POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale
In *Ingegneria Energetica e Nucleare*

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi e Bilanci Energetici nelle Soluzioni in Pompa di Calore Acqua-Acqua con Sfruttamento del Cambiamento di Fase dei Liquidi alla Sorgente.

Relatori
Marco Masoero
Gregorio Tosi

Candidata
Beatrice Missio

Sessione di Laurea

Marzo 2021

Indice

Indice delle Figure 2

Indice delle Tabelle 4

Introduzione 5

Obiettivo della tesi 7

1.Pompe di calore: Tipologie, Funzionamento, Applicazioni e Design 10

1.1 Funzionamento 11

1.2 Tipologie e Applicazioni 13

Impianti Geotermici a Bassa Entalpia 13

1.3 Efficienza 16

2.PCM: Classificazione, Caratteristiche di Funzionamento. 19

2.1 Classificazione 21

PCM Organici 21

PCM Inorganici 23

Eutettici 25

2.2 Applicazioni e scelta del PCM 27

Applicazioni 27

2.3 Problematiche Tipiche dei PCM 28

Soluzioni per migliorare le Performance 30

3.TES: Sistemi di accumulo termico 35

3.1 Introduzione agli accumuli termici 35

Funzionamento 35

3.2 Classificazione Accumuli Termici 36

Benefici dell'Accumulo Termico 38

Accumulo Sensibile 39

Accumulo Latente 40

Accumulo Chimico 46

TES e PDC 49

4.Case Study 1: Eidos Chieri 50

4.1 Descrizione del Case Study 50

Descrizione dell'edificio 50

Progetto Annex 48 52

Caratteristiche involucro 52

Dati di Progetto 53
Carichi Termici 54
4.2 Installazione 55
Accumulo con PCM 56
Design PdC Acqua-Acqua 58
Funzionamento dell'impianto 62
4.3 Analisi Economica 62
Calcolo dei costi di investimento 66
Calcolo dei costi di esercizio dell'energia 67
PBT – Pay Back Time 69
4.4 Monitoraggio 69
Sistemi di controllo 70
4.5 Considerazioni finali 75
5. Case Study 2: Laghetto Cuneo 77
5.1 Area di studio 77
Edificio Oggetto dell'intervento 77
Inquadramento Geologico e Idrogeologico 77
Aspetti Climatici 80
5.2 Valutazioni Progettuali 81
Legge 10 con carichi termici 81
Descrizione delle Pompe di calore e dell'Inverter 82
Consumi Energetici 84
Soluzione Closed Loop 85
Calcolo dell'energia di cambiamento di fase 99
Conclusioni 104
Nomenclatura 105
Bibliografia 106
Sitografia 108

Indice delle Figure

Figura 1: Differenza di temperatura media annuale globale rispetto alle condizioni preindustriali (1850-1900). Le due nuove analisi (ERA5 e JRA-55) sono allineate con i set di dati in situ (HadCRUT, NOAAGlobalTemp e GISTEMP) nel periodo 1981-2010. I dati per il 2020 vanno da gennaio a ottobre [2]. 6
Figura 2: Andamento livelli di CO2 in pmm. 6
Figura 3: Trend delle vendite 10
Figura 4: Vendite HP nel 2018 11
Figura 5: Funzionamento Macchina Termica 11
Figura 6: Ciclo termodinamico Pompa di Calore a compressione 12
Figura 7: Scambiatori a Canestro di tipo 1. 15
Figura 8: Scambiatori a canestro di tipo 2. 15
Figura 9: Scambiatori a canestro di tipo 3. 16
Figura 10: Capacità termica vs Temperatura di un PCM 19
Figura 11: Classificazione PCM 21
Figura 12: Struttura chimica di una paraffina 22
Figura 13: Struttura chimica delle Non-paraffine 23
Figura 14: Effetto del sottoraffreddamento nel caso di accumuli termici. A sinistra: piccolo subcooling con nucleazione. A destra: grande subcooling senza nucleazione. 29
Figura 15: PCM microincapsulato 32
Figura 16: a) Fibre in ordine casuale. b) Fibre nella configurazione "a pennello". 34
Figura 17: Schiuma metallica 34
Figura 18: Classificazione TES 36
Figura 19: Proprietà dei Materiali Per sistemi SHS 39
Figura 20: Accumulo termico nella transizione di fase solido-liquido 41
Figura 21: Opzioni per il design dei sistemi di accumulo termico: scambio termico sulla superficie dell'accumulo (sinistra), su superfici interne (centro) e mediante lo scambio del mezzo di accumulo (destra) 42
Figura 22: Esempio scambiatore di calore a flussi incrociati [38]. 43
Figura 23: Accumulo termico tipo scambiatore di calore: schema di principio (sinistra) e performance tipiche (destra) 44
Figura 24: Accumulo termico di tipo modulare: schema di principio sinistra) e performance tipiche (destra) [14]. 45
Figura 25: Accumulo termico con cessione del mezzo materiale: schema di principio (sinistra) e performance tipiche (destra) 46
Figura 26: Principiali reazioni per i sistemi di accumulo termochimici. 47
Figura 27: Riassunto Vantaggi e Svantaggi TES [5] 48
Figura 28: Localizzazione Geografica EIDOS. 50

Figura 29: Stabilimento EIDOS. 51
Figura 30: Accumulo PCM con Sali Eutettici [36] 55
Figura 31: Punti di funzionamento PdC. 59
Figura 32: Schema dell'impianto complessivo. 61
Figura 33: Particolare sul pannello di controllo. 70
Figura 34: Funzionamento notturno, invernale. 71
Figura 35: Funzionamento invernale, per giornate temprate. 71
Figura 36: Funzionamento invernale, giornate fredde. 72
Figura 37: Funzionamento notturno, estivo. 72
Figura 38: Funzionamento estivo. Low Cooling Demand. 73
Figura 39: Funzionamento Estivo. Medium Cooling Demand. 73
Figura 40: Funzionamento estivo. High Cooling Demand. 73
Figura 41: Funzionamento notturno, mezze stagioni. 74
Figura 42: Funzionamento mezze stagioni. Low Load. 74
Figura 43: Funzionamento mezze stagioni. Medium Load. 75
Figura 44: Vista dell'edificio e del Laghetto a Cuneo. 77
Figura 45: Acquiferi non confinanti della pianura del cuneese. Particolare su Cuneo. 79
Figura 46: Fasce Climatiche. 80
Figura 47: GG Cuneo, dal sito Arpa Piemonte. 81
Figura 48: Temperature Gennaio 2012 85
Figura 49: Temperature Febbraio 2012. 86
Figura 50: Planimetria e sezione del Laghetto. 86
Figura 51: Configurazione canestro geotermico 87
Figura 52: Distribuzione dei Baskets 87
Figura 53: 30 Gennaio 2019, particolare sonde superficiali. 92
Figura 54: 3 Febbraio 2019, particolare rimescolamento, sonde CH2 e CH3. 92
Figura 55: 2 Febbraio 2019, particolare sonda CH4 93
Figura 56: Sezione del tubo con i relativi raggi 93
Figura 57: Bilanci Energetici 98
Figura 58: Particolare ghiaccio in formazione (Sx) e Condizione di equilibrio (Dx). 99
Figura 59:Andamento delle temperature in funzione della dispersione totale, seconda simulazione. 101
Figura 60: Andamenti delle dispersioni in funzione della temperatura di superficie seconda simulazione.. 102

Indice delle Tabelle

Tabella 1: Classificazione PdC 13
Tabella 2: Valori guida per le prestazioni dei sistemi a pompa di calore in Europa (European Norm EN 14511 - 2 of 2007). 17
Tabella 3: Stati di aggregazione della materia e cambiamenti di stato 20
Tabella 4: Alcuni parametri relativi ai TES 37
Tabella 5: Metodi per L'accumulo termico 39
Tabella 6: Descrizione Zone stabilimento EIDOS. 51
Tabella 7: Dati Stabilimento EIDOS. 52
Tabella 8: Carichi termici dell'edificio. 55
Tabella 9: Caratteristiche PCM per Accumulo 56
Tabella 10: Riassunto dati di progetto degli accumuli. 58
Tabella 11: Condizioni nominali di funzionamento delle PdC. 59
Tabella 12: Costi di investimento per gli accumuli. 63
Tabella 13: Caso Estivo, confronto soluzioni 64
Tabella 14: Caso Invernale confronto soluzioni. 64
Tabella 15: Mezze stagioni, confronto soluzioni. 65
Tabella 16: Costi per riscaldamento e raffrescamento. 66
Tabella 17: Costi fissi di investimento impianto convenzionale. 66
Tabella 18: Flussi di cassa energetici a confronto. 67
Tabella 19: Costi di investimento totale. 67
Tabella 20: Unità litologiche del Cuneese 78
Tabella 21: Rese pompe di calore e compressori. 84
Tabella 22: Simulazione in condizioni normali. 100

Introduzione

"L'effetto pandemia, a livello globale, ha portato ad una diminuzione delle emissioni giornaliere di anidride carbonica di circa il 17%, ma questa riduzione non ha prodotto un abbattimento delle concentrazioni atmosferiche di CO2: le emissioni, infatti, restano superiori agli assorbimenti del suolo, delle foreste e degli oceani. La preoccupazione di una nuova "pandemia climatica" traspare anche da un sondaggio internazionale realizzato durante l'emergenza Covid: il 71% degli intervistati ritiene che a lungo termine il cambiamento climatico sia una crisi grave come la pandemia da Covid-19 (l'87% in Cina). Ma nonostante questo sentimento comune dei cittadini del pianeta, è stato stimato che a livello globale le misure di stimolo dei governi durante l'emergenza Covid, 15.000 miliardi di dollari fino a inizio maggio, sono state destinate a meno dello 0,2% a priorità climatiche.

Questo il quadro internazionale che fa da sfondo alla seconda giornata degli Stati Generali della Green Economy, che vede sul palco virtuale rappresentanti di istituzioni e studiosi internazionali.

[…]

La pandemia ha causato fortissimi shock su diversi indicatori, oltre alle emissioni di gas serra nel periodo di crisi epidemica sono stati particolarmente significativi gli impatti sulla qualità dell'aria. Con lo stop all'attività globale, infatti, si sono registrati miglioramenti significativi nella qualità dell'aria in tutto il mondo, che si tradurranno in una riduzione di migliaia di morti premature, 50.000 stimate nella sola Cina. Le immagini satellitari hanno mostrato come la qualità dell'aria sia migliorata decisamente nelle grandi città della Cina e nei centri urbani di tutta Europa (Italia inclusa), Stati Uniti e Canada.

Per quanto riguarda il Pm2,5, la Nasa e l'Esa riportano con metodi satellitari riduzioni fino al 30% in alcuni epicentri come proprio Wuhan. Un bilancio globale sulle 50 capitali mondiali più inquinate dà una riduzione del 12% della concentrazione di Pm2,5 in media settimanale. Le città europee sono quelle che hanno un risultato più ridotto -5% in media. Inoltre, in Europa, si osservano aumenti post Covid in controtendenza del Pm2,5, molto elevati a Praga, Vienna e Bratislava. " [1]

L'articolo presentato come introduzione alla mia tesi vuole sottolineare che, nemmeno una pandemia mondiale è riuscita ad abbattere le concentrazioni atmosferiche di CO2, nonostante fossimo tutti obbligati a rimanere a casa. Da quanto si desume dal report redatto dall'organizzazione WMO, World Meteorological Organaization, intitolato "State of the Global Climate 2020" la temperatura media globale per il 2020 (da gennaio a ottobre) è stata di 1,2 ± 0,1 ° C al di sopra della linea di base 1850-1900, utilizzata come approssimazione dei livelli preindustriali (Figura 1). Il 2020 sarà probabilmente uno dei tre anni più caldi mai registrati a livello globale. Le valutazioni del WMO si basano su cinque set di dati riferiti alla temperatura globale: attualmente il 2020 viene poso come il secondo anno più caldo, ponendo come periodo di riferimento quella che va da Gennaio ad Ottobre. L'andamento medio delle cinque serie di riferimenti per la temperatura media globale, per lo stesso periodo, è compreso tra +1,11 ° C e +1,23 ° C.

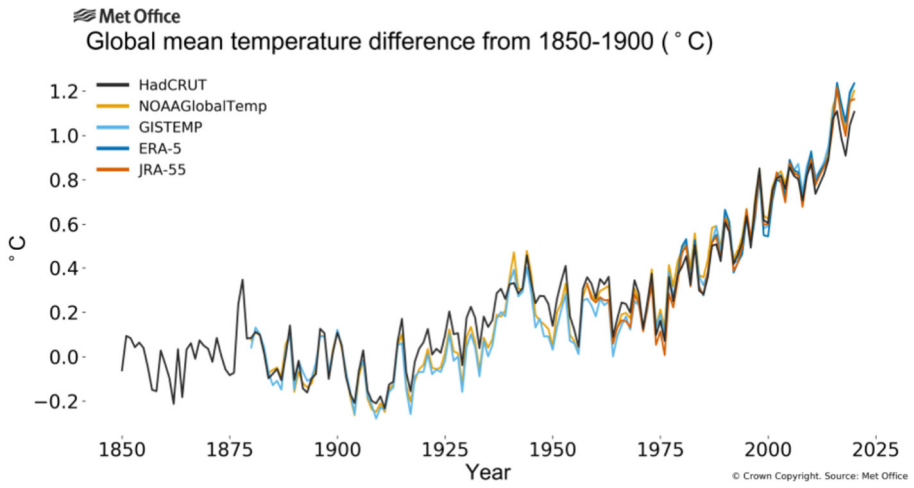


Figura 1: Differenza di temperatura media annuale globale rispetto alle condizioni preindustriali (1850-1900). Le due nuove analisi (ERA5 e JRA-55) sono allineate con i set di dati in situ (HadCRUT, NOAAGlobalTemp e GISTEMP) nel periodo 1981-2010. I dati per il 2020 vanno da gennaio a ottobre [2].

Nel 2019, le concentrazioni di gas a effetto serra hanno raggiunto nuovi massimi, con frazioni molari medie globali di anidride carbonica (CO_2) a 410,5 ± 0,2 parti per milione (ppm), metano (CH_4) a 1877 ± 2 parti per miliardo (ppb) e protossido di azoto (N_2O) a 332,0 ± 0,1 ppb. Questi valori costituiscono, rispettivamente, il 148%, 260% e 123% dei livelli preindustriali (prima del 1750). Come già accennato nell'articolo precedente, la temporanea riduzione delle emissioni nel 2020 relativa alle misure adottate in risposta al COVID-19 rischia di portare solo a una leggera diminuzione del tasso di crescita annuale della concentrazione di CO_2 nell'atmosfera, che sarà praticamente indistinguibile dalla naturale variabilità annuale determinata in gran parte dalla biosfera terrestre.

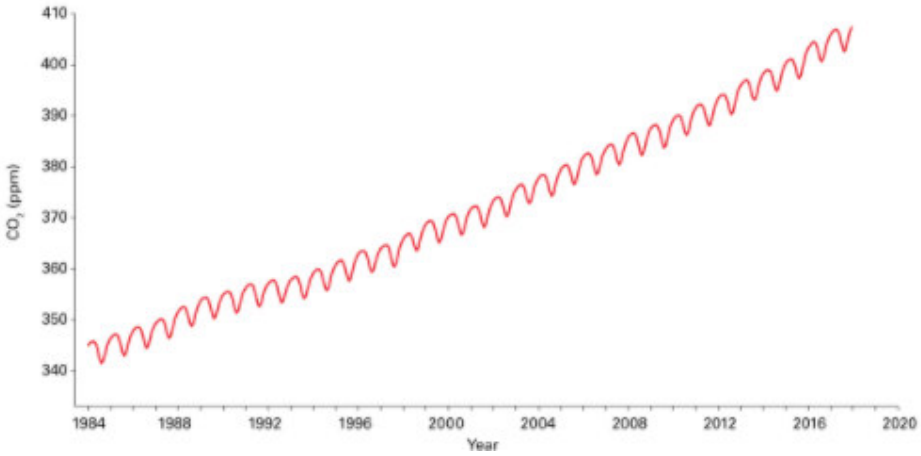


Figura 2: Andamento livelli di CO2 in pmm.

Per raggiungere gli obiettivi di riduzione delle emissioni di gas a effetto serra, nonché l'obiettivo di mantenere l'aumento della temperatura globale ben al di sotto dei 2 ° C e proseguire gli sforzi per mantenerlo a 1,5 ° C, è necessaria una decarbonizzazione del sistema energetico globale (Summit sul clima COP21 a Parigi, dicembre 2015). Ciò implica la sostituzione dei vettori energetici fossili con energia a basse emissioni di carbonio e cicli chiusi del carbonio, il che significa meno anidride carbonica dalle centrali elettriche a combustibili fossili e

una quota maggiore di generazione rinnovabile. L'energia rinnovabile da solare ed eolica mostra un elevato potenziale aggiuntivo per la generazione di elettricità. Attualmente, il settore elettrico rappresenta solo il 25% circa della domanda finale di energia. Tuttavia, a seguito della transizione energetica, si stanno verificando notevoli cambiamenti negli altri settori ad alta intensità energetica come il riscaldamento e i trasporti, in cui le fonti tradizionali di combustibili (fossili) vengono gradualmente sostituite da fonti rinnovabili e, in particolare, un contributo crescente di elettricità rinnovabile.

Le fonti rinnovabili più utilizzate sono quelle che sfruttano l'energia del vento (eolico), la radiazione solare (fotovoltaico e solare termico per la produzione combinata di energia e acqua calda), l'energia delle masse d'acqua (idroelettrico) ed infine la biomassa. Un aumento della domanda nel mercato mondiale ha fatto sì che il prezzo di queste tecnologie diventasse accessibile a tutti. Purtroppo, queste nuove tecnologie sono caratterizzate da uno sfasamento tra la produzione e l'utilizzo effettivo dell'energia, comportando ad un parziale utilizzo della risorsa disponibile, dovendo quindi integrare questa mancanza con un sistema tradizionale. Per questo motivo entrano nello scenario energetico gli accumuli termici, i quali hanno la caratteristica di stoccare l'energia quando è disponibile, minimizzando le perdite e rilasciandola in caso di necessità.

Utilizzando pompe di calore, veicoli elettrici o combustibili sintetici a base di idrogeno verde ("power-to-fuel"), l'elettricità rinnovabile acquisirà sempre più importanza e contribuirà anche alla decarbonizzazione dei settori del riscaldamento e dei trasporti. Questo sviluppo globale - con le sue caratteristiche individuali in ogni paese - determinerà la futura rilevanza dello stoccaggio di energia. Oggi viene spesso definito anche "accoppiamento di settore flessibile". Lo stoccaggio dell'energia è una tecnologia chiave all'interno di questo processo. [3]

Obiettivo della tesi

La presente tesi si sviluppa in cinque capitoli, i primi tre sono per lo più descrittivi, mentre gli ultimi due trattano due Case Study nei quali si evidenziano le problematiche relative al cambiamento di fase di alcune sostanze. Nel capitolo uno vengono descritte le caratteristiche generali delle pompe di calore, con una particolare attenzione alle PdC Geotermiche a bassa entalpia che prevedono l'utilizzo di sonde verticali e di Geothermal Baskets, utili per le valutazioni dei due casi studio. Il secondo capitolo approfondisce, nel dettaglio, una particolare tipologia di materiali denominati Phase Change Materials che sfruttano l'energia termica latente scambiata a temperatura costante durante i passaggi di fase e accumulano grandi quantità di energia mantenendo costante la propria temperatura. Sono molto utili per l'involucro edilizio e negli accumuli di calore per ridurre i consumi totali. L'ultimo capitolo, "introduttivo", per le valutazioni dei due Case Study, è quello relativo ai sistemi di accumulo con particolare attenzione alla tipologia LHS, Latent Heat Storage, che prevedono l'utilizzo di PCM. In questa tesi, attraverso i due casi studio, si vogliono evidenziare, appunto, le problematiche dovute al cambiamento di fase, sotto aspetti molto diversi: per lo stabilimento di Eidos si analizzeranno degli accumulatori caldo/freddo lato circuito, realizzati con PCM, mentre per il Laghetto di

Cuneo verrà valutato il congelamento dell'acqua che agisce come sorgente termica a bassa temperatura della PdC.

1.Pompe di calore: Tipologie, Funzionamento, Applicazioni e Design

Il 2018 è caratterizzato, rispetto al 2017, da un aumento del 12.5% delle installazioni di pompe di calore, in termini quantitativi, da un plus di 1.26 milioni di unità operative. Il mercato europeo, per il quarto anno consecutivo, ha registrato una crescita a "doppia cifra": con questo ritmo si è previsto un raddoppio della tendenza europea entro il 2024. Attualmente in Europa vi sono circa 11.8 milioni di componenti funzionanti all'interno di poco meno del 5% degli edifici esistenti. Con un potenziale così flessibile e non pienamente sfruttato, le Heat Pumps, tradotte in italiano come Pompe di Calore, saranno necessarie per il raggiungimento degli obiettivi climatici imposti per il 2030 [1]("Clean Energy for All Europeans Package") e per la transizione verso un'economia a zero emissioni di gas ad effetto serra entro il 2050[2].

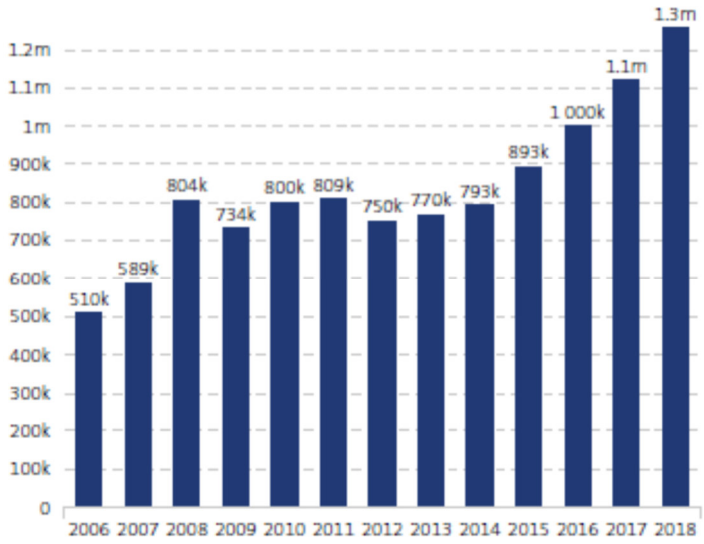


Figura 3: Trend delle vendite

Come evince dalla *Figura 3*, i cinque principali mercati europei delle pompe di calore nel 2018, sono stati: Francia (Crescita del 12,3%), Italia (12,1%), Spagna (12,3%), Svezia (3,4%) e Germania (8,2%). Il leader indiscusso è quindi la Francia, seguita da Italia e Spagna. Insieme sono responsabili di più della metà (circa 88%) delle vendite annuali. Per quanto riguarda il resto dell'Europa, i Paesi Bassi hanno dichiarato il loro obiettivo di diventare "senza gas" nel riscaldamento residenziale, il Regno Unito ha annunciato il divieto delle caldaie a gas e petrolio nei nuovi edifici ed infine l'Irlanda deciso di concentrarsi soprattutto sulla geotermia per decarbonizzare l'edilizia. Anche quei paesi che non hanno una politica specifica ipotizzano uno sviluppo positivo del mercato.

[1] https://op.europa.eu/en/publication-detail/-/publication/b4e46873-7528-11e9-9f05-01aa75ed71a1/language-en?WT.mc_id=Searchresult&WT.ria_c=null&WT.ria_f=3608&WT.ria_ev=search

[2] https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1560755311425&uri=CELEX:52018DC0773

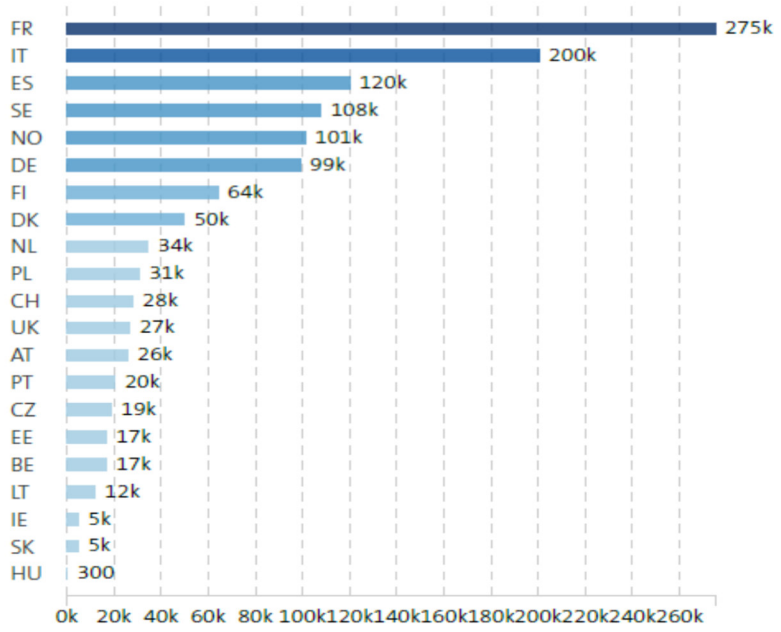


Figura 4: Vendite HP nel 2018

Dal 1996 sono stati installate circa 11.8 milioni di pompe di calore. Ciò equivale a una capacità termica installata di 102.2 GW. Nel complesso le pompe di calore producono 201.5 TWh di energia utile, di cui 128.5 TWh da rinnovabili. Il loro uso ha permesso di risparmiare 164.1 TWh di energia finale e 75.7 TWh di energia primaria.

1.1 Funzionamento

Le PdC una valida soluzione per ottimizzare i costi energetici per la produzione di calore. Sono dispositivi in grado di fornire riscaldamento, raffreddamento e/o acqua calda sanitaria per applicazioni residenziali e commerciali, trasformando l'energia dell'aria, del suolo o dell'acqua in calore utile. Uno dei vantaggi di questa tecnologia è appunto il bassissimo impatto ambientale grazie ad una notevole riduzione delle emissioni di gas ad effetto serra, ad esempio: l'uso di un impianto a pompa di calore può ridurre di circa il 50% le emissioni di CO_2 in ambito residenziale e fino al 5% per il settore industriale.

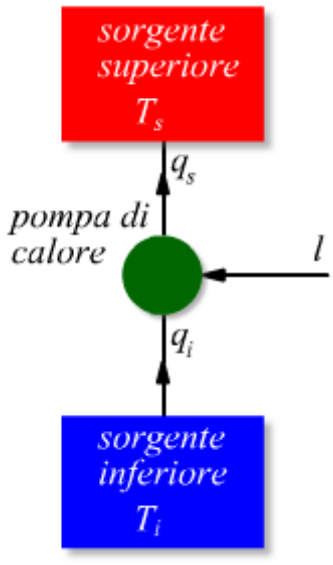


Figura 5: Funzionamento Macchina Termica

Si definiscono macchine termiche, ovvero, dispositivi in grado di scambiare calore e lavoro con l'ambiente circostante o un con un altro sistema fisico, e sono descritte fisicamente da un ciclo termodinamico. Per le PdC, il calore si trasferisce da un corpo a temperatura inferiore ad uno a temperatura superiore sfruttando sorgente fredda da cui estrarre calore oppure da sfruttare come serbatoio termico. Un grosso vantaggio rispetto ai sistemi tradizionali sta nel fatto che, avendo un circuito *reversibile*, con un unico impianto si è in grado di soddisfare sia le esigenze di climatizzazione invernale che estive.

- Bisogna infine tener presente che qualsiasi pompa di calore richiede un input di energia per permettere il trasferimento di calore da una sorgente fredda ad una sorgente calda (ambiente interno). La maggior parte di questi dispositivi trasferisce il calore mediante la circolazione di un fluido refrigerante attorno a un ciclo frigorifero di compressione – espansione, come quello descritto in Figura 4.

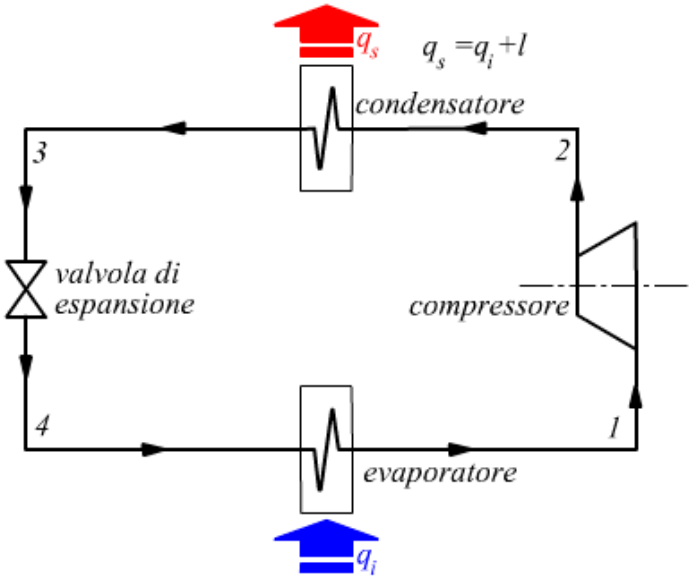


Figura 6: Ciclo termodinamico Pompa di Calore a compressione

Composto da quattro elementi principali quali: Compressore, Condensatore, Valvola di Laminazione ed infine Evaporatore. Si utilizza un fluido refrigerante in grado di assorbire calore durante l'evaporazione e cederlo durante la condensazione anche a temperatura ambiente e a basse pressioni. Il ciclo frigorifero si suddivide nelle seguenti trasformazioni termodinamiche:

- **4→1 EVAPORAZIONE**: L'energia termica (***qi***) viene estratta dalla fonte a temperatura inferiore, trasportata nell'evaporatore e trasferita al liquido refrigerante provocandone l'evaporazione. Mentre bolle, assorbe una grande quantità di calore latente di vaporizzazione; **1→2 COMPRESSIONE**: Il vapore saturo a bassa pressione entra nel compressore elettrico, al quale viene fornito lavoro esterno (***l***), la pressione e la temperatura aumentano ottenendo così un vapore ad alta pressione e alta temperatura;
- **2→3 CONDENSAZIONE**: Il vapore ad alta temperatura entra nel condensatore. Essendo ora a temperatura maggiore rispetto a quella ambiente, viene ceduto calore (***qs***). Il refrigerante si raffredda lievemente e condensa, diventando un liquido pressurizzato;
- **3→4 ESPANSIONE**: Il liquido saturo attraversando la valvola di espansione (detta anche valvola di laminazione), riduce bruscamente la sua pressione e contemporaneamente la propria temperatura. Il refrigerante non essendo più compresso è tornato allo stato di vapore, quindi pronto a ricevere nuovamente calore dalla sorgente;

Alcune osservazioni impiantistiche: la temperatura di evaporazione deve essere inferiore a quella del fluido freddo dal quale la macchina riceve calore mentre quella di condensazione deve essere superiore a quella del

fluido caldo al quale la macchina cede calore. Inoltre, tanto più le temperature dei fluidi esterni sono prossime tra loro, tanto più elevate saranno le prestazioni della PDC. Infine, nel funzionamento invernale, è importante che i terminali di riscaldamento funzionino a bassa temperatura. Le soluzioni impiantistiche ottimali sono quindi i pannelli radianti o i fan coils. Infatti, in un impianto geotermico domestico, la pompa di calore è in grado di portare la temperatura dell'acqua dagli 8 - 12° C del fluido vettore ai circa 35 – 40°C dell'acqua che, ad esempio, circola nei pannelli radianti dell'impianto di distribuzione.

1.2 Tipologie e Applicazioni

Questi impianti si possono adattare a numerosi campi di applicazione grazie all'ampio spettro di potenze e temperature ottenibili, alle diverse tipologie di fluido termovettore e alla possibilità di essere alimentate anche con fonti energetiche rinnovabili o di scarto.

Innanzitutto, si differenziano per tipologia di funzionamento, per cui si parla di pompe di calore a compressione di vapore di fluido frigorifero e di pompe di calore ad assorbimento. Le prime lavorano come un ciclo frigorifero nel quale il compressore è messo in moto da un motore elettrico o endotermico. Le seconde, invece, sfruttano la solubilità e l'elevata affinità tra due fluidi, di cui uno funziona da refrigerante e l'altro da assorbente, per realizzare un ciclo dove l'energia introdotta è prevalentemente termica. Inoltre, è assente la fase di compressione del fluido.

Per quanto riguarda le diverse tipologie di questi dispositivi, esistono i sistemi ibridi, ovvero soluzioni innovative e smart che combinano differenti fonti di energia e tecnologie: ad esempio si combina una pompa di calore e una caldaia a condensazione, per produrre riscaldamento ed acqua calda sanitaria, portando grandi vantaggi economici e ambientali.

