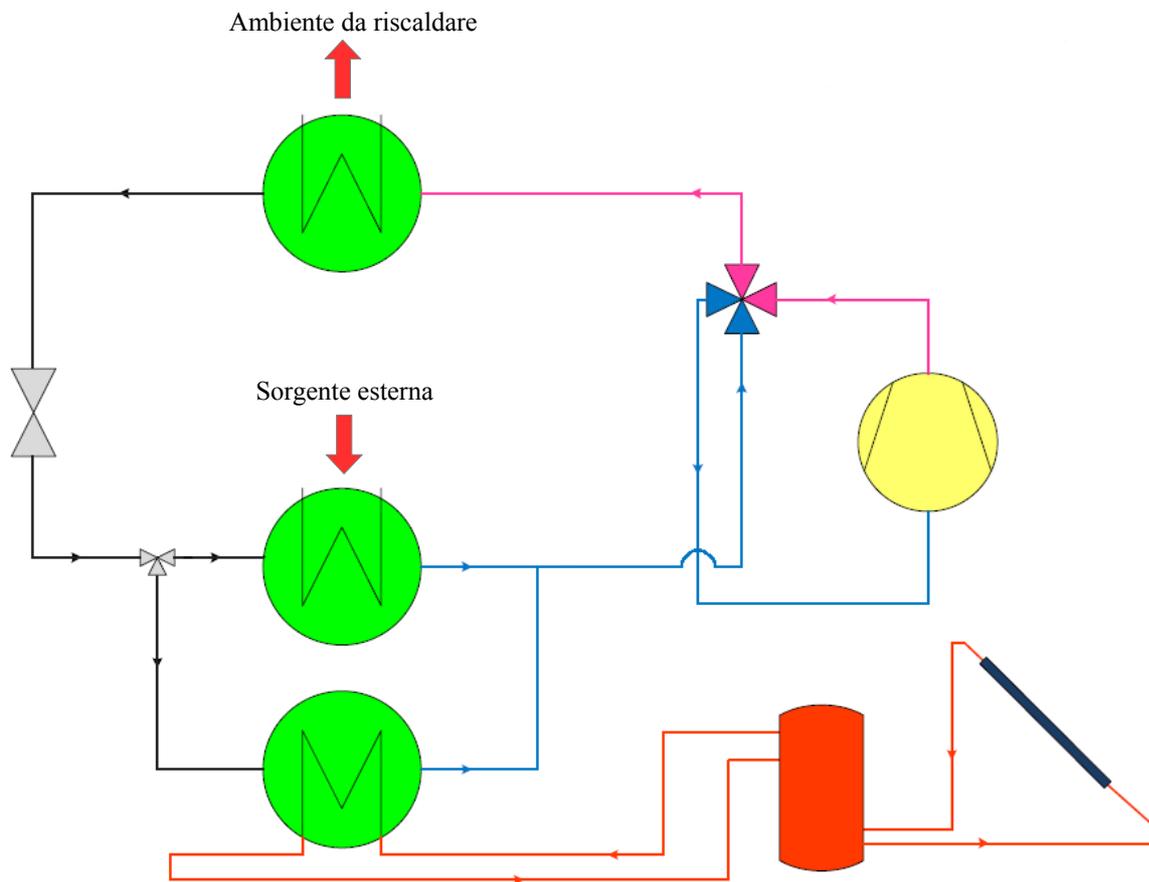


Figura 46: schema generale di funzionamento come pompa di calore di una macchina a compressione di vapore con l'accumulo di un collettore solare come sorgente

Naturalmente se i collettori riescono a fornire calore alla temperatura adeguata per le utenze (es. acqua calda sanitaria o riscaldamento) la pompa di calore resta spenta. Essa risulta utile nei periodi con scarsità di sole (per esempio i giorni nuvolosi o invernali), periodi in cui il livello di temperatura del calore fornito dai collettori solari non è adeguato alle utenze. Infatti

in alcuni giorni dell'anno si verifica che la temperatura dell'accumulo scaldato dai collettori solari è di pochi gradi centigradi superiore a quella dell'aria esterna. Anche se quasi uguale all'aria esterna, una temperatura leggermente maggiore garantisce alla pompa di calore una migliore efficienza. Per sfruttare anche la poca energia solare che arriva nei giorni nuvolosi o d'inverno esiste una particolare tipologia di collettore solare chiamata «tetto energetico» (figure 47 e 48). Esso è costituito da materiali prevalentemente metallici che assorbono la radiazione solare. Allo stesso tempo sono presenti scanalature in cui può scorrere la pioggia. In questo modo essa entra in stretto contatto col fluido termovettore cedendo calore. Quindi il tetto energetico permette di assorbire la scarsa radiazione solare e al tempo stesso di assorbire anche il poco calore sfruttabile della pioggia.

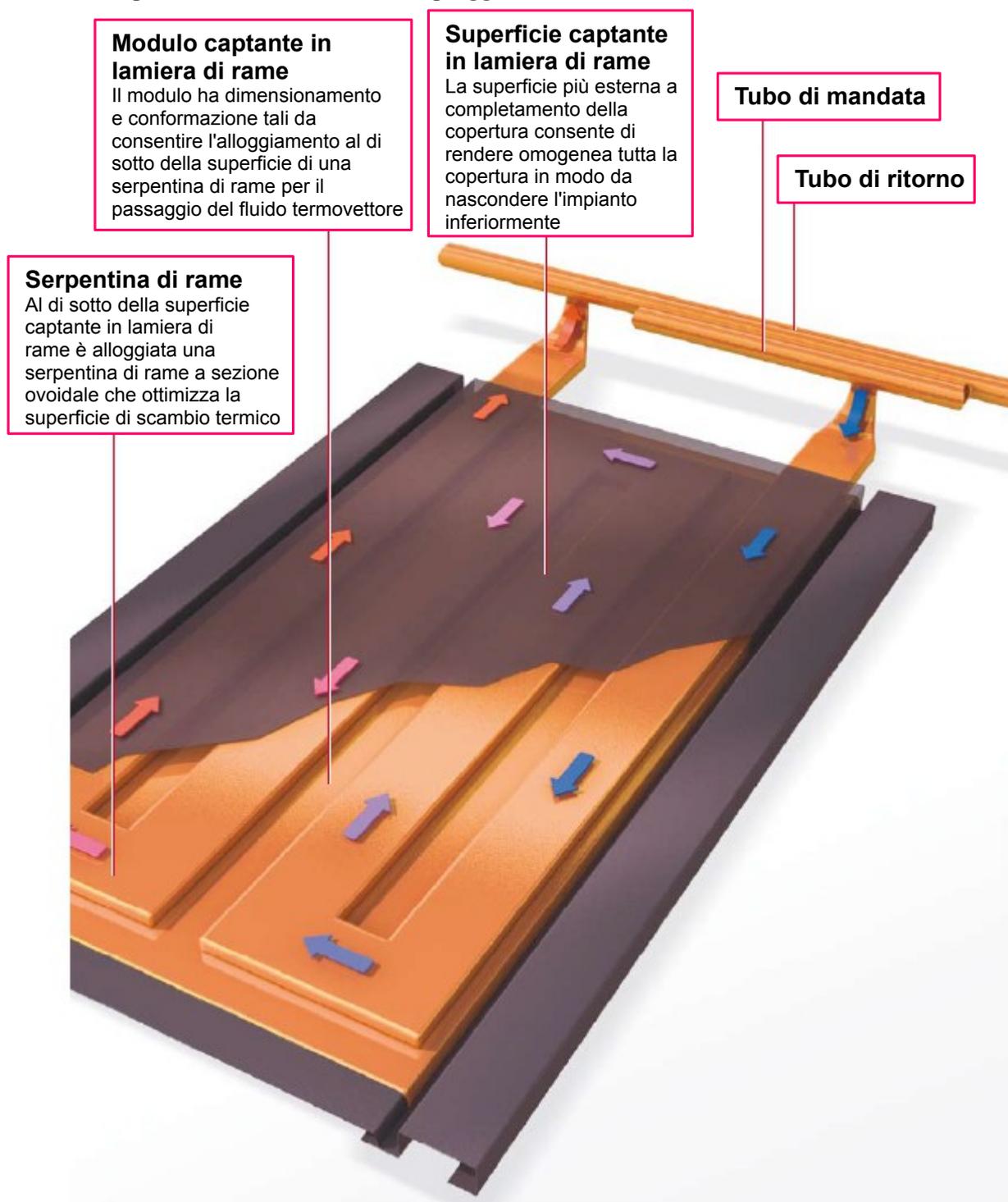


Figura 47: tetto energetico



Figura 48: esempio di installazione di un tetto energetico

Il tetto energetico sostituisce la copertura dell'edificio. Quindi oltre alla funzione di scambio termico ha anche la funzione strutturale di una copertura normale. Per questo motivo i costi di un tetto energetico sono paragonabili a quelli di una copertura normale (costa leggermente di più).

Chiaramente la pompa di calore deve essere sempre dotata di uno scambiatore che sfrutta un'altra sorgente oltre all'accumulo dei collettori solari.

Un'altra possibile applicazione di questa tipologia di impianti è quella di accumulare il calore prodotto dai collettori solari nel terreno. Esso viene poi utilizzato da una pompa di calore

geotermica. Questa applicazione comunque è ancora in fase di studio e non ancora disponibile a livello commerciale. Infatti è sempre bene tenere conto dei reali vantaggi che possono aversi per la specifica situazione, visto che potrebbe capitare che essi siano talmente esigui da non portare al rientro dei costi iniziali maggiori rispetto ad altre tipologie di impianti.

Capitolo II

Riflessioni energetiche generali

In questo capitolo si vuole confrontare il fabbisogno di una pompa di calore e quello di un classico generatore di calore a condensazione (caldaia). L'obiettivo è capire se energeticamente è conveniente utilizzare una pompa di calore o una caldaia, dato un fabbisogno termico.

Sia Q_1 il fabbisogno termico ossia la quantità di calore di cui si ha bisogno. Si suppone che la caldaia utilizzi gas naturale come combustibile e la pompa di calore utilizzi energia elettrica. Essendo che le pompe di calore più diffuse sono a compressione di vapore, si prende in considerazione questo tipo di pompa di calore.

Per la caldaia vale la relazione:

$$\eta_{caldaia} = \frac{Q_1}{E_{primaria}} \quad (\text{II.I})$$

Da cui si ricava che la quantità di combustibile necessaria è pari a:

$$E_{primaria} = \frac{Q_1}{\eta_{caldaia}} \quad (\text{II.II})$$

Per quanto riguarda la pompa di calore si ha invece:

$$COP = \frac{Q_1}{E_{el}} \rightarrow E_{el} = \frac{Q_1}{COP} \quad (\text{II.III})$$

L'energia elettrica deve essere prodotta e trasportata sul luogo della pompa di calore:

$$\eta_{trasmissione} = \frac{E_{el}}{E_{el\ prodotta}} \rightarrow E_{el} = \eta_{trasmissione} \cdot E_{el\ prodotta} \quad (\text{II.IV})$$

e

$$\eta_{produzione} = \frac{E_{el\ prodotta}}{E_{primaria}} \rightarrow E_{el\ prodotta} = \eta_{produzione} \cdot E_{primaria} \quad (\text{II.V})$$

Quindi l'espressione dell'energia primaria richiesta per far funzionare la pompa di calore è la seguente:

$$\eta_{trasmissione} \cdot E_{el\ prodotta} = \frac{Q_1}{COP} \rightarrow \eta_{trasmissione} \cdot \eta_{produzione} \cdot E_{primaria} = \frac{Q_1}{COP} \quad (\text{II.VI})$$

$$E_{primaria} = \frac{Q_1}{\eta_{trasmissione} \cdot \eta_{produzione} \cdot COP} \quad (\text{II.VII})$$

Si ipotizzano i seguenti valori³²:

- ◆ rendimento del generatore di calore $\eta_{caldaia} : 0,90$;
- ◆ rendimento di trasmissione dell'energia elettrica $\eta_{trasmissione} : 0,957$;
- ◆ rendimento di produzione dell'energia elettrica $\eta_{produzione}^{33} : 0,38$;
- ◆ efficienza della pompa di calore $COP : 4,0$.

Sostituendo questi valori nelle espressioni per il calcolo dell'energia primaria si ottiene:

◆ per il generatore di calore: $E_{primaria} = \frac{Q_1}{0,90}$ (II.VIII)

◆ per la pompa di calore: $E_{primaria} = \frac{Q_1}{0,957 \cdot 0,38 \cdot 4,0} = \frac{Q_1}{1,4}$ (II.IX)

Si vede quindi che a parità di effetto utile Q_1 , la pompa di calore ha bisogno di una energia primaria minore rispetto al caso di una semplice caldaia. Si capisce quindi il potenziale di questa tecnologia rispetto alle soluzioni tradizionali.

$$\Delta E_{primaria} = E_{primaria\ pompa\ di\ calore} - E_{primaria\ caldaia} = \frac{Q_1}{1,4} - \frac{Q_1}{0,90} = \quad (II.X)$$

$$= \left(\frac{1}{1,4} - \frac{1}{0,90} \right) \cdot Q_1 = -0,40 \cdot Q_1$$

$$\Delta E_{primaria} \% = \frac{\Delta E_{primaria}}{E_{primaria\ caldaia}} \cdot 100 = \frac{-0,40 \cdot Q_1}{\frac{Q_1}{0,90}} \cdot 100 = \quad (II.XI)$$

$$= -0,36 \cdot 100 = -36 \%$$

La pompa di calore a compressione di vapore permette di risparmiare il 36 % di energia primaria rispetto alla caldaia. Si può dire che questo è un valore di risparmio elevato.