Le pompe di calore si possono classificare anche per la tipologia di sorgente con le quali il fluido refrigerante scambia calore. In funzione del tipo di sorgente fredda e del fluido di distribuzione del calore, si distinguono diverse tipologie:

Sorgente Esterna (Fredda)	**Sorgente Interna (Calda)**	**Pompa di Calore**
Aria	Aria	Aria-Aria
Aria	Acqua	Aria-Acqua
Acqua	Aria	Acqua-Aria
Acqua	Acqua	Acqua-Acqua
Terreno	Acqua	Geotermiche

Tabella 1: Classificazione PdC

Impianti Geotermici a Bassa Entalpia

I due casi studio che verranno trattati nel Cap 4 e 5. prevedono l'utilizzo di un impianto geotermico a bassa entalpia, con acqua calda compresa tra i 30 e i 100°C, mediante l'installazione di pompe di calore del tipo ACQUA- ACQUA, che sfruttano il calore contenuto in essa per prelevarlo e trasportarlo ad un impianto

idronico[3] interno, trasferendo il calore ai terminali posti nelle diverse aree da climatizzare. I principali problemi che ne risultano, per queste specifiche pompe di calore, sono legati alle norme locali che possono essere restrittive per quel che riguarda il prelievo delle acque dall'ambiente. Per lo stabilimento di Chieri, la sorgente fredda è un terreno dove sono state installate 30 sonde verticali, mentre per quello di Cuneo la sorgente fredda è il "Laghetto" nei pressi dell'edificio dove si ipotizza l'installazione di 77 scambiatori a canestro.

Qui di seguito si riportano alcuni cenni teorici sul funzionamento per questa tipologia di pompe di calore, in particolare di quelle di tipo Geotermico.

Le GSHPs (*Ground Source Heat Pumps*) si suddividono in due grandi categorie:

1) SISTEMI A CIRCUITO CHIUSO: impianti accoppiati direttamente con il terreno attraverso un sistema di tubazioni al cui interno scorre il fluido termovettore. Non richiede che l'acqua venga estratta o re iniettata;
2) SISTEMI A CIRCUITO APERTO: impianti che utilizzano l'acqua di falda come fluido termovettore, con o senza re immissione nella falda stessa dopo l'uso;

Esiste anche la categoria POND AND LAKES LOOP che prevede impianti che sfruttano l'acqua dei laghi e dei bacini come sorgente termica attraverso un circuito che può essere sia aperto che chiuso;

Per i due casi studio, la tipologia installata è quella che prevede il circuito chiuso. Sono conosciuti anche con la denominazione inglese *closed loop* nei quali il fluido termovettore circola all'interno. In base al sistema adottato, le sonde geotermiche vengono realizzate tramite scavi o trivellazione e sono del tipo orizzontale o verticale. Le profondità medie possono variare da pochi metri al di sotto del piano campagna, a diversi metri di profondità. La sonda geotermica è caratterizzata all'interno da una tubazione di mandata e una di ritorno, ove il fluido termovettore circola. Questa viene messa in comunicazione termica con il terreno per consentire lo scambio di calore tra il terreno e le sonde. Il rivestimento di queste tubazioni deve essere altamente conduttivo e poco poroso ed ha la funzione di protezione meccanica (poiché la pressione litostatica aumenta linearmente con la profondità), e di isolamento delle falde, nel caso in cui si possano verificare perdite del fluido termovettore. Questo specifico sistema presenta il vantaggio di essere una tecnologia molto versatile. Purtroppo, le prestazioni raggiungibili sono inferiori al sistema open loop, soprattutto nella configurazione a sonde orizzontali, la quale risente particolarmente delle variazioni stagionali di temperatura. Solitamente le tubazioni vengono realizzate con diverse geometrie, le più comuni sono: a bobine, a serpentina, lineari ed infine a canestro.

Di seguito si riportano le due tipologie dei casi studio: gli scambiatori a canestro, per la tipologia orizzontale a bassa profondità e le sonde ad alta profondità, per la tipologia verticale.

[3] Impianto idronico: sistema in cui viene prodotto sia caldo sia freddo utilizzando sempre acqua come fluido termovettore.

SCAMBIATORI A CANESTRO

Gli scambiatori a canestro sono realizzati con tubi in polietilene fissati ad armature in ferro o in plastica. Gli scavi per questa tipologia hanno una profondità di circa 1.5 metri. È un'installazione recente, utilizzata soprattutto in Germania e Svizzera e solo recentemente in altri paesi europei. La novità di questi scambiatori è dovuta all'evidente risparmio della superficie di scambio, che varia dal 30% al 50% rispetto agli altri scambiatori [4]. Caratterizzati da una geometria piuttosto compatta, hanno la capacità di integrarsi facilmente con gli impianti esistenti o con le ristrutturazioni nel caso in cui la superficie esterna sia poco estesa. Gli scambiatori a canestro possono avere forma cilindrica o conica e possono essere per-assemblati o realizzati direttamente in cantiere. I canestri sono generalmente distinti in tre modelli, come nelle figure sotto riportate.

Tubi Øe 32

Ltubazione = 75m

Pscambiata= 0,7-1,0kW

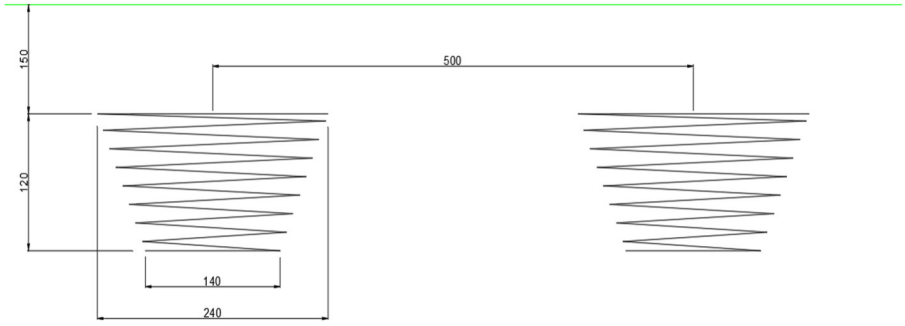


Figura 7: Scambiatori a Canestro di tipo 1.

Tubi Øe 32

Ltubazione = 150m

Pscambiata = 1,1-1,5kW

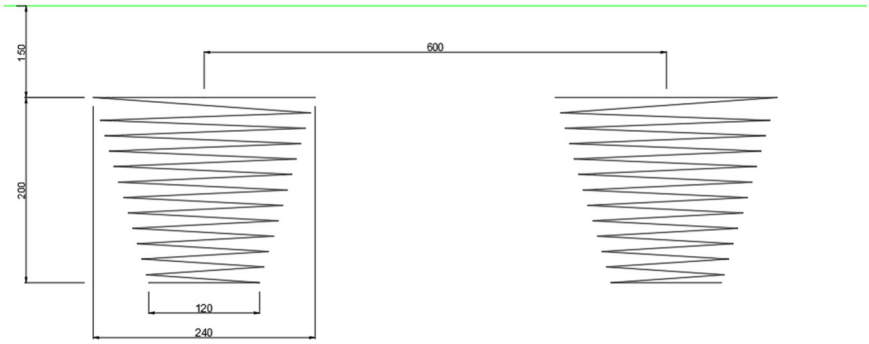


Figura 8: Scambiatori a canestro di tipo 2.

Tubi Øe 32

Ltubazione = 200m

Pscambiata = 1,6-2,0kW

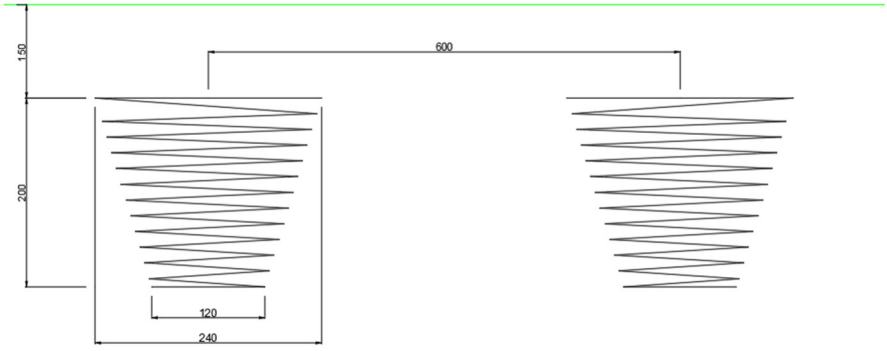


Figura 9: Scambiatori a canestro di tipo 3.

SONDE AD ALTA PROFONDITÀ

Gli scambiatori ad alta profondità sono caratterizzati da tubazioni in materiale polimerico, la profondità delle sonde è variabile ed è compresa tra i 100 –120 m, ma in casi particolari possono arrivare fino a 200 m.

Per questa tipologia di sonde, le tubazioni hanno caratteristiche diverse a seconda della profondità a cui arrivano, poiché per effetto del calore prodotto dal sottosuolo la temperatura cresce di circa 3°C ogni 100 metri. Per questo motivo, nel primo caso, le sonde sono costituite da tubazioni in polietilene ad alta densità PN16 (pressione massima di esercizio 16 bar), mentre nel secondo caso è necessario adottare tubazioni PN20 con conseguente possibilità di richiesta di una tubazione di diametro maggiore. Le tubazioni sono caratterizzate da pesi chiamati zavorre, poste in testa alle stesse, per permettere facilmente l'inserimento dei tubi nei fori eseguiti, mentre il vuoto le pareti dei fori e i tubi è riempito con materiale ad alta conduttività, tipicamente si tratta di una sospensione a base di cemento e sostanze inerti. Le sonde vengono normalmente realizzate a una distanza pari a circa 4 – 5 m dall'edificio, al fine di evitare problemi strutturali allo stesso. Le sonde, inoltre, devono essere collocate con una inter-distanza di circa 7 – 9 metri per evitare interferenze negli scambi di calore tra di esse.

1.3 Efficienza

Dal punto di vista energetico, il coefficiente che caratterizza la performance di queste macchine è noto come: Coefficiente di prestazione, COP (Coefficient of Performance), definito come il rapporto fra l'effetto utile cioè potenza ceduta/sottratta e la potenza meccanica. Per definizione è sempre positivo.

Per l'utilizzo invernale, quindi per il riscaldamento, il COP è definito come:

$$COP_H = \frac{H}{E} = \frac{Calore\ Utile}{Potenza\ Elettrica\ Assorbita}$$

Mentre per l'utilizzo estivo (raffrescamento):

$$EER = \frac{C}{E} = \frac{Calore\ Sottratto}{Potenza\ Elettrica\ Assorbita}$$

EER è l'acronimo di Energy Efficency Ratio.

Nel caso specifico della pompa di calore l'efficienza può risultare anche maggiore di 1, perché oltre all'energia che entra nel ciclo, principalmente per il funzionamento del compressore, si ha anche l'ingresso del calore prelevato dall'aria. L'efficienza, quindi, può assumere valori maggiori di 1, non perché la pompa di calore può "generare" dell'energia, ma perché somma l'energia entrante per l'alimentazione del suo ciclo a quella prelevata dall'ambiente esterno. Dunque, l'efficienza sarà tanto maggiore quanto minore sarà la differenza di temperatura tra la sorgente fredda e il pozzo caldo, perché la pompa di calore sprecherà meno energia nel lavoro di pompaggio del calore da un livello di temperatura inferiore a quello superiore. In generale se il divario di temperatura operazionale è molto elevato, la quantità di calore generato sarà minore, quindi la pompa di calore sarà meno efficiente.
Ogni modello di pompa di calore avrà prestazioni diverse, anche se di solito non radicalmente diverse, poiché la maggior parte utilizza compressori e refrigeranti simili. Il manuale del produttore di solito mostra una gamma di curve che mettono in relazione la potenza termica e il COPH a fattori quali la temperatura della sorgente, la temperatura di mandata del riscaldamento e le portate del fluido attraverso l'evaporatore e il condensatore. La curva che descrive il Coefficiente di prestazione di una pompa di calore può essere molto diversa a seconda dei climi per cui viene progettata: quindi a seconda del luogo in cui verrà installata e le condizioni climatiche del medesimo luogo, può avere costi di gestione molto diversi.

Heat pump environmental source	Heat pump delivery system	COP_H – ECA (2010)	SPF_H – EN15450	
			New building	Existing buildings
Air sourced	Water-borne heating	>4.0 (<20 kW)[1] >3.8 (>20 kW)[1]	3.0 (2.7)	2.8 (2.5)
Air sourced	Warm air	>3.2 (single package)[2] >3.6 (split units)[2]		
Ground sourced (closed loop)	Water-borne heating	>4.0[3]	4.0 (3.5)	3.7 (3.3)
Water sourced (including groundwater)	Water-borne heating		4.5 (3.8)	4.2 (3.5)

[1] Under standard condition: outdoor air dry bulb temperature = 7°C, warm water outlet temperature = 35°C: $A_{db}7/W35$.
[2] Under standard condition: outdoor air dry bulb temperature = 7°C, indoor air dry bulb temperature = 20°C: $A_{db}7/A_{db}20$.
[3] Under standard condition: antifreeze solution ("brine") entry temperature from ground heat exchanger to heat pump = 0°C, warm water outlet temperature = 35°C: B0/W35.

Tabella 2: Valori guida per le prestazioni dei sistemi a pompa di calore in Europa (European Norm EN 14511 - 2 of 2007).

Integrare un sistema di accumulo di calore latente, LTHS, ad una pompa di calore permetterebbe di preriscaldare l'aria e quindi di incrementare il COP della stessa, riducendo molto i consumi energetici. I vantaggi che offre questa soluzione sono di due tipi: in primo luogo, il calore stoccato nei PCMs potrebbe essere usato come una risorsa di calore per l'evaporatore permettendo di raggiungere temperature di evaporazioni circa costanti. Inoltre, considerando la variazione non solo stagionali ma anche giornaliere della temperatura dell'aria, le condizioni di lavoro diventerebbero più stabili. Infine, verrebbero ridotti: la capacità installata per il raffreddamento, gli avvii e le fermate del compressore permettendo, dunque, di tagliare sui costi di investimento. Per il caso studio di Chieri, questa integrazione serve per garantire che nelle mezze stagioni ci sia la possibilità di sfruttare il riscaldamento e/o raffrescamento, ma soprattutto, per le giornate di basso carico, evitare addirittura di accendere le pompe di calore.

2.PCM: Classificazione, Caratteristiche di Funzionamento.

"Materiale a Cambiamento di Fase è il nome che si dà a una sostanza la quale è capace di passare da una fase o stato (solido, liquido, gas) ad un'altra fase (solida, liquida, gas) ad una specifica temperatura e pressione [5]". Sono molto comuni, e ne esistono di diverse tipologie: le trasformazioni di fase che li caratterizzano, sono riportate in tabella 3.

I materiali a cambiamento di fase, in inglese PCM, acronimo di Pase Change Materials, vengono utilizzati all'interno di accumuli termici, per regolare i ritardi associati alla domanda e all'offerta di energia e infine per sopperire ai picchi dei carichi termici in fase di riscaldamento e raffrescamento nell'ambito edilizio. La scelta di un PCM, per una determinata applicazione, viene fatta in base alla sua temperatura di cambiamento di fase.

La temperatura di cambiamento di fase di un PCM rimane pressoché costante e prossima alla temperatura di fusione, in questo modo le oscillazioni degli edifici e di elementi da costruzione vengono evitate. Quando la temperatura supera il punto di fusione il materiale è allo stato liquido, viceversa, si trova in uno stato solido. Il range di temperatura si aggira intorno ai 20°C – 50°C, ma il punto di fusione è caratteristico per ogni tipo di sostanza, di conseguenza la capacità termica di un PCM non risulta costante ma concentrata in un intorno del punto stesso (Figura 5).

Questi materiali, grazie al loro calore di fusione latente, ed in piccola parte, al loro calore specifico, lavorano come degli accumulatori: assorbono e cedono calore, mantengono la loro temperatura inalterata ed evitano di surriscaldare gli elementi che li contengono.

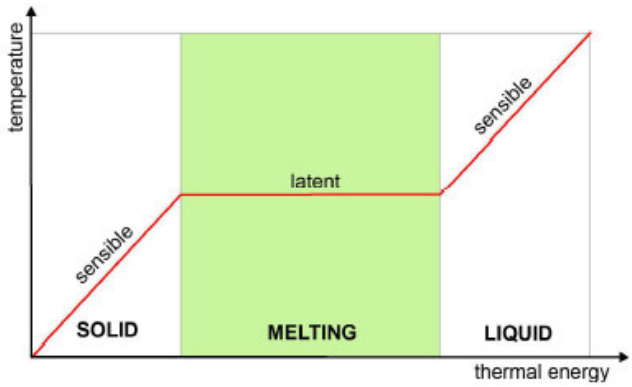


Figura 10: Capacità termica vs Temperatura di un PCM

Il vantaggio dell'utilizzo di un materiale PCM, rispetto ai tradizionali materiali da costruzione, è nella loro maggiore capacità di accumulo di energia, a parità di peso e volume. Inoltre, la capacità termica variabile consente agli elementi costruttivi contenenti PCM di avere un comportamento dinamico e sensibile alle condizioni climatiche.

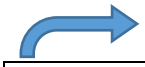
	SOLIDO	LIQUIDO	GAS
SOLIDO	-	Fusione	Sublimazione
LIQUIDO	Solidificazione	-	Vaporizzazione
GAS	Brinamento	Condensazione	-

Tabella 3: Stati di aggregazione della materia e cambiamenti di stato.

Per i sistemi di accumulo (in inglese TES: Thermal Energy System), le trasformazioni solido-gas e liquido-gas sono inefficienti perché il sistema richiederebbe un volume eccessivo e l'utilizzo di elevate pressioni. Ad esempio, i sistemi acqua-vapore non vengono commercializzati perché non risulterebbero redditizi, mentre per i sistemi solido-solido il calore recuperato dalla transizione di fase non è sufficiente. I candidati migliori per i sistemi TES sono quindi i PCM solido-liquido. Questi materiali sono caratterizzati da una fase di equilibrio molto ampia, alta densità, piccole variazioni di volume e bassa pressione di evaporazione alla temperatura di cambiamento di fase. Inoltre, presentano solamente un lieve sotto-raffreddamento durante il congelamento e velocità di cristallizzazione discreta. Un capitolo dedicato ai TES spiegherà i principi base e le loro applicazioni.

Il successo dell'utilizzo dell'unità di accumulo di calore latente (LHSU) dipende notevolmente dalla selezione del PCM. La fattibilità dell'utilizzo di un particolare materiale rispetto ad un altro si basa sulle proprietà termofisiche, cinetiche, chimiche ed economiche.

1. Proprietà termo-fisiche

- Temperatura di fusione nell'intervallo di temperatura di esercizio desiderato;
- Elevato calore latente di fusione per unità di volume, in modo che il volume richiesto del contenitore di accumulo, in grado di rilasciare una data quantità di energia, sia il più piccolo possibile;
- Elevato calore specifico per fornire un ulteriore accumulo di calore sensibile significativo;
- Elevata conducibilità termica delle fasi sia solida che liquida per assistere la carica e fasi di scarico del sistema di stoccaggio;
- Piccola variazione di volume sulla trasformazione di fase e piccola tensione di vapore durante il funzionamento temperatura per ridurre il problema di contenimento;
- Fusione congruente del materiale a cambiamento di fase per una capacità di stoccaggio costante del materiale dopo ogni ciclo di congelamento / fusione.

2. Proprietà cinetiche

- Elevata velocità di nucleazione per evitare il sovra-raffreddamento della fase liquida;
- Alto tasso di crescita dei cristalli, in modo che il sistema possa soddisfare la richiesta di recupero di calore dal sistema di accumulo.

3. Proprietà chimiche

- Ciclo completo reversibile di congelamento / fusione;
- Nessuna degradazione dopo un gran numero di cicli di congelamento / fusione;
- Nessuna corrosività per i materiali da costruzione;
- Materiale non tossico, non infiammabile e non esplosivo per la sicurezza.

4. Criteri economici

- Disponibile in abbondanza, alta reperibilità del prodotto;
- Di basso costo;
- Facilità di riciclaggio e smaltimento.

2.1 Classificazione

I PCM vengono classificati, in base alla loro composizione chimica, in tre categorie: organici, inorganici ed eutettici.

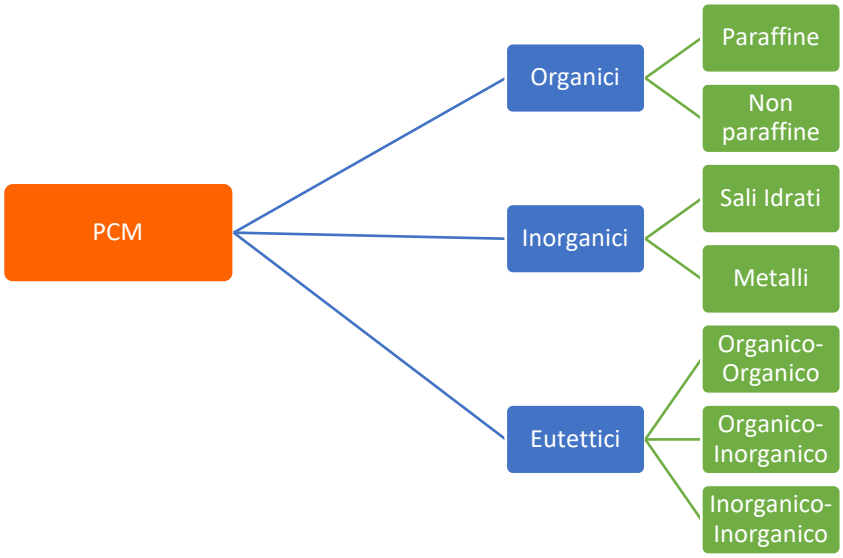


Figura 11: Classificazione PCM

PCM Organici

I PCM organici si suddividono a loro volta in cere paraffiniche e materiali non paraffinici (acidi grassi, alcoli e glicoli). I composti organici sono chimicamente stabili e non corrosivi, non vanno incontro a soprafusione, hanno elevate entalpie di fusione e sono riciclabili. Sono abbondanti e commercialmente disponibili a un costo ragionevole. Tuttavia, utilizzandoli in modo tradizionale hanno diverse limitazioni, come perdita di liquido durante lo stato di fusione e bassa conducibilità termica [6]. Purtroppo, la bassa conduttività termica di questi materiali mette a rischio il processo diffusione stesso, si crea quindi una resistenza termica al flusso di calore impedendo a quest'ultimo di penetrare in modo efficace all'interno del PCM. Una prima conseguenza è l'isolamento del processo di fusione alle sole zone prossime alla sorgente di calore, viene a formarsi uno strato di liquido surriscaldato vicino alla sorgente e uno più solido. Pertanto, molte ricerche si sono concentrate

sull'affrontare la sfida di aumentare la diffusività termica e conduttività termica dei materiali a cambiamento di fase organici mediante l'uso di strutture ad alta conducibilità incorporate nei vari design. Le strategie utilizzate per raggiungere questi fini saranno approfondite in seguito.

Paraffine

Le paraffine sono dei composti che in chimica organica vengono chiamati alcani, derivano dalla distillazione del petrolio, infatti, si riconoscono per la catena lineare di idrocarburi con una piccola ramificazione e sono caratterizzate da una consistenza cerosa a temperatura ambiente. La struttura chimica viene mostrata in *figura 9*, mentre la formula chimica è: C_nH_{2n+2}, al variare di n, numero di atomi di carbonio, si possono trasferire al composto proprietà termiche diverse: ad esempio all'aumentare di n aumenta anche la temperatura di fusione. A livello tecnologico si può quindi sintetizzare la paraffina in modo che raggiunga la temperatura di fusione richiesta per l'applicazione: per quanto riguarda i TES le temperature di interesse si aggirano intono ai 6- 80°C.

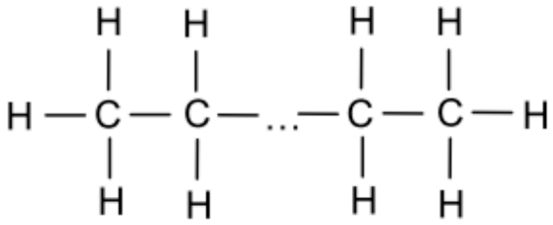


Figura 12: Struttura chimica di una paraffina

Le cere paraffine sono i PCM più utilizzati nei sistemi di accumulo grazie a buone capacità di stoccaggio termico e stabilità chimica nonostante i molteplici cicli di riscaldamento e raffreddamento. Si solidificano senza sottoraffreddamento[4] e non sono corrosive. Essendo derivati del petrolio, come per gli altri combustibili fossili, sono dannosi per l'ambiente e la salute dell'uomo, inoltre, il loro costo dipende strettamente dalle oscillazioni sul petrolio. Dal punto di vista fisico presentano una bassa conducibilità termica (dell'ordine di 0,2 $\frac{W}{mK}$): questo significa che per scambiare calore, hanno bisogno di superfici di scambio termico maggiori.

Non Paraffine

Generalmente il gruppo delle non-paraffine comprende composti organici come gli esteri, gli alcoli, i glicoli e gli acidi grassi che sono i più numerosi. Sono la categoria più studiata e più interessante di PCM per i ricercatori [7]. La struttura chimica degli acidi grassi è rappresentata in *figura 10* mentre la loro composizione chimica è: $CH_3(CH_2)COOH$, la presenza di legami covalenti causa instabilità ad alte temperature, tuttavia hanno calori di fusione comparabili a quelle delle paraffine.

[4] Raffreddamento di una sostanza a una temperatura inferiore a quella occorrente per provocare un cambiamento di stato, senza che tale cambiamento si verifichi, per cui la sostanza resta in condizioni di equilibrio metastabile.

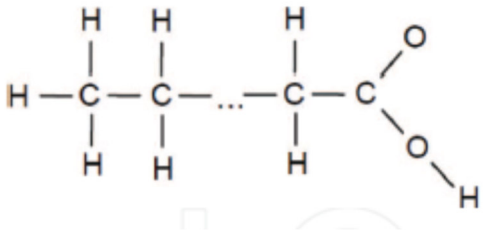


Figura 13: Struttura chimica delle Non-paraffine

È noto che gli acidi grassi, come le paraffine, possiedono un comportamento di fusione e congelamento riproducibile e congelano con un super raffreddamento minimo o nullo. Il principale svantaggio di quest'ultimi è rappresentato dal costo che è generalmente maggiore di quello delle paraffine.

Bio-composti

Per contrastare il prezzo e l'elevato livello di infiammabilità, lo studio dei PCM si è avvicinato al mondo animale e vegetale dando vita ai Bio-composti, chiamati anche "BioPCM". Ottenuti da materie prime poco utilizzate ad esempio olio di soia, olio di cocco e olio di palma, oltre ad avere prestazioni migliori sono idrocarburi atossici idrogenati, quindi possono essere utilizzati per migliaia di cicli senza ossigenarsi. Assorbono, accumulano e rilasciano enormi quantità di calore di latente, inoltre possono essere prodotti in modo tale che il punto di fusione può essere impostato da -22,7 ° C a 78,33 ° C e questo ne facilita l'uso in varie zone climatiche. Il BioPCM offre un vantaggio significativo rispetto al PCM convenzionale con il suo elevato calore specifico e l'elevata capacità latente.

Perché allora non utilizzare un materiale così facilmente reperibile come l'acqua'? D'altra parte, con le sue proprietà superiori potrebbe essere un candidato ideale per applicazioni PCM negli edifici. Tuttavia, non può essere utilizzato negli edifici a causa dei problemi associati allo stoccaggio e poiché il cambio di fase liquido-gas avviene a una temperatura più elevata (punto di ebollizione) che non è possibile raggiungere nelle situazioni pratiche.

PCM Inorganici

I materiali inorganici, disponibili in un'ampia gamma di temperature, hanno il vantaggio di avere maggiori entalpie di fusione per unità di volume grazie alla loro elevata densità, maggiori conduttività termiche, quindi elevata capacità di accumulo di calore latente e dal punto di vista economico sono più accessibili. Tuttavia, contrariamente ai materiali organici, presentano problemi di sottoraffreddamento e possono andare incontro alla separazione di fase. Inoltre, risultano complicati da produrre data la necessità di un'aggiunta di additivi rendendoli quindi più corrosivi. Gli inorganici hanno brusche transizioni di fase in corrispondenza del punto di fusione, invece che esibire una *zona molle* estesa come nel caso dei materiali organici. Sono a loro volta suddivisibili in due categorie, sali idrati e metalli.

Sali idrati

Un sale idrato è un composto ionico che contiene all'interno del suo reticolo cristallino un certo numero di molecole d'acqua attratte dagli ioni. La formula generale è $AB \cdot nH_2O$, dove n indica il numero di molecole d'acqua. La struttura è tri-dimensionale in grado di assorbire e inglobale molecole di acqua nel suo reticolo

cristallino, ovviamente i legami sono ad idrogeno. Questi PCM sono caratterizzati elevato calore latente di transizione di fase per unità di volume, piccole variazioni di densità, non tossicità e conducibilità termica più elevata rispetto alle sostanze organiche, quasi il doppio di quella delle comuni paraffine. La variazione di volume nella transizione di fase solido / liquido di un sale idrato è più contenuta rispetto ai materiali organici e può arrivare fino al 10%. Sono sufficientemente economici e si osserva che il calore latente di fusione di questi PCM sono compresi tra $120\ e\ 255\ \left[{}^{kJ}/_{kg}\right]$. La fusione e la solidificazione del sale idrato sono nient'altro che una disidratazione e idratazione del sale. Come viene mostrato dalla formula sottostante, i cristalli idrati si scompongono in sale anidro e acqua, o in uno meno idrato e acqua:

$$AB * nH_2O \rightarrow AB * mH_2O + (n-m)H_2O$$

O nella sua forma anidra:

$$AB * nH_2O \rightarrow AB + nH_2O$$

Parliamo ora degli svantaggi, in primis i sali idrati sono chimicamente instabili: essendo formati appunto da sale e acqua, hanno la tendenza a separarsi in fasi diverse. Ad ogni ciclo di riscaldamento viene persa una quantità d'acqua, provocando la degradazione del sale e una importante perdita in termini di prestazioni per l'accumulo termico. Questo fenomeno prende il nome di Segregazione è può essere evitato introducendo dei componenti polimerici a base gel o altri materiali ad alta viscosità. Il sottoraffreddamento è un altro problema da affrontare perché il materiale continua a raffreddarsi nonostante sia già oltre il punto di solidificazione. La spiegazione fisica di questo fenomeno risiede nella natura cinetica coinvolta: per poter dare inizio alla cristallizzazione del reticolo, deve essere presente un punto di nucleazione iniziale e la cinetica deve essere sufficientemente elevata da rendere l'espansione del reticolo un comportamento naturale. Laddove uno dei due requisiti non sia soddisfatto, il liquido continua a raffreddarsi, senza però passare allo stato solido. Questo evento può essere eliminato grazie all'inserimento di agenti nucleanti, ovvero di piccole impurità che permettono la formazione del reticolo. Non sono compatibili con i metalli perché li corrodono. Grazie ad un'elevata conducibilità termica, un basso costo e alta reperibilità in natura, sono degli ottimi candidati per le applicazioni di accumulo termico.

Metallici

I PCM metallici includono metalli a basso punto di fusione e le loro leghe. L'elevato calore latente per unità di volume e l'elevata conduttività termica sono tra le proprietà di questi materiali [8]. Questa categoria offre il potenziale per l'accumulo di calore ad alta densità e ad alta temperatura. Avendo un'elevata conducibilità termica, non sono richieste aggiunte di materiale, quindi anche le area di scambio termico risultano minori. La temperatura di fusione è 454 ° C e il calore latente di fusione è di 314,4 $\left[{}^{kJ}/_{kg}\right]$. L'uso del metallo pone però una serie di problemi ingegneristici quali ad esempio le penalità dovute al peso e la parziale degenerazione che essi subiscono al crescere del numero di cicli effettuato: ricerche in merito hanno stabilito che in seguito a

1000 cicli termici, il range di temperatura per la fusione era cambiato di 3-5 K e il calore latente associato era diminuito. Inoltre, da un punto di vista economico, molti PCM metallici hanno costi elevati.

Eutettici

Per composti eutettici si intende una miscela di due o più sostanze pure che si combinano, a una data pressione e temperatura, per dare come prodotto una nuova sostanza le cui caratteristiche sono ottenute dalla combinazione delle proprietà delle sostanze pure di partenza. I PCM eutettici si ottengono mescolando inorganico-inorganico, organico-organico o una combinazione dei due PCM con un rapporto desiderato per applicazioni specifiche. Possiedono anche un'elevata conduttività termica e densità, mentre la loro la capacità termica specifica e il calore latente sono molto inferiori a quelli di paraffina / sali idrati. Il punto di fusione è inferiore a quello delle singole sostanze stesse. Questo aspetto è di notevole interesse in quanto è possibile sfruttare le proprietà di un determinato materiale, abbinandolo a un secondo materiale che presenti una temperatura di fusione nel range richiesto. Gli eutettici quasi sempre si sciolgono e si congelano senza segregazione perché si congelano in un'intima miscela di cristalli, lasciando poche opportunità ai componenti di separarsi. Alla fusione, entrambi i componenti si liquefanno simultaneamente, sempre con una separazione improbabile. Tra gli svantaggi dell'eutettici c'è la mancanza dati sulle proprietà termo-fisiche poiché l'uso di questi materiali è molto nuovo per l'applicazione negli accumuli termici. Inoltre, i costi sono ancora estremamente elevati.

I materiali a cambiamento di fase possono essere anche classificati secondo la loro temperatura di transizione di fase, possiamo quindi trovare tre categorie definite come:

- PCM a bassa temperatura (punto di fusione <220°C);
- PCM a temperatura intermedia (punto di fusione compreso tra i 220°C - 420°C);
- PCM ad alta temperatura (punto di fusione >420°C).

In generale nella prima categoria sono comprese le paraffine, gli acidi grassi, i materiali polimerici, alcoli... Ad esempio la maggior parte dei PCM organici hanno punti di fusione inferiori agli 80°C rientrando in quelli a bassa temperatura e le applicazioni tipiche riguardano gli accumuli di freddo per il condizionamento dell'aria e per la refrigerazione. Nella seconda categoria i più diffusi sono gli eutettici perché possono essere utilizzati come accumulatori di acqua calda negli impianti solari, sistemi passivi negli edifici per il mantenimento del comfort e la climatizzazione ambientale, per raffreddare elementi elettronici ed infine negli impianti solari di produzione di potenza.

Nella pagina successiva viene presentata una tabella riassuntiva dei vantaggi e svantaggi di ciascuna categoria di PCM

	Vantaggi	Svantaggi
Organici	Chimicamente stabili	Bassa Conduttività termica
	Alta entalpia	Costi maggiori
	Sicuri e non reattivi	Ciclo di condensazione e fusione lungo
	Non Corrosivi	Moderatamente infiammabili
	Microincapsulabili	Bassa densità
	Buone proprietà di nucleazione	Incompatibili con contenitori di plastica
	Disponibili in un ampio range di temperatura	
	Basso Sottoraffreddamento	
Inorganici	Basso costo	Instabilità durante i cicli
	Alta entalpia	Segregazione di fase
	Ampio range di fusione	Ampio sottoraffreddamento
	Elevata densità	Corrosivi
	Alta conducibilità termica	Non Microincapsulabili
	Piccolo Variazioni di volume durante la transizione di fase	
	Compatibili con la plastica	
Eutettici	Basso Costo	Range d temperatura limitati
		Corrosivi
		Non Microincapsulabili

2.2 Applicazioni e scelta del PCM

La scelta del PCM ottimale può essere condotta utilizzando come linea guida la lista di requisiti che esso dovrebbe possedere:

- Punto di fusione alla temperatura di funzionamento
- Alto valore del calore latente di fusione
- Alto valore del calore specifico, in modo tale da sfruttare anche una quota di calore sensibile
- Alta conducibilità termica, in modo tale da poter eseguire le fasi di carica/scarica in tempi brevi e senza elevate differenze di temperature
- Fusione congruente, ovvero il materiale deve poter fondere completamente con fasi liquide e solide omogenee
- Assenza di segregazione, ovvero senza cambi irreversibili delle proprietà termiche
- Piccole variazioni di volume durante il cambiamento di fase, in modo tale da poter utilizzare scambiatori semplici ed economici
- Assenza del fenomeno di sottoraffreddamento
- Stabilità chimica nel tempo
- Assenza di tossicità
- Comportamento non corrosivo nei confronti dei contenitori o, se in ambito edilizio, degli altri materiali da costruzione
- Scarsa infiammabilità
- Facile reperibilità sul mercato
- Basso costo
- Alto numero di cicli

In realtà non esiste nessun PCM che garantisca tutti i requisiti sopra elencati. Bisogna quindi trovare il PCM che abbia il maggior numero di caratteristiche positive e che sia in grado di garantire l'accumulo necessario. Alcune di queste proprietà (soprattutto quelle di tipo chimico ed economico) non richiedono la conoscenza precisa del materiale, in quanto sono definibili a partire dalla sola classificazione della sostanza; mentre per le proprietà di tipo termofisiche, è necessario il supporto di esperimenti in laboratorio.

Applicazioni

L'applicazione dei PCM negli edifici può avere obiettivi diversi. Il primo scopo è l'utilizzo di fonti naturali di calore e freddo, ovvero l'energia solare per il riscaldamento o l'aria fredda notturna per il raffreddamento; in secondo luogo, aumento della massa termica dell'edificio, con conseguente, in generale, miglioramento del comfort interno, e riduzione dei consumi energetici per il raffrescamento e il riscaldamento dell'edificio. Infatti, uno svantaggio significativo degli edifici leggeri è rappresentato dalla loro bassa massa termica che si traduce in elevate fluttuazioni di temperatura e, quindi, in un'elevata richiesta di riscaldamento e raffreddamento. L'applicazione del PCM in tali edifici è molto promettente, grazie alla loro capacità di attenuare le variazioni di temperatura.

Esistono fondamentalmente tre diversi tipi di tecnologie, atte a sfruttare i PCM negli edifici per il riscaldamento e il raffrescamento:

- PCM per la costruzione di muri;
- PCM in altri componenti dell'edificio (ad esempio sistemi di sottopavimento o soffitto)
- PCM in sistemi separati di stoccaggio termico o freddo.

I primi due sono (o possono essere) sistemi completamente passivi, dove l'energia immagazzinata ("calore" o "freddo") viene automaticamente rilasciata quando la temperatura interna o esterna sale o scende oltre la temperatura di fusione. Il terzo è un sistema attivo, dove l'energia accumulata è tenuta termicamente separata dalla struttura dell'edificio e dall'ambiente mediante un dispositivo opportunamente coibentato (accumulo, scambiatore di calore…). In questo caso l'energia viene utilizzata solo su richiesta e non automaticamente.

2.3 Problematiche Tipiche dei PCM

Date le elevate capacità di accumulo fornite sotto piccole variazioni di temperatura, i PCM trovano larga applicazione come agenti stabilizzanti e di controllo della temperatura, sia in sistemi di accumulo di tipo stand alone, ovvero con serbatoio, che integrati nelle componenti dell'involucro edilizio [9]. L'accumulo di energia termica, come verrà approfondito nel capitolo successivo, ad oggi si può realizzare attraverso l'uso di un materiale solido o liquido per la forma sensibile, di un PCM per quella latente ed infine mediante reazioni chimiche reversibili per quanto riguarda gli accumuli chimici. Questi ultimi non sono ancora molto diffusi a causa di problemi ingegneristici ed economici, mentre i più studiati ed utilizzati sono quelli a calore latente. Attualmente i sistemi che implicano la transizione di fase da solido-liquido sono i più correnti, grazie alle minime variazioni di volume durante il congelamento, compattezza, facilità nell'utilizzo e nella realizzazione. Tuttavia, le caratteristiche specifiche sono fortemente influenzate dalla scelta del PCM. Infatti, i principali problemi ai quali si viene incontro nel loro utilizzo sono la presenza di sottoraffreddamento, la possibile separazione di fase e una bassa conducibilità termica che porta ad uno scambio termico inefficiente. Nella maggior parte dei casi, per quanto riguarda il contesto dei sistemi di accumulo termico, la sfida principale è rappresentata dal tempo di risposta [10].Il materiale a cambiamento di fase deve essere disposto direttamente all'interno del percorso di scambio termico, in modo da promuovere una veloce penetrazione del calore e l'avviamento del processo di transizione. Tuttavia, la bassa conducibilità tipica della maggior parte dei PCM si ripercuote i elevati valori di resistenza termica, che incidono negativamente sul trasferimento energetico. Per ovviare a questa limitazione, intrinseca nella natura dei PCM stessi, i sistemi di accumulo termico latenti necessitano pertanto di soluzioni per il potenziamento dei valori di conducibilità termica. Qui di seguito verranno dunque esposte le maggiori questioni legate all'impiego di PCM e le corrispondenti soluzioni tipicamente adottate.

Sottoraffreddamento

Il sottoraffreddamento è un fenomeno secondo il quale il PCM non solidifica immediatamente una volta raggiunta la sua temperatura di fusione, incominciano a cristallizzarsi ad una temperatura inferiore di quella di fusione. Nella Fig. 9 viene mostrato l'effetto del subcooling (Sottoraffreddamento) in due accumuli termici.

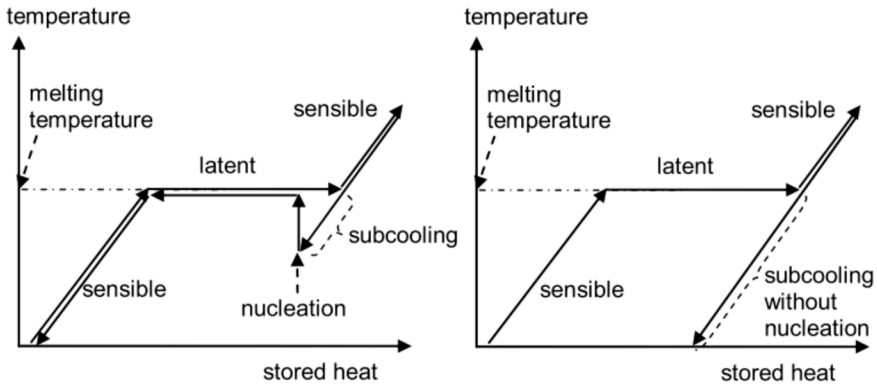


Figura 14: Effetto del sottoraffreddamento nel caso di accumuli termici. A sinistra: piccolo subcooling con nucleazione. A destra: grande subcooling senza nucleazione.

Durante la fase di fusione il calore non viene rilasciato immediatamente a causa di questo fenomeno, per questo motivo uno degli accorgimenti possibili e la diminuzione della temperatura molto al di sotto di quella di transizione in modo che avvenga la cristallizzazione e il rilascio di calore. Se il calore ceduto durante la solidificazione è maggiore del calore sensibile perso, a causa del sottoraffreddamento, la temperatura aumenta fino al punto di fusione e rimane costante fino a che il cambiamento di fase viene completato. Questo è proprio ciò che viene mostrato a sinistra nella Fig.14. Nel diagramma di destra invece le perdite, sempre dovute al sottoraffreddamento, sono maggiori del calore latente rilasciato durante la cristallizzazione, è possibile quindi che la temperatura non risalga alla quella di fusione.

Il metodo maggiormente utilizzato per far fronte a tale fenomeno prevede l'aggiunta di additivi, detti nucleatori, al PCM, al fine di innescare una nucleazione omogenea. Questi agenti non sono altro che dei materiali con una struttura cristallina solida simile a quella dei PCM che consentono la crescita di cristalli del PCM sulla loro superficie.

Separazione di fase

Quando una sostanza è soggetta ad un riscaldamento e raggiunge la sua temperatura di fusione inizia a fondersi, questo fenomeno si verifica con una fusione congruente oppure con una fusione incongruente. Nel primo caso il materiale, raggiunto lo stato liquido manterrà una composizione omogenea ed uguale a quella nello stato solido e viceversa. Mentre nel secondo evento la sostanza, che nel caso specifico sarà una miscela o un composto, sarà soggetta ad una separazione di fase, quindi ci sarà un deposito sul fondo del contenitore della fase a densità maggiore. I PCM, infatti, presentano una fusione semi-congruente o incongruente. Sfortunatamente molti dei composti che presentano i più alti calori latenti di fusione fondono in modo incongruente: questa caratteristica comporta forti differenze di densità tra le due fasi, separazione delle fasi e sedimentazione all'interno del serbatoio, provocando molteplici problemi a livello tecnologico [11].

Per far fronte a questo problema, viene aggiunto un materiale di tipo gel o addensante per aumentare la viscosità della miscela. Questo fenomeno si verifica spesso nei PCM inorganici, specialmente nei sali idrati, e alcuni eutettici nei quali le sostanze disciolte presentano densità differenti. Infatti, il composto rischierà di perdere la sua omogeneità nei cicli successivi di lavorazione.

Conducibilità termica

Il problema più comune per un PCM è quello di possedere una bassa conducibilità termica. Il miglioramento di questa proprietà è fondamentale per una buona progettazione del componente. Quanto ai PCM organici, la conduttività ha valori inferiori a $0.4\ \frac{W}{mK}$, mentre per quelli inorganici si hanno valori minori di $1\ \frac{W}{mK}$. È risaputo che i materiali utilizzati per lo stoccaggio, se presentano bassi valori di lambda, hanno inoltre velocità di scambio termico inferiori e cicli di solidificazione/liquefazione troppo lenti. Queste particolarità si traducono nell'incapacità del sistema di esercitare il controllo desiderato e mantenere l'equilibrio termico. Inoltre, bassi valori di conduttività implicano aree di scambio termico maggiori. Gli studi effettuati su questi materiali sono quindi focalizzati sulla ricerca di PCM con calore latente e conducibilità termica elevata. Durante il processo di fusione il flusso di calore deve avere la possibilità di diffondersi rapidamente all'interno del PCM altrimenti il ruolo che giocherebbe sarebbe quello di puro isolante termico. In aggiunta il calore deve avere penetrare in modo efficace nel materiale per evitare fenomeni di surriscaldamento nello strato liquido più esterno. Per quanto riguarda la fase di solidificazione che ricordiamo essere tra le trasformazioni più lente, una bassa lambda ostacola significativamente il flusso di calore perché il PCM si solidifica solamente negli stati più esterni e il flusso deve penetrare in uno stato sempre più massiccio.

Per incrementare la velocità di trasferimento del calore è quindi necessario incrementare la conduttività termica del PCM addizionandovi dei materiali con una più elevata conduttività termica. È anche vero che, aggiungendo altro materiale al PCM, in questo modo si ridurrà o eliminerà la convezione nella fase liquida; sarà quindi necessario capire quale opzione sia la migliore.

Di seguito sono riportate le principali tecniche utilizzate per incrementare le performance di scambio termico nei PCM.

Soluzioni per migliorare le Performance

Come si evince dai paragrafi precedenti, quando è richiesto l'utilizzo dei PCM bisogna sempre fare attenzione alle limitate proprietà di scambio termico che caratterizzano e penalizzano le applicazioni con questi materiali. Una bassa conducibilità termica determina uno scambio termico lento e fasi di carica e scarica del materiale, a volte, troppo prolungate. Questo comporta il rischio di rendere l'applicazione, in parte o del tutto, inutile, in quanto potrebbe risultare difficile raggiungere i valori di temperatura opportuni nei tempi desiderati. Inoltre, per avere un sistema compatto ed efficiente bisogna far sì che lo scambio termico avvenga nel modo più opportuno. Possibili soluzioni per minimizzare questo difetto consistono nella fusione tra PCM e un materiale ad alta conducibilità (base metallica) oppure l'incapsulamento della sostanza per poter bilanciare il rapporto tra conduttività e superficie di scambio. La scelta di una soluzione rispetta all'altra dipende in primis dai parametri fisici del materiale ma soprattutto dalle caratteristiche specifiche del sistema in cui si deve operare. Inoltre, non bisogna trascurare anche l'aspetto economico poiché uno scambiatore termico più performante sarà anche più costoso.

Incapsulamento

L'incapsulamento è il processo mediante il quale singole particelle o goccioline di materiali solidi o liquidi (nucleo) vengono circondate o rivestite con una pellicola continua di materiali polimerici (guscio) [12]. Questa tecnica viene utilizzata per ridurre efficacemente la fuoriuscita di PCM durante la transizione di fase da liquido-solido e viceversa ma soprattutto evitare il contatto del materiale con l'esterno, che potrebbe alterare la composizione del materiale stesso. Essa fornisce al PCM un'elevata stabilità del ciclo termico, un volume relativamente costante e un'ampia area di trasferimento del calore per l'accumulo. Queste tecnologie sono simili perché hanno l'obiettivo di contenere tutto il liquido all'interno di un guscio che può essere una scatola in alluminio o una nanosfera polimerica. L'incapsulamento viene classificato attraverso il diametro delle capsule in macro e micro-incapsulamento. Il macro-incapsulamento consiste nel riempire con il PCM dei contenitori che possono variare da qualche millilitro a qualche litro. Il micro-incapsulamento, invece, ha taglie che variano da 1 μm a 1000 μm. Durante il processo di fusione il volume del PCM può aumentare fino al 15-20% del volume iniziale, per questo motivo durante la fase solida si viene a formare uno spazio vuoto all'interno del contenitore che deve essere considerato durante la fase di progettazione. La creazione di un'intercapedine d'aria, all'interno dell'involucro può tradursi in un degrado delle performance termiche. L'aria contenuta al suo interno è fortemente influenzata dalla posizione all'interno del contenitore, ad esempio a 20°C la sua conducibilità termica è di circa 0.026 W/mK, è di diversi ordini di grandezza inferiore a quella di qualsiasi PCM e crea zone con un'elevata resistenza termica che possono deviare il flusso di calore verso percorsi alternativi. É stato dimostrato che la posizione e la taglia delle intercapedini d'aria influiscono notevolmente sui gradienti di temperatura e sui rapporti di scioglimento all'interno dell'involucro, ostacolando i flussi termici e riducendo l'efficienza del sistema di accumulo [10].Pertanto, l'involucro deve essere progettato per favorire la formazione dello spazio vuoto in siti che siano sufficientemente distanti dalla fonte di calore o che comunque possano influenzare il meno possibile lo scambio termico. Ciò significa che, in normali condizioni operative, è necessario evitare situazioni in cui la fonte di calore sia posta sul piano superiore del contenitore PCM per ovvi motivi legati alla forza di gravità. In letteratura è presente un ampio bagaglio di tecniche per l'incapsulamento dei PCM, le quali possono essere classificate, come già esposto prima, secondo il seguente schema generale.

Macro-Incapsulamento

L'utilizzo di una scatola rettangolare è la tecnica di incapsulamento più semplice per evitare la fuoriuscita del liquido. Il materiale utilizzato deve essere compatibile con il PCM scelto e inoltre deve possedere una conducibilità elevata per ridurre la resistenza termica e l'area di scambio. Se i due materiali non sono compatibili il rischio è quello della corrosione, come succede spesso per i Sali idrati con i Metalli. Un altro aspetto non trascuratile è quello delle perdite, infatti le giunzioni e i sigillanti dovranno essere adatti agli sbalzi di temperatura. Per ridurre al minimo vengono quindi utilizzati dei contenitori sferici al posto di quelli rettangolari. Le sfere sono generalmente piuttosto

grandi. Il materiale con cui si realizzano i contenitori può variare dalla semplice plastica fino all'acciaio, a seconda del budget di cui si dispone e delle proprietà di scambio termico richieste al sistema. Tutti i metodi di contenimento discussi qui possono essere combinati con i vari metodi di miglioramento della conduttività termica presentati in seguito per adattare il progetto all'applicazione specifica.

Micro-incapsulamento

Il principio su cui si basa questa tecnica è lo stesso del macro incapsulamento, la differenza principale è che in questo caso le capsule di contenimento sono le strutture stesse del reticolo cristallino del materiale in cui il PCM è assorbito. I vantaggi di questo procedimento sono notevoli nonostante la minore quantità di PCM contenuta nella capsula, rispetto alla soluzione in macro scala. Lo scambio termico è migliore grazie all'aumento del rapporto tra le superfici di scambio e del volume, anche la stabilità ciclica è più conveniente visto che la separazione di fase ora sarà limitata a distanze microscopiche. Inoltre, la compatibilità con i materiali circostanti migliora. Quest'ultimo è uno dei motivi che ha visto una larga diffusione del microincapsulamento in edilizia. La diffusione di questa tecnica è inoltre dovuta alla necessità di risolvere alcune problematiche connesse all'utilizzo dei PCM sfusi, i quali potrebbero perdere del materiale durante la

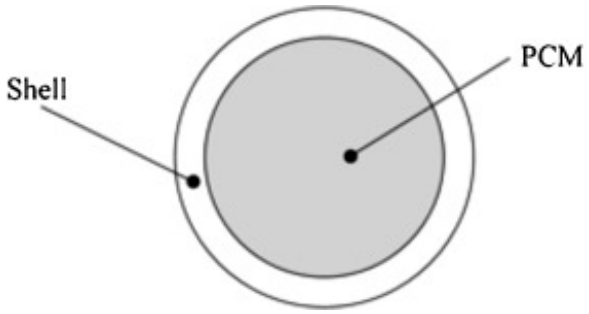


Figura 15: PCM microincapsulato

fase liquida ed essere dannosi sia per l'ambiente circostante che per gli occupanti, nel caso di PCM tossici. Per effetto dell'interazione con gli altri materiali o a causa delle condizioni ambientali, il PCM potrebbe perdere le proprie caratteristiche e non risultare più idoneo per la specifica applicazione [9]. Il microincapsulamento può avvenire secondo tre processi: Powder(polvere), Cake (torta), Slurry(sospensione). La percentuale di riempimento della capsula è una condizione importante per avere prestazioni ottimali: un volume maggiore, infatti, aumenta le probabilità di uno scambio termico più efficiente.

Nonostante i molteplici vantaggi di questa pratica, i problemi che si riscontrano non possono essere tralasciati. Lo svantaggio dominante è nascosto nella bassa conducibilità termica della maggior parte dei materiali utilizzati per l'incapsulamento, portando ad una riduzione delle performance termica dell'intero sistema. Oltre a tutto anche la capacità di accumulo totale è inferiore a causa del minor volume contenuto all'interno delle capsule e per evitare un danneggiamento della stessa in fase di solidificazione.

Miglioramento della conducibilità termica

Il seguente paragrafo ha l'obiettivo di presentare una panoramica delle metodologie disponibili per l'incremento dell'altro parametro che influenza in modo diretto lo scambio termico, ovvero la conducibilità termica e precisamente:

- ❖ Incrementare il rateo di solidificazione nei sali fusi tramite la dispersione di particelle ad elevata conduttività.
- ❖ Incorporare il PCM in una schiuma metallica.

La grafite, le particelle e le strutture metalliche e le fibre di carbonio sono tra i materiali ad altra conducibilità termica più sfruttati insieme ai PCM. Con valori di lambda tra i 24 e470 W/mK la grafite ha la capacità di aumentare la conducibilità termica del PCM abbinato fino a 5-100 volte in funzione della sua densità. Per questo motivo spesso insieme le paraffine vengono accoppiate alla grafite, non solo, anche per quei sistemi che presentano range di fusione elevati, quali sali idrati ed eutettici, le performance migliorano. Dal punto di vista economico i fiocchi di grafite naturali sono ottimi, ma la grafite espansa possiede migliori caratteristiche di assorbimento grazie alla sua porosità che permette al PCM, durante il processo di fusione, di occupare gli spazi vuoti creando un nuovo materiale con proprietà termiche più vantaggiose. Nonostante l'aumento totale della conducibilità termica del PCM ci sono però dei limiti: questi nuovi composti vengono creati medianti processi chimici o meccanici molto energivori, inoltre se le dimensioni dei pori è molto ridotta il PCM non riuscirà a fondersi completamente, mentre nel caso contrario, pori troppo grandi la conseguenza è quella di una fuoriuscita di materiale liquido.

Le particelle metalliche ad alta conducibilità sono una valida alternativa ai composti di grafite perché limitano le problematiche relative alla porosità e la loro unione è semplificata. Negli ultimi anni sono state collaudate particelle di diversa dimensione, ma quelle che sono risultate più funzionali sono le così dette nano particelle di diametro compreso tra i 2 e 200 nm. I ricercatori Choi et al. [13] sono stati i primi ad ipotizzare di disperdere nano particelle (più piccole di 100nm) in un liquido per aumentare il trasferimento di calore, dimostrando che l'aggiunta di nano-additivi ai fluidi comuni potrebbe raddoppiare la velocità di trasferimento del calore di quei fluidi grazie ad una maggiore conduttività termica di queste particelle.

Un altro metodo efficiente è quello che prevede l'inserimento di strutture metalliche nei sistemi che contengono PCM. La funzionalità è sempre quella di aumentare la conducibilità termica. La geometria di queste strutture può variare da quella sferica, alla cilindrica e fino a quella alveare. Il materiale viene inserito direttamente nello scheletro per farlo fondere e solidificare velocemente. Non mancano però le problematiche relative a questa tecnica dovute agli ingenti costi del sistema e al volume occupato dall'impianto. I metalli utilizzati hanno però densità elevate, perciò c'è il rischio di un deposito di particelle sul fondo del contenitore provocando un totale aumento di peso del sistema. Inoltre, alcuni PCM non soni compatibili come, ad esempio, le paraffine con l'alluminio oppure il rame e il nickel con i sali idrati. Per questo motivo si è ipotizzato di utilizzare delle fibre di carbonio che possiedono densità inferiori rispetto agli altri metalli e valori di conducibilità termica comparabili a quelle di alluminio e rame. In aggiunta non sono soggette a corrosione e risultano compatibili con molti PCM. Nella figura 11 vengono mostrate due possibili configurazioni di contenitori.

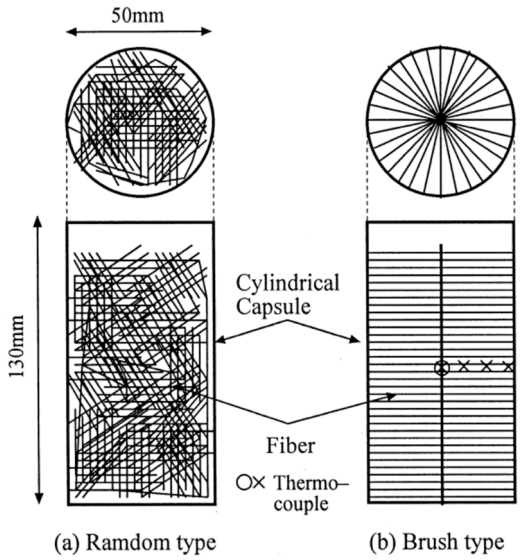


Figura 16: a) Fibre in ordine casuale. b) Fibre nella configurazione "a pennello".

Un'ulteriore soluzione al problema della conducibilità termica interessa l'utilizzo di schiume metalliche a celle aperte. Il volume del PCM si riduce notevolmente ma l'integrazione con la schiuma aumenta anche di due ordini di grandezza il coefficiente termico, permettendo al calore di diffondersi più rapidamente. Diamo adesso una definizione di schiuma metallica a cella aperta: è un materiale con porosità elevata costituito da uno scheletro solido in metallo attraverso il quale scorre un fluido. All'interno di una schiuma è possibile individuare una serie di celle che si ripetono più o meno regolarmente nello spazio. Tali celle comunicano tra di loro attraverso i pori, e sono racchiuse all'interno di legamenti, che a loro volta si incontrano in giunzioni. La morfologia della microstruttura di una schiuma ha un ruolo fondamentale nei vari meccanismi di scambio termico. Durante la fase liquida il PCM è libero di percorrere la matrice porosa, mentre durante quella solida i due componenti sono fusi assieme formando un composto eterogeneo di due diversi solidi con conducibilità differenti.

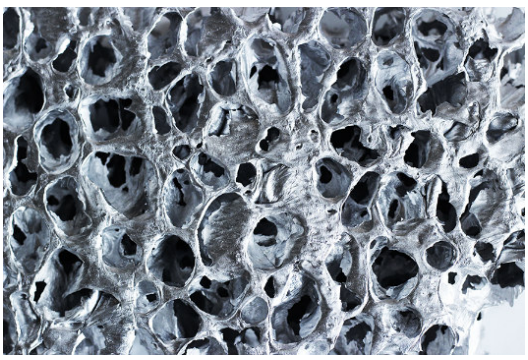


Figura 17: Schiuma metallica

3.TES: Sistemi di accumulo termico

3.1 Introduzione agli accumuli termici

Entro il 2050 la quota di energia elettrica nella domanda finale di energia aumenterà come minimo del 53 %. Secondo le previsioni, entro il 2030, circa il 55 % dell'energia elettrica utilizzata nell'UE sarà prodotta a partire da fonti rinnovabili (rispetto all'attuale 29 %), percentuale che dovrebbe superare l'80 % entro il 2050 [14]. Le fonti fossili sono in esaurimento e il loro impatto negativo sull'ambiente ha chiaramente incrementato l'uso di fonti di energia rinnovabili ad esempio il solare, i moti ondosi, l'eolico, il geotermico, l'idroelettrico e il biogas. Per questo motivo la necessità di immagazzinare queste energie verdi diventa ormai urgente, portando alla luce la necessità di sviluppare delle tecnologie più efficienti e sostenibili di immagazzinamento. Per questo motivo la richiesta di batterie subirà un incremento nei prossimi anni: secondo l'European Battery Alliance (EBA), il potenziale del mercato europeo potrebbe raggiungere un valore di 250 miliardi di EUR l'anno a

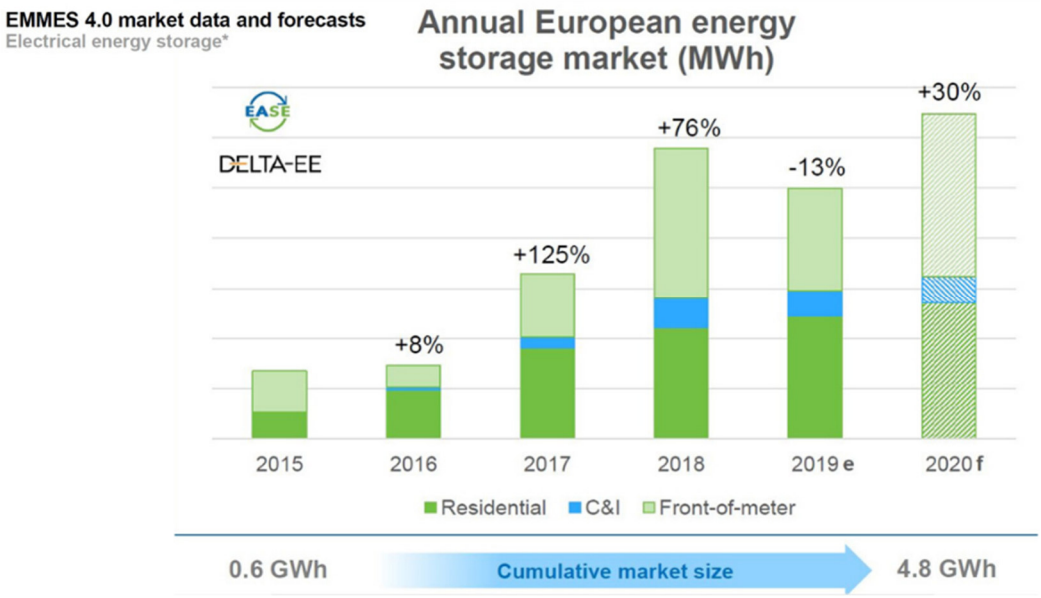


Figura 13: Mercato annuale europeo Accumulo di calore

partire dal 2025. Questa tendenza è sostenuta ulteriormente dal nuovo e completo quadro legislativo e di governance per l'Unione europea, adottato con successo dall'attuale Commissione al fine di accelerare la transizione verso un'economia sostenibile, sicura e competitiva. Secondo le analisi di trend attuate dall' European Association for Storage of Energy (EASE), Il mercato europeo dello stoccaggio di energia si è contratto nel 2019 a 1 GWh, con una base installata cumulativa di 3,4 GWh in tutti dli ambiti [15].L'andamento del 2020, rimane positivo grazie al progredire della transizione energetica, come si può vedere dalla Fig.13

Funzionamento

Il principio alla base del funzionamento di un accumulo termico è indipendente dalla tipologia di applicazione a cui deve essere collegato: il sistema in esame deve essere in grado di accumulare l'energia in eccesso derivante dal processo in analisi (fase di carica), conservarla minimizzando le perdite e rilasciarla nel momento in cui è richiesta (fase di scarica). Con questa tecnologia è possibile immagazzinare energia termica riscaldando un mezzo di accumulo, per poter essere utilizzata in un secondo momento per varie applicazioni, ad esempio,

per il riscaldamento o per la generazione: inoltre il sistema TES può aiutare a bilanciare la domanda e l'offerta di energia su base giornaliera, settimanale e anche stagionale. Permette di ridurre i picchi di domanda, realizzando una cosiddetta azione di "peak-shaving", ovvero una diminuzione del valore dei carichi di picco spostando temporalmente parte della domanda. Inoltre, aiuta a ridurre le emissioni di CO2 e il consumo di energia, aumentando l'efficienza complessiva del sistema energetico. Spesso viene impiegato per la conversione e lo stoccaggio di energia rinnovabile variabile, come l'energia solare, sotto forma di energia termica.

L'accumulo di energia termica permette quindi lo stoccaggio di caldo (TES) o di freddo (CTES) che può essere utilizzato in un secondo momento. Per permettere il recupero del calore dopo un certo periodo di tempo, il metodo di stoccaggio necessita di essere reversibile.