32 Fonte dei valori $\eta_{caldaia}$, $\eta_{trasmissione}$ e $\eta_{produzione}$: Autorità per l'energia elettrica e il gas, *Criteri e proposte per la definizione di cogenerazione e per la modifica delle condizioni tecniche di assimilabilità degli impianti che utilizzano fonti energetiche assimilate a quelle rinnovabili* (2000), https://www.arera.it/allegati/docs/dc/00/dc_cogenerazione.pdf, ultimo accesso: 2 febbraio 2022.

Fonte del valore COP : Blog Blumatica, <https://blog.blumatica.it/ape-con-pompe-di-calore-quali-parametri-occorre-conoscere/>, ultimo accesso: 2 febbraio 2022.

33 Si suppone che l'energia elettrica venga prodotta tramite un impianto termoelettrico; tale ipotesi è dovuta al fatto che la produzione elettrica nazionale è principalmente realizzata tramite questo tipo di impianti; infatti il 68,7 % dell'energia elettrica prodotta in Italia proviene dal termoelettrico (si includono gli impianti a biomasse, a biogas e i geotermoelettrici).

Fonte: Terna, *Dati generali 2019*, https://download.terna.it/terna/1-DATI%20GENERALI_8d9cfa4152bf861.pdf, ultimo accesso: 2 febbraio 2022.

Capitolo III

Caso studio

L'impianto reale che viene preso in esame è una macchina a compressione di vapore geotermica. Essa è stata installata a scopo sperimentale, quindi non è al servizio di utenze ma serve unicamente per studiarne i parametri di funzionamento. È collocata presso l'Energy center lab di Torino³⁴. Essa utilizza il terreno come sorgente termica nella stagione invernale e pozzo termico nella stagione estiva. Lo scambiatore di calore con il terreno è un muro energetico: le serpentine col fluido termovettore³⁵ sono installate su una parete dal lato a contatto con il terreno. Il muro quindi ha la funzione primaria di sostenere la struttura e allo stesso tempo ha anche la funzione di scambiatore della pompa di calore.



Figura 49: muro energetico dell'Energy center lab di Torino prima di essere ricoperto con il terreno

34 L'edificio si trova in via Paolo Borsellino, 38 - interno 16 a Torino. È chiamato anche Centro interdipartimentale per l'energia. Al suo interno sono presenti uffici e laboratori al servizio di docenti e ricercatori del Politecnico di Torino. L'attività svolta all'interno della struttura è un'attività di ricerca riguardo tecnologie e sistemi integrati per la transizione ad un uso dell'energia e ad uno sfruttamento dell'ambiente più sostenibili.

Fonte: Energy center, https://www.energycenter.polito.it/chi_siamo , ultimo accesso: 4 febbraio 2022.

35 Il fluido termovettore usato è una miscela di acqua e glicole propilenico al 25 % ; le caratteristiche della miscela sono reperibili presso: Conseil européen pour la recherche nucléaire CERN, <https://detector-cooling.web.cern.ch/Detector-Cooling/data/Table%208-3-1.htm> , ultimo accesso: 2 aprile 2022.

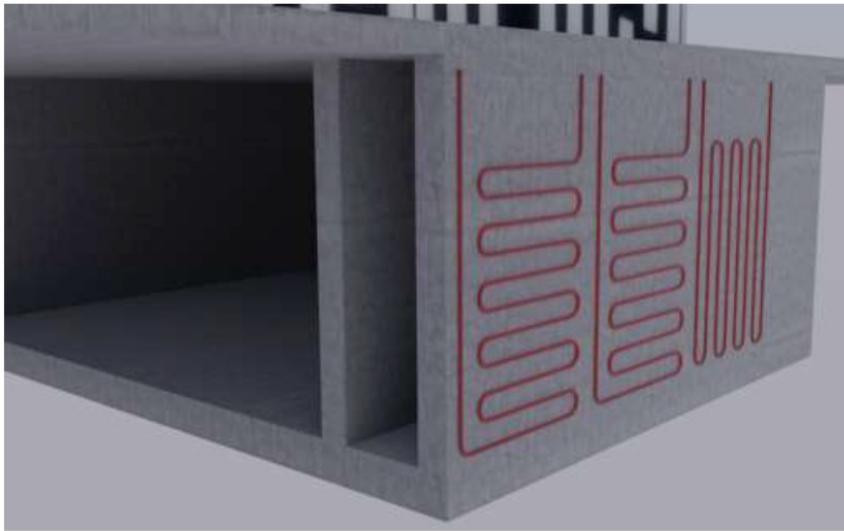


Figura 50: rendering del muro energetico dell'Energy center lab di Torino

Il muro energetico è diviso in tre blocchi: due con serpentine identiche disposte orizzontalmente e uno con la serpentina disposta verticalmente.

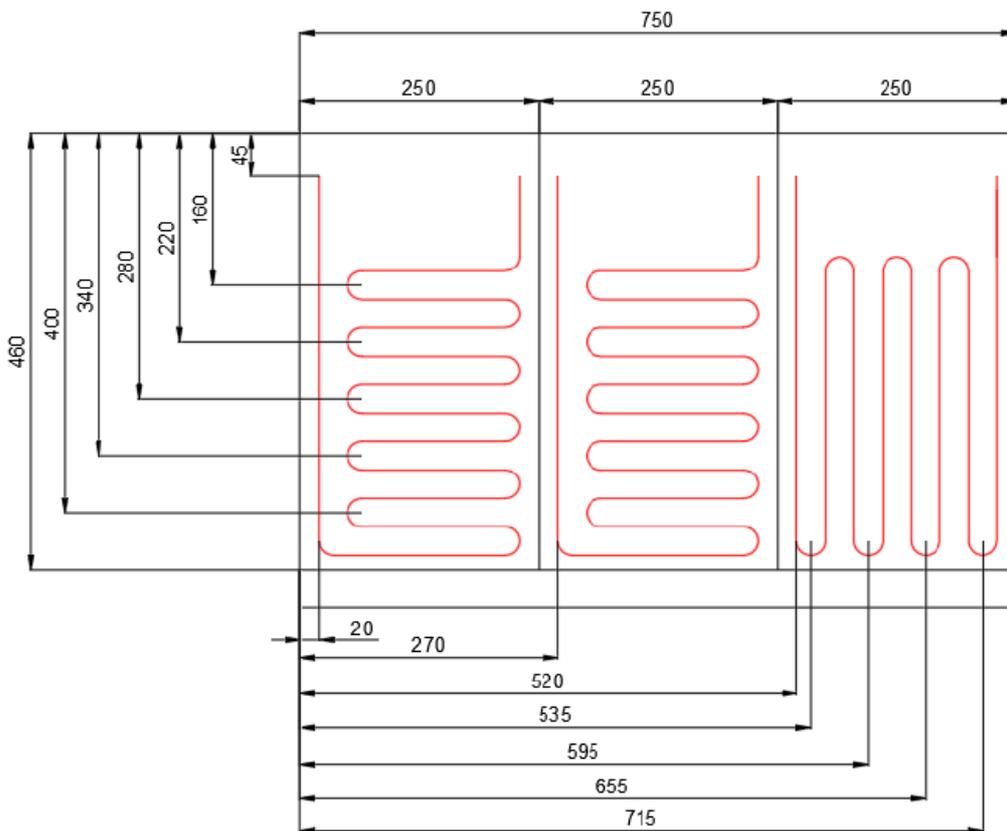


Figura 51: configurazione delle serpentine di scambio termico sul muro energetico (quote espresse in cm)

Le tre serpentine sono collegate in modo da poter attivarle sia singolarmente sia tutte insieme sia a coppie. Inoltre quando se ne attiva più di una, è possibile passare da un collegamento in serie ad uno in parallelo. Le serpentine sono a sezione circolare.

Lo schema dell'impianto si trova nell'appendice III. Inizialmente i componenti in alto a

sinistra (accumulo termico collegato ai collettori solari termici e il puffer) non erano presenti nell'impianto. Essi sono stati aggiunti nell'anno 2021. Essendo che i dati delle prove disponibili sono relativi agli anni 2019 e 2020, nelle analisi si deve trascurare la parte di impianto nuova in quanto non esisteva ancora.

Il sistema di acquisizione dati genera dei file in formato *.LOG* con i dati raccolti in questo modo:

Divisors	1	1	10	10	10	10	10	10	10	10	100	1	10	10	10	10	1	
Date	Time	version(43001)	R-version(44331)	BT1(40004)	BT2(40008)	EB100-EP14-BT3(40012)	EB100-EP14-BT10(40015)	EB100-EP14-BT11(40016)	EB100-EP14-BT12(40017)	EB100-EP14-BT13(40018)	EB100-EP14-BT14(40019)	EB100-EP14-BT15(40020)	EB100-EP14-BT16(40021)	EB100-EP14-BT17(40022)	EB100-EP14-BT18(40023)	EB100-EP14-BT19(40024)	EB100-EP14-BT20(40025)	
2020-02-06	09:29:02	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
2020-02-06	09:29:32	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
2020-02-06	09:30:02	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
2020-02-06	09:30:32	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
2020-02-06	09:31:02	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	158	0	0	350	0	104	0
2020-02-06	09:31:32	9172	2	75	102	140	139	150	111	220	171	158	0	0	350	0	104	0
2020-02-06	09:32:02	9172	2	75	102	139	139	150	111	221	171	157	0	0	350	0	104	0
2020-02-06	09:32:32	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
2020-02-06	09:33:02	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
2020-02-06	09:33:32	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
2020-02-06	09:34:02	9172	2	76	102	139	139	151	111	220	171	158	0	0	350	0	104	0
2020-02-06	09:34:32	9172	2	77	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:35:02	9172	2	77	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:35:32	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:36:02	9172	2	76	102	139	139	150	111	221	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:36:32	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:37:02	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:37:32	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:38:02	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:38:32	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:39:02	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:39:32	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:40:02	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:40:32	9172	2	77	103	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:41:02	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:41:32	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:42:02	9172	2	76	103	140	139	150	111	220	171	158	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:42:32	9172	2	75	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:43:02	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:43:32	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:44:02	9172	2	75	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:44:32	9172	2	75	103	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:45:02	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
2020-02-06	09:45:32	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0

Figura 52: esempio di come appare il file generato dal sistema di acquisizione dati

Si nota che i titoli delle colonne non sono allineati con le colonne; questo perché sono lunghi rispetto ai valori nelle colonne. Copiando però il file su un foglio di calcolo, i titoli e le rispettive colonne risultano poi allineati, come si vede nella figura qui sotto:

Divisors	1	1	10	10	10	10	10	10	10	10	100	1	10	10	10	10	1	
Date	Time	version(43001)	R-version(44331)	BT1(40004)	BT2(40008)	EB100-EP14-BT3(40012)	EB100-EP14-BT10(40015)	EB100-EP14-BT11(40016)	EB100-EP14-BT12(40017)	EB100-EP14-BT13(40018)	EB100-EP14-BT14(40019)	EB100-EP14-BT15(40020)	EB100-EP14-BT16(40021)	EB100-EP14-BT17(40022)	EB100-EP14-BT18(40023)	EB100-EP14-BT19(40024)	EB100-EP14-BT20(40025)	
06/02/2020	09.29.02	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
06/02/2020	09.29.32	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
06/02/2020	09.30.02	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
06/02/2020	09.30.32	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
06/02/2020	09.31.02	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	158	0	0	350	0	104	0
06/02/2020	09.31.32	9172	2	75	102	140	139	150	111	220	171	158	0	0	350	0	104	0
06/02/2020	09.32.02	9172	2	75	102	139	139	150	111	221	171	157	0	0	350	0	104	0
06/02/2020	09.32.32	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
06/02/2020	09.33.02	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
06/02/2020	09.33.32	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
06/02/2020	09.33.32	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	104	0
06/02/2020	09.34.02	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	158	0	0	350	0	104	0
06/02/2020	09.34.32	9172	2	77	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
06/02/2020	09.35.02	9172	2	77	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
06/02/2020	09.35.32	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
06/02/2020	09.36.02	9172	2	76	102	139	139	150	111	221	171	157	0	0	350	0	103	0
06/02/2020	09.36.32	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
06/02/2020	09.37.02	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
06/02/2020	09.37.02	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
06/02/2020	09.37.02	9172	2	76	102	139	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0
06/02/2020	09.37.02	9172	2	76	102	140	139	150	111	220	171	157	0	0	350	0	103	0

Figura 53: esempio di come appaiono i dati raccolti dal sistema di acquisizione dati se vengono copiati su un foglio di calcolo

La riga in alto chiamata «Divisors» indica per quale numero si deve dividere la misurazione per avere il valore reale. Per esempio leggendo la tabella si vede che il valore rilevato dal sensore *BT2* è 102. La temperatura misurata non è di 102 °C, ma bisogna dividere il valore per 10. Quindi il valore reale della temperatura misurato dal sensore è 10,2 °C.