3.2 Classificazione Accumuli Termici

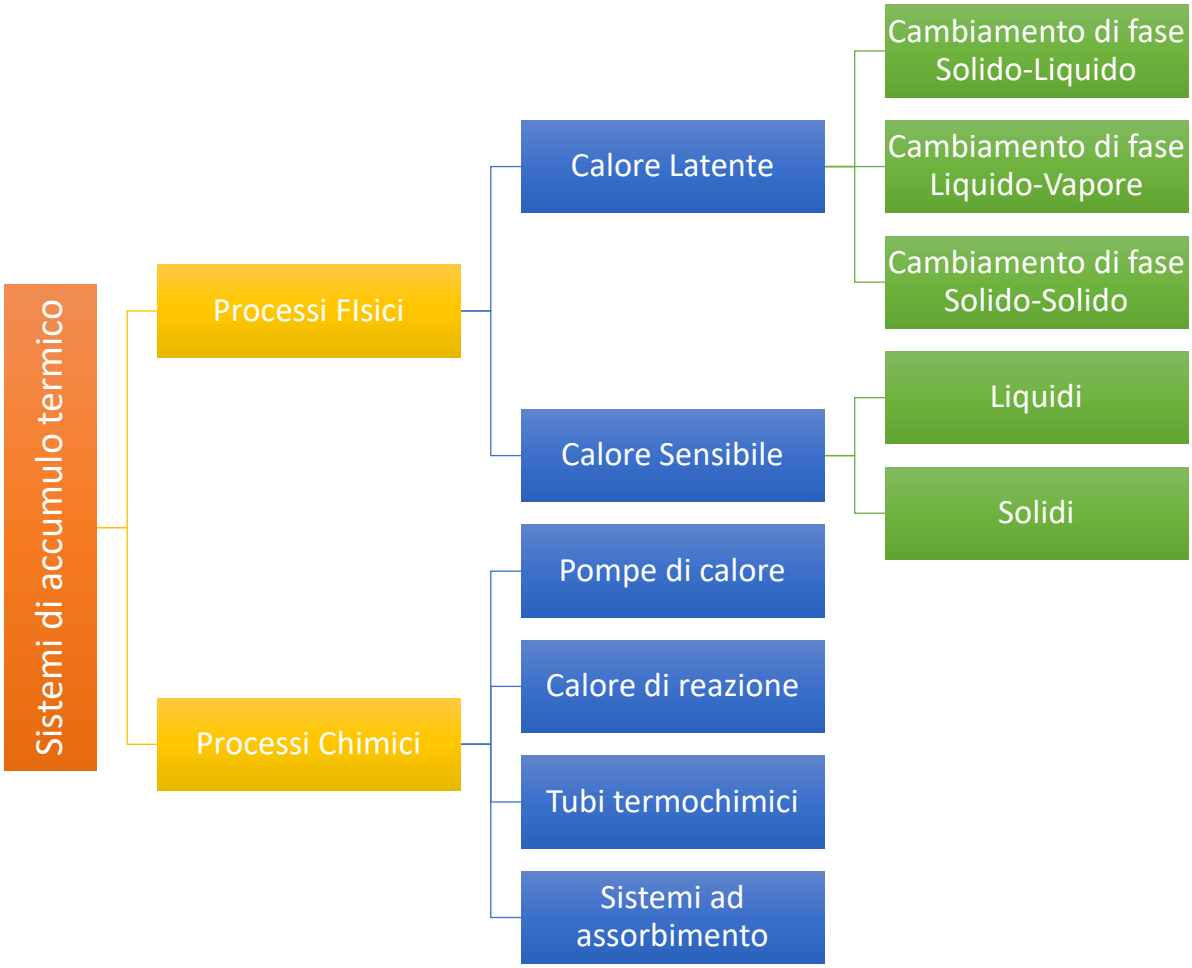


Figura 18: Classificazione TES

La tipologia di sistema di accumulo da utilizzare viene selezionata, per la particolare applicazione, sulla base di diversi criteri, tra cui l'intervallo operativo delle temperature, la durata richiesta per la fase di accumulo,

criteri economici e criteri ambientali. Nonostante la molteplice varietà delle possibili applicazioni, essi operano tutti su una base ciclica, diurna per la maggior parte dei casi mentre stagionale solo in alcuni casi. In funzione del meccanismo fisico utilizzato per immagazzinare l'energia termica, i TES vengono comunemente classificati in sensibili, latenti e termochimici. Diversi tipi di accumulo termico sono mostrati nella Fig. 18

Un sistema di accumulo di energia può essere descritto attraverso le seguenti caratteristiche:

- *Capacità*: definisce l'energia immagazzinata nel sistema e dipende dal processo di stoccaggio, dal mezzo e dalle dimensioni del sistema;
- *Potenza*: definisce la velocità con cui l'energia immagazzinata nel sistema può essere scaricata (e caricata);
- Efficienza: definisce il rapporto tra l'energia fornita all'utente e l'energia necessaria per caricare il sistema di accumulo. Tiene conto della perdita di energia durante il periodo di immagazzinamento e il ciclo di carica / scarica;
- *Periodo di stoccaggio:* definisce per quanto tempo l'energia viene immagazzinata e dura da ore a mesi (cioè, ore, giorni, settimane e mesi per la conservazione stagionale);
- *Tempo di carica e scarica*: definisce quanto tempo è necessario per caricare / scaricare il sistema;
- *Costo*: si riferisce alla capacità (/ kWh) o alla potenza (/ kW) del sistema di accumulo e dipende dal capitale e dai costi operativi dell'attrezzatura di stoccaggio e dalla sua durata (ovvero il numero di cicli).

La scelta del sistema più opportuno dipende dalla natura del processo. Per il riscaldamento dell'acqua è logico l'utilizzo di un accumulo di energia come calore sensibile dell'acqua immagazzinata. Mentre se vengono impiegati dei collettori di riscaldamento ad aria, lo stoccaggio più indicato è quello di calore sensibile o latente in unità di accumulo di particolato, come il calore sensibile in uno scambiatore di calore a letto di ciottoli. Infine, se vengono utilizzati processi fotovoltaici o fotochimici, lo stoccaggio termochimico è il più appropriato [5].

Tes System	*Capacity (kW/t)*	*Power (MW)*	*Efficency (%)*	*Storage Period*	*Cost (€/kWh)*
Sensible (hot water)	10-50	0.001-1.0	50-90	Days/months	0.1-10
Latent (PCM)	50-150	0.001-0.1	75-90	Hours/months	10-50
Chemical reactions	120-250	0.01-1.0	75-100	Hours/days	8-100

Tabella 4: Alcuni parametri relativi ai TES.

Benefici dell'Accumulo Termico

I benefici ottenibili attraverso l'impiego dei TES possono essere ricondotti a due grandi categorie:

- Aumento della capacità di generazione. La domanda di energia per riscaldamento e/o raffrescamento è raramente costante nel tempo, gli eccessi di generazione disponibili, durante i periodi di bassa richiesta, possono essere utilizzati per caricare l'accumulo termico in modo da aumentare la generazione effettiva delle unità di produzione. Analogamente, l'utilizzo di un TES permette l'installazione di una unità di produzione più piccola (o di aumentarne la capacità senza dover acquistare unità addizionali). Il risultato finale è sempre un aumento del fattore di carico.
- Spostamento dell'acquisto di energia verso periodi di basso costo. Questa misura consiste nel gestire la richiesta in modo che i consumatori, qualora questi siano soggetti ad una variazione del prezzo durante l'arco giornaliero, possano spostare l'acquisto da periodi di alto a periodi di basso costo.
- Riduzione dei consumi di energia da combustibili fossili e delle missioni inquinanti.
- Incremento dell'affidabilità dell'impianto. Grazie alla presenza di energia accumulata.
- Miglior utilizzo degli impianti di cogenerazione: La presenza dell'accumulo consente all'impianto di non lavorare all'inseguimento del carico termico.
- Integrazione con altre applicazioni. Ad esempio, riserve idriche per antincendio, pompe di calore, solare termico ecc.

Affinché un accumulo possa effettivamente portare ai benefici suddetti, deve essere studiato e progettato "ad hoc" per il sistema in cui lo stesso dovrà essere installato; se così non fosse, infatti, si avrebbe un componente che non solo non darebbe i risultati attesi, ma ha influito negativamente sul bilancio economico tramite il costo di acquisto e installazione. Per una valutazione economica preliminare, per verificare se l'installazione possa portare dei benefici al cliente o meno si può utilizzare il concetto di SPB (Simple Pay Back), in italiano, Tempo di Ritorno.

$$SPB = \frac{Investimento}{Risparmi} \qquad [years]$$

Questo rapporto è un indice, in anni, il quale rappresenta appunto il periodo necessario alla tecnologia installata di ripagare l'investimento iniziale tramite il risparmio dalla stessa introdotto. Ovviamente per avere un risultato più preciso bisognerebbe anche considerare tutti quei costi per la manutenzione, gli imprevisti ed infine per la gestione dell'impianto e del futuro smantellamento, infatti nella formula precedente al denominatore bisognerebbe scrivere: $Risparmi - Costi$.

I paragrafi successivi serviranno per spiegare nel dettaglio le tre diverse tipologie di accumulo termico.

Tipo di accumulo	Principio di funzionamento	Fase	Esempi
Calore sensibile	Cambiamento di Temperatura in un mezzo con elevata capacità termica	Liquida	Acqua, Sali Fusi, metalli Fusi
		Solida	Metalli, minerali
Calore latente	Cambiamento di fase	Liq-Sol	Nitriti, Cloruri, Idrossidi; carbonati
		Sol-Sol	Idrossidi
Energia di Legame	Assorbimento/Rilascio di energia chimica mediante spostamento dell'eq di reazione	Sol-Gas	Ca0/H20
		Gas-Gas	MgO/H20
		Liq-Gas	Na0H/H20

Tabella 5: Metodi per L'accumulo termico

Accumulo Sensibile

Il calore sensibile è la quantità di calore che viene scambiata tra due corpi producendo una diminuzione della differenza di temperatura tra i due. Questo calore continua ad essere scambiato finché la differenza si annulla, cioè finché non viene raggiunto l'equilibrio termico.

Infatti, il sistema di accumulo termico sensibile indica proprio un accumulo che sfrutta l'energia generata in un materiale, grazie ad una variazione di temperatura. Il sistema SHS sfrutta questo gradiente di temperatura durante il processo di carica / scarica, ma anche la capacità termica e calore specifico del materiale stesso, indici della quantità di energia necessaria per cambiare di un grado la temperatura di un chilogrammo di una sostanza. La capacità di energia accumulabile da un dispositivo di questo tipo è proporzionale alla differenza tra la temperatura finale e quella iniziale, alla massa del mezzo materiale ed al suo calore specifico.

$$Q = mc_p\Delta T = (\rho V)\Delta T \quad [J]$$

L'SHS è la tecnologia più semplice per accumulare energia termica riscaldando o raffreddando un mezzo di stoccaggio liquido o solido (ad esempio, acqua, sabbia, sali fusi o rocce), dove l'acqua è l'opzione più

Medium	Fluid Type	Temperature Range (°C)	Density (kg/m^3)	Specific Heat (J/(kg·K))
Sand	-	20	1555	800
Rock	-	20	2560	879
Brick	-	20	1600	840
Concrete	-	20	2240	880
Granite	-	20	2640	820
Aluminium	-	20	2707	896
Cast iron	-	20	7900	837
Water	-	0–100	1000	4190
Calorie HT43	Oil	12–260	867	2200
Engine oil	Oil	≤160	888	1880
Ethanol	Organic liquid	≤78	790	2400
Propane	Organic liquid	≤97	800	2500
Butane	Organic liquid	≤118	809	2400
Isotunaol	Organic liquid	≤100	808	3000
Isopentanol	Organic liquid	≤148	831	2200
Octane	Organic liquid	≤126	704	2400

Figura 19: Proprietà dei Materiali Per sistemi SHS

economica e più popolare. Lo stoccaggio sotterraneo del calore sensibile in mezzi liquidi e solidi viene

utilizzato anche per applicazioni tipicamente su larga scala, oltre a quelle residenziali. L'energia che si riesce ad immagazzinare è piuttosto elevata, ma è importante sottolineare che questo processo presenta anche una buona potenza termica, indice del tasso con la quale l'energia venga assorbita o ceduta. Questa peculiarità è strettamente correlata alle proprietà dei materiali impiegati come ad esempio la diffusività termica. Nella Fig.14 si riportano le caratteristiche di alcuni di questi materiali.

Dalla figura si può notare che per la categoria dei liquidi l'acqua è proprio la soluzione ottimale grazie alle buone capacità termiche, alla larga disponibilità e ai costi contenuti. Mentre per applicazioni con temperature superiori ai 100°C la scelta ricade su oli e Sali fusi. I materiali solidi sono caratterizzati da bassi valori di calore specifico che implicano l'impiego di volumi eccessivi, per questo motivo, nonostante alcuni presentino dei buoni valori di conducibilità, vengono scartati. Il sistema di accumulo, oltre che dal mezzo materiale, è composto da un involucro esterno per il contenimento e dai dispositivi per lo scambio termico. La soluzione tecnica ad oggi maggiormente diffusa ed utilizzata è quella dei serbatoi ad acqua stratificati. Questi sono caratterizzati dalla presenza di un volume di acqua con diverse temperature e l'intero sistema è progettato in modo da minimizzarne il mescolamento.

I principali vantaggi di questo sistema sono i costi relativamente contenuti, l'impiego di materiali e sostanze con tossicità nulla, le ottime proprietà di scambio termico ed infine non reagisce chimicamente con i contenitori in cui è inserito.

Accumulo Latente

Il calore latente è il calore rilasciato o assorbito da un corpo durante un cambiamento di stato senza variazione di temperatura, ad esempio da liquido a solido (come il ghiaccio che si congela) o da liquido a gas (come l'acqua che bolle). I sistemi di accumulo termico latente sono concepiti per sfruttare il calore assorbito, o rilasciato, da determinate sostanze appunto durante il loro cambiamento di fase. Per la tipologia di applicazioni considerate, la transizione di fase di maggiore interesse è quella solido-liquido e viceversa, La capacità di accumulo di un sistema di accumulo latente si determina con la seguente formula:

$$Q = \int_{ti}^{tm} mC_p dt + m\Delta q_f + \int_{tm}^{tf} mc_p dt$$

$$Q = m[c_{p,s}(t_m - t_i) + \Delta q_f + c_{p,l}(t_f - t_m)$$

Con m indichiamo la quantità di materiale utilizzato, t_m è la temperatura di fusione, $c_{p,s}$ il calore specifico caratteristico della fase solida, mentre $c_{p,l}$ per la fase liquida, infine Δq_f indica il calore latente associato alla transizione di fase. La differenza sostanziale tra un accumulo latente e uno sensibile consiste nella diversa capacità di accumulo termico che, nel caso di quello latente è superiore, con conseguente riduzione delle dimensioni del sistema. Infatti, a parità di massa del materiale, l'accumulo latente rende molto di più. Inoltre, essendo uno scambio di calore a temperatura pressoché costante, paragonabile a quella di transizione di fase, risulta fattibile l'impiego di sorgenti poco variabili nel tempo. Il livello termico a cui si realizza il cambiamento di fase è, pertanto, una delle caratteristiche di primaria importanza nella selezione del materiale e nella

progettazione di sistemi come questi. I materiali più comuni sono quelli che presentano una temperatura di fusione nel range di interesse per le applicazioni civili ed industriali. Naturalmente, oltre al materiale, l'accumulo deve essere dotato di un involucro esterno e di una opportuna superficie di scambio termico, attraverso la quale realizzare il trasferimento di potenza dal mezzo materiale al fluido termovettore. Quest'ultimo elemento, insieme alle proprietà tipiche del materiale, concorre in modo determinante nella definizione delle prestazioni del sistema. Alle tematiche riguardanti le proprietà e le tipologie dei materiali a cambiamento di fase è interamente dedicato il Capitolo 2, mentre le peculiarità dello scambio termico con i PCM vengono spiegate nel paragrafo successivo.

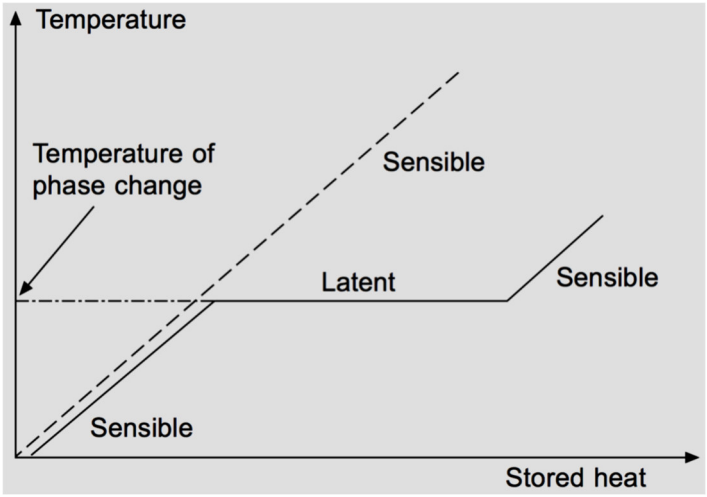


Figura 20: Accumulo termico nella transizione di fase solido-liquido.

TES con PCM

I materiali a cambiamento di fase sono considerati materiali di accumulo termico promettenti per regolare i ritardi associati alla domanda e all'offerta di energia. Il criterio principale per selezionare un PCM per una particolare applicazione è la sua temperatura di cambiamento di fase. Tuttavia, come descritto nel capitolo precedente, anche altri parametri importanti devono essere presi in considerazione per una decisione appropriata. Questi parametri includono, ad esempio, valori elevati di calore latente e conducibilità termica, oltre alla stabilità dei cicli. Queste tecnologie sono adatte per l'accumulo termico di energia solare, la gestione termica dei dispositivi elettronici, l'accumulo termico negli edifici, il raffreddamento dei motori, ecc. L'uso di un sistema LHS che utilizza PCM è un modo efficace per immagazzinare energia termica e presenta i vantaggi di un'elevata densità di stoccaggio di energia e la natura isotermica del processo di stoccaggio. Il vantaggio principale rispetto ai SHS è la loro capacità di immagazzinare il calore a un intervallo di temperatura quasi simile. Inizialmente, questi materiali agiscono come i materiali SHS in quanto la temperatura aumenta linearmente con l'entalpia del sistema; tuttavia, successivamente, il calore viene assorbito o rilasciato a temperatura pressoché costante al variare dello stato fisico.

La commercializzazione di LHTES, Latent Heat Storage Unit, risulta purtroppo ancora limitata a causa della mancanza di proprietà termofisiche desiderabili. La bassa conduttività termica del PCM, la variazione delle proprietà termo-fisiche dei PCM durante cicli prolungati, la segregazione di fase, il sottoraffreddamento, la

fusione incongruente, la variazione di volume e il costo elevato sono fattori primari per limitare le prestazioni efficienti di LHTES. Il principale svantaggio è la minore conduttività termica e stabilità termica del PCM. L'effetto del valore più basso di conducibilità è correlato durante il recupero o il ritiro di energia con un apprezzabile calo di temperatura durante il processo. Di conseguenza, la velocità del processo di cambiamento di fase non si realizza all'altezza del livello previsto. In poche parole, potrebbe essere disponibile una quantità adeguata di energia, ma il sistema potrebbe non essere in grado di utilizzarla alla velocità richiesta.

Principali soluzioni costruttive

Nella realizzazione dei sistemi di accumulo latenti la scelta dell'opportuno design è di particolare importanza. Il numero di alternative disponibili è considerevole, anche se la selezione dell'opzione più adatta non è mai banale ed è fortemente influenzata dall'applicazione in questione, dalle esigenze di accumulo energetico e potenza. Essenzialmente, tutte le configurazioni esistenti possono essere suddivise in tre macrocategorie [14]:

- Accumuli con scambio termico sulla superficie dell'accumulo stesso;
- Accumuli con scambio termico su superfici interne;
- Accumuli con scambio termico mediante cessione del mezzo di accumulo.

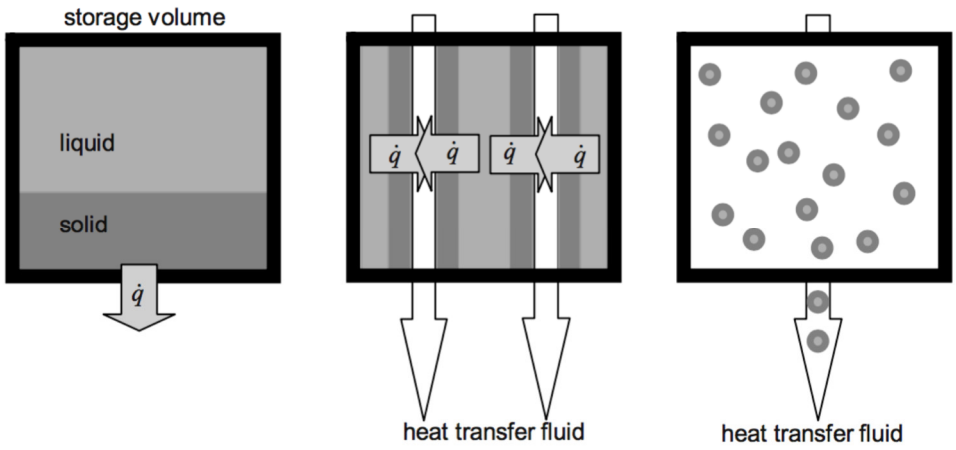


Figura 21: Opzioni per il design dei sistemi di accumulo termico: scambio termico sulla superficie dell'accumulo (sinistra), su superfici interne (centro) e mediante lo scambio del mezzo di accumulo (destra)

Scambio termico sulla superficie di accumulo

Questa tipologia di sistemi ha la particolarità di effettuare lo scambio termico con la sorgente/pozzo, o il fluido termovettore, unicamente attraverso la superficie esterna del contenitore. Per questo motivo il coefficiente di scambio termico sarà influenzato unicamente dalle Boundary Conditions della superficie dell'accumulo e quindi può essere fortemente variabile. Nel caso in cui lo scambio avvenga per contatto effettivo tra la sorgente termica e il sistema, si parla quindi si scambio termico per conduzione, il coefficiente risulterà sicuramente molto basso, mentre per scambi termici per convezione libera o forzata, sarà più alto. La caratteristica prevalente di questa classe di accumulatori è solitamente un basso valore di potenza termica dovuta dalla presenza di una superficie di scambio ridotta. Infatti, l'applicazione più adatta a queste tipologie si focalizza sul controllo della temperatura: i corpi/ dispositivi monitorati devono mantenere una temperatura pressoché costante. In queste applicazioni non serve possedere un coefficiente di scambio elevato perché spesso si è in

presenza di PCM, quindi il parametro più importante diventa il calore latente, da cui dipende la capacità di accumulo del sistema. Quindi l'unico metodo per aumentare la potenza scambiata è quello di estendere la superficie di scambio, ma subentrano, a questo punto, problemi economici e di ingombro.

Scambio termico su superfici interne

Descriviamo ora la soluzione più efficiente per incrementare il valore della potenza scambiata, ovvero, l'utilizzo di superfici di scambio interne all'accumulo. Grazie alla presenza di queste superfici, i sistemi di accumulo sono in grado di trasferire calore dalla sorgente al materiale, e viceversa, più rapidamente rispetto alle altre tipologie. Una disposizione omogenea del materiale per lo scambio (PCM) incrementa i valori di conducibilità termica con conseguente riduzione delle resistenze interne. Le superfici interne presentano inoltre delle alette che oltre ad aumentare la superficie di scambio, riducono notevolmente la lunghezza di penetrazione del fronte di scioglimento, con evidenti effetti positivi sul tasso di scambio termico.

Per questa classe di accumuli è molto importane la scelta del fluido termovettore che permette di trasportare il calore da e verso il materiale a cambiamento di fase. A differenza dei sistemi a scambio esterno, la potenza termica scambiata ha un valore maggiore: le principali applicazioni riguardano infatti le procedure di recupero e riutilizzo di energia termica. In base alle esigenze dell'utenza o della domanda di energia, il calore/freddo proveniente della risorsa deve essere accumulato per un tempo indefinito per poi essere riutilizzato. Quindi per questi accumuli il requisito fondamentale risulta essere il perfetto bilanciamento temporale tra risorsa e utenza. Esistono due principali approcci costruttivi: il primo è l'utilizzo di sistemi di accumulo del tipo scambiatore di calore, il secondo, invece, introduce i sistemi modulanti.

Tipologia scambiatore di calore

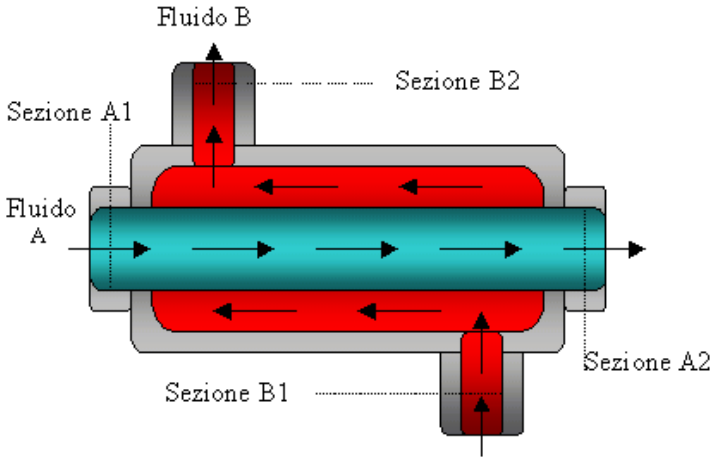


Figura 22: Esempio scambiatore di calore a flussi incrociati [38].

Gli scambiatori di calore sono tra le tecnologie di sistemi di accumulo latenti più diffuse. Dal punto di vista del design costruttivo la loro struttura è la stessa di un qualunque HX, dall'inglese Heat Exchanger, a flussi incrociati, come mostrato in Fig. 19. Il sistema di accumulo presenterà sul lato esterno, il materiale a cambiamento di fase, invece del fluido. Mentre il fluido termovettore, solitamente acqua fluirà all'interno dello

scambiatore, formato a sua volta da una serie di tubi disposti omogeneamente all'interno dell'involucro. Questi sistemi sono caratterizzati da:

- Elevata densità di accumulo, per i PCM, ad esempio, fino al 95% in volume;
- Picco di potenza in corrispondenza dell'inizio della fase di scarica, dato che i canali dello scambiatore
- di calore sono riempiti con il fluido termovettore utilizzato per caricare l'accumulo;
- Valori di potenza medio-alti durante la fase di scarica, dipendono fortemente dal design dello scambiatore di calore.

La potenza termica assorbita/ ceduta dall'accumulo si calcola mediante la seguente formula:

$$Q = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in})$$

Se si assumono i valori di calore specifico e portata in massa del fluido costanti nel tempo, allora la potenza termica è proporzionale solamente al delta di temperatura tra ingresso e uscita. L'integrale della potenza, rispetto al tempo di scarica, è pari al calore estratto dall'accumulo e, se si trascurano le perdite termiche, anche al calore che era stato precedentemente immagazzinato. L'accumulo latente, durante la fase di carica, viene preriscaldato fino ad una temperatura superiore a quella di transizione di fase. Invece, la fase di scarica coincide con l'ingresso del fluido freddo nel sistema e l'uscita del fluido caldo alla temperatura di preriscaldamento. Questo fluido caldo porta un ad un picco di potenza, esso corrisponde alla primissima fase di scarica. Ovviamente la durata di questa fase iniziale dipende esclusivamente dalla portata in masse del fluido.

È chiaro che negli scambiatori di calore vale il principio di conservazione della massa, ovvero portata di fluido che abbandona l'accumulo è la stessa ad essere, in precedenza, entrata alla temperatura T_{in}. Ne consegue, pertanto, che il fluido in questione è stato riscaldato esclusivamente dal calore estratto dal sistema di accumulo: la temperatura di uscita del fluido inizia dunque a diminuire progressivamente fino a scendere al di sotto del valore di transizione. Una volta che il calore sensibile al di sopra della transizione liquido-solido è stato

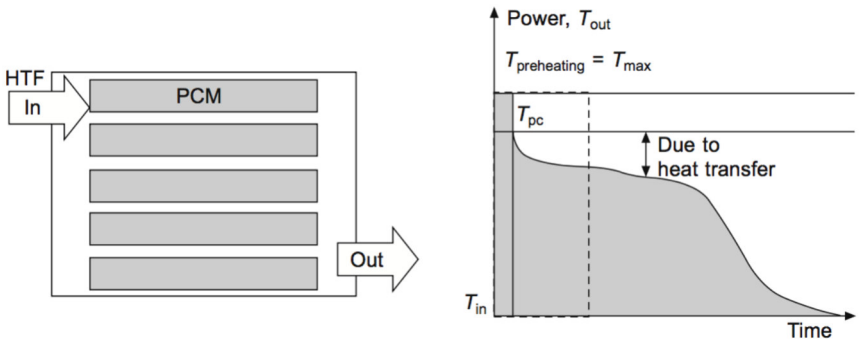


Figura 23: Accumulo termico tipo scambiatore di calore: schema di principio (sinistra) e performance tipiche (destra)

scaricato completamente, il comportamento dell'accumulo termico può seguire due scenari differenti. A diversificare i due scenari è il processo di scambio termico interno, quindi dalla presenza o meno di resistenze termiche interne. Queste resistenze sono dovute principalmente all'interazione fluido/pareti interni, costanti nel tempo e alla presenza del PCM che invece aumenta come l'avvicinamento alla fase di solidificazione**.** Nel caso prevalesse la prima resistenza, si realizzerebbe un plateau di potenza scambiata per tutta la fase di

transizione. Mentre, se la resistenza dovuta al materiale a cambiamento di fase fosse quella dominante, allora l'andamento della potenza scambiata sarebbe lineare decrescente per tutta la fase di scarica. Di noma, questo, è il comportamento più diffuso poiché le scarse proprietà termofisiche dei PCM fanno sì che il loro contributo sia dominante per la resistenza termica. Per questa tipologia di sistemi, la scelta ed il design dello scambiatore di calore gioca comunque un ruolo fondamentale nella definizione delle performance, influenzando direttamente sia il livello termico che il conseguente valore di potenza scambiato.

Tipologia a moduli

Questa tipologia di accumulo di calore latente con superfici di scambio interne è quella che prevede l'installazione di "moduli" di PCM. A differenza del primo sistema, dove il PCM e il fluido termovettore venivano separati, qui il materiale viene macro incapsulato: inserito all'interno di specifici contenitori in grado di contenerlo. A loro volta questi moduli vengono inseriti nel serbatoio dove fluirà il fluido per lo scambio termico. Questo approccio di incapsulamento rende la progettazione del sistema più complessa ma anche più flessibile perché permette di progettare serbatoi con forme geometriche differenti è più adattabili. L'incapsulamento è stato già dettagliamene trattato nel capitolo precedente, qui riassumiamo che la forma geometrica più comunemente utilizzata è quella sferica grazie all'elevata densità di impacchettamento e ad un più facile riempimento del serbatoio.

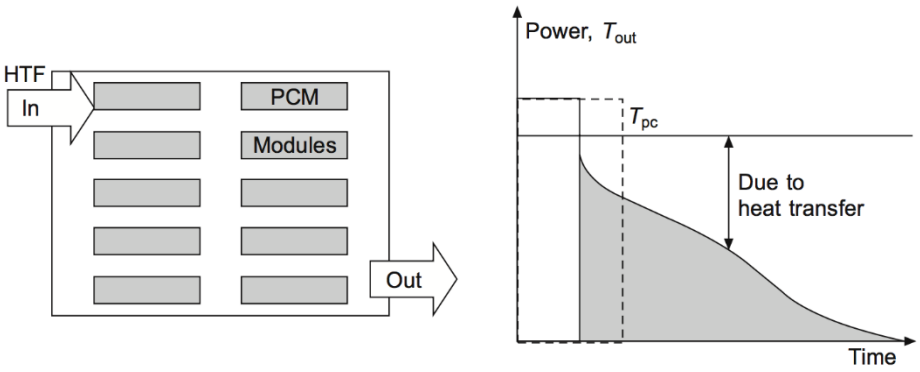


Figura 24: Accumulo termico di tipo modulare: schema di principio sinistra) e performance tipiche (destra) [14].

Le caratteristiche principali di questo sistema sono:

- Densità di accumulo medie (circa il 74% in volume per le sfere);
- Picco di potenza negli stadi iniziali del processo di scarica, analogamente a quanto visto per i sistemi tipo scambiatore di calore;
- Valori medio-bassi di potenza durante la fase di scarica, a causa dello scambio termico tra i moduli ed il fluido termovettore.

Negli accumuli termici realizzati utilizzando questo approccio costruttivo il rapporto superficie-volume gioca un ruolo cruciale all'interno del meccanismo di scambio termico. Aumentando il valore di tale rapporto è possibile aumentare drasticamente quello della potenza scambiata, essendoci a disposizione una maggiore superficie di scambio termico. Di conseguenza, la geometria e la disposizione dei moduli deve essere attentamente selezionata, sulla base dell'applicazione e delle sue specifiche richieste.

Scambio termico mediante cessione del mezzo di accumulo.

Nei sistemi di accumulo modulari, la maggior parte dell'energia termica viene immagazzinata all'interno dei moduli di PCM. Rimanendo sempre nel contenitore, l'energia termica viene scambiata con l'utenza attraverso il fluido termovettore stesso. Purtroppo, questo processo richiede tempo ed ha alcune limitazioni. Si è già detto che, un aumento della superficie esposta, e quindi del rapporto superficie-volume dei moduli, può contribuire ad un incremento sensibile dello scambio termico. Nell'ottica di realizzare moduli che siano sempre più piccoli, si arriva ad un punto per il quale la dimensione di quest'ultimi è così piccola che possono lasciare l'accumulo insieme al fluido stesso. Succede che il mezzo per l'accumulo e quello per il trasferimento termico diventano un unico fluido, in grado di accumulare energia termica attraverso il cambio di fase e di possedere anche una componente sempre liquida. Questa tipologia di sostanza, come ad esempio una miscela di acqua e microcapsule di PCM, prende comunemente il nome di Phase Change Slurry (PCS) o Phase Change Liquid (PCL).

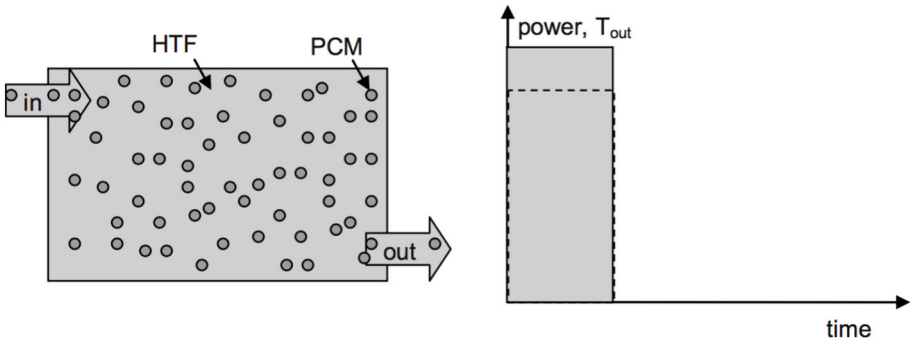


Figura 25: Accumulo termico con cessione del mezzo materiale: schema di principio (sinistra) e performance tipiche (destra)

A differenza delle tipologie di scambio esposte nei precedenti paragrafi, qui la potenza scambiata non viene più rappresentata come una curva. Se mettiamo a confronto le varie potenze, per questi accumuli è sicuramente maggiore perché bisogna tenere conto non solo del contributo dovuto alla variazione di temperatura del fluido, ma anche della presenza di un PCM e del suo calore latente.

Essendo il mezzo materiale in fase liquido, può essere stoccato in un serbatoio convenzionale, scaricato e pompato attraverso le tubazioni. Il PCS avrà una densità di accumulo termico superiore al solo fluido termovettore. Sappiamo inoltre che la miscela è in grado di trasportare una quantità di energia termica maggiore a parità di portata volumetrica. Per questo motivo i valori di potenza scambiata sono maggiori e quindi vi è la possibilità di sfruttarli per sistemi più piccoli e compatti, ma con le medesime performance.

Accumulo Chimico

Il calore di reazione è la variazione di entalpia associata a una reazione chimica tra elementi e/o composti in condizioni standard, cioè presi puri nella loro forma più stabile alla temperatura d'interesse e alla pressione di stato-standard, definita in molti casi come 1 bar.

Si ricorda che nonostante si stia descrivendo un processo chimico, quindi una reazione tra due materiali, l'accumulo riguarda sempre l'energia termico. Per questo tipo di tecnologia, le reazioni di maggiore interesse sono quello di assorbimento, nelle quali una sostanza di tipo A (assorbente) e una di tipo B (sorbato) influiscono facilmente tra di loro grazie alla presenza di legami molecolari deboli, ad esempio le forze di Van

der Waals o i legami ad idrogeno. In Fig. 16 si descrivono alcune reazioni tipiche. Nel caso in cui il flusso termico sia in ingresso la reazione è di tipo endotermica, si accumula energia, mentre per un flusso in uscita la reazione è di tipo esotermico e si ha un rilascio di energia. La reazione descritta precedentemente può essere definita con la seguente formula:

$$A + B \leftrightarrow AB$$

Il processo di adsorbimento è quindi invertibile e durante la fase di cattura dell'assorbente (scarica) è esotermico. Il processo di rilascio richiede invece l'applicazione di calore dall'esterno (reazione endotermica) e rappresenta la fase di carica dell'accumulo. Concependo un sistema basato su processi ciclici di cattura e rilascio è pertanto possibile realizzare dispositivi per l'accumulo termico.

Reazione		Temperatura (°C)
Reforming del metano	$CH_4 + H_2O = CO + 3H_2$	480-1195
Dissociazione dell'ammoniaca	$2NH_3 = N_2 + 3H_2$	400-500
Deidratazione di idrossi-di metallici	$CA(OH)_2 = CAO + H_2O$	402-572
Dissociazione catalitica	$SO_3 = SO_2 + \frac{1}{2}O_2$	520-960

Figura 26: Principiali reazioni per i sistemi di accumulo termochimici.

Queste reazioni risulteranno più efficienti grazie alla scelta del materiale più opportuno: dovrà essere microporoso con cavità interne che permettono alle molecole di sorbato di depositarsi sulla superfice facilmente. Inoltre, un altro parametro di fondamentale importanza è la temperatura di inversione T^*che definisce la temperatura alla quale la reazione si trova in equilibrio. Questa condizione si verifica quando l'energia libera di Gibbs, ΔG, si annulla.

$$\Delta G = \Delta H - T^* \Delta S = 0$$

$$T^* = \frac{\Delta H}{\Delta S}$$

Si ricorda che l'energia libera di Gibbs è una funzione di stato usata in termodinamica e termochimica per rappresentare l'energia libera nelle trasformazioni a pressione e temperatura costante che determina la spontaneità di una reazione. La temperatura di inversione, invece, è una grandezza necessaria per stabilire la temperatura minima alla quale deve essere fornita la risorsa calda: se questa è a temperatura minore la reazione non è in grado di avvenire; lo stesso ragionamento, ma a valori invertiti, è valido per la fase di scarica. Un altro parametro molto importante per progettare un accumulo termochimico è l'ambiente circostante. La motivazione principale risiede nella natura della trasformazione, che associa a un flusso di energia termica un flusso di entropia, inevitabile e che, per poter massimizzare la quantità immagazzinabile, deve essere il maggiore possibile; questo aspetto è però in piena contraddizione con il concetto stesso di accumulo, il quale è pensato per essere un sistema ciclabile. L'ambiente è quindi inserito tra la risorsa termica e l'accumulo, al fine di ospitare tutti i flussi di entropia che, per ipotesi, si ritiene non ne alterino lo stato. Poiché questo sistema

è di tipo indiretto, una spiegazione più dettagliata sarà fornita nel paragrafo dedicato a questo tipo di accumulo. Riassumendo i sistemi termochimici dipendono dall'energia assorbita e rilasciata per rompere e riformare i legami molecolari in una reazione chimica completamente reversibile. In questo caso, il calore immagazzinato dipende dalla quantità di materiale di stoccaggio, dal calore endotermico di reazione e dall'entità della conversione.

Il ruolo futuro dello stoccaggio dell'energia sarà più complesso e più importante di oggi. Il valore dello stoccaggio continua ad aumentare. In un numero crescente di applicazioni lo stoccaggio dell'energia è una tecnologia chiave indispensabile (es. Mobilità elettrica, micro-reti, sistemi energetici decentralizzati o integrazione di energie rinnovabili) o, piuttosto, una tecnologia abilitante chiave che aumenta la creazione di valore e consente livelli tecnologici di libertà (es. accumulo di energia termica per la gestione della domanda). Le due principali sfide dell'innovazione per lo stoccaggio dell'energia sono:

- *Miglioramento tecnico-economico*: riduzione dei costi di investimento, maggiore durata, maggiore efficienza, design compatto, sicurezza.
- *Ostacoli economico-normativi*: accesso non discriminatorio al mercato ("condizioni di parità"), casi aziendali / struttura del mercato, ostacoli normativi (ad esempio tassazione), sicurezza degli investimenti in uno sviluppo incerto del mercato.

Entrambe queste sfide devono essere affrontate simultaneamente perché un sistema energetico efficiente, a basse emissioni di carbonio, sostenibile e stabile richiede un ampio dispiegamento di energie rinnovabili (fluttuanti) e, con ciò, un bilanciamento della domanda e dell'offerta di energia tramite lo stoccaggio di energia è fondamentale [3].

Vantaggi	Aiutano a ridurre la bolletta elettrica
	Versatili
	Riducono l'impatto ambientale
	Utilizzati per certificazioni Green Building
	Facilita l'impiego di FER variabili
	Può essere combinato con sistemi energetici diversi
	Utilizzati per il peak-savings
	Costi in continua diminuzione
Svantaggi	Energia persa nelle inefficienze "round trip"
	Costi e complessità aggiuntivi
	Infrastruttura aggiuntiva e requisiti di spazio

Figura 27: Riassunto Vantaggi e Svantaggi TES [5]

TES e PDC

Negli ultimi decenni, i sistemi di accumulo termico hanno suscitato un interesse via via crescente perché appunto consentono sia di disaccoppiare produzione e domanda di energia nei sistemi alimentati da fonte solare, sia di migliorare l'affidabilità e la flessibilità delle reti elettriche L'impiego di sistemi di accumulo termico rende possibile immagazzinare indirettamente energia elettrica adoperando pompe di calore, la cui produzione può essere accumulata e poi utilizzata per produrre energia elettrica tramite motori termici. Questa tecnologia è conosciuta come PTES (Pumped Thermal Energy Storage). L'accumulo termico si avvale di tecnologie con diversa maturità: dal commerciale alla ricerca di base per sfruttare calore sensibile, latente o energia termochimica, a temperature che vanno da -40 °C a più di 1000 °C.

4.Case Study 1: Eidos Chieri

4.1 Descrizione del Case Study

Dal 2008 Eidos ha trasferito la sua sede principale in un nuovo stabilimento ponendosi l'obiettivo di contenere i consumi energetici nel pieno rispetto dell'ambiente. Si tratta di un impianto all'avanguardia dal punto di vista architettonico e progettuale, realizzato applicando le allora più recenti innovazioni nell'ambito del riscaldamento geotermico e dell'architettura sostenibile.

L'implementazione delle soluzioni ingegneristiche adottate al momento della costruzione ha portato a un risparmio energetico annuo pari al 46% oltre che al miglioramento complessivo del benessere all'interno dell'azienda. L'edificio, infatti, non solo è riscaldato grazie all'uso di pompe di calore ma è anche dotato di sistemi di ventilazione che evitano la condensa e i carichi termici e da un Green Roof utilizzato anche come un giardino.

Descrizione dell'edificio

EIDOS è il marchio italiano leader nella progettazione e produzione di stampanti per l'etichettatura, la marcatura e la codifica automatica dei prodotti industriali. La tecnologia, sviluppata e perfezionata nel corso di oltre 40 anni di storia dell'azienda, è la stampa digitale "a trasferimento termico", essa è la soluzione di stampa ideale per la maggior parte delle applicazioni di imballaggio flessibili. Il processo di stampa produce sulla confezione un codice ad altissima risoluzione che è di facile lettura, garantendo inoltre l'assenza di un deterioramento della qualità estetica di grafica e design dell'imballaggio.

Lo stabilimento EIDOS si trova in direzione SE a 25 km da Torino, nella zona industriale di Chieri. È un edificio multipiano per uffici. Presenta una superficie totale di riscaldamento di 6500 m2 per un volume di 21600 m3. Il piano interrato ospita un ampio parcheggio, i servizi e la centrale termica e frigorifera; le aree di produzione e stoccaggio sono al piano terra, mentre la maggior parte degli uffici e dei laboratori è situata al primo piano. L'ultimo piano ospita le sale riunioni, la caffetteria e l'asilo nido. L'impianto HVAC è di tipo aria

Figura 28: Localizzazione Geografica EIDOS.

e acqua, servito da due pompe di calore geotermiche (GSHP). Sono installati serbatoi di stoccaggio a

cambiamento di fase (PCS). Al piano terra si trovano: reception, uffici, zona produttiva, servizi, magazzini e zona carico-scarico merci; al piano primo: uffici, CED, laboratori, zona espositiva e servizi; al piano secondo: sale riunioni, caffetteria, nursery, servizi, locali tecnici. L'edificio, quindi, incorpora una serie di tecnologie ad

Figura 29: Stabilimento EIDOS.

alta efficienza energetica, nuove nel panorama nazionale, riguardanti sia l'edificio che l'impianto HVAC. La tabella seguente riassume gli aspetti principali delle zone all'interno dell'edificio:

Zone Description	
Attività Principali	Office/Laboratories
Area climatizzata [m^2]	6500
Volume climatizzato [m^3]	18200
Numero massimo di occupanti	100
Occupazione / Ore di occupazione	10h/day, 5days/week
Intensità luminosa [W/m^2]	25
Controllo illuminazione	manual
Ore di illuminazione /Ore di operazione	8:00-18:00 Mon-Fri
Altri Equipment [kW]	n° 90 computers (100 W each in normal operation, 350 W as maximum input) = 1.3 W/m^2

Tabella 6: Descrizione Zone stabilimento EIDOS.

Building Description	
Funzione dell'edificio	Office/Laboratories
Sito	Italy, Turin
Superficie	6500
Piano	3

Tabella 7: Dati Stabilimento EIDOS.

Progetto Annex 48

Il progetto di ricerca_ dell'International Energy Agency – Implementing Agreement Energy Conservation in Buildings and Community Systems (IEA-ECBCS), denominato Annex 48 "Heat pumping and reversible air conditioning", ha preso in esame le potenziali applicazioni di sistemi a pompa di calore in edifici del terziario [16]. Il progetto è stato svolto tra il 2006 e il 2010 da gruppi di ricerca di Belgio, Francia. Germania e Italia Il "pompaggio di calore" è una delle soluzioni più rapide e sicure per risparmiare energia e ridurre le emissioni di CO2. La sostituzione di una caldaia con una pompa di calore (HP) può far risparmiare più del 50% dell'energia primaria, se l'elettricità è prodotta da una moderna centrale elettrica a gas-vapore. Inoltre le pompe di calore geotermiche (GSHP) sono una tecnologia che può essere utilizzata per offrire riscaldamento e condizionamento nonché fornitura di acqua calda in un mercato domestico, attualmente dominato dall'uso di combustibili fossili.

Questo progetto, iniziato nel 2006, è finalizzato all'incremento delle energy performance e i relativi costi economici dello stabilimento di Chieri descritto nel paragrafo antecedente. Si è anche valutata l'economicità di un sistema GSHP con accumulo a cambiamento di fase (PCS) per il riscaldamento e la climatizzazione degli edifici, analizzando la progettazione dell'impianto e il ritorno economico di un caso studio reale. Di norma questi impianti sono composti da PdC che presentano scambiatori di calore collegati a terra realizzati con tubi in polietilene ad alta densità. Essendo la terra è una fonte di calore con una temperatura relativamente costante tutto l'anno, paragonabile alla temperatura media annuale dell'aria esterna, i sistemi GSHP la sfruttano come sorgente o accumulo utilizzando un circuito di circolazione dell'acqua. Per il territorio di Chieri è stata valutata una temperatura media del suolo terrestre di circa 13.5°C, con ottimi coefficienti di prestazione.

Caratteristiche involucro

In questo paragrafo si vogliono elencare gli interventi che sono stati effettuati sull'involucro, per migliorarne le prestazioni energetiche.

Pareti Leggere

La struttura portante dell'edificio è in cemento armato. È stato eliminato il calcestruzzo delle pareti dove era richiesta una minore resistenza, utilizzando lastre a sfera cava imballate. La riduzione del peso non influisce sulla resistenza strutturale, mentre aumenta la prestazione termica. Con questa soluzione è possibile ridurre il numero di pilastri, ottenendo allo stesso tempo un risparmio in termini di materiale e costi, e una massa ibrida inferiore in caso di attività sismica. Complessivamente sono stati costruiti 8500 m2 di lastre con 68.800 sfere sacre di 27 cm di diametro ciascuna, sorrette da 360 tonnellate di acciaio.

Facciate Ventilate
L'obiettivo della riduzione del guadagno di calore estivo ha suggerito l'uso di facciate ventilate. Questa soluzione ha il vantaggio di ridurre notevolmente le perdite termiche grazie all'isolamento che avvolge l'edificio, senza interferire con gli elementi strutturali. L'effetto camino intrinseco migliora l'evacuazione della condensa in inverno e riduce il carico termico estivo. Il supporto murario è realizzato in blocchi di laterizio alveolare, spessore 25 cm. Lo strato isolante è in polistirene estruso di spessore 6 cm, mentre il sistema di ancoraggio è costituito da un telaio in acciaio inox.

Finestra Basso-Emissive
Sono state utilizzate finestre a bassa emissione con controllo solare e doppi vetri. Quello esterno ha uno spessore di 8 mm mentre l'intercapedine è di 15 mm, riempita di argon. La trasmissione solare è di circa il 59% e l'assorbenza solare del 41% con un fattore solare di 0,33. La trasmittanza termica della finestra è di 1,1 W / (m2K).

Tetto Verde
Il tetto dell'edificio è ricoperto di vegetazione; sfruttando l'evaporazione dell'acqua contenuta nel sottofondo si ottiene una significativa riduzione del carico termico estivo. Lo strato di terreno migliora anche l'isolamento termico, riducendo la dispersione termica invernale; il risultato è una riduzione delle dimensioni del sistema HVAC. Inoltre, il tetto verde riduce parte del drenaggio dell'acqua assorbendolo nel terreno. In questo edificio sono state realizzate due diverse tipologie di copertura. Il primo con piante erbacee perenni che richiedono poca manutenzione. L'altro contiene prati, cespugli e alberi che richiedono irrigazione, falciatura, concimazione e potatura. Oltre a tutti i vantaggi fin qui descritti, il tetto verde rappresenta anche un luogo di relax, caratteristica imprescindibile per una moderna azienda del terziario.

Dati di Progetto
Invece in questo paragrafo vengono elencati i dati utilizzati per il calcolo dei carichi termici.

- Posizione:
  - Chieri (TO)
  - NO dell'Italia
  - Latitudine 45°04'N
  - Altitudine 283 m

- Geometria dell'edificio
  - Zona Unica
  - Forma rettangolare (87.1 m x 30.8 m)
  - Altezza Totale H=8.3m
  - Frazione di pareti finestrate: N=3% S=3% O=42% E=52%

- Infiltrazioni d'aria
  - AI= 0.2 ACH (air changes per hour)

- Ventilazione Meccanica
  - Zone occupate= 39.6 m3/h/person di aria esterna per un totale di 3960 m3/h
  - Zone libere= assente

- Temperatura aria di mandata
  - Tair,in=20°C

- Design per il Riscaldamento (Dati Invernali)
  - Temperatura interna di Progetto Diurna, T*in=20°C
  - Temperatura interna di Progetto Notturna, T*in=15°C
  - Temperatura Esterna di Progetto Diurna, T*out=-8°C (UNI 10349)
  - Umidità relativa, UR=50%

- Design per il Raffrescamento (Dati Estivi)
  - Temperatura interna di Progetto Diurna, T*in=25°C
  - Temperatura interna di Progetto Notturna non controllata
  - Temperatura Esterna di Progetto Diurna, T*out=33°C (UNI 10349)
  - Umidità relativa, UR=55%

- Carichi Interni
  - Occupanti= 100 (Al massimo)
  - PC= 90, ognuno da 350 W
  - Luci=25 W/m2

- Occupazione
  - Piano Terra= deposito, 2483 m2, 10 persone
  - Piano 1= uffici, 2483 m2, 90 persone
  - Paino 2= sale riunioni,1534 m2

- Ombreggiamenti
  - Tende interne

- Parametri calcolo Comfort
  - Fattore per i vestiti = 1 clo (inverno), 0.5 clo (estate)
  - Tasso Metabolico= 1.2 met
  - Velocità dell'aria=1.2 m/s

Carichi Termici

Per quanto riguarda il calcolo dei carichi termici, è stato effettuato attraverso il codice *Climawin:* si basa sulle normative europee per il dimensionamento in regime invernale e sul metodo ASHRAE delle funzioni di trasferimento per quello estivo. L'input dei dati sull'edificio avviene importando i file CAD architettonici, mentre per i dati climatici per il calcolo estivo, sono ottenuti dall'elaborazione statistica di una serie storica di 15 anni di dati rilevati a Torino. Climawin fornisce come risultati: la potenza di progetto invernale ed estiva ed il fabbisogno di energia dell'impianto. Si riportano nella tabella seguente l'Output del codice.

CARICO TERMICO INVERNALE (W)	
Trasmissione	111.658
Ventilazione	58.644
Carico totale	170.302
POTENZA di PROGETTO (+15%)	195.847
Potenza termica recuperata (*)	29.322
Riduzione per facciata ventilata	13.764
POTENZA NETTA	152.761

CARICO TERMICO ESTIVO (W)		
Carico sensibile	Trasmissione	208.665
	Ventilazione	54.400
	Tot. Sensib.	263.065
Carico latente	Persone	3.075
	Ventilazione	50.560
	Tot. Latente	53.635
CARICO SENS. + LAT.		316.700
Potenza termica recuperata (*)		10.880
Riduzione per facciata ventilate e tetto verde		51.038
POTENZA NETTA		254.782

(*) La UTA è dotata di recuperatore di calore sensibile aria-aria

Tabella 8: Carichi termici dell'edificio.

4.2 Installazione

Per quanto riguarda HVAC si è previsto di installare un impianto misto, aria-acqua, utilizzando come erogatori dei ventilconvettori a soffitto, nel piano terra, mentre per i piani superiori, travi fredde attive a quattro tubi. Per il riscaldamento vengono usati, come erogatori, dei radiatori. Inoltre l'UTA, Unità di Trattamento Aria, è stata progettata con un recuperatore sensibile aria-aria, sull'aria espulsa. Infine i sistemi di pompaggio possedevano una portata variabile.

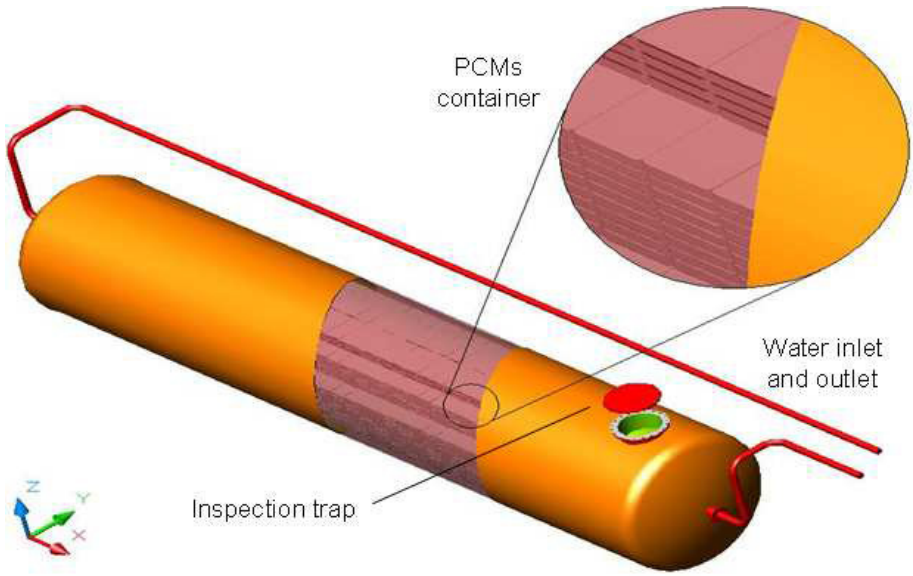


Figura 30: Accumulo PCM con Sali Eutettici [36]

Per questo edificio è stato previsto anche un impianto geotermico, infatti l'acqua calda e quella fredda vengono prodotte da due unità identiche di pompe di calore (GSHP). Le PdC sono del tipo acqua-acqua reversibile che sfruttano il terreno come pozzo termico/sorgente. È presente un circuito unico che prevede acqua glicolata come fluido termo vettore, caratterizzato da un campo di 31 sonde verticali che raggiungono la profondità di

100 m. Per testare in modo accurato le caratteristiche del terreno (dal punto di vista termico), è stata realizzata una sonda campione che per i sei mesi successivi ha individuato una temperatura media del terreno di circa 13.5°C.

Per questo particolare stabilimento è stato fatto uno studio accurato delle potenze installate e delle dimensioni del campo geotermico POST-OPERAM risultando tutti e due dispendiosi dal lato economico ed energetico, ragione per cui è stato deciso di mettere a disposizione, per questo impianto, due serbatoi di accumulo caratterizzati dalla presenza di materiali a cambiamento di fase. Per la precisione i materiali utilizzati sono stati dei Sali eutettici; un'immagine dell'accumulo è riportata nella figura seguente. Mentre le proprietà nella tabella successiva.

PCM	PCT	Densità	Calore Latente	Calore Specifico	Conduttività Termica	Capacità Termica		Massa del box
	°C	kg/m3	kJ/kg	kJ/kg/K	W/m/K	kJ/box	MJ/m3	kg
E13	13	1489	109	0,67	0,43	792	162	5,65
E46	46	1627	117	1,15	0,44	936	190,8	6,22
NB: PCT = temperatura di cambiamento di fase								

Tabella 9: Caratteristiche PCM per Accumulo

Per una lettura più chiara della tabella, si sottolinea che "box" indica il contenitore di forma a parallelepipedo del PCM.

L'accumulo "caldo", di volume 44 m_3 e temperatura di cambiamento di fase 46°C, ha una capacità pari a 950 kWh e può erogare la potenza media di 95 kW con un tempo di scarico di 10 h, e una potenza di picco di 200 kW in 4,5 h; mentre l'accumulo "freddo", di volume 35 m_3 e temperatura di cambiamento di fase 13°C, ha una capacità pari a 750 kWh e può erogare la potenza media di 75 kW con un tempo di scarico di 10 h, e una potenza di picco di 190 kW in 4 h. Tali potenze si possono sommare alle potenze erogate dalle PdC per coprire il fabbisogno dell'impianto di climatizzazione.

La regolazione dell'impianto HVAC si basa sui seguenti principi:

- Temperatura di mandata dell'acqua regolata con valvole a tre vie pilotate da sensori di temperatura sulla mandata;
- Temperatura di ritorno dell'acqua regolata agendo, attraverso inverter pilotati da sensori di temperatura sul ritorno, sulla portata delle pompe;
- Temperatura e umidità dell'aria primaria regolata con valvole a tre vie sulle batterie ad acqua calda e refrigerata;
- Temperatura ambiente controllata con termostati che agiscono su valvole a due vie presenti sui circuiti caldo e freddo.

Accumulo con PCM

Questo Paragrafo sarà interamente dedicato alla descrizione del dimensionamento dei due accumuli con PCM. Per prima cosa bisogna sottolineare che l'orario di occupazione degli uffici è dalle 8.00 alle 18.00 e quindi il

sistema HVAC deve funzionare solo in questo periodo. Durante il periodo invernale non occupato, è necessaria una piccola quantità di calore per evitare che la temperatura interna scenda al di sotto di un valore critico (garanzia di una temperatura minima antigelo in inverno). Il ciclo giornaliero dell'impianto prevede di far funzionare le HPs durante la notte, immagazzinando l'energia nel PCM contenuta nel serbatoio di accumulo, mentre, durante il giorno i serbatoi vengono scaricati fornendo energia all'edificio. Succede quindi che nelle giornate di carico basso o medio, l'energia accumulata soddisfa la richiesta dell'utenza senza l'ausilio delle pompe di calore, mentre nei periodi di elevato carico in inverno (Dicembre e Gennaio per tutta la giornata) e d'estate (Luglio e Agosto nelle ore di massimo carico) vi è la necessità di energia aggiuntiva da / a terra anche durante il giorno. In questa condizione l'energia accumulata durante la notte viene sommata a quella prodotta "In Operam" dalle pompe di calore. Quindi le PdC lavorano h24, caricando gli accumuli durante la notte, dove l'impianto HVAC è spento.

La suddivisione delle ore di erogazione totali di energia dipendeva fortemente dalla stagionalità, infatti durante l'inverno, su un totale di 1800 ore, circa 1600 erano soddisfatte dai soli accumuli, PCS*, mentre per le restanti 200 entrava in gioco la combinazione di accumuli e PdC, quindi per il solo 11% del tempo di funzionamento. In Autunno, Primavera ed Estate invece la distribuzione delle ore di energia erogata mostrava 1700 ore con PCS* e 100 con accumuli e produzione diretta arrivando ad un 5.5% del totale. Per garantire i picchi di domanda, la produzione diretta prendeva parte solo per un 16.5% del totale. Senza l'aiuto degli accumuli a cambiamento di fase sarebbe stato necessario aumentare del doppio il numero di sonde geometriche, utilizzare PdC più potenti e aumentare le dimensioni degli impianti elettrici proprio per poter coprire quelle 300 ore di punta. Tale strategia ha consentito da un lato di dimezzare la taglia delle PdC e l'estensione del campo geotermico, dall'altro di sfruttare le basse tariffe elettriche disponibili in fascia notturna. Un'ulteriore conseguenza della riduzione dimensionale dell'impianto, è la significativa riduzione dei costi di investimento per le pompe di calore e le sonde da pozzo, insieme ad una riduzione degli ingombri.

Considerando che il risparmio energetico ottimale si ottiene quando la temperatura di mandata in estate è più alta possibile, e di conseguenza la temperatura di ritorno in inverno è la più bassa possibile, sono state considerate le seguenti condizioni idi progetto per dimensionare gli accumuli di PCM

- Temperatura accumulo freddo: 13 ° C;
- Temperatura accumulo caldo: 46 ° C;
- Temperature di funzionamento estive: mandata = 17 ° C; ritorno = 19,5 ° C (ΔT = 2,5 ° C);
- Temperature di funzionamento invernale: mandata = 40 ° C; ritorno a 36,5 ° C (ΔT f 3,5 ° C);

I dati sono confrontabili con quelli degli impianti convenzionali: la temperatura dell'acqua di mandata in estate è generalmente di 7 ° C, con un gradiente di temperatura di 5 ° C, mentre in inverno di 70 ° C con un gradiente di 10 ° C. Nel caso in esame, per mantenere sotto controllo l'umidità dovuta all'acqua refrigerata con mandata a 17°C e ritorno a 19.5°C, l'UTA viene dotata di un ponte freddo sovradimensionato. Il fabbisogno orario di energia termica dell'edificio (rispettivamente in riscaldamento e in raffrescamento, calcolato con il software Climawin) ed i corrispondenti consumi orari di energia elettrica delle HP (basati su un COP notturno costante

di 3,84, fornito dal costruttore) consentono di dimensionare i due vasi di stoccaggio. L'energia oraria immagazzinata nell'accumulo può essere calcolata come segue:

$$E_S = E_P - E_C$$

E_S= energia termica da immagazzinare nell'accumulatore a cambio di fase [kWh].

E_P= energia termica prodotta dagli HP [kWh]; è un valore costante uguale alla potenza nominale dei due HP insieme; è anche il carico termico dell'edificio.

E_C= richiesta di energia termica [kWh].

		winter	summer
PCM type	[-]	E46	E13
E to be stored	[kWh]	900	990
latent heat	[kWh/m^3]	35	45
PCM material volume	[m^3]	26	22
n° of containers	[-]	4.571	3.911
n° of containers/L	[-]	528	528
Vessel length	[m]	8,7	7,4
Vessel diameter	[m]	2,2	2,2
Vessel total volume	[m^3]	41	36
PCM material mass	[kg]	38.289	32.758
sensible heat	[kJ/kg K]	1,155	0,67
HP power	[kW]	90	117
n° HP	[-]	2	2
power exchanged	[kW]	180	234
fastest filling time	[h]	5,00	4,23
normal filling time	[h]	7,00	10,64

Tabella 10: Riassunto dati di progetto degli accumuli.

Il dimensionamento dei serbatoi di accumulo è stato effettuato a partire dall'andamento orario dei fabbisogni di energia di riscaldamento e raffreddamento dell'edificio, tenendo conto dell'eventuale apporto della PdC.

Design PdC Acqua-Acqua

Per quanto riguarda l'impianto Geotermico, il dimensionamento si basa sull'analisi delle caratteristiche del terreno e sui dati sperimentali ricavati dalla sonda campione. Sono state installate due GSHP del tipo acqua/acqua che sfruttano il terreno come pozzo termico, utilizzando 31 sonde verticali profonde 100 m., per un totale di 3000 m. È stata assunta una potenza scambiata, per unità di lunghezza di 64 W/m per il periodo estivo e di 38.5 W/m per quello invernale. È presente un unico circuito dove una miscela di acqua e glicole attua da fluido termovettore. Ciascuna sonda è caratterizzata dalla presenza di una coppia di tubi fi polietilene uniti tra loro per formare, appunto un circuito chiuso. Il sistema estrae calore dal suolo durante l'inverno e lo

respinge quasi interamente in estate. In questo modo viene garantito un ciclo termico completo, evitando l'essiccamento termico del tondo.