I parametri utili misurati dal sistema di acquisizione sono:

- temperatura dell'ambiente esterno cioè dell'aria al di fuori dell'edificio [°C] - sensore *BT1*;
- temperatura del fluido di mandata all'utenza [°C] - sensore *BT2*;
- temperatura del fluido di ritorno dall'utenza [°C] - sensore *BT3*;
- temperatura del fluido in uscita dalle sonde [°C] - sensore *BT10*;
- temperatura del fluido all'ingresso delle sonde [°C] - sensore *BT11*;
- temperatura del fluido che viene inviato all'utenza appena uscito dal condensatore [°C] - sensore *BT12*;
- temperatura del fluido in uscita dal compressore [°C] - sensore *BT14*;
- temperatura del fluido in ingresso al compressore [°C] - sensore *BT17*;
- temperatura dell'ambiente interno che si vuole riscaldare o raffreddare [°C] - sensore *BT25*;
- gradi minuto [°C · minuti] - si calcolano nel seguente modo: $\sum_{i=1}^N (T_{a,i} - T_s) \cdot t_i$ dove
 $T_{a,i}$ è la temperatura *i*-esima del fluido di mandata all'utenza nella particolare condizione di funzionamento [°C], T_s è la temperatura di set point dell'ambiente interno [°C] e t_i è il tempo trascorso *i*-esimo [minuti];
- frequenza del compressore;
- velocità di rotazione della pompa 1 (fa circolare il fluido termovettore dell'impianto di climatizzazione dell'ambiente interno da riscaldare o raffreddare);
- velocità di rotazione della pompa 2 (fa circolare il fluido termovettore nelle serpentine posizionate nel terreno).

La temperatura dei sensori *BT2* e *BT12* è diversa perché fra di essi è presente una resistenza elettrica.

Si hanno a disposizione i file con le misurazioni effettuate nei seguenti periodi:

- inizio misurazioni: 23 ottobre 2019 alle ore 14:53:05;
fine misurazioni: 31 ottobre 2019 alle ore 15:30:08;
modalità: **pompa di calore** (riscaldamento dell'ambiente interno);
- inizio misurazioni: 6 febbraio 2020 alle ore 09:29:02;
fine misurazioni: 14 febbraio 2020 alle ore 19:11:42;
modalità: **pompa di calore** (riscaldamento dell'ambiente interno);
- inizio misurazioni: 11 giugno 2020 alle ore 12:59:14;
fine misurazioni: 10 luglio 2020 alle ore 15:43:01;
modalità: **macchina frigorifera** (raffreddamento dell'ambiente interno).

I valori di efficienza della macchina sono già stati calcolati in altre opere³⁶, conducendo anche

36 - M. Ciccullo, op. cit. ;

- M. Musurmonov, *Experimental analysis of a geothermal heat pump*, Politecnico di Torino, tesi di laurea magistrale (anno accademico 2020-2021), <https://webthesis.biblio.polito.it/19583/1/tesi.pdf>, ultimo accesso: 18 gennaio 2022.

analisi di sensitività sui parametri che maggiormente influenzavano il valore finale del COP sia nel caso di funzionamento come pompa di calore si nel caso di funzionamento come macchina frigorifera.

L'attenzione quindi viene spostata sullo scambio termico con il terreno. Si conoscono la lunghezza della serpentina di scambio termico con il terreno e i parametri relativi al terreno di Torino nella zona dell'Energy center lab. Non esistono metodi di calcolo specifici per scambiatori di calore abbinati ad elementi strutturali, quindi si vuole vedere se è applicabile il metodo analitico sviluppato dall'American society of heating, refrigerating and air-conditioning engineers³⁷ (ASHRAE) e studiato per le sonde geotermiche verticali (facendo opportune supposizioni, in modo da approssimare il muro energetico a una sonda verticale). Il metodo è sviluppato per determinare la lunghezza necessaria dello scambiatore con il terreno per scambiare la potenza termica prevista a progetto. Però nel caso in esame lo scambiatore è già esistente e si conoscono anche le misurazioni di potenza scambiata. Si vuole quindi ricavare il valore della resistenza termica R_b della serpentina con il terreno dalla formula studiata dal metodo ASHRAE e si vuole confrontare con il valore calcolato utilizzando relazioni non empiriche ma teoriche. Nel caso ci fosse corrispondenza vuol dire che il metodo ASHRAE può essere anche applicato a muri energetici con le dovute modifiche.

III.1 - Analisi dei dati delle misurazioni

Innanzitutto nelle misurazioni fatte ci sono periodi in cui la macchina non è accesa. Per capire se è accesa o spenta si legge il valore della frequenza del compressore: se esso è diverso da zero vuol dire che la macchina è accesa. Nelle seguenti figure sono mostrati i valori di frequenza del compressore nell'arco temporale delle misurazioni:

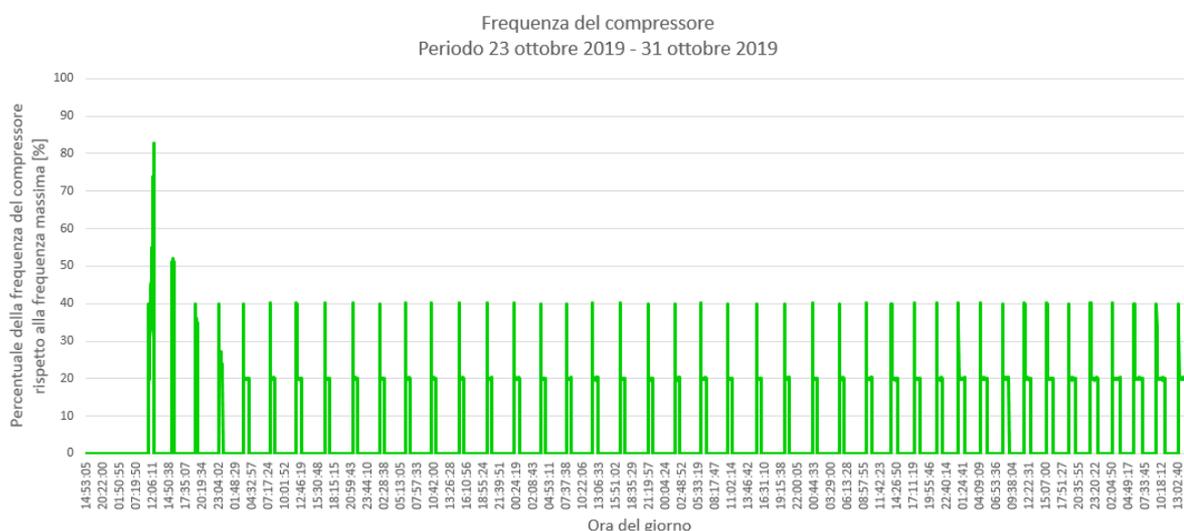


Figura 54: andamento della percentuale di frequenza del compressore rispetto alla frequenza massima di funzionamento nel periodo 23 ottobre 2019 - 31 ottobre 2019

37 In italiano «Società americana degli ingegneri del riscaldamento, della refrigerazione e del condizionamento dell'aria».

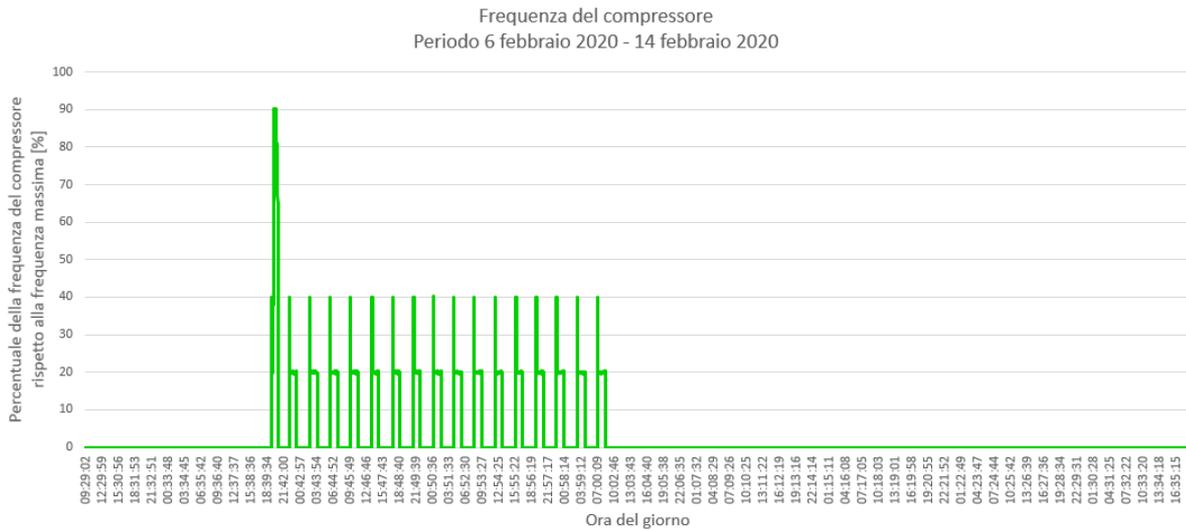


Figura 55: andamento della percentuale di frequenza del compressore rispetto alla frequenza massima di funzionamento nel periodo 6 febbraio 2020 - 14 febbraio 2020

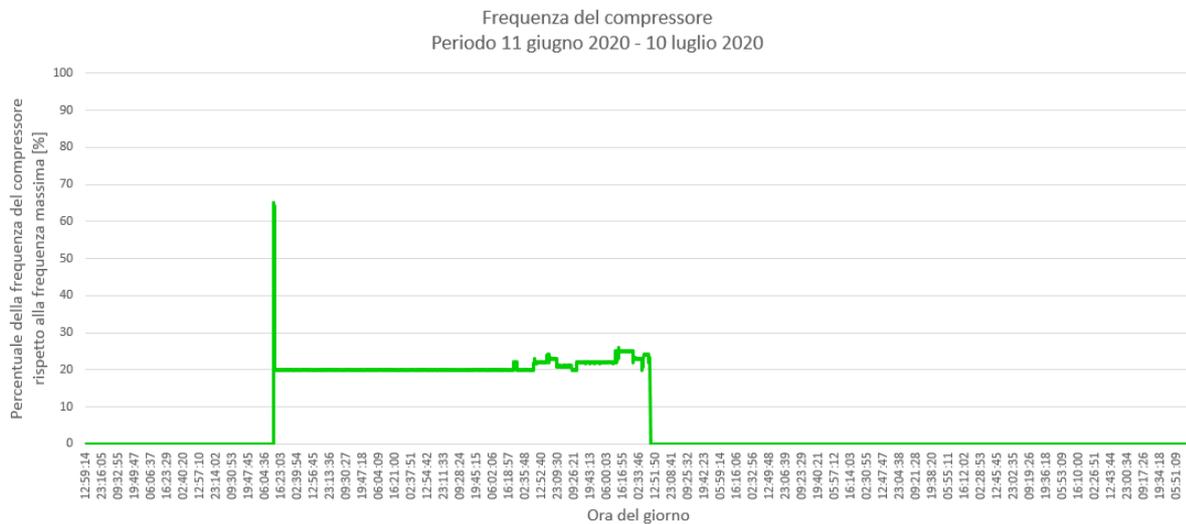


Figura 56: andamento della percentuale di frequenza del compressore rispetto alla frequenza massima di funzionamento nel periodo 11 giugno 2020 - 10 luglio 2020

Invece l'andamento nel tempo della velocità di rotazione della pompa 2 (quella che fa circolare il fluido termovettore nelle serpentine posizionate nel terreno) è:

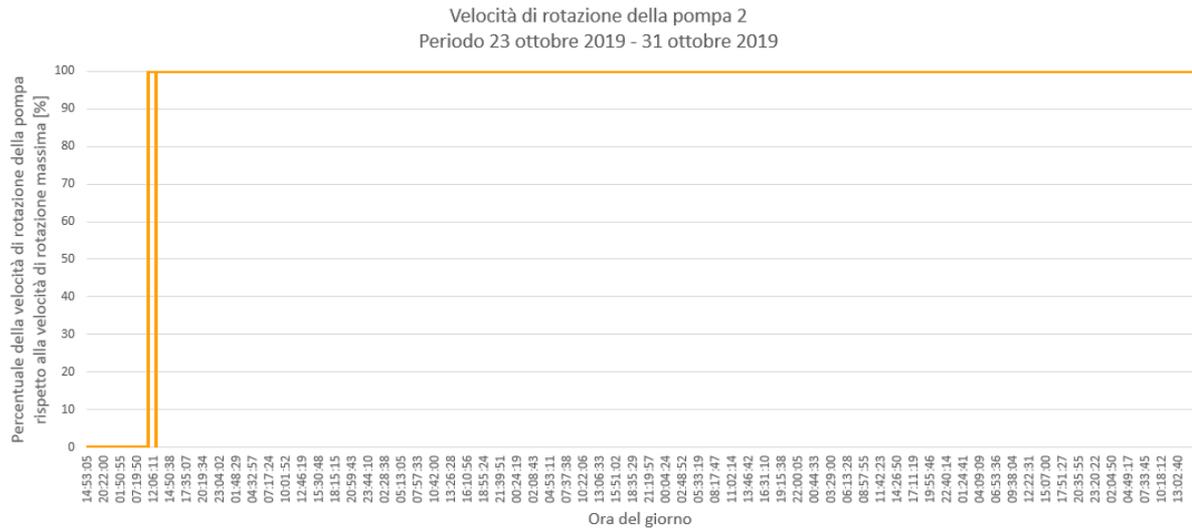


Figura 57: andamento della percentuale di velocità di rotazione della pompa 2 rispetto alla velocità di rotazione massima di funzionamento nel periodo 23 ottobre 2019 - 31 ottobre 2019

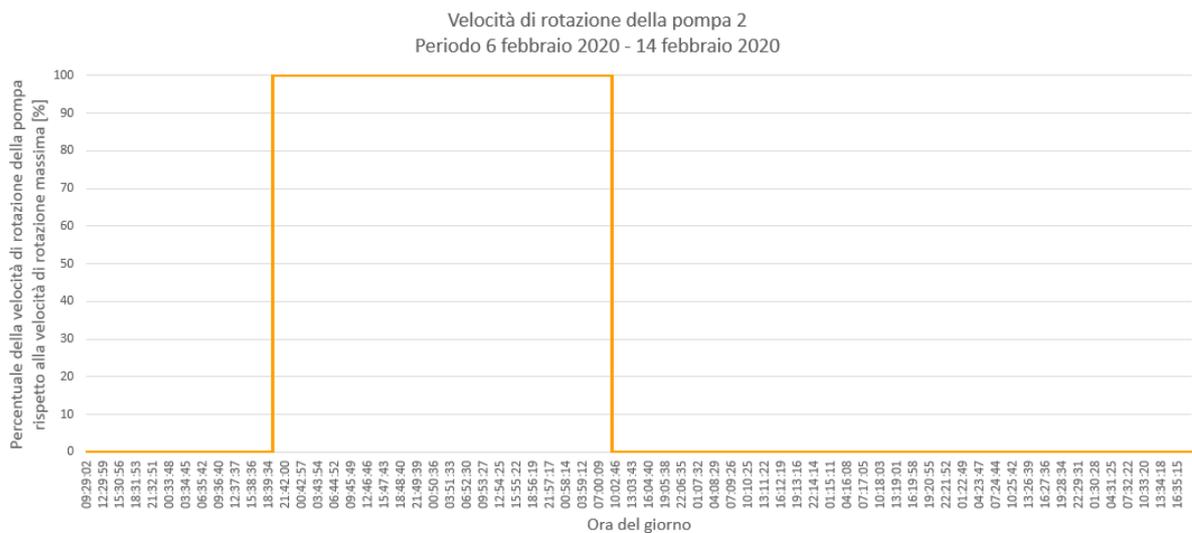


Figura 58: andamento della percentuale di velocità di rotazione della pompa 2 rispetto alla velocità di rotazione massima di funzionamento nel periodo 6 febbraio 2020 - 14 febbraio 2020



Figura 59: andamento della percentuale di velocità di rotazione della pompa 2 rispetto alla velocità di rotazione massima di funzionamento nel periodo 11 giugno 2020 - 10 luglio 2020

Immediatamente si nota che per periodi prolungati la pompa di calore non è attiva. Infatti per esempio nel periodo 6 febbraio 2020 - 14 febbraio 2020 si vede che inizialmente il valore della frequenza del compressore è nullo; poi essa procede seguendo dei cicli di accensione e spegnimento molto ravvicinati e infine si annulla nuovamente. Quindi prima di elaborare i dati sono stati tralasciati quelli corrispondenti ai periodi in cui la macchina non era funzionante.

Confrontato i grafici della frequenza del compressore con quelli relativi alla velocità di rotazione della pompa si nota che i periodi di funzionamento corrispondono. Quindi quando si accende la pompa di circolazione del fluido termovettore nel circuito di scambio termico con il terreno, si accende anche il compressore. Da ciò si capisce che nel periodo estivo non viene eseguito il free cooling, ossia il raffreddamento dell'ambiente senza accendere la macchina ma sfruttando semplicemente il freddo accumulato nel terreno. La differenza fra gli andamenti del compressore e quelli della pompa 2 è nel fatto che la pompa non segue cicli di accensione e spegnimento. Una volta che si attiva funziona a velocità costante. Essendo la velocità di rotazione della pompa costante durante le prove, la portata di fluido termovettore nel circuito di scambio termico con il terreno è costante. Al termine dei cicli ripetuti di accensione e spegnimento del compressore allora la pompa si spegne. All'accensione nel periodo 23 ottobre 2019 - 31 ottobre 2019 si nota una piccola anomalia: la pompa si attiva per poi subito spegnersi e riattivarsi nuovamente. Tale anomalia si riscontra anche nella frequenza del compressore, in quanto al posto di stabilizzarsi subito dopo il primo picco, ha necessità di un ulteriore pico intermedio, cosa che non accade negli altri due periodi di misurazione.

Essendo che ci si vuole focalizzare sullo scambio termico con il terreno, i dati presi in considerazione sono quelli relativi ai periodi in cui la pompa 2 è accesa; gli altri dati vengono scartati. Quando la pompa si spegne non si ha scambio termico rilevante.

La formula empirica sviluppata dall'ASHRAE è la seguente³⁸:

38 Fonte: - R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit.

$$\ell = \frac{\dot{Q}_a \cdot R_{ga} + \dot{Q}_{g,h_d} \cdot [R_b + (PLF_{m,h_d} \cdot R_{g,m}) + (R_{g,d} \cdot F_{sc})]}{\theta_g - \left(\frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2} \right)_{c_D} - \theta_p} \quad (III.I)$$

dove i simboli hanno il seguente significato:

- ℓ → lunghezza della perforazione verticale [m];
- \dot{Q}_a → flusso termico medio annuo scambiato con il terreno [W];
- \dot{Q}_{g,h_d} → flusso termico ceduto dal terreno al fluido termovettore in condizioni di progetto [W];
- PLF_{m,h_d} → fattore di carico parziale [adimensionale];
- F_{sc} → fattore di perdita per possibile cortocircuito termico nello scambiatore di calore con il terreno fra la serpentina di mandata e la serpentina di ritorno [adimensionale];
- R_b → resistenza termica globale della serpentina con il terreno [(m·K)/W];
- R_{ga} → resistenza termica efficace del sottosuolo riferita all'impulso annuale [(m·K)/W];
- R_{gm} → resistenza termica efficace del sottosuolo riferita all'impulso mensile [(m·K)/W];
- R_{gd} → resistenza termica efficace del sottosuolo riferita all'impulso giornaliero [(m·K)/W];
- θ_g → temperatura del terreno indisturbato [°C];
- θ_{wi} → temperatura del fluido termovettore in ingresso allo scambiatore con il terreno [°C];
- θ_{wo} → temperatura del fluido termovettore in uscita dallo scambiatore con il terreno [°C];
- θ_p → temperatura di penalizzazione che indica la variazione di temperatura sul lungo periodo dovuta alla nuova condizione di equilibrio su cui si assesta il terreno [°C];
- pedice h_d → periodo di riscaldamento dell'edificio (funzionamento come pompa di calore).

Nella relazione i flussi termici sono considerati positivi se il calore è ceduto al fluido termovettore (il terreno si raffredda); essi sono negativi se il calore è ceduto al terreno (il terreno si riscalda).

Dalla relazione sopra si vuole esplicitare R_b .

Nel caso in esame dallo schema della configurazione delle sonde si ricava che le serpentine hanno le seguenti lunghezze:

	Lunghezza [m]
Serpentina sinistra	27,58
Serpentina centrale	27,58
Serpentina destra	28,10

Le diciture «serpentina sinistra», «serpentina centrale» e «serpentina destra» fanno

riferimento alla figura 51.

I dati a disposizione sono relativi a prove effettuate con la serpentina centrale e quella destra in serie. Quindi la lunghezza totale è pari a:

$$\ell = 27,58 \text{ m} + 28,10 \text{ m} = 55,68 \text{ m} \quad (\text{III.II})$$

Per calcolare i flussi termici scambiati con il terreno si procede come illustrato di seguito. Si calcola l'intervallo di temperatura fra l'ingresso e l'uscita del fluido termovettore dallo scambiatore con il terreno che è formato dalla serpentina centrale e dalla serpentina destra collegate in serie:

$$\Delta\theta = \theta_{BT11} - \theta_{BT10} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{funzionamento come pompa di calore}) \quad (\text{III.III})$$

$$\Delta\theta = \theta_{BT12} - \theta_{BT10} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (\text{funzionamento come macchina frigorifera}) \quad (\text{III.IV})$$

Questo calcolo è stato fatto per ogni misurazione.

Si sa che il calore specifico della miscela acqua - glicole propilenico al 25 % in volume è pari a³⁹ $3,98 \cdot 10^3 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$. Quindi si può calcolare il calore per unità di massa scambiato nei vari intervalli temporali di misurazione:

$$q = c \cdot \Delta\theta \quad [\text{J}/\text{kg}] \quad (\text{III.V})$$

La velocità di rotazione della pompa che muove il fluido termovettore nello scambiatore col terreno è costante. Quindi la portata di fluido è costante. I valori di portata sono i seguenti⁴⁰:

	Portata [kg/s]
Periodo 23 ottobre 2019 - 31 ottobre 2019	0,131
Periodo 6 febbraio 2020 - 14 febbraio 2020	0,131
Periodo 11 giugno 2020 - 10 luglio 2020	0,123

Si può così calcolare la potenza termica media nei determinati intervalli di tempo fra le misurazioni:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot q \quad [\text{W}] \quad (\text{III.VI})$$

Facendo una media della potenza termica scambiata nei tre archi temporali di acquisizione dati, negli intervalli temporali in cui la pompa 2 è accesa:

	Potenza termica media [W]
Periodo 23 ottobre 2019 - 31 ottobre 2019	1597
Periodo 6 febbraio 2020 - 14 febbraio 2020	598
Periodo 11 giugno 2020 - 10 luglio 2020	14223

39 Fonte: Conseil européen pour la recherche nucléaire - Cern, <https://detector-cooling.web.cern.ch/data/Table%208-3-1.htm>, ultimo accesso: 2 aprile 2022.

40 Fonte: - M. Ciccullo, op. cit.

	Potenza termica media [W]
Pompa di calore	1098
Macchina frigorifera	14223

Quindi:

$$\dot{Q}_{g,h_D} = 1098 \text{ W}$$

e

$$\begin{aligned} \dot{Q}_a &= \frac{\dot{Q}_{g,h_D} \cdot t_h + \dot{Q}_{g,c_D} \cdot t_c}{t_h + t_c} = \\ &= \frac{1098 \text{ W} \cdot 6 \text{ mesi} - 14223 \text{ W} \cdot 3 \text{ mesi}}{6 \text{ mesi} + 3 \text{ mesi}} = -4009 \text{ W} \end{aligned} \quad (\text{III.VII})$$

dove \dot{Q}_{g,h_D} è il flusso termico ceduto dal terreno al fluido termovettore in condizioni di progetto nel funzionamento come pompa di calore e \dot{Q}_{g,c_D} è il flusso termico ceduto dal fluido termovettore al terreno in condizioni di progetto nel funzionamento come macchina frigorifera. t_h e t_c sono i periodi dell'anno in cui la macchina funziona rispettivamente come pompa di calore e come macchina frigorifera, cioè $t_h = 6 \text{ mesi}$ (da ottobre a marzo) e $t_c = 3 \text{ mesi}$ (da giugno ad agosto). Ovviamente i flussi sono sempre indicati secondo la convenzione di ASHRAE detta prima, ossia un flusso negativo fa riscaldare il terreno e un flusso positivo lo fa raffreddare.

Il flusso termico medio annuo è dunque pari a -4009 W . Il fatto che è negativo vuol dire che durante l'anno il calore ceduto al terreno è maggiore rispetto a quello prelevato.

La pompa di calore lavora sempre al carico previsto da progetto (la macchina in questione è un'applicazione sperimentale) quindi $PLF_{m,h_D} = 1$.

Per scegliere il valore del parametro F_{sc} si fa riferimento alla seguente tabella⁴¹:

Portata per unità di potenza [kg/(s·kW)]	Numero di scambiatori in serie	F_{sc} [adimensionale]
0,036	1	1,06
	2	1,03
	3	1,02
0,054	1	1,04
	2	1,02
	3	1,01

Le due porzioni di muro energetico in questione (serpentina centrale e serpentina a destra) vengono considerate come due sonde verticali in serie. Quindi nella tabella sopra il numero di scambiatori in serie è 2.