	SUMMER		WINTER		
	Day	Night	Day	Night	
H/C power	118,6	115,7	78,1	84,1	[kWt]
Absorbed electric power	22,6	19,7	20,3	26,4	[kWe]
COP	5,25	5,88	3,84	3,19	[-]

Tabella 11: Condizioni nominali di funzionamento delle PdC.

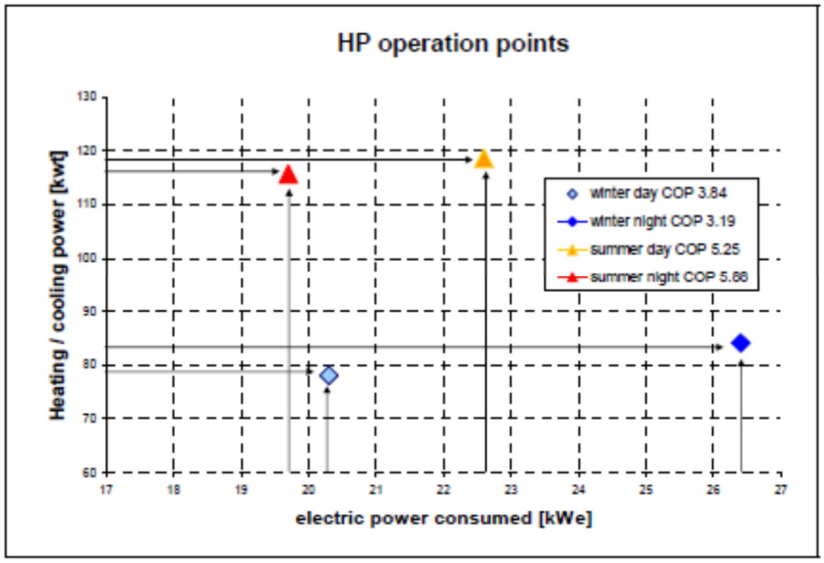


Figura 31: Punti di funzionamento PdC.

Le PdC installate sono del tipo reversibili, ovvero, possono essere utilizzate sia per il riscaldamento che per il raffrescamento, infatti un unico dispositivo è sufficiente per soddisfare le richieste di climatizzazione invernale ed estiva, ma è impossibile operare contemporaneamente con le due richieste. Per evitare che all'impianto vengano richieste le due climatizzazioni nello stesso momento, come potrebbe accadere nelle mezze stagioni, si è scelto quindi di installare due unità. Inoltre le torri di raffreddamento o le unità di condensazione non sono state necessarie. Le due PdC possono operare, a seconda delle richieste dell'impianto, entrambe in riscaldamento, entrambe in raffreddamento, oppure una in riscaldamento ed una in raffreddamento, quindi la potenza termica / frigorifera disponibile è data dalla somma di due HP e il PCS caldo / freddo:

- *Potenza termica* effettiva *246 kW*: 90 kW dall'accumulo e 156 kW data dalla somma dei due PdC, con fattore di sicurezza rispetto al carico termico di punta è del 38%.

- *Potenza frigorifera* effettiva *336 kW*: 100 kW dall'accumulo e 238 kW data dalla somma dei due PdC, con fattore di sicurezza rispetto al carico frigorifero di punta è del 24%.

Ground Problems					
	Winter		Summer		
P_{ground}/L	38,5		64		[W/m]
L_{tot}	3000		3000		[m]
$L_{1°HP}$	1500		1500		[m]
$L_{2°HP}$	1500		1500		[m]
HP Design					
	Winter		Summer		
	1° HP	2° HP	1° HP	2° HP	
COP	3,84	3,84	5,25	5,25	[-]
P_{ground}	57,8	57,8	96,0	96,0	[kW]
P_{elect}	20,3	20,3	22,6	22,6	[kW]
$P_{tot,HP}$	78,1	78,1	118,6	118,6	[kW]
Phase Cgange Storage					
	Winter		Summer		
E_{stored}	900		990		[kWh]
E/V	35		45		[kW/m^3]
V	26		22		[m3]
$\Delta r_{discharge}$	10		10		[h]
$P_{tot,PCS}$	90		99		[kW]
System Size					
	Winter		Summer		
P_{tot}	246		336		[kW]
TL	153		255		[kW]
SF	38%		24%		[-]

Tabella 10: Dimensionamento interno sistema.

I risultati del dimensionamento complessivo dell'impianto a pompe di calore sono riportati in Tabella 4. Come si può notare, l'impianto è stato sovradimensionato; l'entità di questo è rappresentata dal fattore di sicurezza SF:

$$SF = \frac{P_{TOT} - TL}{P_{TOT}}$$

Dove TL è il carico termico, che in inverno si definisce come Heating Load mentre in inverso Cooling Load. Per valutare la potenza erogata dal PCS, l'energia immagazzinata è stata divisa per le ore di effettivo servizio, ovvero 10 ore di ufficio (8:00 - 18:00). Confrontando il caso estivo con quello invernale, la differenza principale risiede in un COP più alto (5,25 estivo, 3,84 invernale) e una maggiore potenza specifica estratta / rilasciata al suolo. Le caratteristiche degli HP sono state fornite dal produttore. La potenza termica / frigorifera, la potenza elettrica assorbita ed i COP sono riportati schematicamente per tutte le configurazioni in Figura 26.

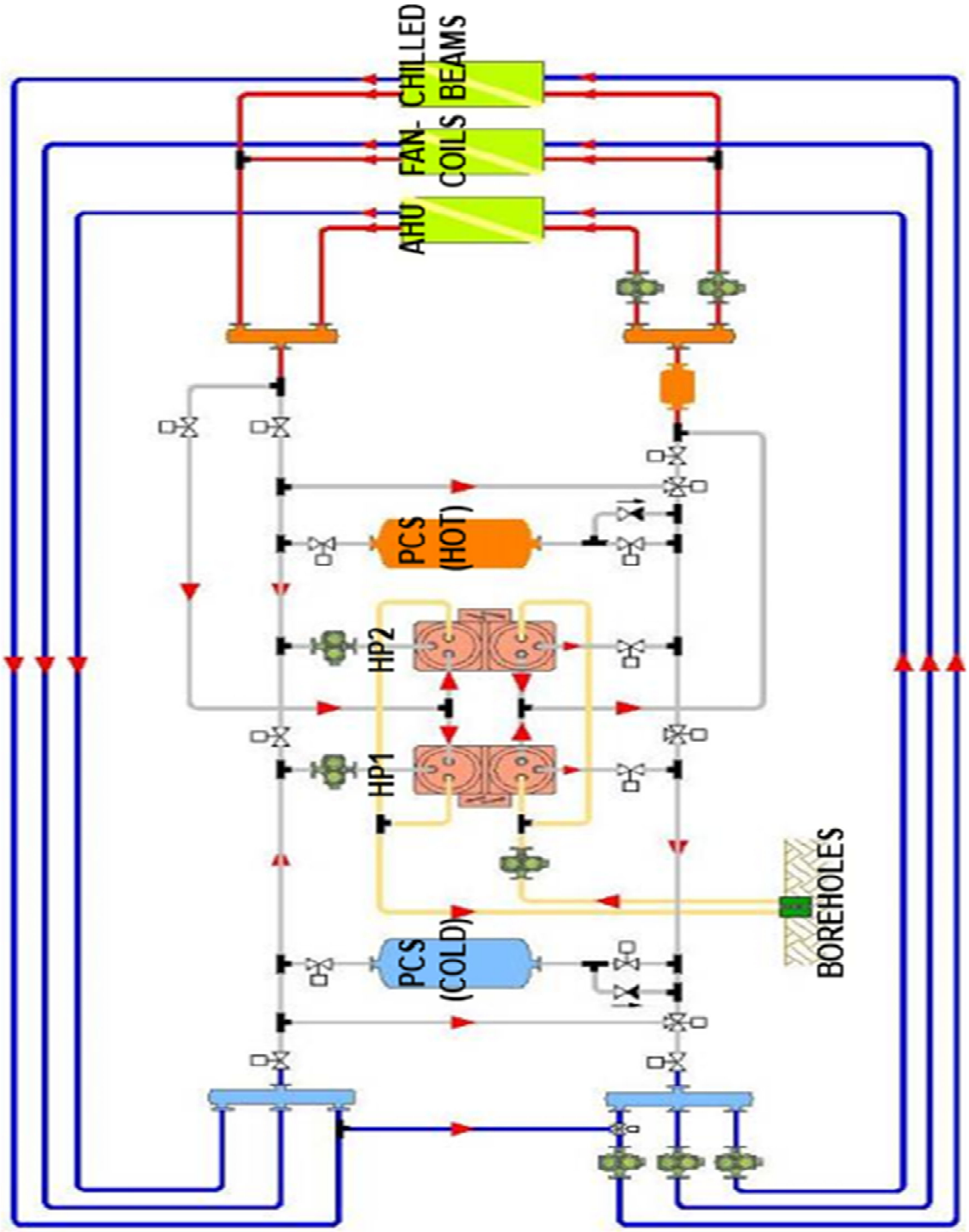


Figura 32: Schema dell'impianto complessivo.

Funzionamento dell'impianto

Lo schema funzionale complessivo dell'impianto è riportato in Figura 27, nella pagina precedente: nella parte destra dello schema è rappresentato l'impianto HVAC e al centro le PdC e gli accumuli.

LEGENDA:
BOREHOLES: Sonde Geotermiche.
HP1: Pompa di calore 1.
HP2: Pompa di calore 2.
AHU: Unità di Trattamento Aria.
FAN-COILS: Ventilconvettori.
CHILLED BEAMS:
PCS (COLD): Accumulo freddo.
PCS (HOT): Accumulo caldo.

La miscela di acqua e glicole, utilizzata come fluido termovettore, scambia calore utilizzando come sorgente termica il terreno, sempre a temperatura costante. Successivamente la miscela entra nelle due pompe di calore cede e/o assorbe calore ed esce dai due dispositivi per convogliarsi nel collettore (arancione) in basso a destra. Il fluido quindi andrà ad alimentare l'UTA, i Fan-Coils e i Chilled Beams, cedendo calore ad un secondo circuito più freddo. Il fluido caldo, invece, si suddivide in tre zone: la prima parte rifornisce l'accumulo caldo, la seconda si reimmette nel circuito caldo, infine la terza parte viene ceduto al fluido freddo nelle HPs. Infine il fluido freddo, uscendo dai dispositivi di climatizzazione, verrà convogliato nel collettore (azzurro) in alto a sinistra e andrà a rifornire l'accumulo freddo e le HPs.

Riassumendo, i due collettori, con pompe a velocità variabile, alimentano tre circuiti distinti:

1. Unità Trattamento Aria (dotato di recuperatori di calore aria-aria sull'aria espulsa) per la ventilazione meccanica di tutte le zone;
2. Ventilconvettori a quattro tubi nelle aree di produzione e stoccaggio;
3. Travi fredde attive a quattro tubi per la ventilazione negli uffici, nei laboratori e nelle sale riunioni.

4.3 Analisi Economica

In questo paragrafo verranno elencate le differenti strategie che si sono adottate per effettuare un'analisi economica dell'impianto complessivo con lo scopo di trovare la soluzione ottimale sia dal punto di vista economico che energetico.

Per dimensionare il sistema PdC e Accumuli con PCM si è voluto mettere a confronto 12 soluzioni progettuali al fine di scoprire quale fosse effettivamente la soluzione ottimale. Le PdC da progetto, sono state scelte in modo che avessero la stessa taglia (quindi stessa potenza) e in combinazione con gli accumuli dessero come risultato finale la medesima potenza termica utile. Per quanto riguarda gli accumuli, la potenza erogata è definita come: $P_{ACC} = {}^{E_{ACC}}/_{tscarico}$ $[kW]$, dove E_{acc} è l'energia accumulata mentre $t_{scarico}$ è il tempo

nominale di scarico dell'accumulo. Lo scopo di questa analisi è quello di individuare la soluzione di minimo costo di investimento. Si è quindi deciso di analizzare tre differenti condizioni:

- Invernale, con potenza di riscaldamento richiesta di 246 kW.
- Estiva, con potenza di raffrescamento richiesta di 336 kW.
- Autunnale/Primaverile, con potenza combinata di riscaldamento e raffrescamento di 291 kW.

La valutazione dei costi dell'accumulo, invece, tiene conto dei risultati dell'analisi di resistenza strutturale (con travi IPE[5]) del serbatoio di accumulo di forma cilindrica.

ACCUMULO CALDO	Spessore del mantello	4	[mm]
	Costo del mantello V = 41 m^3	7.632	[€]
	Trave IPE 80	135	[€]
	Pareti piane 12 mm	2.122	[€]
	totale	9.889	[€]
ACCUMULO FREDDO	Spessore del mantello	4	[mm]
	Costo del mantello V = 41 m^3	6.867	[€]
	Trave IPE 80	175	[€]
	Pareti piane 12 mm	2.964	[€]
	totale	10.006	[€]

Tabella 12: Costi di investimento per gli accumuli.

Nelle tre tabelle successive si possono confrontare le differenti soluzioni progettuali. Le colonne 2-3 descrivono le potenze termiche delle due PdC, la colonna 4 la capacità massima dell'accumulo compatibile con la possibilità di ricarica notturna, mentre le colonne 5-6, la potenza e l'energia erogata dall'accumulo (in kW e kWh). Infine la potenza totale erogata si trova nell'ultima colonna (pari al fabbisogno termico dell'impianto HVAC incrementato del fattore di sicurezza, in kW). La terza tabella, valida per la stagione intermedia, quindi per l'Autunno e la Primavera, ha due colonne in più in quanto i due accumuli operano rispettivamente in riscaldamento e raffreddamento.

Per rendere più semplice la lettura dei dati delle tabelle di colore Giallo, per la tabella 11, Azzurro, per la tabella 12 e Verde, per la 13, vengono evidenziate le soluzioni che sono state ritenute tecnicamente fattibili, ovvero compatibili con il vincolo di poter ricaricare l'accumulo nelle ore notturne.

Per quanto riguarda i costi le cinque voci principali che compongono l'investimento sono:

1) Sonde geotermiche;
2) Tubazioni;
3) Accumulo;
4) PdC;
5) Costi fissi (sostanzialmente indipendenti dalla scelta progettuale: alimentazione elettrica, sistema di regolazione, costi di ingegneria, ecc.).

[5] I principali profilati impiegati in edilizia sono le cosiddette travi a doppio T note con il nome di IPE (UNI 5398-78). Si tratta di profili costituiti da due ali a facce esterne parallele collegate attraverso un'anima perpendicolare con raccordi circolari. Questo tipo di sezione è nato con l'obiettivo di ottimizzare la resistenza alle sollecitazioni evitando di "sprecare" materiale con sezioni rettangolari piene.

Soluzione [-]	1°PdC [kW]	2°PdC [kW]	Max taglia accumulo [kW]	Taglia accumulo [kW]	[kWh]	P otenza totale [kW]
1	123	123	344	0	2	246
2	112	112	314	22	310	246
3	101	101	283	44	618	246
4	90	90	252	66	926	246
5	79	79	221	88	1234	246
6	68	68	190	110	1542	246
7	57	57	160	132	1850	246
8	46	46	129	154	2158	246
9	35	35	98	176	2466	246
10	24	24	67	198	2774	246
11	13	13	36	220	3082	246
12	2	2	6	242	3390	246

Tabella 13: Caso Estivo, confronto soluzioni

Soluzione [-]	1°PdC [kW]	2°PdC [kW]	Max taglia accumulo [kW]	Taglia accumulo [kW]	[kWh]	Potenza totale [kW]
1	118	118	330	100	1400	336
2	108	108	302	120	1680	336
3	98	98	274	140	1960	336
4	88	88	246	160	2240	336
5	78	78	218	180	2520	336
6	68	68	190	200	2800	336
7	58	58	162	220	3080	336
8	48	48	134	240	3360	336
9	38	38	106	260	3640	336
10	28	28	78	280	3920	336
11	18	18	50	300	4200	336
12	8	8	22	320	4480	336

Tabella 14: Caso Invernale confronto soluzioni.

Soluzione	1°PdC	2°PdC	Max taglia accumulo	Taglia accumulo		Taglia acc. caldo		Taglia acc. freddo		Potenza totale
[-]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kWh]	[kW]	[kWh]	[kW]	[kWh]	[kW]
1	146	146	204	0	2	0	1	0	1	291
2	133	133	186	26	366	12	167	14	200	291
3	120	120	167	52	730	24	332	28	398	291
4	107	107	149	78	1094	36	497	43	597	291
5	94	94	131	104	1458	47	663	57	796	291
6	81	81	113	130	1822	59	828	71	994	291
7	68	68	95	156	2186	71	994	85	1193	291
8	55	55	76	182	2550	83	1159	99	1391	291
9	42	42	58	208	2914	95	1325	114	1590	291
10	29	29	40	234	3278	106	1490	128	1788	291
11	16	16	22	260	3642	118	1656	142	1987	291
12	3	3	4	286	4006	130	1821	156	2185	291

Tabella 15: Mezze stagioni, confronto soluzioni.

Per il dimensionamento invernale, il costo totale dell'investimento è dominato dal costo dell'accumulo e delle pompe di calore, mentre il costo del PCM è decisamente inferiore e i costi fissi non influenzano particolarmente e quindi ritenuti trascurabili (~ 60.000 euro). L'andamento dei costi, seguendo le taglie dell'accumulo, è decrescente lineare: dalla soluzione 1, quindi con assenza di accumulo e impianto Geotermico molto esteso e costo di investimento elevato, alla soluzione 7 dove la potenza delle PdC diminuisce a favore di un aumento di volume dell'accumulo. Come si poteva immaginare, il trend dei costi delle sonde e dei serbatoi è opposto. Da questa analisi, si può dedurre che la soluzione più economica è quella che presenta la massima taglia di accumulo da permettere la ricarica notturna.
Considerazioni del tutto analoghe al caso invernale si possono formulare per la condizione estiva (Tabella 12), dove le uniche soluzioni tecnicamente fattibili sono le prime cinque dove la soluzione più economica è sempre quella con massima taglia dell'accumulo per mantenere il vincolo.

Nella stagione intermedia, in cui entrambi gli accumuli sono utilizzati, la taglia massima dell'accumulo non è più funzione della potenza complessiva delle due PdC, bensì di una sola, in quanto durante la notte un'unità dovrà caricare l'accumulo caldo e l'altra l'accumulo freddo. L'andamento dei costi è simile al caso invernale, anche se i costi complessivi sono minori grazie alla migliore capacità di scambio delle sonde geotermiche in regime estivo (in effetti il calcolo è stato basato su un valore medio di coefficiente di scambio pari a 51,2 W/m, intermedio fra il dato estivo (64 W/m) e invernale (38,5 W/m). Poiché i costi per le sonde geotermiche e le HP sono visibilmente più alti del materiale PCS, la linea del costo totale diminuisce costantemente.

Calcolo dei costi di investimento

Dal punto di vista economico, il capitale di investimento per un impianto GSHP è di norma più elevato rispetto ad un qualsiasi altro sistema di riscaldamento/raffrescamento centralizzato convenzionale. Come vedremo alla fine di questo paragrafo il Pay Back Time, tempo di recupero dell'investimento, è comunque ragionevole grazie soprattutto all'elevata efficienza dell'impianto. Il criterio utilizzato per la valutazione del payback si basa sul confronto tra il sistema proposto (GSHP reversibile con PCS) e uno convenzionale (una caldaia per la produzione di riscaldamento e un chiller raffreddato ad aria ad azionamento elettrico per il raffreddamento). L'analisi presuppone un tasso di inflazione (uguale per tutte le voci di costo) pari al 2%. Nelle tabelle seguenti è possibile individuare i singoli termini di costo che compongono il costo complessivo. Per l'investimento iniziale si è deciso di riferirsi alla scelta progettuale n. 6 delle Tabelle 11-13, ovvero alla soluzione tecnicamente fattibile che abbia il minimo costo iniziale. Mentre la composizione dei costi iniziali per un impianto tradizionale sono riportati nelle Tabelle seguenti.

	Caldaia a gas	**Gruppo frigorifero**	
Costo unitario	376	150	[€/kW]
Taglia apparecchiatura	180	280	[kW]
Costo apparecchiatura	67.680	42.000	[€]
Costo pompe	540	840	[€]
Totale	**68.220**	**42.840**	[€]

Tabella 16: Costi per riscaldamento e raffrescamento.

Tubazioni	Lunghezza	50	[m]
	Costo unitario	48	[€/m]
	Costo totale	2400	[€]
Isolamento tubazioni	Lunghezza	50	[m]
	Costo unitario	20	[€/m]
	Costo totale	1000	[€]
Manodopera	Tempo	234	[h]
	Costo unitario	35	[€/h]
	Costo totale	8190	[€]
Impianti elettrici	Costo totale	15.000	[€]
Manutenzione	Costo totale	2700	[€]
Software	Costo totale	3100	[€]
Messa in funzione	Costo totale	2500	[€]
Engineering	Costo totale	18.500	[€]
Totale costi fissi		**53.390**	[€]

Tabella 17: Costi fissi di investimento impianto convenzionale.

La tabella 15, invece, riporta il costo annuo di esercizio dell'energia per i due sistemi, Il costo totale è composto da tre termini, il primo dei quali è l'addebito annuale di energia da pagare al distributore di energia. L'importo varia in base alla taglia del contatore elettrico: per la prima opzione è necessario un contatore da 70 kW mentre il GSHP necessita solo di un contatore da 20 kW. Il termine "carico massimo" si riferisce al costo dell'energia elettrica nei 30 giorni di punta della stagione, mentre il carico medio si riferisce al costo dell'energia elettrica nei restanti 152 giorni del semestre. La tabella mostra che il risparmio annuale sulla bolletta energetica è molto significativo.

		CONVENTIONAL SYSTEM	PROPOSED SYSTEM	Cost difference	
	Fixed amount	2555	1480	-1075	€/yr
Heating	Maximum load	4503	961	-3543	€/yr
	Mean load	11408	1970	-9439	€/yr
Cooling	Maximum load	5019	1679	-3339	€/yr
	Mean load	12914	4107	-8807	€/yr
	TOTAL year	36399	10197	-26202	€/yr

Tabella 18: Flussi di cassa energetici a confronto.

I termini di costo individuali che costituiscono il costo complessivo sono presentati in Tabella 16.

	IMPIANTO TRADIZIONALE	IMPIANTO A PdC	Differenza di costo	
Riscaldamento	68.220			€
Raffeddamento	42.840			€
Costi fissi	53.390			€
TOTALE	164.450	381.026	216.576	€

Tabella 19: Costi di investimento totale.

Calcolo dei costi di esercizio dell'energia

Per calcolare i costi totali di esercizio è stato per primo definito il range di utilizzo di ciascun sistema e i giorni di carico, suddivisi in massimo e medio:

- Durante la stagione invernale (15 ottobre - 15 aprile)
  - 30 giorni di carico massimo;
  - 153 giorni a carico medio (50% del carico massimo);
- Durante la stagione estiva (16 aprile - 14 ottobre)
  - 30 giorni di carico massimo;
  - 152 giorni a carico medio (50% del carico massimo);

La valutazione è stata sviluppata sia per il sistema convenzionale che per il sistema in esame, sulla base delle ipotesi di seguito specificate.

RISCALDAMENTO

1. Carico termico massimo per il sistema convenzionale

Per valutare il costo energetico di questa soluzione si è ipotizzato che il sistema funzioni durante l'orario di ufficio ovvero 8:00 - 18:00. Nella stagione invernale è necessario accendere l'impianto un'ora prima la mattina in modo da avere il giusto comfort all'inizio del periodo di occupazione. La richiesta di riscaldamento è quella calcolata con il software Climawin. Il prezzo del carburante è stato valutato come 0,08 € / kWh, ottenendo un costo giornaliero totale di 150 € / giorno.

2. Carico termico massimo per il sistema GSHP con PCS

L'impianto è stato progettato per immagazzinare il calore dalle 19:00 alle 6:00 e di utilizzare il GSHP durante il giorno. Nel calcolo sono state considerate alcune limitazioni. Infatti la somma dell'energia termica accumulata durante la notte non può, ovviamente, superare la capacità termica degli accumuli. Inoltre, l'energia immagazzinata deve essere utilizzata possibilmente durante il giorno. Il costo giornaliero risultante è di 32 € / giorno: quindi il risparmio è di 118 € / giorno, rispetto alla configurazione convenzionale.

3. Carico termico medio per il sistema convenzionale

La valutazione più rilevante è quella relativa al carico medio. Infatti, se il carico di punta rappresenta solo 30 giorni, il carico medio tiene conto del periodo rimanente, ovvero 153 giorni. Viene ora considerato un valore di carico di picco di 80 kWh all'ora, invece di 160 kWh all'ora. Il costo giornaliero risultante è di 75 € / giorno.

4. Carico termico medio per il sistema GSHP con PCS

In questa condizione di marcia il costo giornaliero previsto è di 13 € / giorno, con un risparmio di 62 € / giorno.

RAFFRESCAMENTO

1. Carico estivo massimo per il sistema convenzionale

Per la produzione di energia per il raffrescamento, il costo orario dell'energia elettrica non è costante, ma soggetto a variazioni orarie (sono state considerate le tariffe orarie applicate da ENEL). Nel calcolo è stata ipotizzata la tendenza oraria del carico massimo. Il costo giornaliero risultante è di 167 € / giorno.

2. Carico estivo massimo per il sistema GSHP con PCS

Per questo calcolo, valgono le stesse considerazioni per il caso invernale. Inoltre il consumo del GSHP si basa su un valore COP di 5,88 durante la notte e 5,25 durante il giorno. Il costo giornaliero risultante è di 56 € / giorno, con un risparmio giornaliero di 111 € / giorno, rispetto al sistema convenzionale.

3. Carico estivo medio per il sistema convenzionale

Per questo carico il costo giornaliero risultante è di 85 € / giorno.

4. Carico estivo medio per il sistema GSHP con PCS

Valgono qui le stesse ipotesi discusse per la stagione invernale. Il costo giornaliero risultante è di 27 € / giorno, con un risparmio giornaliero di 58 € / giorno.

PBT – Pay Back Time

Considerando un tasso di inflazione pari al 2% è stato valutato il PBT applicando le seguenti formule

$$NI = I_{PCS} - I_{CS} = 216576\ €$$

$$NRC = \Sigma_{PCS} - \Sigma_{CS} = -26202\ €/y$$

$$C = NI - (1+i) \cdot n \cdot NRC = 4334415\ €$$

NI= Investimento netto

I_{PCS} = Investimento per GSHP con PCS

I_{CS}= Investimento per sistema convenzionale

Σ_{PCS}= Costi di esercizio totali per GSHP con PCS

Σ_{CS}= Costi di esercizio totali per sistema convenzionale

C= Capitale iniziale

i= Tasso di inflazione

n= # di anni

NRC= Costi di esercizio al netto.

PBT= 8.1 anni.

4.4 Monitoraggio

Per far sì che l'impianto lavori sempre in condizioni ottimali e che le sue prestazioni non cambino, l'edificio deve essere monitorato con continuità, attraverso un sistema di rilevamento dei parametri operativi dell'impianto. Questo monitoraggio viene eseguito grazie all'installazione di un BEMS, Building Energy Monitoring System. Le principali attività di questo sistema sono:

- Regolazione della produzione e distribuzione dei fluidi;
- Monitoraggio in tempo reale delle prestazioni dell'impianto;
- Monitoraggio in tempo reale degli assorbimenti delle utenze;
- Funzioni di protezione degli impianti in condizioni critiche;

Inoltre l'edificio, dotato appunto di un sistema di monitoraggio energetico, è in grado di misurare e memorizzare (ad intervalli di 15 min) i seguenti dati:

- Temperature dell'acqua calda / fredda;
- Portate della pompa;
- Potenza elettrica utilizzata dalle HP e dalle AHU;
- Regolazione delle valvole;
- Temperatura interna ed esterna e umidità relativa;

- Temperatura di mandata dell'aria primaria;

Conoscendo le grandezze di cui sopra, vi è anche la possibilità di analizzare tutti i flussi di energia coinvolti all'interno del sistema, ovvero:

- Terra → HP;
- HP → Edificio;
- HP → PCS caldo;
- PCS Caldo→Edificio;
- HP → PC Freddo;
- PCS Freddo → Edificio;
- HP → Aria Primaria;
- Circuito idraulico HP;
- Rete elettrica → HP;
- PCS Caldo → Terra;
- PCS Freddo → Terra;

Attraverso i laboratori del Politecnico di Torino, nel 2010, sono stati effettuati i primi controlli per monitorare il corretto funzionamento dello stabilimento.

Sistemi di controllo

Il sistema di controllo è stato installato nella sala HP, con connessione internet e controllo da remoto. Potenzialmente il sistema dovrebbe fornire 11 strategie operative, a seconda della stagione, della temperatura esterna e delle condizioni interne. Il pannello di controllo è installato sul quadro elettrico principale.

Figura 33: Particolare sul pannello di controllo.

Viene adesso illustrato un insieme completo di condizioni di lavoro, considerando tutte le possibili configurazioni per inverno, estate e media stagione. I collegamenti rossi indicano gli elementi che sono attivi per la strategia di controllo specificata.

INVERNO

La figura seguente mostra come, durante la notte, il calore estratto dal terreno viene estratto dalla HP e quindi immagazzinato nel PCS caldo.

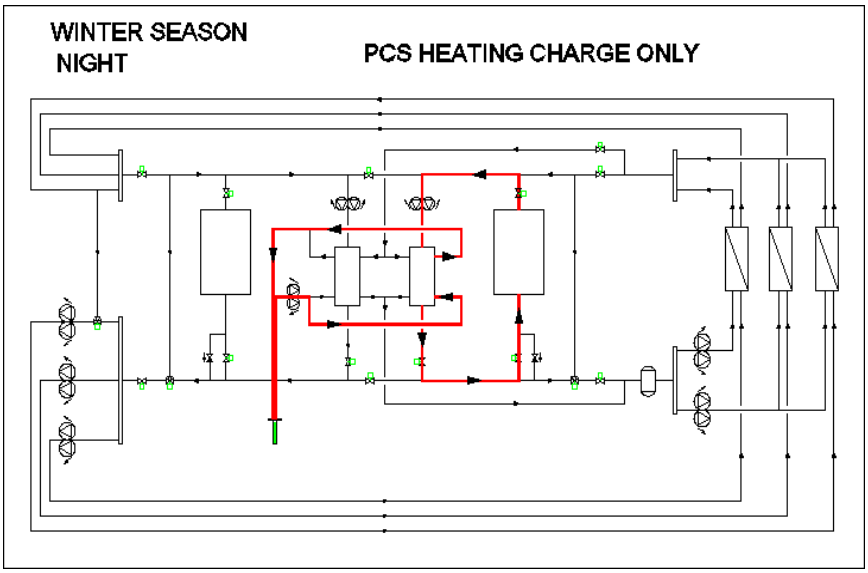


Figura 34: Funzionamento notturno, invernale.

Per quanto riguarda il giorno, le configurazioni possibili sono due e dipendono strettamente dalla temperatura esterna. Durante le giornate “temperate”, l'energia immagazzinata nel PCS caldo è sufficiente per soddisfare la richiesta di riscaldamento senza l'intervento del HP. Al contrario, durante le giornate più “rigide”, l'accumulo di calore non è più sufficiente a garantire un adeguato comfort, quindi è necessaria la presenza di un HP.

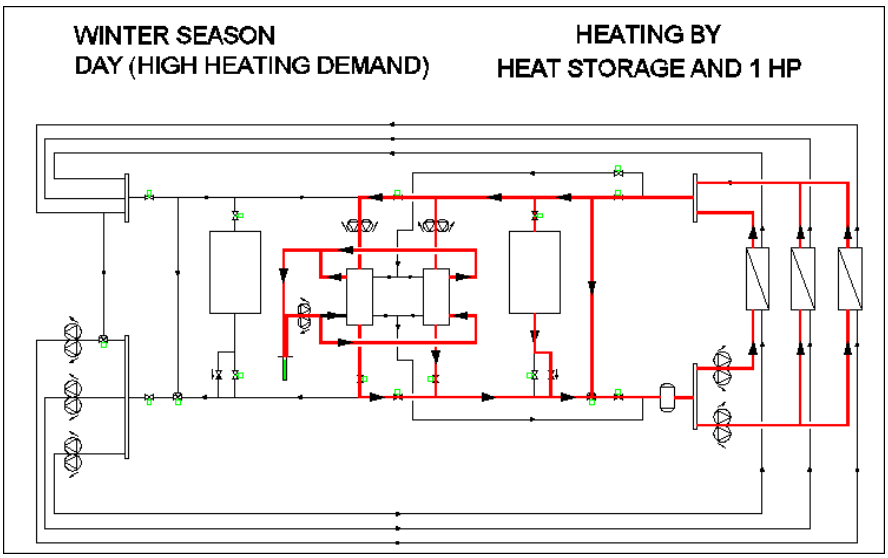


Figura 35: Funzionamento invernale, per giornate temprate.

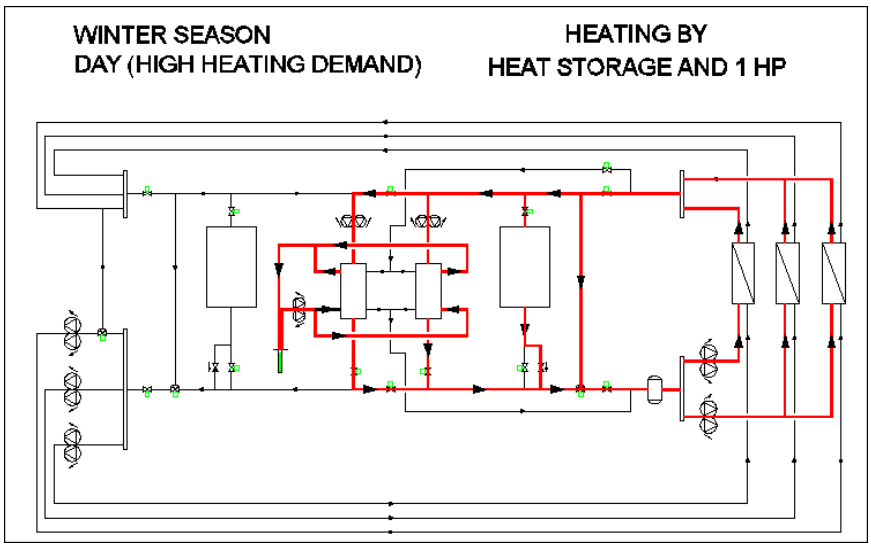


Figura 36: Funzionamento invernale, giornate fredde.

ESTATE

Per la stagione estiva valgono considerazioni simili a quelle del caso invernale, ricordando che l'accumulo da caricare è però quello freddo.

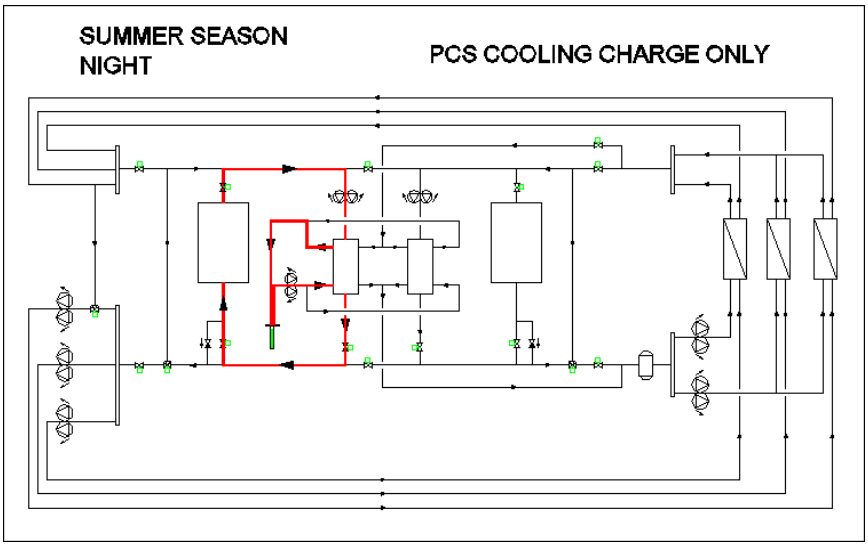


Figura 37: Funzionamento notturno, estivo.

Durante le giornate estive moderate, l'energia immagazzinata nel PCS freddo è sufficiente per soddisfare la richiesta di raffreddamento senza l'intervento dell'HP (Fig. 37). Invece, quando le temperature estive sono più calde, il PCS freddo non è più sufficiente a garantire un adeguato comfort, quindi serve l'ausilio di un HP (Fig. 38), mentre nelle giornate più afose funziona anche la seconda HP (Fig.39).

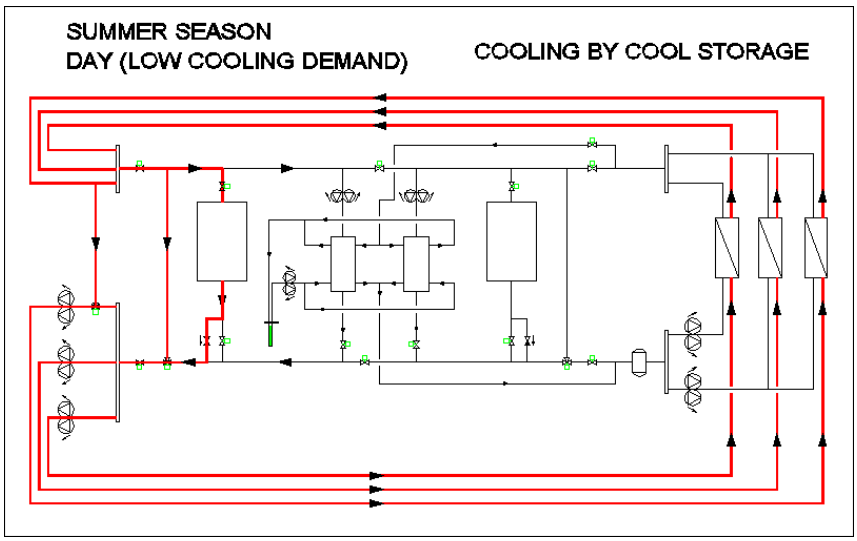


Figura 38: Funzionamento estivo. Low Cooling Demand.

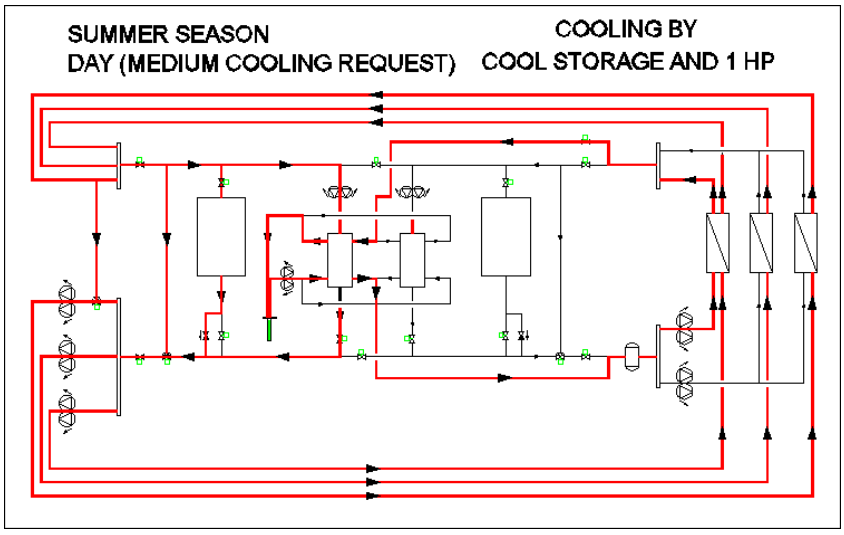


Figura 39: Funzionamento Estivo. Medium Cooling Demand.

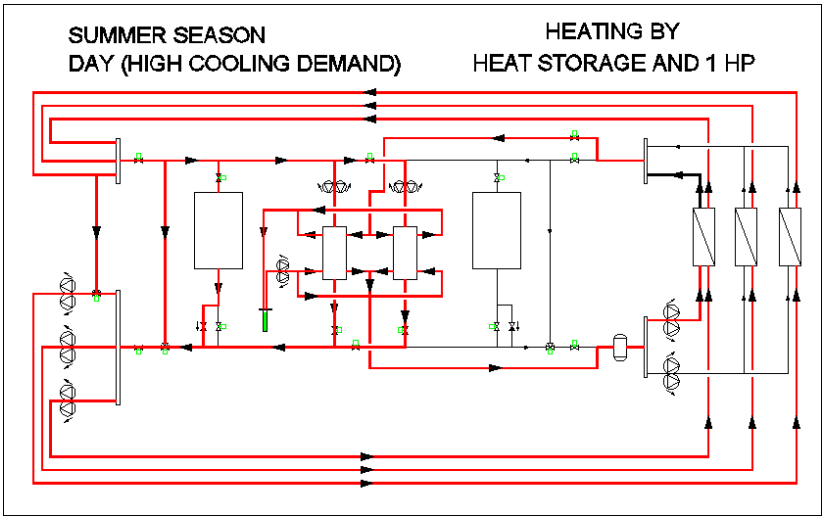


Figura 40: Funzionamento estivo. High Cooling Demand.

MEDIA STAGIONE

Il funzionamento durante le mezze stagioni, Primavera ed Autunno, prevede che la durante la fase di carica i due accumuli vengano riempiti dalle pompe di calore. Per quanto riguarda il funzionamento a basso carico, le pompe di calore lavorano simultaneamente per fornire riscaldamento e raffrescamento all'intero edificio. Quando si è nella situazione di funzionamento a carico medio vengono attivati i due accumuli per lavorare in parallelo alla PdC.

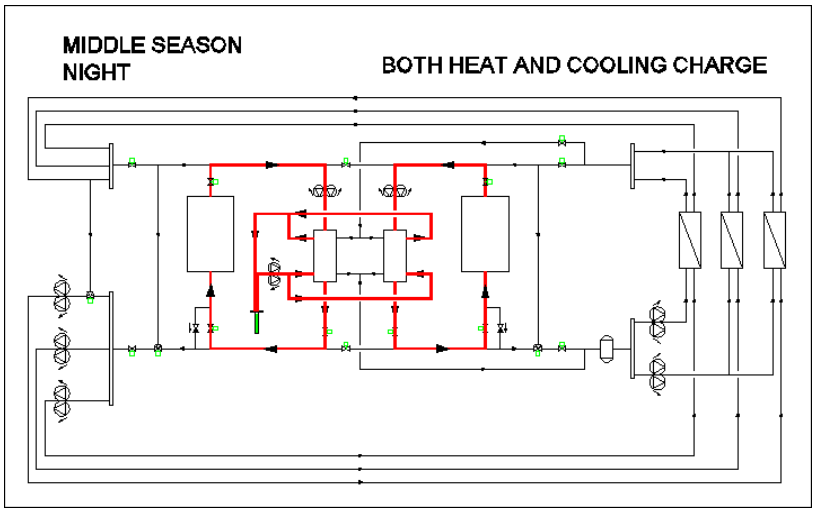


Figura 41: Funzionamento notturno, mezze stagioni.

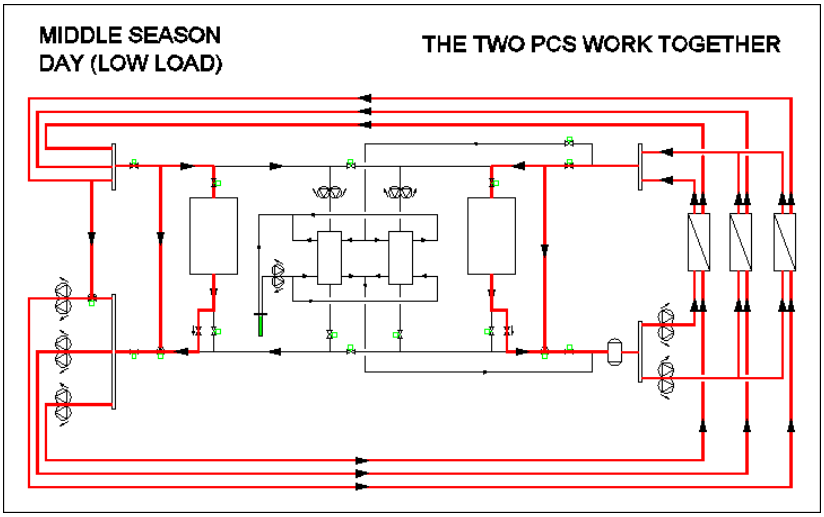


Figura 42: Funzionamento mezze stagioni. Low Load.

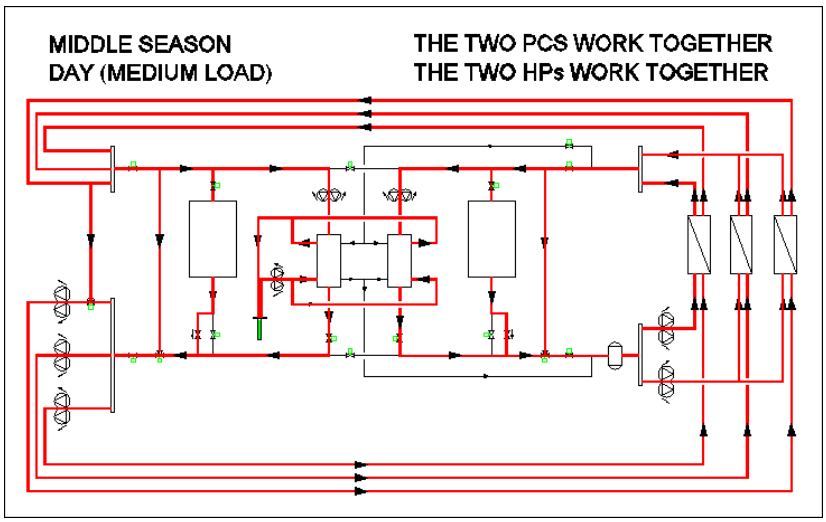


Figura 43: Funzionamento mezze stagioni. Medium Load.

Tutti gli schemi precedentemente illustrati, descrivono le diverse strategie per il sistema di controllo. Essi sono stati forniti dal progettista del sistema HVAC. Durante la fase di controllo è apparso che non tutte le stategie previste sono state messe in funzione nell'anno precedente. Si sottolinea che, in particolare, i sistemi di accumulo non sono mai stati utilizzati. Questo fatto era in parte dovuto a un contratto di fornitura elettrica che non applicava costi diversi per le ore di punta e non di punta. Inoltre si sono verificati alcuni problemi tecnici su un HP, che era stato sostituito prima della seconda ispezione.

4.5 Considerazioni finali

Questa tipologia di impianto è stato uno dei primi esempi di edificio che presentasse dei consumi energetici per il riscaldamento e per il raffrescamento così bassi, in tutta l'Italia. Risultati ottenuti certamente anche dalla presenza di un involucro edilizio con proprietà ottime, mentre il funzionamento e la progettazione dell'impianto HVAC ha evidenziato alcune criticità.

Analizzando i calcoli di progettazione dell'impianto si è notato subito un sovradimensionamento delle pompe di calore. Inoltre, il monitoraggio in loco e l'ispezione dell'impianto ha fornito informazioni interessante sul reale funzionamento:

- Una delle due PdC era stata sostituita dopo appena 2 anni dall'installazione;
- I sistemi di accumulo non sono mai stati messi in funzione.

In conclusione, le potenzialità del sistema HP geotermico accoppiato con un sistema HVAC di riscaldamento / raffreddamento ad alta temperatura a bassa temperatura e la presenza di un involucro ad alte prestazioni termiche sono chiaramente soluzioni all'avanguardia per il risparmio energetico. Tuttavia, i sistemi HVAC di tale complessità dovrebbero essere accuratamente commissionati e monitorati per almeno un intero anno di funzionamento e condotti da un operatore altamente qualificato, al fine di essere in grado di fornire le prestazioni di progettazione previste. Anche se in questo caso le prestazioni complessive del sistema si sono rivelate buone, il guasto di una HP e il fatto che i serbatoi non fossero in uso rivelano che l'elevato potenziale

di risparmio energetico di questo sistema non è stato pienamente sfruttato, il che ha implicato maggiori costi operativi per il proprietario dell'edificio.

5. Case Study 2: Laghetto Cuneo

5.1 Area di studio

Il secondo caso presentato in questo elaborato è lo studio di fattibilità di una soluzione impiantistica con pompe di calore GSHP della tipologia acqua-acqua, a Cuneo. Il capitolo 5 contiene nella prima parte l'inquadramento dell'area studio e del territorio, mentre nella seconda parte verranno descritte le ipotesi e le valutazioni progettuali.

Edificio Oggetto dell'intervento

Il fabbricato oggetto di studio è situato in via Valle Po n 100 a Cuneo, nella zona industriale. Le coordinate Geografiche sono: 44.42643563212413° E, 7.544598080166019° N. Il punto più elevato dell'intero territorio comunale si trova nel settore SW, in località Cascina Crocetta, sulla sponda sinistra del Torrente Gesso a quota 610 m s.l.m., mentre il più basso si trova all'estremo NE, lungo il corso dello Stura, a quota 415 m s.l.m. L'edificio è della categoria E1.1 della sezione "Ad uso Pubblico", adibito ad uffici e magazzini. Attualmente, il sistema per il riscaldamento invernale, raffrescamento estivo e produzione di ACS avviene attraverso l'utilizzo di due pompe di calore elettriche della tipologia Acqua-Terreno da 87.4 kW con COP dell'ordine di 4.46 e EER 5.32.

Figura 44: Vista dell'edificio e del Laghetto a Cuneo.

Inquadramento Geologico e Idrogeologico

Il territorio della Provincia di Cuneo è composto per il 50.8% da montagne, per il 26.6% da colline e per il 22.6% da pianure e altipiani [17]. Il Comune di Cuneo è ubicato alla fine della Valle Stura, rispetto alla Pianura Padana si colloca all'estremo SW. Le alpi circondano il comune da tra lati e sono le Alpi Marittime e le Alpi Cozie. Le Alpi occupano la parte occidentale e meridionale della Provincia, dalla Valle Po alla Valle Tanaro passando per i loro affluenti: Varaita, Maira e Grana in sponda destra del Po e Stura, Gesso, Vermenagna, Pesio, Ellero e Corsaglia in sponda sinistra del Tanaro. Cuneo si estende per circa 120 km^2 e si trova esattamente nel cuneo di confluenza del Torrente Gesso nel Torrente Stura di Demonte.

Dal punto di vista geologico il settore in interesse è completamente costituito da terreni alluvionali legati agli apporti fluviali dei torrenti pedemontani, che hanno subito forti oscillazioni a seconda dei periodi glaciali che si sono succeduti nei più recenti periodi geologici [18]. Le peculiarità della pianura cuneese derivano soprattutto dai suoi fiumi, in particolar modo dallo Stura di Demonte. Questo fiume dà origine a due differenti pianure denominate pianura in Sinistra Stura e in Destra Stura. Un altro corso d'acqua che incide profondamente la pianura cuneese, delimitandola a ovest, è il Pesio, che insieme allo Stura è uno dei grandi affluenti del Tanaro in sponda sinistra. I terreni che costituiscono territorio comunale mostrano caratteristiche geotecniche sostanzialmente omogenee fra loro: si tratta infatti, per la grande maggioranza, di depositi fluviali e fluvioglaciali sabbioso-ghiaioso-ciottolosi presenti sull'altipiano su cui sorge Cuneo. Esistono diversi studi geologici, che cercano di classificare l'area di studio in esame, tuttavia si fa riferimento alla caratterizzazione litologica operata da Corina (1994) e Machiorlatti (1994), le quali si sono basate su sondaggi geofisici, osservazioni dirette del sottosuolo e stratigrafie esistenti [18]. Nella tabella seguente vengono riportate le principali unità litologiche per il comune di Cuneo.

Complesso Litologico	Descrizione	Potenza (m)
Complesso alluvionale attuale	Unità Ghiaie Attuali: *depositi ghiaiosi grossolani, non cementati e con poca matrice sabbiosa che costituiscono l'attuale alveo dei principali corsi d'acqua.*	0.5 – 5 m
Complesso alluvionale terrazzato	Unità Ghiaie Fresche: *separata in due sub unità secondo un criterio morfologico, si differenziano da quelle attuali in base alla posizione stratigrafica. Questa unità è caratterizzata da depositi ghiaiosi con matrice sabbiosa.*	2 – 7 m
Complesso alluvionale principale	Unità dei Conglomerati & Unità Ghiaie poco alterate*: presenza di depositi alluvionali grossolani, ghiaiosi, sabbiosi-ciottolosi con presenza di coltri fini caratterizzati da limi argillosi e argille limose.*	10 – 100 m

Tabella 20: Unità litologiche del Cuneese.

Riassumendo, la pianura cuneese è composta da sedimenti di origine alluvionale e fluvioglaciale, che ospitano acquiferi superficiali anche molto estesi, si riconoscono tre grandi acquiferi superficiali:

- Pianura cuneese in Sinistra Stura (Gialla);
- Pianura cuneese in Destra Stura (Arancione);
- Fondovalle Tanaro (Verde).

L'area di Sinistra Stura è considerata omogenea, sebbene sia visibile la discontinuità dovuto all'effetto drenante e alimentante dei principali corsi d'acqua (Po, Varaita, Maira, Grana).

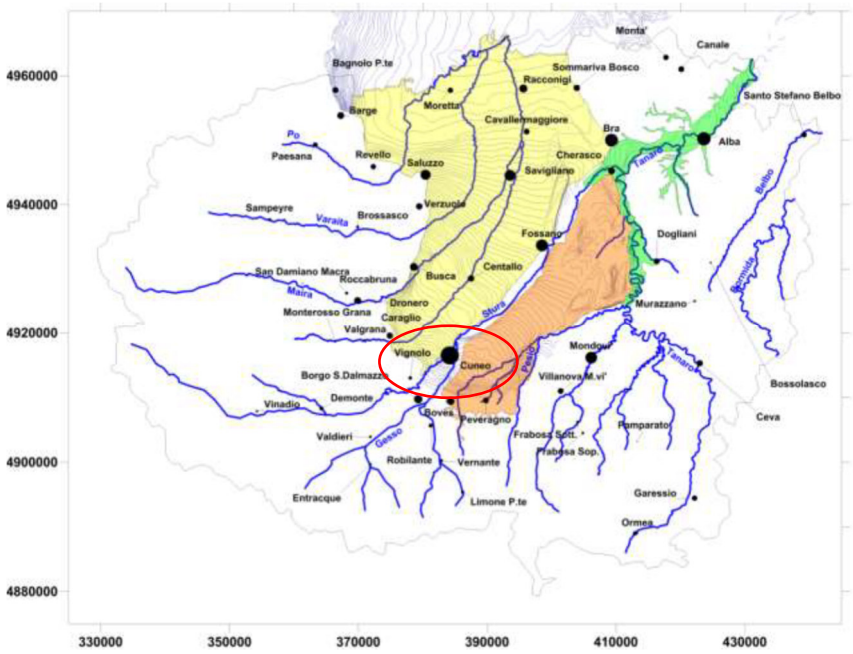


Figura 45: Acquiferi non confinanti della pianura del cuneese. Particolare su Cuneo.

All'interno della Serie quaternaria si individuano quattro differenti complessi idrogeologici raggruppati dal più recente al più antico [18] e riassunti in tabella:

Complesso Idrologico	Ubicazione	Descrizione	Potenza (m)
Complesso alluvionale attuale	In corrispondenza del fiume Tanaro e dei suoi affluenti.	Nel territorio comunale di Cuneo sono costituiti da depositi ghiaioso- sabbiosi. Gli acquiferi in questi depositi sono caratterizzati da elevata permeabilità e sono in diretta comunicazione con il corso d'acqua superficiale.	1 – 2 m
Complesso alluvionale terrazzato	In prossimità dei corsi idrici Stura e Gesso (all'interno del territorio comunale).	Composto da ghiaie e sabbie. Gli acquiferi, presenti in tale complesso, risultano essere molto piccoli e limitati e vengono alimentati dalle precipitazioni.	1 – 2 m
Complesso alluvionale principale	Costituisce gran parte della pianura Cuneese: dai rilievi alpini a sud ovest, fino alla zona collinare delle langhe ad est, caratterizzando anche gran parte del territorio comunale di Cuneo.	Composto da ghiaie grossolane, presentando nei sedimenti di epoca glaciale matrice siltosa in notevole quantità, con intervalli di strati prevalentemente sabbiosi. Gli acquiferi ospitati sono alimentati principalmente dalle ingenti perdite dei corsi d'acqua provenienti dalle vallate alpine.	4 – 90 m
Complesso alluvionale antico	In prossimità degli altipiani alpini (Mondovì, Villanova, Pianfei, Peveragno e Beinette) e gli altipiani di Marene, Fossano, Trinità e Magliano	Caratterizzato principalmente da depositi limoso ghiaioso alterati e argillificati. Gli acquiferi ospitati, presentano un'estensione limitata, alimentati principalmente da precipitazioni.	< 10 m

Aspetti Climatici

Secondo il Piano Regolatore Generale del Comune di Cuneo, esso è ubicato in una zona temperata-fredda, con la presenza di escursioni termiche modeste. Per quanto riguarda la stagione invernale, le temperature scendono al di sotto dello zero termico per un numero variabile di giorni, ma al di sotto di -10°C se non per rare giornate, come ad esempio nei mesi di Febbraio e Gennaio 2012 dove si sono raggiunte temperatura intorno ai -20°C. Durante la stazione estiva, le temperature registrate sono comprese nel range tra i 30 e i 35°C, esclusivamente nel mese di Luglio e sempre per pochi giorni. Il mese di Gennaio viene definito il più freddo per le sue temperature minime registrate di -16°C, mentre il mese di Luglio quello più caldo, raggiungendo temperature vicino ai 35°C. Le precipitazioni presentano un carattere equinoziale: il valore medio annuo è di circa 1000 mm, con una frequenza pari a 90 giorni piovosi. Le precipitazioni nevose si manifestano in un numero di giorni variabili, con un numero di giorni presente al suolo pari a 48, mentre i giorni di gelo sono approssimativamente pari a 68 [18].

Per le valutazioni del carico termico di progetto di un qualsiasi edificio, bisogna conoscere i gradi giorno del luogo in cui si effettua lo studio. I gradi giorno (GG) di riscaldamento sono un parametro empirico utilizzato per il calcolo del fabbisogno termico di un edificio e rappresentano la somma delle differenze tra la temperatura dell'ambiente riscaldato (convenzionalmente 20°C) e la temperatura media esterna; la differenza è conteggiata solo se positiva. [19].

$$GG = \sum_{e=1}^{n} T_{rif} - T_m$$

Dove si indica: con T_{rif} una temperatura convenzionale [°C] fissata da ogni singolo Paese, con T_m la temperatura media esterna, considerandola solo quando $T_m < 12$ °C.

La normativa italiana, prevede una suddivisione dei comuni presenti nel territorio, in sei diverse zone climatiche. Per ogni zona climatica viene definito un periodo di riscaldamento convenzionale e le ore giornaliere di riscaldamento. Inoltre sono riferiti alla stazione meteorologica selezionata, la cui quota non sempre corrisponde alla quota del comune di appartenenza, che per il caso studio è quella di Cascina Vecchia (CN).

Fascia	GG	Periodo Riscaldamento	Ore Giornaliere
A	0 ÷ 600	dal 1/12 al 15/3	6
B	601 ÷ 900	dal 1/12 al 31/3	8
C	901 ÷ 1400	dal 15/1 al 31/3	10
D	1401 ÷ 2100	dal 1/11 al 15/4	12
E	2101 ÷ 3000	dal 15710 al 15/4	14
F	<3000	nessuna limitazione	nessuna limitazione

Figura 46: Fasce Climatiche.

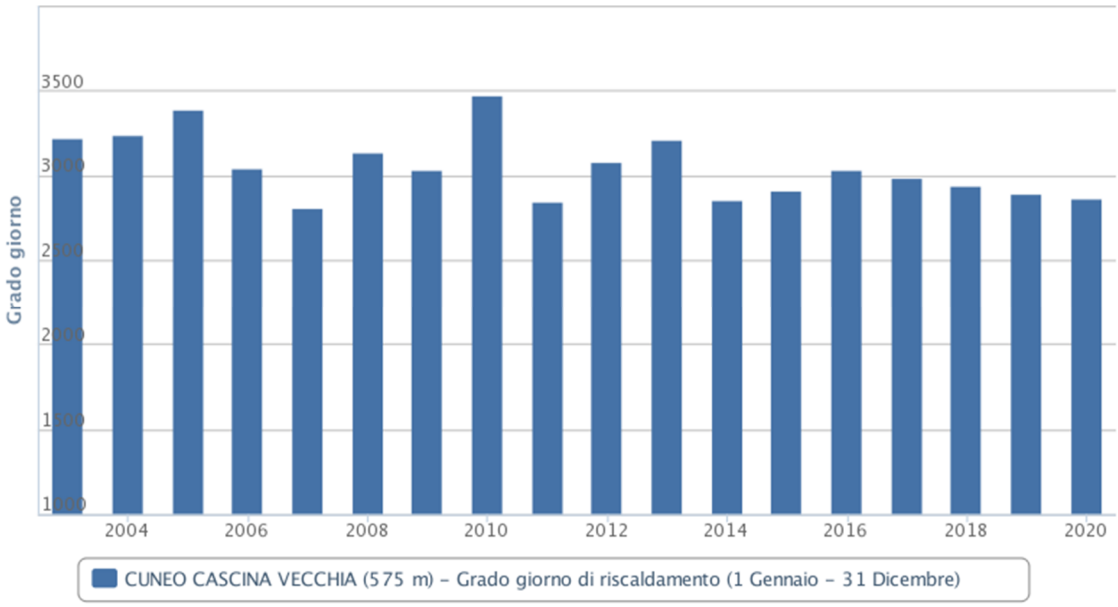


Figura 47: GG Cuneo, dal sito Arpa Piemonte.

Per il Comune di Cuneo, come è evidenziato dal diagramma sopra riportato, in media i Gradi Giorno sono superiori ai 3000. La fascia climatica corrispondente è la F, per la quale non ci sono limitazioni relative al periodo e alle ore giornaliere di riscaldamento.

5.2 Valutazioni Progettuali

Legge 10 con carichi termici

Nel 2019, la società Capello, richiede una Legge 10 per effettuare dei lavori di ri-funzionalizzazione spaziale ed energetica dell'edificio esistente con parziale cambio di destinazione d'uso e una riduzione della superficie coperta e di quella superficie utile lorda. Di seguito si riportano i dati tecnici e costruttivi dell'edificio estrapolati dalla Legge 10.

Secondo il testo dell'art.3 del DPR 412/93, lo stabilimento è classificato come categoria E.2, ovvero "Edificio adibito a uffici e assimilabili", suddiviso in due Zone termiche generiche che si differenziano per la temperatura interna di progetto invernale: la prima da 20°C, nella quale sono stati inseriti tutti gli uffici, e la seconda da 18°C, nella quale sono presenti i disimpegni e i magazzini. I parametri climatici della località, vengono definiti, secondo le norme UNI e si suddividono in:

- Gradi Giorno (della zona d'insediamento, determinati in base al D.P.R. 412/93): 3012 GG;
- Temperatura minima di progetto (dell'aria esterna, secondo norma UNI 5364 e successivi aggiornamenti): -10.00 °C;
- Temperatura massima estiva di progetto (dell'aria esterna, secondo norma UNI 5364): 29.00 °C;

È anche opportuno definire i dati tecnici e costruttivi dell'edificio, specificando le temperature di progetto e l'umidità relativa per la climatizzazione invernale e quella estiva.

Climatizzazione invernale

- Volume delle parti di edificio abitabili al lordo delle strutture che li delimitano (V): 25 310.30 m^3;
- Superficie disperdente che delimita il volume riscaldato (S): 6 476.76 m^2;
- Rapporto S/V (fattore di forma): 0.26 m^{-1};
- Superficie utile riscaldata dell'edificio: 4 150.58 m2;
- Valore di progetto della temperatura interna invernale (Zona Generica 1): 20.00 °C;
- Valore di progetto dell'umidità relativa interna invernale: 50 %;
- Valore di progetto della temperatura interna invernale (Zona Generica 2): 18.00 °C;
- Valore di progetto dell'umidità relativa interna invernale: 50 %;

Climatizzazione estiva

- Volume delle parti di edificio abitabili, al lordo delle strutture che lo delimitano (V): 24 518.25 m^3;
- Superficie disperdente che delimita il volume condizionato (S): 6 319.32 m^2;
- Superficie utile condizionata dell'edificio: 4 031.49 m^2;
- Valore di progetto della temperatura interna estiva: 26.00 °C;
- Valore di progetto dell'umidità relativa interna estiva: 50 %;

L'impianto progettato per il fabbisogno dell'edificio è tipo autonomo: presenta la classica distribuzione orizzontale a montanti verticali (metodo di calcolo UNI/TS 11300-2) con isolamento conforme alle prescrizioni del DPR 412/93, mentre il fluido termovettore per il riscaldamento è l'acqua, che circola in all'interno di serpentine annegate nel soffitto o all'interno di termostrisce, a seconda della zona. Il sistema di generazione prevede due Pompe di calore Geotermiche modello GSI Duetto Aqua con scambio termico su acqua di lago, mediante basket geotermici, senza alcun contatto diretto tra l'acqua d'impianto e l'acqua esterna. Per la termoregolazione sono stati installati dei regolatori di zona (termostati) a compensazione climatica, mentre l'energia termica viene direttamente contabilizzata da contatori di calore a turbina. Inoltre è presente un sistema di ventilazione meccanica a doppio flusso, con recuperatore di calore e un puffer in centrale termica per l'accumulo termico. Invece, per la produzione e la distribuzione dell'acqua calda sanitaria, è presente un sistema di distribuzione idraulico dedicato.