41 Fonte: - R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit.

Nel caso in esame la portata per unità di potenza è:

$$\frac{\dot{m}_{h_D}}{\dot{Q}_{g,h_D}} = \frac{0,131 \text{ kg/s}}{1098 \text{ W}} = 0,000119 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{W}} = 0,119 \frac{\text{kg}}{\text{s} \cdot \text{kW}} \quad (\text{III.VIII})$$

dove \dot{m}_{h_D} è la portata massica nel funzionamento come pompa di calore.

Il valore trovato non c'è nella tabella; per questo motivo si fa un'interpolazione lineare doppia. Si ottiene $F_{sc} = 0,984$.

Le resistenze termiche efficaci del sottosuolo R_{ga} , R_{gm} e R_{gd} servono per tenere in conto gli effetti che si hanno sul lungo, medio e breve termine. Infatti come già ampiamente detto in precedenza, scambiando ripetutamente energia termica con il terreno, esso si porta a una nuova condizione di equilibrio termico diversa da quella iniziale. Per determinare queste tre resistenze termiche si usa la soluzione formulata da Carslaw⁴² e Jaeger⁴³ per un campo di temperatura intorno a una superficie cilindrica immersa in un solido infinito e soggetta ad un flusso termico per unità di area uniforme e costante⁴⁴. Dopo aver calcolato i numeri di Fourier per i tre impulsi, si calcolano i G-factor relativi alla soluzione di Carslaw e Jaeger, per poi utilizzarli per calcolare le tre resistenze termiche cercate.

I tre impulsi che si considerano sono:

Impulso annuo	10 anni = 3650 giorni
Impulso mensile	30 giorni
Impulso giornaliero	6 ore = 0,25 giorni

Per calcolare i numeri di Fourier si utilizzano tre durate dell'impulso:

$$\begin{aligned} \tau_1 &= 3650 \text{ giorni} \\ \tau_2 &= 3650 \text{ giorni} + 30 \text{ giorni} = 3680 \text{ giorni} \\ \tau_f &= 3650 \text{ giorni} + 30 \text{ giorni} + 0,25 \text{ giorni} = 3680,25 \text{ giorni} \end{aligned}$$

42 Horatio Scott Carslaw (Helensburg 1870 - Bowral 1954): matematico, insegnò all'università di Sydney; ha studiato l'applicazione delle serie e degli integrali di Fourier alla teoria della conduzione del calore; è famoso per aver scritto insieme a J. C. Jaeger l'opera *Conduction of heat in solids* in cui si illustra la soluzione per un campo di temperatura intorno a una superficie cilindrica immersa in un solido infinito e soggetta ad un flusso termico per unità di area uniforme e costante.

Fonti: - University of Glasgow, <https://universitystory.gla.ac.uk/biography/?id=WH9406&type=P>, ultimo accesso: 10 aprile 2022;
- Wikipedia, https://en.wikipedia.org/wiki/Horatio_Scott_Carslaw, ultimo accesso: 10 aprile 2022.

43 John Conrad Jaeger (Sydney 1907 - Canberra 1979): matematico e fisico, insegnò all'università della Tasmania, all'università di Sydney e all'università nazionale australiana; i suoi interessi spaziarono in molti ambiti, dall'ingegneria, alla fisica e alla matematica teoriche fino all'informatica e alla geofisica; è famoso per aver scritto insieme a H. S. Carslaw l'opera *Conduction of heat in solids* in cui si illustra la soluzione per un campo di temperatura intorno a una superficie cilindrica immersa in un solido infinito e soggetta ad un flusso termico per unità di area uniforme e costante.

Fonti: - Australian national university - research school of earth sciences, <https://earthsciences.anu.edu.au/about/history/professor-john-conrad-jaeger>, ultimo accesso: 10 aprile 2022;
- Wikipedia, https://en.wikipedia.org/wiki/John_Conrad_Jaeger, ultimo accesso: 10 aprile 2022.

44 Fonte: - R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit.

L'Energy center lab sorge nella zona sud-ovest della città di Torino. Il terreno fino alla profondità di 5 m è costituito da un insieme di sabbia fine e ghiaia piccola⁴⁵. Le proprietà fisiche di questa tipologia di terreno sono (si è fatta una media dei valori della ghiaia e della sabbia umide e secche)⁴⁶:

Densità ρ_g [kg/m ³]		2,7·10 ³
Conducibilità termica λ_g [W/(m·K)]		1,25
Calore specifico c_g	[J/(m ³ ·K)]	1975·10 ³
	[J/(kg·K)]	731,48

La diffusività termica si calcola nel seguente modo:

$$\alpha_g = \frac{\lambda_g}{\rho_g \cdot c_g} = \frac{1,25 \frac{W}{m \cdot K}}{2,7 \cdot 10^3 \frac{kg}{m^3} \cdot 731,48 \frac{J}{kg \cdot K}} = 6,33 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s} \quad (III.IX)$$

Per calcolare i numeri di Fourier serve il diametro della perforazione della sonda verticale. Le sonde hanno un diametro di 20 mm e uno spessore di 2,0 mm. Si assume quindi che il diametro di perforazione sia pari a:

$$D_b = 20 \cdot 10^{-3} m + 2,0 \cdot 10^{-3} m \cdot 2 = 24 \cdot 10^{-3} m \quad (III.X)$$

I corrispondenti numeri di Fourier sono:

$$Fo_1 = \frac{4 \cdot \alpha_g \cdot (\tau_f - \tau_1)}{D_b^2} = \quad (III.XI)$$

$$= \frac{4 \cdot 6,33 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s} \cdot (3680,25 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60 s - 3650 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60 s)}{(22 \cdot 10^{-3} m)^2} = 11489,0$$

$$Fo_2 = \frac{4 \cdot \alpha_g \cdot (\tau_f - \tau_2)}{D_b^2} = \quad (III.XII)$$

$$= \frac{4 \cdot 6,33 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s} \cdot (3680,25 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60 s - 3680 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60 s)}{(22 \cdot 10^{-3} m)^2} = 95,0$$

$$Fo_f = \frac{4 \cdot \alpha_g \cdot \tau_f}{D_b^2} = \quad (III.XIII)$$

45 Fonte: - S. Goffi, *Relazione geologica. Zona urbana di trasformazione. Ambito 12.34. Centrale del latte. Sub-ambito 1*, Città di Torino (2015), <http://www.comune.torino.it/ambiente/bm~doc/relazione-geologica---emissione-02---giugno-2015.pdf>, ultimo accesso: 21 marzo 2022.

46 Fonte: - R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit.

$$= \frac{4 \cdot 6,33 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s} \cdot 3680,25 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60 s}{(22 \cdot 10^{-3} m)^2} = 1397759,0$$

I G-factor si possono ottenere visivamente tramite un grafico in cui è rappresentata la funzione G ; si entra nel grafico con il numero di Fourier, e si legge il valore del G-factor corrispondente sull'asse delle ascisse. Al posto di utilizzare il grafico si può anche utilizzare la seguente relazione:

$$G = 0,0758 \cdot \ln(Fo) + 0,1009 \quad (\text{III.XIV})$$

Si ottengono i seguenti G-factor:

$$G_1 = 0,810$$

$$G_2 = 0,446$$

$$G_f = 1,173$$

A questo punto si possono calcolare le resistenze termiche efficaci del sottosuolo R_{ga} , R_{gm} e R_{gd} :

$$R_{ga} = \frac{G_f - G_1}{\lambda_g} = \frac{1,187 - 0,823}{1,25 \frac{W}{m \cdot K}} = 0,2904 \frac{m \cdot K}{W} \quad (\text{III.XV})$$

$$R_{gm} = \frac{G_1 - G_2}{\lambda_g} = \frac{0,823 - 0,459}{1,25 \frac{W}{m \cdot K}} = 0,2912 \frac{m \cdot K}{W} \quad (\text{III.XVI})$$

$$R_{gd} = \frac{G_2}{\lambda_g} = \frac{0,459}{1,25 \frac{W}{m \cdot K}} = 0,3568 \frac{m \cdot K}{W} \quad (\text{III.XVII})$$

La temperatura del terreno indisturbato nel comune di Torino è circa $14 \text{ }^\circ\text{C}$ ⁴⁷. La temperatura del fluido termovettore in ingresso allo scambiatore con il terreno è $11,17 \text{ }^\circ\text{C}$ (media dei dati misurati dal sensore *BT11*); la temperatura del fluido termovettore in uscita dallo scambiatore con il terreno è $11,89 \text{ }^\circ\text{C}$ (media dei dati misurati dal sensore *BT10*). La temperatura di penalizzazione è stata scelta considerando il fatto che il carico termico è sbilanciato annualmente sul funzionamento come macchina frigorifera. La temperatura di penalizzazione stimata è di $8,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ⁴⁸.

A questo punto dopo si può calcolare R_b dopo averla esplicitata dalla formula empirica dell'ASHRAE, dato che sono noti tutti i valori dei parametri che compaiono.

47 Fonte: Secondamano, <https://www.secondamanoitalia.it/vivere/la-metro-geotermica-di-torino/>, ultimo accesso: 14 aprile 2022.

48 Fonte: Core, <https://core.ac.uk/download/pdf/11199318.pdf>, ultimo accesso: 27 marzo 2022.

$$\begin{aligned}
R_b &= \frac{\left[\theta_g - \left(\frac{\theta_{wi} + \theta_{wo}}{2} \right)_{c_D} - \theta_p \right] \cdot L - \dot{Q}_a \cdot R_{ga}}{\dot{Q}_{g,h_D}} - PLF_{m,h_D} \cdot R_{g,m} - R_{g,d} \cdot F_{sc} = \quad \text{(III.XVIII)} \\
&= \frac{\left[14 \text{ }^\circ\text{C} - \left(\frac{11,17 \text{ }^\circ\text{C} + 11,89 \text{ }^\circ\text{C}}{2} \right) - 2,09 \text{ }^\circ\text{C} \right] \cdot 55,68 \text{ m} - (-4009 \text{ W}) \cdot 0,2904 \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}}}{1098 \text{ W}} + \\
&\quad - 1 \cdot 0,2912 \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}} - 0,3568 \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}} \cdot 0,984 = 0,1122 \frac{\text{m} \cdot \text{K}}{\text{W}}
\end{aligned}$$

Ora si ripete il calcolo mediante relazioni che non sono empiriche come la formula dell'ASHRAE, ma sono teoriche.

Innanzitutto le proprietà del fluido termovettore che scorre nelle serpentine di scambio termico con il terreno sono⁴⁹:

Densità ρ_f [kg/m ³]	1024
Viscosità dinamica μ_f [N·s/m ²]	$2,86 \cdot 10^{-3}$
Conducibilità termica λ_f [W/(m·K)]	0,478
Calore specifico c_f [J/(kg·K)]	$3,98 \cdot 10^3$

Il diametro delle serpentine è $20 \cdot 10^{-3}$ m. L'area della sezione della serpentina è $3,14 \cdot 10^{-4}$ m².

La velocità media del fluido termovettore nelle serpentine si ricava in questo modo:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{h_D} &= \rho_f \cdot A_s \cdot U \quad \rightarrow \quad U = \frac{\dot{m}_{h_D}}{\rho_f \cdot A_s} = \frac{0,131 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1024 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2} \quad \text{(III.XIX)} \\
&= 0,407 \frac{\text{m}}{\text{s}}
\end{aligned}$$

Si calcolano adesso il numero di Reynolds e il numero di Prandtl:

49 Fonte: Conseil européen pour la recherche nucléaire - Cern, <https://detector-cooling.web.cern.ch/data/Table%208-3-1.htm>, ultimo accesso: 2 aprile 2022.

$$Re = \frac{\rho_f \cdot U \cdot D_s}{\mu_f} = \frac{1024 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,407 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{2,86 \cdot 10^{-3} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}} = 2914 \quad (\text{III.XX})$$

$$Pr = \frac{c_f \cdot \mu_f}{\lambda_f} = \frac{3,98 \cdot 10^3 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 2,86 \cdot 10^{-3} \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}}{0,478 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} = 23,81 \quad (\text{III.XXI})$$

Nei fluidi che scorrono in condotti circolari con moto completamente sviluppato, il numero di Reynolds critico è 2300⁵⁰. Quindi:

$Re < 2300 \quad \rightarrow \quad \text{moto laminare}$

$Re > 2300 \quad \rightarrow \quad \text{moto turbolento}$

Ovviamente per numeri di Reynolds di poco superiori a 2300 come nel caso in esame, il moto del fluido tende ad avvicinarsi alla turbolenza, restando non ancora completamente turbolento. La turbolenza completa si ha per numeri di Reynolds maggiori di 10000.

Con l'equazione di Dittus e Boelter⁵¹ si può calcolare il numero di Nusselt:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{\frac{4}{5}} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot 2914^{\frac{4}{5}} \cdot 23,81^{0,4} = 51,04 \quad (\text{III.XXII})$$

Bisogna dire che la formula è stata verificata sperimentalmente per:

$$0,6 \leq Pr \leq 160$$

$$Re \geq 10000$$

$$\frac{L}{D_s} \geq 10$$

Nel caso in esame $Pr = 23,81$, $Re = 2914$ e $\frac{L}{D_s} = \frac{55,68 \text{ m}}{20 \cdot 10^{-3} \text{ m}} = 2784$. Quindi

l'unica condizione che non è stata verificata sperimentalmente è il numero di Reynolds che è troppo basso. Il moto comunque è orientato alla turbolenza. In questi casi l'errore generato dall'equazione di Dittus e Boelter può arrivare fino al 25 %. Dunque bisogna tenere conto che può verificarsi un errore di questa portata e quindi il risultato finale dei calcoli successivi non sarà molto accurato.

Sapendo che:

$$Nu = \frac{h \cdot D_s}{\lambda_f} \quad (\text{III.XXIII})$$

si può ricavare il coefficiente di scambio termico convettivo h fra il fluido e la serpentina:

⁵⁰ Fonte: - F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, A. S. Lavine, *Foundations of heat transfer* (Singapore, John Wiley & Sons, 2013).

⁵¹ L'equazione è valida per fluidi con moto turbolento completamente sviluppato in condotti circolari lisci.

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{D_s} = \frac{51,04 \cdot 0,478 \frac{W}{m \cdot K}}{20 \cdot 10^{-3} m} = 1219,9 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (\text{III.XXIV})$$

Lo spessore radiale della serpentina è 2,0 mm. Il diametro interno è 20 mm. Quindi il diametro esterno è 24 mm.

Dimensioni della sezione circolare della serpentina	
Spessore [m]	$2,0 \cdot 10^{-3}$
Diametro interno $D_{s,i}$ [m]	$20 \cdot 10^{-3}$
Raggio interno $r_{s,i}$ [m]	$10 \cdot 10^{-3}$
Diametro esterno $D_{s,e}$ [m]	$24 \cdot 10^{-3}$
Raggio esterno $r_{s,e}$ [m]	$12 \cdot 10^{-3}$

Il materiale con cui sono fatte le serpentine di scambio termico con il terreno è conosciuto commercialmente come «Rautherm s»; esso è una tipologia di polietilene reticolato. La sua conducibilità termica è $0,35 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})^{52}$.

Così si hanno tutti i dati per calcolare la resistenza termica R_b della serpentina con il terreno:

$$R_b = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot h \cdot r_{s,i}} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{r_{s,e}}{r_{s,i}} = \quad (\text{III.XXV})$$

$$= \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 1219,9 \cdot \frac{W}{m^2 \cdot K} \cdot 10 \cdot 10^{-3} m} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{12 \cdot 10^{-3} m}{10 \cdot 10^{-3} m} = 0,0960 \frac{m \cdot K}{W}$$

Lo scarto percentuale fra il valore stimato approssimando il metodo ASHRAE e il valore calcolato mediante le relazioni teoriche è:

$$\text{scarto percentuale} = \frac{R_{b,ASHRAE} - R_{b,teoria}}{R_{b,teoria}} \cdot 100 = \quad (\text{III.XXVI})$$

$$= \frac{0,1122 \frac{m \cdot K}{W} - 0,0960 \frac{m \cdot K}{W}}{0,0960 \frac{m \cdot K}{W}} \cdot 100 = 16,9 \%$$

Quindi il valore calcolato con il metodo ASHRAE è più grande del 16,9 % rispetto al valore teorico.

La differenza di valori si può dire accettabile, considerando le varie approssimazioni usate e anche l'incertezza del valore del numero di Nusselt dovuta al moto non completamente turbolento del fluido termovettore nelle serpentine.

Uno dei limiti è il fatto che i dati disponibili si hanno solo per il funzionamento in serie della

52 Fonte: Rehau, <https://www.rehau.com/downloads/357396/ti-sistemi-radianti-parte-1-tubazioni-e-sistemi-di-posa.pdf>, ultimo accesso: 15 aprile 2022.

serpentina centrale e di quella a destra nella figura 51. Esse hanno una diversa configurazione (una a disposizione orizzontale e l'altra a disposizione verticale). Funzionando in serie non si può studiare se sia meglio una o l'altra disposizione. Infatti avendo solo a disposizione la temperatura di ingresso alle sonde e quella in uscita, non si sa se il flusso termico scambiato è uniforme oppure se si scambia più calore nella disposizione orizzontale oppure in quella verticale.

Una criticità presente nell'applicazione del metodo ASHRAE è la stima della temperatura di penalizzazione θ_p che va a creare un nuovo equilibrio termico del terreno sul lungo periodo. Infatti questo parametro si calcola empiricamente mediante stime create appositamente per sonde geotermiche verticali. Andando ad applicarle su un muro energetico tendono a perdere precisione e a fornire risultati molto poco accurati. Normalmente i valori delle temperature di penalizzazione sono compresi fra 0,4 °C e 6 °C. Si deve anche dire che le sonde verticali sono disposte a 6 m o 8 m l'una dall'altra. Il muro energetico presenta la serpentina che ha i vari tratti molto più vicini uno con l'altro (0,30 m). Per questo motivo la parte di terreno intorno al muro energetico ha una densità di potenza scambiata maggiore rispetto al caso di sonde verticali. Quindi il terreno resta più influenzato sul lungo periodo. Per questo motivo il valore di θ_p scelto nel caso in esame è 8,5 °C.

Conclusioni

Le pompe di calore si presentano come una tecnologia innovativa dal punto di vista dell'uso dell'energia. Con esse si può sfruttare il calore a bassa temperatura di cui si ha una larga disponibilità in natura. Come tutte le tecnologie presentano un impatto sull'ambiente naturale, soprattutto dal punto di vista dell'inquinamento termico. Quindi come tutte le tecnologie anche le pompe di calore devono essere usate con buon senso e deve essere tenuto sempre in conto l'impatto ambientale che hanno nella specifica situazione.

In determinati casi le pompe di calore sono molto competitive. In particolare lo sono le pompe di calore geotermiche, in quanto il sottosuolo è disponibile come sorgente termica in tutto il pianeta. Il possibile abbinamento a elementi strutturali rende le pompe di calore ancora più ricche di possibili applicazioni. Tuttora non esistono ancora metodi specifici per lo studio dello scambio termico con il terreno delle macchine abbinata a elementi strutturali. Si è visto però che con alcune semplificazioni i metodi creati per le sonde geotermiche verticali si possono adattare alle macchine abbinata a elementi strutturali. Così facendo si commettono ancora errori non propriamente trascurabili, tuttavia nelle applicazioni in cui non è richiesta estrema precisione possono andare bene. Infatti l'applicazione delle pompe di calore maggiormente diffusa al giorno d'oggi è la climatizzazione degli edifici. Questa applicazione non necessita di precisioni eccessive nei risultati, quindi si possono usare delle stime come quella effettuata nella parte finale di questo elaborato.

Ciò che comunque è necessario tenere in mente è che queste soluzioni sono applicabili senza problemi solamente agli edifici di nuova costruzione. Per quanto riguarda gli interventi di ammodernamento e sostituzione di impianti di climatizzazione obsoleti su edifici esistenti, raramente queste tecnologie descritte risultano applicabili senza andare a modificare invasivamente l'edificio già esistente.

Appendice I

Valori di GWP (global warming potential) di alcuni fluidi refrigeranti usati attualmente o usati in passato (estratto del regolamento (UE) n. 517/2014).

ALLEGATO I

GAS FLUORURATI A EFFETTO SERRA DI CUI ALL'ARTICOLO 2, PUNTO 1

Sostanza			GWP (1)
Designazione industriale	Denominazione chimica (nome comune)	Formula chimica	
Sezione 1: Idrofluorocarburi (HFC)			
HFC-23	Trifluorometano (fluoroform)	CHF ₃	14 800
HFC-32	Difluorometano	CH ₂ F ₂	675
HFC-41	Fluorometano (metilfluoruro)	CH ₃ F	92
HFC-125	Pentafluoretano	CHF ₂ CF ₃	3 500
HFC-134	1,1,2,2-tetrafluoroetano	CHF ₂ CHF ₂	1 100
HFC-134a	1,1,1,2-tetrafluoroetano	CH ₂ FCF ₃	1 430
HFC-143	1,1,2-trifluoroetano	CH ₂ FCHF ₂	353
HFC-143a	1,1,1-trifluoroetano	CH ₃ CF ₃	4 470
HFC-152	1,2-difluoretano	CH ₂ FCH ₂ F	53
HFC-152a	1,1-difluoretano	CH ₃ CHF ₂	124
HFC-161	Fluoretano (etilfluoruro)	CH ₃ CH ₂ F	12
HFC-227ea	1,1,1,2,3,3,3-eptafluoropropano	CF ₃ CHF ₂ CF ₃	3 220
HFC-236cb	1,1,1,2,2,3-esafuoropropano	CH ₂ FCF ₂ CF ₃	1 340
HFC-236ea	1,1,1,2,3,3-esafuoropropano	CHF ₂ CHF ₂ CF ₃	1 370
HFC-236fa	1,1,1,3,3,3-esafuoropropano	CF ₃ CH ₂ CF ₃	9 810
HFC-245ca	1,1,2,2,3-pentafluoropropano	CH ₂ FCF ₂ CHF ₂	693
HFC-245fa	1,1,1,3,3-pentafluoropropano	CHF ₂ CH ₂ CF ₃	1 030

Sostanza			GWP ⁽¹⁾
Designazione industriale	Denominazione chimica (nome comune)	Formula chimica	
HFC-365 mfc	1,1,1,3,3-pentafluorobutano	CF ₃ CH ₂ CF ₂ CH ₃	794
HFC-43-10 mee	1,1,1,2,2,3,4,5,5,5-decafluoropentano	CF ₃ CHFCHFCF ₂ CF ₃	1 640

Sezione 2: Perfluorocarburi (PFC)

PFC-14	Tetrafluorometano (perfluorometano, carbontetrafluoruro)	CF ₄	7 390
PFC-116	Esfluoretano (perfluoroetano)	C ₂ F ₆	12 200
PFC-218	Ottafluoropropano (perfluoropropano)	C ₃ F ₈	8 830
PFC-3-1-10 (R-31-10)	Decafluorobutano (perfluorobutano)	C ₄ F ₁₀	8 860
PFC-4-1-12 (R-41-12)	Dodecafluoropentano (perfluoropentano)	C ₅ F ₁₂	9 160
PFC-5-1-14 (R-51-14)	Tetradecafluoroesano (perfluoroesano)	C ₆ F ₁₄	9 300
PFC-c-318	Ottafluorociclobutano (perfluorociclobutano)	c-C ₄ F ₈	10 300

Sezione 3: Altri composti perfluorurati

	Esfluoruro di zolfo	SF ₆	22 800
--	---------------------	-----------------	--------

⁽¹⁾ Sulla base della quarta relazione di valutazione adottata dal gruppo di esperti intergovernativo sui cambiamenti climatici (IPCC), se non altrimenti indicato.

ALLEGATO II

ALTRI GAS FLUORURATI A EFFETTO SERRA SOGGETTI A OBBLIGO DI COMUNICAZIONE AI SENSI DELL'ARTICOLO 19

Sostanza		GWP (1)
Nome comune/designazione industriale	Formula chimica	
Sezione 1: Idro(cloro)fluorocarburi insaturi		
HFC-1234yf	$\text{CF}_3\text{CF} = \text{CH}_2$	4 ^{Fn (2)}
HFC-1234ze	trans — $\text{CHF} = \text{CHCF}_3$	7 ^{Fn2}
HFC-1336mzz	$\text{CF}_3\text{CH} = \text{CHCF}_3$	9
HCFC-1233zd	$\text{C}_3\text{H}_2\text{ClF}_3$	4,5
HCFC-1233xf	$\text{C}_3\text{H}_2\text{ClF}_3$	1 ^{Fn (3)}
Sezione 2: Eteri e alcoli fluorurati		
HFE-125	CHF_2OCF_3	14 900
HFE-134 (HG-00)	$\text{CHF}_2\text{OCHF}_2$	6 320
HFE-143a	CH_3OCF_3	756
HCFE-235da2 (isofluorano)	$\text{CHF}_2\text{OCHClCF}_3$	350
HFE-245cb2	$\text{CH}_3\text{OCF}_2\text{CF}_3$	708
HFE-245fa2	$\text{CHF}_2\text{OCH}_2\text{CF}_3$	659
HFE-254cb2	$\text{CH}_3\text{OCF}_2\text{CHF}_2$	359
HFE-347 mcc3 (HFE-7000)	$\text{CH}_3\text{OCF}_2\text{CF}_2\text{CF}_3$	575
HFE-347pcf2	$\text{CHF}_2\text{CF}_2\text{OCH}_2\text{CF}_3$	580
HFE-356pcc3	$\text{CH}_3\text{OCF}_2\text{CF}_2\text{CHF}_2$	110
HFE-449sl (HFE-7100)	$\text{C}_4\text{F}_9\text{OCH}_3$	297
HFE-569sf2 (HFE-7200)	$\text{C}_4\text{F}_9\text{OC}_2\text{H}_5$	59

Sostanza		GWP (!)
Nome comune/designazione industriale	Formula chimica	
HFE-43-10pccc124 (H-Galden 1040x) HG-11	$\text{CHF}_2\text{OCF}_2\text{OC}_2\text{F}_4\text{OCHF}_2$	1 870
HFE-236ca12 (HG-10)	$\text{CHF}_2\text{OCF}_2\text{OCHF}_2$	2 800
HFE-338pcc13 (HG-01)	$\text{CHF}_2\text{OCF}_2\text{CF}_2\text{OCHF}_2$	1 500
HFE-347mmy1	$(\text{CF}_3)_2\text{CFOCH}_3$	343
2,2,3,3,3-pentafluoropropanolo	$\text{CF}_3\text{CF}_2\text{CH}_2\text{OH}$	42
bis(trifluorometil)-metanolo	$(\text{CF}_3)_2\text{CHOH}$	195
HFE-227ea	$\text{CF}_3\text{CHFOCF}_3$	1 540
HFE-236ea2 (desfluorano)	$\text{CHF}_2\text{OCHFCF}_3$	989
HFE-236fa	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{OCF}_3$	487
HFE-245fa1	$\text{CHF}_2\text{CH}_2\text{OCF}_3$	286
HFE 263fb2	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{OCH}_3$	11
HFE-329 mcc2	$\text{CHF}_2\text{CF}_2\text{OCF}_2\text{CF}_3$	919
HFE-338 mcf2	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{OCF}_2\text{CF}_3$	552
HFE-338mmz1	$(\text{CF}_3)_2\text{CHOCHF}_2$	380
HFE-347 mcf2	$\text{CHF}_2\text{CH}_2\text{OCF}_2\text{CF}_3$	374
HFE-356 mec3	$\text{CH}_3\text{OCF}_2\text{CHFCF}_3$	101
HFE-356mm1	$(\text{CF}_3)_2\text{CHOCH}_3$	27
HFE-356pcf2	$\text{CHF}_2\text{CH}_2\text{OCF}_2\text{CHF}_2$	265
HFE-356pcf3	$\text{CHF}_2\text{OCH}_2\text{CF}_2\text{CHF}_2$	502
HFE 365 mcf3	$\text{CF}_3\text{CF}_2\text{CH}_2\text{OCH}_3$	11

Sostanza		GWP (1)
Nome comune/designazione industriale	Formula chimica	
HFE-374pc2	CHF ₂ CF ₂ OCH ₂ CH ₃	557
	- (CF ₂) ₄ CH (OH) -	73

Sezione 3: Altri composti perfluorurati

etere perfluoropolimetilisopropilico (PFPMIE)	CF ₃ OCF(CF ₃)CF ₂ OCF ₂ OCF ₃	10 300
trifluoruro di azoto	NF ₃	17 200
trifluorometil pentafluoruro di zolfo	SF ₅ CF ₃	17 700
perfluorociclopropano	c-C ₃ F ₆	17 340 ^{Fn} (4)

(1) Sulla base della quarta relazione di valutazione adottata dal gruppo di esperti intergovernativo sui cambiamenti climatici (IPCC), se non altrimenti indicato.

(2) Potenziale di riscaldamento globale secondo la relazione di valutazione 2010 del gruppo di esperti per la valutazione scientifica del protocollo di Montreal, tabelle 1-11, che cita due riferimenti scientifici sottoposti a valutazione inter pares. http://ozone.unep.org/Assessment_Panels/SAP/Scientific_Assessment_2010/index.shtml

(3) Valore di default, potenziale di riscaldamento globale non ancora disponibile.

(4) Valore minimo secondo la quarta relazione di valutazione adottata dal gruppo di esperti intergovernativo sui cambiamenti climatici.

Di seguito si riportano i valori di GWP di alcune sostanze⁵³ non presenti in tabella:

- ◆ R22: 1810;
- ◆ R407C: 1774;
- ◆ R444B: 296.

53 Fonti: - valore dell'R22: California air resources board, <https://ww2.arb.ca.gov/resources/documents/high-gwp-refrigerants>, ultimo accesso: 27 gennaio 2022;
- valori dell'R407C e dell'R444B: calcolati con la seguente formula $\sum (GWP_i \cdot \% \text{ in massa i-esimo componente della miscela} / 100)$.

Appendice II

Estratto del regolamento (UE) n. 517/2014.

ALLEGATO III

DIVIETI DI IMMISSIONE IN COMMERCIO AI SENSI DELL'ARTICOLO 11, PARAGRAFO 1

Prodotti e apparecchiature		Data del divieto
Se del caso, il GWP delle miscele contenenti gas fluorurati a effetto serra è calcolato conformemente all'allegato IV, come stabilito all'articolo 2, punto 6.		
1. Contenitori non ricaricabili per gas fluorurati a effetto serra utilizzati per l'assistenza, la manutenzione o la ricarica di apparecchiature di refrigerazione e di condizionamento d'aria, per pompe di calore o per sistemi di protezione antincendio, per commutatori, o impiegati come solventi		4 luglio 2007
2. Sistemi a evaporazione diretta non confinati contenenti HFC e PFC come refrigeranti		4 luglio 2007
3. Apparecchiature di protezione antincendio	contenenti PFC	4 luglio 2007
	contenenti HFC-23	1° gennaio 2016
4. Finestre a uso domestico contenenti gas fluorurati a effetto serra		4 luglio 2007
5. Altre finestre contenenti gas fluorurati a effetto serra		4 luglio 2008
6. Calzature contenenti gas fluorurati a effetto serra		4 luglio 2006
7. Pneumatici contenenti gas fluorurati a effetto serra		4 luglio 2007
8. Schiume monocomponenti, tranne quelle soggette a norme di sicurezza nazionali, contenenti gas fluorurati a effetto serra con potenziale di riscaldamento globale pari o superiore a 150		4 luglio 2008
9. Generatori di aerosol immessi in commercio e destinati alla vendita al grande pubblico a scopi di scherzo o di decorazione di cui all'allegato XVII, punto 40, del regolamento (CE) n. 1907/2006, e trombe a gas, contenenti HFC con potenziale di riscaldamento globale pari o superiore a 150		4 luglio 2009
10. Frigoriferi e congelatori domestici contenenti HFC con potenziale di riscaldamento globale pari o superiore a 150		1° gennaio 2015
11. Frigoriferi e congelatori per uso commerciale (apparecchiature ermeticamente sigillate)	contenenti HFC con potenziale di riscaldamento globale pari o superiore a 2 500	1° gennaio 2020
	contenenti HFC con potenziale di riscaldamento globale pari o superiore a 150	1° gennaio 2022
12. Apparecchiature fisse di refrigerazione contenenti HFC con potenziale di riscaldamento globale pari o superiore a 2 500, o il cui funzionamento dipende dai suddetti HFC, a eccezione delle apparecchiature concepite per raffreddare prodotti a temperature inferiori a - 50 °C		1° gennaio 2020
13. Sistemi di refrigerazione centralizzati multipack per uso commerciale di capacità nominale pari o superiore a 40 kW contenenti o il cui funzionamento dipende da gas fluorurati a effetto serra con potenziale di riscaldamento globale pari o superiore a 150, tranne nel circuito refrigerante primario di sistemi a cascata in cui possono essere usati gas fluorurati a effetto serra con potenziale di riscaldamento globale inferiore a 1 500		1° gennaio 2022

Prodotti e apparecchiature		Data del divieto
Se del caso, il GWP delle miscele contenenti gas fluorurati a effetto serra è calcolato conformemente all'allegato IV, come stabilito all'articolo 2, punto 6.		
14. Apparecchiature mobili di climatizzazione (sistemi ermeticamente sigillati che l'utilizzatore finale può spostare da una stanza all'altra) contenenti HFC con un potenziale di riscaldamento globale pari o superiore a 150		1° gennaio 2020
15. Sistemi di condizionamento d'aria monosplit contenenti meno di 3 chilogrammi di gas fluorurati a effetto serra, che contengono o il cui funzionamento dipende da gas fluorurati a effetto serra con potenziale di riscaldamento globale pari o superiore a 750		1° gennaio 2025
16. Schiume contenenti HFC con potenziale di riscaldamento globale pari o superiore a 150 tranne quelle soggette a norme di sicurezza nazionali	Polistirene estruso (XPS)	1° gennaio 2020
	Altre schiume	1° gennaio 2023
17. Aerosol tecnici contenenti HFC con potenziale di riscaldamento globale pari o superiore a 150 tranne quelli soggetti a norme di sicurezza nazionali o utilizzati per applicazioni mediche		1° gennaio 2018

Bibliografia

Di seguito vengono elencate tutte insieme le fonti già citate nelle note a piè di pagina nei vari capitoli.

S. Focardi, I. Massa, A. Uguzzoni, M. Villa, *Fisica generale. Meccanica e termodinamica* (Rozzano, Casa Editrice Ambrosiana, 2014)

M. Calì, P. Gregorio, *Termodinamica* (Bologna, Società Editrice Esculapio, 2006)

R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, *Sorgenti termiche delle pompe di calore. Aspetti tecnici, economici e normativi* (Milano, Editoriale Delfino, 2012)

Treccani, <https://www.treccani.it/enciclopedia/rudolf-julius-emanuel-clausius/> , ultimo accesso: 14 gennaio 2022

Treccani, <https://www.treccani.it/enciclopedia/sadi-nicolas-leonard-carnot/> , ultimo accesso: 22 gennaio 2022

M. Vio, *Impianti di cogenerazione. Manuale per la valutazione economica ed energetica* (Milano, Editoriale Delfino, 2018)

Dentro & FUORI, https://www.youtube.com/watch?v=O9b6H_Xfbx4 , ultimo accesso: 18 gennaio 2022

M. Ciccullo, *Applicazione e studio in campo sperimentale di una pompa di calore geotermica*, Politecnico di Torino, tesi di laurea magistrale (anno accademico 2021-2022), <https://webthesi.s.biblio.polito.it/20854/1/tesi.pdf> , ultimo accesso: 18 gennaio 2022

Appunti delle lezioni del corso *Progettazione di impianti termotecnici* tenuto dal professor M. C. Masoero presso il Politecnico di Torino (anno accademico 2020-2021)

Appunti delle lezioni del corso *Uso ottimale e sicurezza degli impianti energetici* tenuto dal professor N. Pedroni presso il Politecnico di Torino (anno accademico 2017-2018)

Wikipedia, <https://en.wikipedia.org/wiki/R-407C> , ultimo accesso: 19 gennaio 2022

Società italiana acetilene e derivati S.I.A.D. S.p.A., <https://www.siad.com/r-407c> , ultimo accesso: 19 gennaio 2022

Regolamento (UE) n. 517/2014 del Parlamento europeo e del Consiglio del 16 aprile 2014 sui gas fluorati a effetto serra, (2014), https://www.mite.gov.it/sites/default/files/archivio/normativa/regolamento_ue_517_16_04_2014.pdf , ultimo accesso: 19 gennaio 2022

Ministero della transizione ecologica, <https://www.mite.gov.it/pagina/dpr-n-1462018-recante-attuazione-del-regolamento-ue-n-5172014> , ultimo accesso: 19 gennaio 2022

Gielle s.r.l., <https://www.f-gas.it/gas-refrigerante-r407c/> , ultimo accesso: 19 gennaio 2022

Agenzia regionale per la protezione dell'ambiente della Lombardia, http://ita.arpalombardia.it/ita/cambiamenti_climatici/HTM/riscaldamento_globale.htm , ultimo accesso: 21 gennaio 2022

Wikipedia, https://it.wikipedia.org/wiki/Global_Warming_Potential , ultimo accesso: 21 gennaio 2022

Appendix I: data reporting instructions and guidelines, Trentesima riunione delle parti del Protocollo di Montreal, Quito (2018), <https://ozone.unep.org/treaties/montreal-protocol/meetings/thirtieth-meeting-parties/decisions/appendix-i-data-reporting#> , ultimo accesso: 27 gennaio 2022

E. Casali, *Pompe di calore. Tipologie, progettazione e benefici nell'utilizzo* (Palermo, Dario Flaccovio Editore, 2015)

Fabrizio Chiappelli rappresentanze, <http://www.chiappellirappresentanze.com/news/trigenerazione/> , ultimo accesso: 3 febbraio 2022

Spiegato, <https://spiegato.com/che-cose-levaporazione-flash> , ultimo accesso: 3 febbraio 2022

F. Botticella, R. Mastrullo, A. W. Mauro, L. Menna, *Studio termodinamico, progettazione dei componenti principali e stima delle prestazioni energetiche in accordo con le normative vigenti per una pompa di calore con espansione tramite eiettore*, Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile (2015), https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/climatizzazione-rinnovabili/2014/rds-par2014-236.pdf , ultimo accesso: 23 gennaio 2022

M. Condotta, *Pompa di calore invertibile a CO₂ per la climatizzazione* , Università degli studi di Padova, tesi di laurea magistrale (anno accademico 2015-2016), http://tesi.cab.unipd.it/52142/1/Condotta_Marco_tesi.pdf , ultimo accesso: 24 gennaio 2022

S. Salvigni, G. S. Barozzi, G. Raffellini, *Esercizi di fisica tecnica. Vol. 1. Termoelettricità e termotecnica* (Bologna, Società Editrice Esculapio, 2014)

DiemmeVini, <https://www.diemmevini.com/open2b/var/product-files/23.pdf> , ultimo accesso: 8 febbraio 2022

Wikipedia, https://it.wikipedia.org/wiki/Effetto_Peltier , ultimo accesso: 8 febbraio 2022

Appunti del corso *Scienza e tecnologia dei materiali* tenuto dalla professoressa M. Salvo presso il Politecnico di Torino (anno accademico 2016-2017)

Wikipedia, https://it.wikipedia.org/wiki/Semiconduttore#Semiconduttori_intrinseci_ed_estrinseci , ultimo accesso: 10 febbraio 2022

E. Carnevale, *Sensori e trasduttori. Guida pratica* (Lecce, Youcanprint, 2021)

Treccani, <https://www.treccani.it/enciclopedia/jean-charles-athanase-peltier/> , ultimo accesso: 8 febbraio 2022

Associazione Geotermia Veronese, http://geotermiaveronese.it/onewebmedia/Galgaro_s.pdf , ultimo accesso: 14 febbraio 2022

F. Inzoli, A. Bianchi, *Fonti energetiche rinnovabili* (Milano, Ulrico Hoepli Editore, 2014)

Underground energy, <https://underground-energy.com/our-technology/ates/> , ultimo accesso: 15 febbraio 2022

S. Schüppler, P. Fleuchaus, P. Blum, Techno-economic and environmental analysis of an aquifer thermal energy storage (ATES) in Germany, *Geothermal energy* vol 7, 11 (2019)

M. Macri, *Climatizzazione di edifici con pompe di calore geotermiche. Analisi termodinamica ed economica* (Ancarano, Edizioni Savine, 2011)

T. Kusuda, P. R. Achenbach, *Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States*, National bureau of standards - U.S. department of commerce (1965), <https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/Legacy/RPT/nbsreport8972.pdf> , ultimo accesso: 24 febbraio 2021

Wikipedia, https://it.wikipedia.org/wiki/Armoniche_cilindriche , ultimo accesso: 24 febbraio 2022

Wikipedia, <https://it.wikipedia.org/wiki/Geotermia> , ultimo accesso: 24 febbraio 2022

Wikipedia, https://it.wikipedia.org/wiki/Energia_geotermica , ultimo accesso: 24 febbraio 2022

Caleffi, Impianti a pompe di calore geotermiche, *Idraulica* vol 38 (Novara, Poligrafica Moderna, 2010), https://www.caleffi.com/sites/default/files/certification_contracts/idraulica_38.pdf , ultimo accesso: 25 febbraio 2021

MuoviTech, https://www.muovitech.com/productdocs/EN_turbocollector.pdf , ultimo accesso: 26 febbraio 2022

Dta-technik, <https://www.youtube.com/watch?v=nBRdW0AGsEE> , ultimo accesso: 28 febbraio 2022

T. Śliwa, M. Kucper, Accessing earth's heat using geothermal radial drilling for borehole heat exchangers, *Agh drilling oil* vol 34 no 2 (2017), <https://journals.bg.agh.edu.pl/DRILLING/2017.34.2/495.php> , ultimo accesso: 28 febbraio 2022

Wikipedia, [https://it.wikipedia.org/wiki/Diaframma_\(ingegneria\)](https://it.wikipedia.org/wiki/Diaframma_(ingegneria)) , ultimo accesso: 28 febbraio 2022

Find a grave, <https://it.findagrave.com/memorial/86462926/leonard-rose-ingersoll> , ultimo accesso: 20 marzo 2022

L. R. Ingersoll physics museum, University of Wisconsin-Madison department of physics, <https://www.physics.wisc.edu/ingersollmuseum/history/> , ultimo accesso: 20 marzo 2022

L. R. Ingersoll physics museum, University of Wisconsin-Madison department of physics, <https://news.wisc.edu/ingersoll-physics-museum-celebrates-100-years-of-hands-on-education/> , ultimo accesso: 20 marzo 2022

KME Italy, opuscolo reso disponibile da Arketipo Architettura del fare, https://www.arketipo.it/magazine.it/whitepaper_library/TECU_SolarRoof.pdf , ultimo accesso: 1 marzo 2022

Autorità per l'energia elettrica e il gas, *Criteri e proposte per la definizione di cogenerazione e per la modifica delle condizioni tecniche di assimilabilità degli impianti che utilizzano fonti energetiche assimilate a quelle rinnovabili* (2000), https://www.arera.it/allegati/docs/dc/00/dc_cogenerazione.pdf , ultimo accesso: 2 febbraio 2022

Blog Blumatica, <https://blog.blumatica.it/ape-con-pompe-di-calore-quali-parametri-occorre-conoscere/> , ultimo accesso: 2 febbraio 2022

Terna, *Dati generali 2019*, https://download.terna.it/terna/1-DATI%20GENERALI_8d9cfa4152bf861.pdf , ultimo accesso: 2 febbraio 2022

Energy center, https://www.energycenter.polito.it/chi_siamo , ultimo accesso: 4 febbraio 2022

Conseil européen pour la recherche nucléaire CERN, <https://detector-cooling.web.cern.ch/Detector-Cooling/data/Table%208-3-1.htm> , ultimo accesso: 2 aprile 2022

F. Tofalo, *Analisi dell'utilizzo di un sistema energetico controterra per la climatizzazione di edifici*, Politecnico di Torino, tesi di laurea magistrale (anno accademico 2018-2019), <https://webthesis.biblio.polito.it/12790/> , ultimo accesso: 14 gennaio 2022

M. Musurmonov, *Experimental analysis of a geothermal heat pump*, Politecnico di Torino, tesi di laurea magistrale (anno accademico 2020-2021), <https://webthesis.biblio.polito.it/19583/1/tesi.pdf> , ultimo accesso: 18 gennaio 2022

University of Glasgow, <https://universitystory.gla.ac.uk/biography/?id=WH9406&type=P> , ultimo accesso: 10 aprile 2022

Wikipedia, https://en.wikipedia.org/wiki/Horatio_Scott_Carlaw , ultimo accesso: 10 aprile 2022

Australian national university - research school of earth sciences, <https://earthsciences.anu.edu.au/about/history/professor-john-conrad-jaeger> , ultimo accesso: 10 aprile 2022

Wikipedia, https://en.wikipedia.org/wiki/John_Conrad_Jaeger , ultimo accesso: 10 aprile 2022

S. Goffi, *Relazione geologica. Zona urbana di trasformazione. Ambito 12.34. Centrale del latte. Sub-ambito 1*, Città di Torino (2015), <http://www.comune.torino.it/ambiente/bm~doc/relazione-geologica---emissione-02---giugno-2015.pdf> , ultimo accesso: 21 marzo 2022

Secondamano, <https://www.secondamanoitalia.it/vivere/la-metro-geotermica-di-torino/> , ultimo accesso: 14 aprile 2022

Core, <https://core.ac.uk/download/pdf/11199318.pdf> , ultimo accesso: 27 marzo 2022

F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, A. S. Lavine, *Foundations of heat transfer* (Singapore, John Wiley & Sons, 2013)

Rehau, <https://www.rehau.com/downloads/357396/ti-sistemi-radianti-parte-1-tubazioni-e-sistemi-di-posa.pdf> , ultimo accesso: 15 aprile 2022

Fonti delle immagini

L'elenco qui sotto mostra da dove sono state tratte le immagini presenti nei vari capitoli (il trattino «-» indica che l'immagine è stata realizzata dall'autore del presente elaborato).

- figura 1: -
- figura 2: M. Calì, P. Gregorio, *Termodinamica* (Bologna, Società Editrice Esculapio, 2006);
- figura 3: -
- figura 4: -
- figura 5: appunti delle lezioni del corso *Progettazione di impianti termotecnici* tenuto dal professor M. C. Masoero presso il Politecnico di Torino (anno accademico 2020-2021)
- figura 6: -
- figura 7: M. Vio, *Impianti di cogenerazione. Manuale per la valutazione economica ed energetica* (Milano, Editoriale Delfino, 2018);
- figura 8: -
- figura 9: -
- figura 10: F. Botticella, R. Mastrullo, A. W. Mauro, L. Menna, *Studio termodinamico, progettazione dei componenti principali e stima delle prestazioni energetiche in accordo con le normative vigenti per una pompa di calore con espansione tramite eiettore*, Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile (2015), https://www.enea.it/it/Ricerca_sviluppo/documenti/ricerca-di-sistema-elettrico/climatizzazione-rinnovabili/2014/rds-par2014-236.pdf, ultimo accesso: 23 gennaio 2022;
- figura 11: -
- figura 12: -
- figura 13: -
- figura 14: -
- figura 15: -
- figura 16: -
- figura 17: S. Salvigni, G. S. Barozzi, G. Raffellini, *Esercizi di fisica tecnica. Vol. 1. Termoelettricità e termotecnica* (Bologna, Società Editrice Esculapio, 2014);

- figura 18: DiemmeVini, <https://www.diemmevini.com/open2b/var/product-files/23.pdf> , ultimo accesso: 8 febbraio 2022;
- figura 19: DiemmeVini, op. cit.
- figura 20: appunti del corso *Scienza e tecnologia dei materiali* tenuto dalla professoressa M. Salvo presso il Politecnico di Torino (anno accademico 2016-2017);
- figura 21: appunti del corso *Scienza e tecnologia dei materiali* tenuto dalla professoressa M. Salvo presso il Politecnico di Torino (anno accademico 2016-2017);
- figura 22: DiemmeVini, op. cit.
- figura 23: R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, *Sorgenti termiche delle pompe di calore. Aspetti tecnici, economici e normativi* (Milano, Editoriale Delfino, 2012);
- figura 24: R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit.
- figura 25: -
- figura 26: -
- figura 27: -
- figura 28: -
- figura 29: -
- figura 30: Underground energy, <https://underground-energy.com/our-technology/ates/> , ultimo accesso: 15 febbraio 2022;
- figura 31: M. Macrì, *Climatizzazione di edifici con pompe di calore geotermiche. Analisi termodinamica ed economica* (Ancarano, Edizioni Savine, 2011);
- figura 32: Caleffi, Impianti a pompe di calore geotermiche, *Idraulica* vol 38 (Novara, Poligrafica Moderna, 2010), https://www.caleffi.com/sites/default/files/certification_contracts/idraulica_38.pdf , ultimo accesso: 25 febbraio 2021;
- figura 33: Caleffi, op. cit.
- figura 34: Caleffi, op. cit.
- figura 35: Caleffi, op. cit.
- figura 36: Caleffi, op. cit.
- figura 37: Caleffi, op. cit.
- figura 38: MuoviTech, https://www.muovitech.com/productdocs/EN_turbocollector.pdf ,

ultimo accesso: 26 febbraio 2022;

- figura 39: R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit.
- figura 40: R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit.
- figura 41: Dta-technik, <https://www.youtube.com/watch?v=nBRdW0AGsEE> , ultimo accesso: 28 febbraio 2022;
- figura 42: T. Śliwa, M. Kucper, Accessing earth's heat using geothermal radial drilling for borehole heat exchangers, *Agh drilling oil* vol 34 no 2 (2017), <https://journals.b.g.agh.edu.pl/DRILLING/2017.34.2/495.php> , ultimo accesso: 28 febbraio 2022;
- figura 43: M. Ciccullo, *Applicazione e studio in campo sperimentale di una pompa di calore geotermica*, Politecnico di Torino, tesi di laurea magistrale (anno accademico 2021-2022), <https://webthesis.biblio.polito.it/20854/1/tesi.pdf> , ultimo accesso: 18 gennaio 2022;
- figura 44: R. Lazzarin, F. Busato, F. Minchio, M. Noro, op. cit.
- figura 45: -
- figura 46: -
- figura 47: KME Italy, opuscolo reso disponibile da Arketipo Architettura del fare, https://www.arketipomagazine.it/whitepaper_library/TECU_SolarRoof.pdf , ultimo accesso: 1 marzo 2022;
- figura 48: KME Italy, opuscolo reso disponibile da Arketipo Architettura del fare, https://www.arketipomagazine.it/whitepaper_library/TECU_SolarRoof.pdf , ultimo accesso: 1 marzo 2022;
- figura 49: F. Tofalo, *Analisi dell'utilizzo di un sistema energetico controterra per la climatizzazione di edifici*, Politecnico di Torino, tesi di laurea magistrale (anno accademico 2018-2019), <https://webthesis.biblio.polito.it/12790/> , ultimo accesso: 14 gennaio 2022;
- figura 50: F. Tofalo, op. cit.
- figura 51: F. Tofalo, op. cit.
- figura 52: -
- figura 53: -
- figura 54: -
- figura 55: -

figura 56: -

figura 57: -

figura 58: -

figura 59: -