Descrizione delle Pompe di calore e dell'Inverter

Si riportano le caratteristiche medie della singola pompa di calore:

Pompa di calore elettrica - Duetto Aqua GSI

- Tipo di pompa di calore: Acqua - Acqua
- Potenza termica utile di riscaldamento: 98 kW
- Potenza elettrica assorbita: 16.9 kW
- Coefficiente di prestazione medio (SCOP): 5.8
- Indice di efficienza energetica medio (EER): 5.5

La PdC che si è voluto utilizzare per la progettazione dell'impianto, è, come già accennato nel paragrafo precedente, del tipo Geotermico, modello DUETTO AQUA Magis Trifase. È una macchina termica reversibile

dotata di un circuito di recupero calore per produzione Acqua Calda Sanitaria (ACS) apposito. Inoltre presenta un doppio circuito frigorifero per garantire il 50% del funzionamento grazie alla totale separazione dei compressori in caso di allarme o guasto di uno di essi. Dotata di tecnologia Full Inverter, con controllo della potenza erogata in funzione del carico termico e della richiesta ACS [20]. In particolare l'unità è in grado di recuperare il totale calore di condensazione in regime estivo e operare a doppio stadio (bassa e alta temperatura) in riscaldamento invernale attraverso la funzione di raffreddamento del gas di scarico del compressore. Infine la temperatura dell'ACS può raggiungere anche i 70°C, mantenendo inalterati i livelli di prestazioni del compressore.

Nella tabella sottostante si riportano le caratteristiche tecniche del compressore in dotazione (Mod. 142) in funzione di alcuni parametri quali: resa percentuale, temperatura della sorgente calda (acqua + glicole) e temperatura della sorgente fredda (acqua laghetto). Nella prima tabella, la pompa di calore lavora senza l'ausilio del compressore: con temperature di mandata dell'impianto fino a 40°C, l'efficienza della macchina (COP) resta comunque accettabile, mentre per temperature superiori decresce velocemente.

Mod. 142

	IMP		GEO	Pimp [kW]	Qwi [kW]	Pgeo [Kw]	Qwg [kW]	Pa [kW]	Cop [kW]
100%	35	acqua + glicole	-5	38,8	6,67	30,9	8,85	8,8	4,43
			0	42,7	7,34	34,5	9,90	9,0	4,72
			5	47,5	8,17	39,1	11,21	9,3	5,10
			10	52,4	9,02	43,8	12,57	9,6	5,48
	45	acqua + glicole	-5	36,4	6,27	26,1	7,49	11,5	3,18
			0	40,2	6,91	29,7	8,51	11,6	3,45
			5	44,7	7,68	34,0	9,76	11,8	3,78
			10	49,4	8,50	38,6	11,07	12,0	4,12
	55	acqua + glicole	-5	35,7	6,13	22,0	6,31	15,2	2,35
			0	39,1	6,73	25,5	7,31	15,2	2,58
			5	43,3	7,45	29,7	8,51	15,1	2,86
			10	47,6	8,19	34,0	9,75	15,2	3,14

Mod. 142

	IMP		GEO	Pimp [kW]	Qwi [kW]	Pgeo [Kw]	Qwg [kW]	Pa [kW]	Cop [kW]
75%	35	acqua + glicole	-5	28,1	4,84	22,6	6,48	6,2	4,57
			0	30,8	5,30	25,2	7,22	6,3	4,91
			5	34,2	5,87	28,4	8,14	6,4	5,34
			10	37,6	6,46	31,7	9,09	6,5	5,76
	45	acqua + glicole	-5	25,6	4,40	18,8	5,38	7,6	3,37
			0	28,3	4,87	21,3	6,12	7,8	3,64
			5	31,6	5,44	24,4	7,01	8,0	3,96
			10	35,0	6,03	27,7	7,94	8,2	4,29
	55	acqua + glicole	-5	23,6	4,06	15,2	4,36	9,3	2,53
			0	26,4	4,54	17,7	5,08	9,6	2,74
			5	29,7	5,10	20,7	5,95	9,9	2,99
			10	33,0	5,67	23,8	6,83	10,2	3,24

				Mod. 142					
	IMP		GEO	Pimp [kW]	Qwi [kW]	Pgeo [Kw]	Qwg [kW]	Pa [kW]	Cop [kW]
50%	35	acqua + glicole	-5	18,7	3,21	15,1	4,32	4,0	4,66
			0	20,5	3,52	16,8	4,81	4,1	5,01
			5	22,6	3,90	18,9	5,42	4,2	5,44
			10	24,9	4,28	21,1	6,04	4,2	5,87
	45	acqua + glicole	-5	17,0	2,92	12,5	3,58	5,0	3,42
			0	18,8	3,23	14,2	4,07	5,1	3,69
			5	20,9	3,60	16,3	4,66	5,2	4,02
			10	23,2	3,99	18,4	5,27	5,3	4,35
	55	acqua + glicole	-5	15,4	2,66	9,9	2,85	6,1	2,53
			0	17,3	2,97	11,6	3,33	6,3	2,74
			5	19,4	3,34	13,6	3,89	6,5	2,99
			10	21,6	3,71	15,6	4,47	6,7	3,24

				Mod. 142					
	IMP		GEO	Pimp [kW]	Qwi [kW]	Pgeo [Kw]	Qwg [kW]	Pa [kW]	Cop [kW]
25%	35	acqua + glicole	-5	9,5	1,63	7,7	2,21	1,9	4,88
			0	10,3	1,77	8,5	2,44	2,0	5,23
			5	11,3	1,94	9,5	2,72	2,0	5,64
			10	12,3	2,11	10,4	2,99	2,0	6,01
	45	acqua + glicole	-5	8,5	1,47	6,1	1,75	2,7	3,15
			0	9,4	1,62	6,9	1,99	2,7	3,43
			5	10,4	1,79	7,9	2,27	2,8	3,76
			10	11,4	1,97	8,9	2,56	2,8	4,10
	55	acqua + glicole	-5	8,0	1,37	4,5	1,29	3,8	2,07
			0	8,8	1,51	5,3	1,52	3,9	2,28
			5	9,7	1,67	6,3	1,80	3,9	2,53
			10	10,7	1,84	7,3	2,08	3,8	2,79

Tabella 21: Rese pompe di calore e compressori.

Il fluido termvettore impiegato è costituito da una miscela di acqua e da un agente antigelo, in questo caso il glicole propilenico, che ha il compito di garantire un punto di congelamento della miscela inferiore di 7–8°C rispetto alla temperatura minima di lavoro della pompa. Anche per questo impianto, per ragioni di sicurezza, si è garantito il non congelamento della miscela fino a -20°C.

Consumi Energetici

Le verifiche degli indici di prestazione energetica per la climatizzazione invernale ed estiva e i corrispettivi coefficienti globali sonno stati calcolati e verificati mediante il programma Termus, per le certificazioni energetiche, certificato UNI/TS 11300. Di seguito si riportano i relativi risultati.

❖ Coefficiente medio globale di scambio termico per trasmissione per unità di superficie disperdente

H'_T: 0.29 W/m²K ($H'T_{,lim}$: 0.70 W/m²K)

- ❖ Indice di prestazione termica utile per la climatizzazione invernale dell'edificio

  $EP_{H,nd}$: 53.58 kWh/m² ($EP_{H,nd,lim}$: 53.59 kWh/m²);

- ❖ Indice di prestazione termica utile per la climatizzazione estiva dell'edificio

  $EP_{C,nd}$: 37.28 kWh/m² ($EP_{C,nd,lim}$: 44.33 kWh/m²=

- ❖ Indice di prestazione energetica globale dell'edificio (energia primaria)

  $EP_{gl,tot}$: 30.37 kWh/m² ($EP_{gl,tot,lim}$:132.97 kWh/m²);

- ❖ Efficienza media stagionale dell'impianto di riscaldamento

  η_H: 5.50 ($\eta_{H,lim}$: 3.18)

- ❖ Efficienza media stagionale dell'impianto di raffrescamento

  η_C: 9.68 ($\eta_{C,lim}$: 0.81)

- ❖ Energia consegnata o fornita (E_{del}): 54 322.21 kWh/anno;
- ❖ Fabbisogno globale di energia primaria $EP_{gl,tot}$: 30.37 kWh/m² anno;
- ❖ Energia termica invernale unitaria: 53.58 kWh/giorno; totale: 220 MWh/anno

Soluzione Closed Loop

Per effettuare una simulazione realistica sul Laghetto, si è deciso di fare riferimento alle condizioni climatiche più severe che si sono riscontrate negli ultimi 10 anni, nel il Comune di Cuneo. In particolare, quelle relative al bi-mestre Gennaio-Febbraio 2012. I dati sono stati estrapolati dall'archivio del sito meteo.it e riportati nel grafico sottostante. Si può subito notare che, in quell'arco di tempo, ci sono stati diversi giorni in cui la temperatura minima è scesa sotto i -20°C ed altrettanti giorni durante i quali è stata costantemente sotto lo zero. Infatti, per i primi 15 giorni di Febbraio, è rimasta sotto -1°C.

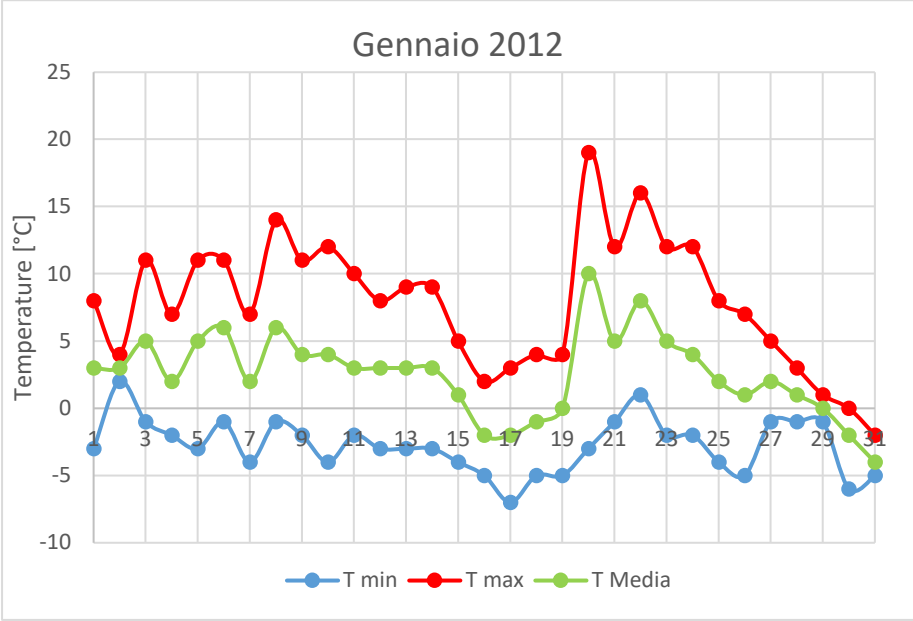


Figura 48: Temperature Gennaio 2012

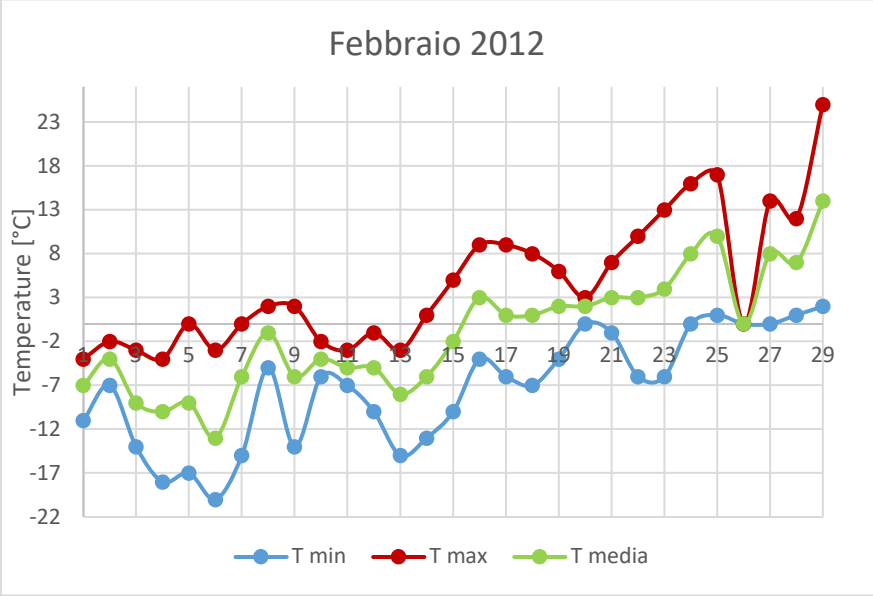


Figura 49: Temperature Febbraio 2012.

Geometria del campo

Il Laghetto oggetto di interesse presenta una superficie circa rettangolare di 2300 mq con una profondità media di 5 metri, per un volume totale di 11500 m^3 di acqua.

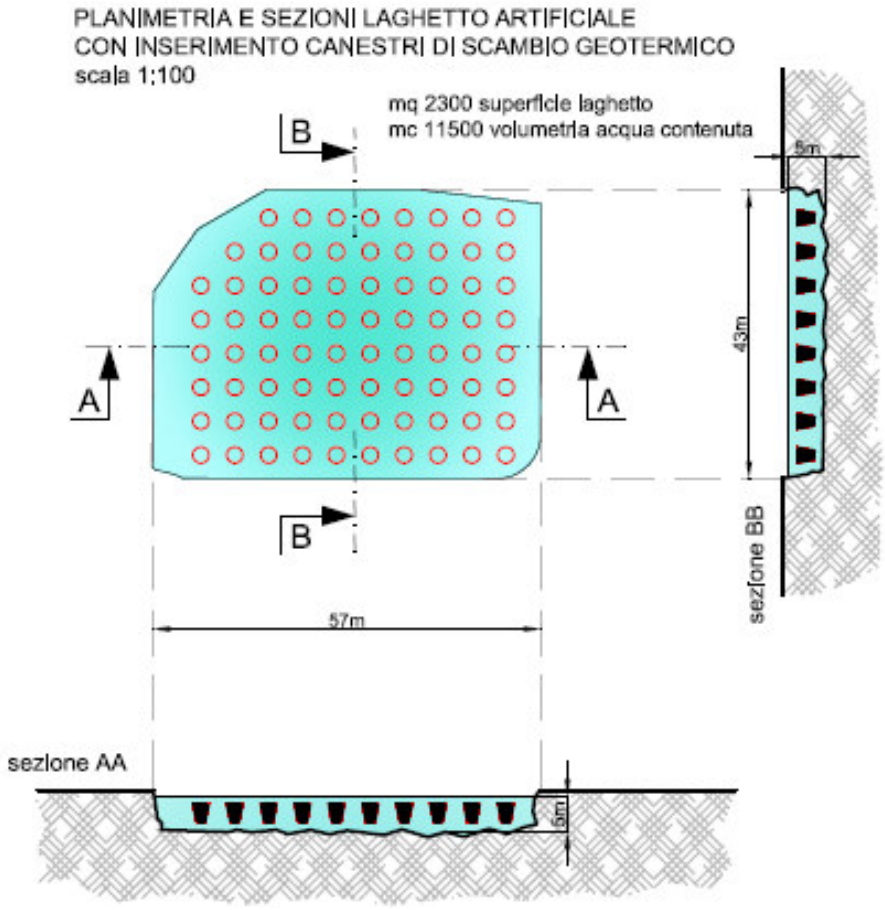


Figura 50: Planimetria e sezione del Laghetto.

Dimensionamento sonde

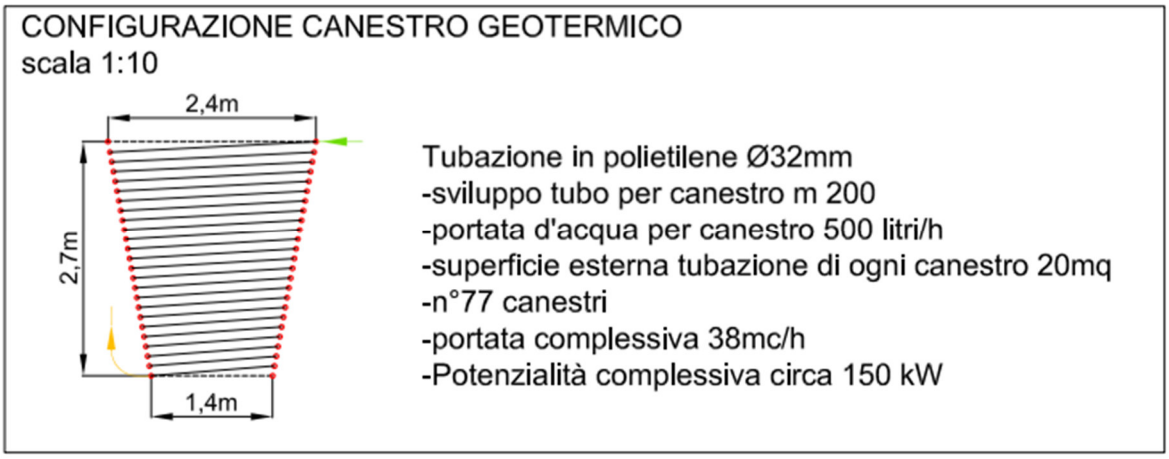


Figura 51: Configurazione canestro geotermico.

La tipologia di scambiatore utilizzata per questo impianto geotermico è quella degli scambiatori a canestri, dall'inglese inglese Geothermal Baskets. Le dimensioni effettive sono quelle riportate in Fig. 51 quindi altezza pari a 2.7 metri mentre il diametro superiore è di 2.4 metri e quello inferiore di 1.4m metri per una superficie di scambio totale di circa 20 m^2. Le tubazioni sono state progettate in polietilene ad alta densità, modello PE 100, scelto dal catalogo UNIDELTA. Di seguito vengono riportate le caratteristiche termiche e geometriche ricavate dalla scheda tecnica [21]:

- $Ø_{out}$ = 32 mm;
- $Ø_{in}$ = 28 mm;
- Spessore = 3mm;
- λ = 0.45 W/mK;
- *cp* = 1850 J/kgK;

Sono stati installati 77 Geothermal Baskets, secondo la disposizione seguente, con tubazioni di Ø140mm per la mandata e il ritorno alle pompe di calore e di Ø53 mm per i tubi di raccordo tra i vari scambiatori.

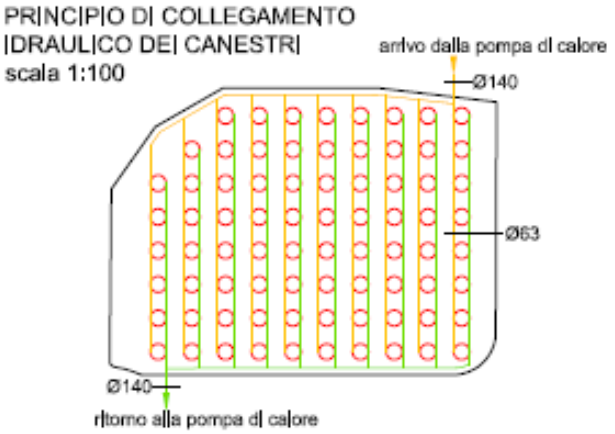


Figura 52: Distribuzione dei Baskets.

La portata d'acqua complessiva, quella che transita nelle tubazioni da 140, è di 38.00 litri/h. Ipotizzando un ΔT tra mandata e ritorno di circa 4°C e utilizzando l'equazione successiva, possiamo ricavare la corrispondente potenza prelevata dal laghetto:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_w \Delta T = 150\ kW$$

Essendo c_w=4.186kJ/kgK, calore specifico dell'acqua.

I Canestri sono collegati tra di loro in parallelo, per questo motivo la portata di ciascuno è la stessa e pari a 500 litri/h (38.000/77), mentre la potenza scambiata dal singolo è di circa 2kW. La velocità dell'acqua all'interno dei singoli Baskets è di circa 0.26 m/s, infine lo sviluppo del tubo in polietilene è di 200m. La Fig. 51 dà anche un'indicazione della direzione del flusso che circola all'interno dello scambiatore: dall'alto verso il basso. È stata scelta questa direzione poiché, arrivando con flusso molto freddo dalla pompa di calore, nella parte superiore del canestro ci sarà sicuramente la tendenza a far gelare il primo strato del laghetto verso l'esterno, creando una sorta di isolamento verso l'esterno dell'acqua sottostante. Sfruttando al meglio il calore derivante dal terreno.

Verificare la resa delle Pompe in funzione della temperatura della sorgente fredda.

Per poter progettare l'impianto e le relative unità per la generazione di calore si è ritenuto opportuno valutare l'effettiva efficienza, delle PdC, quando le temperatura della sorgente fredda è minore di 0°C. questo perché si vuole studiare quali siano le possibili conseguenze della formazione di ghiaccio si all'interno del Laghetto che sulle tubazioni in polietilene di ciascun canestro. I grafici seguenti sono stati estrapolati dalla scheda tecnica del compressore (Mod. 142). Si è voluto evidenziare i valori allo zero termico essendo la temperatura di cambiamento di fase dell'acqua. Per definizione, l'efficienza è tanto maggiore quanto minore è la differenza di temperatura tra la sorgente fredda e la mandata all'impianto. Infatti, per temperature di impianto pari a 35°C, il COP assume valori superiori rispetto agli altri. Inoltre, se viene applicato il controllo della potenza erogata in funzione del carico termico, ad esempio al 50%, si può notare che il valore di COP è maggiore di 5. Quindi se si vogliono mantenere alte le prestazioni delle PdC, con COP > 4, bisognerà far lavorare l'impianto secondo due modalità:

1) Temperature di impianto intorno ai 35°C e comunque non superi i 40°C;

2) Inverter in funzione sul compressore;

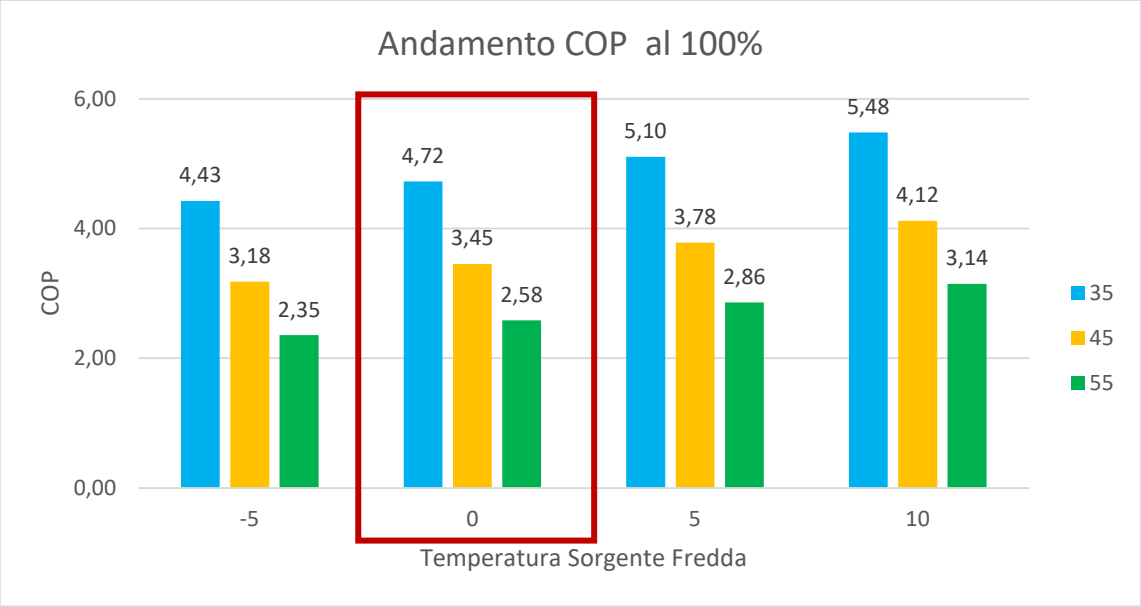


Tabella 22: Andamento del COP al 100%

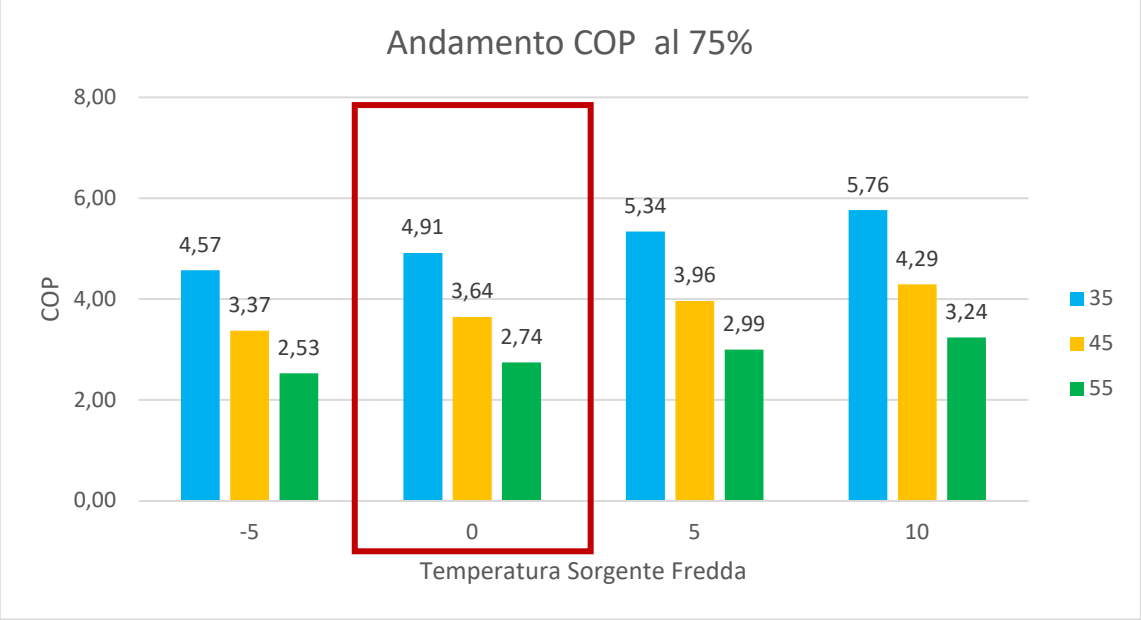


Tabella 23: Andamento del COP al 75%

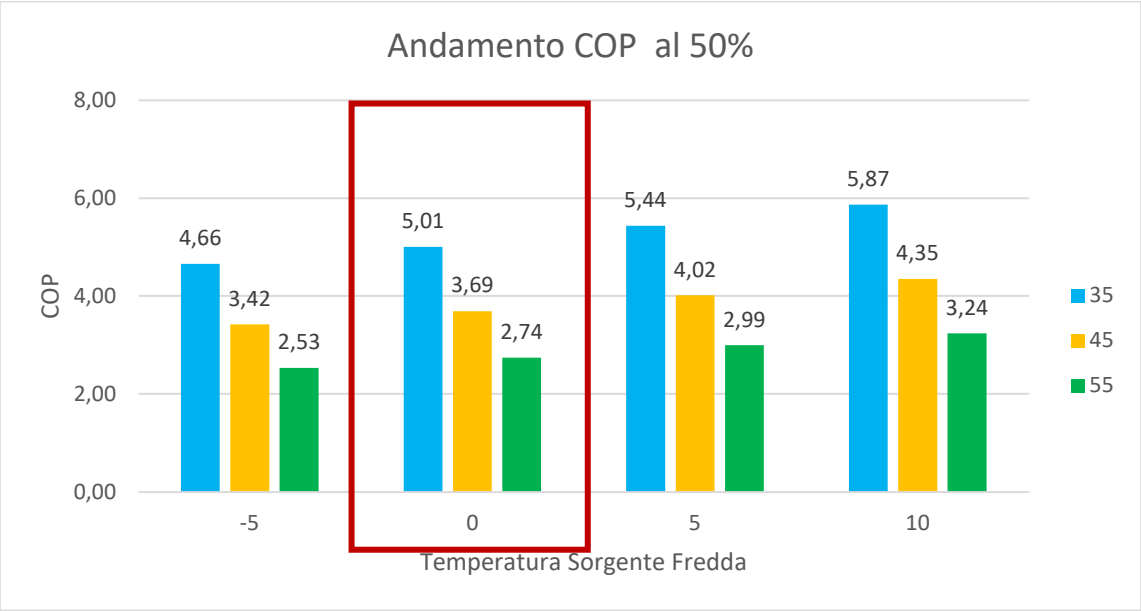


Tabella 24: Andamento del COP al 50%

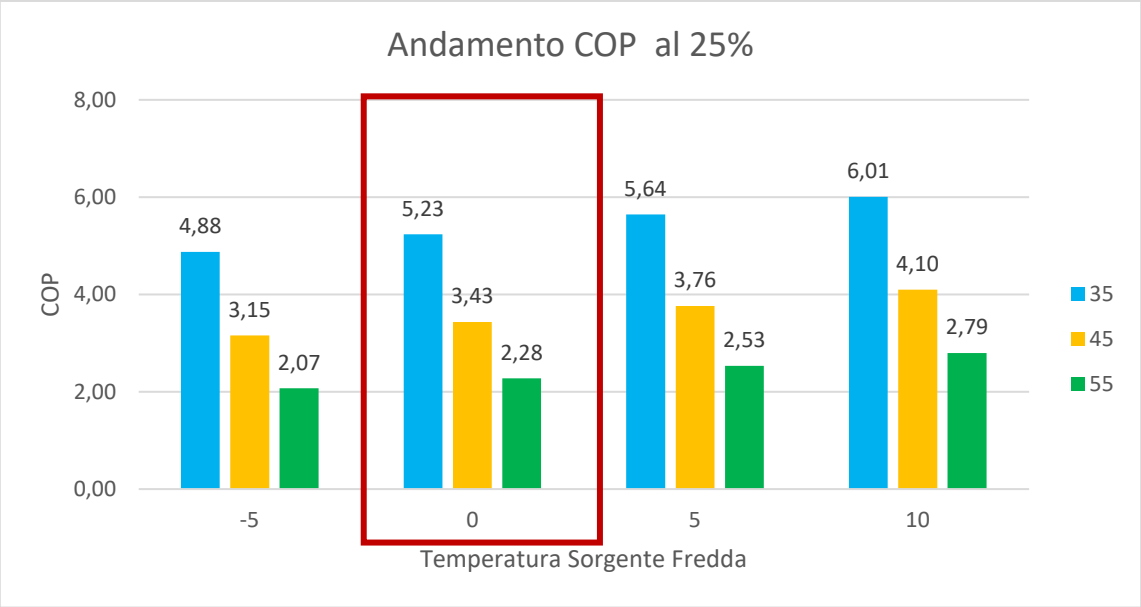


Tabella 25: Andamento del COP al 25%

Per una valutazione più corretta e affidabile dei calcoli che seguiranno i prossimi paragrafi, si vuole evidenziare l'andamento della temperatura della sorgente fredda. Nei mesi di Febbraio e Marzo del 2019 sono stati installati quatto rilevatori di temperatura per valutarne l'andamento sotto diversi aspetti e analizzare la fattibilità dell'utilizzo come sorgente, soprattutto nelle giornate con assenza di irraggiamento solare e possibili nevicate. Le quatto sonde sono così definite:

CH1 – TEMPERATURA SUPERFICIE ACQUA LAGHETTO (qualche cm sotto superficie);

CH2 - TEMPERATURA a -1 m DALLA SUPERFICIE ESTERNA;

CH3 - TEMPERATURA a -2 m DALLA SUPERFICIE ESTERNA;

CH4 - TEMPERATURA CORPO NERO (per evidenziare presenza di irraggiamento solare);

CH5 - TEMPERATURA ARIA ESTERNA (senza irraggiamento solare);

I diversi grafici, sono di interesse per i seguenti elementi:

- La sonda di superficie CH1 si differenzia da quella in profondità perché risente maggiormente dell'irraggiamento mentre non è praticamente influenzata dalla temperatura dell'aria esterna (andamento e valori simili).
- La sonda CH2, ad una profondità di 1 m, e la sonda CH3, ad una profondità di 2m, rilevano una temperatura dell'acqua praticamente costante (tra 4 e 5°C) e scarsamente influenzata dalle condizioni esterne nel breve periodo. Solo verso la fine di marzo la temperatura si alza verso 7-8°C per effetto dell'irraggiamento e aumento temperature esterne.
- Si è notato un particolare effetto sulle temperature dell'acqua dovuto alla presenza di correnti per effetto del vento esterno: ad esempio, vedi Fig. il giorno 3 Febbraio è visibile il rimescolamento dovuto a presenza di raffiche di vento.
- Nei giorni 1 e 2 Febbraio, sono state rilevate basse temperature anche durante il giorno, dovute all' assenza di sole e alle presenza di nevicate. In questi giorni, la temperatura di superficie rimane più alta rispetto alla temperatura esterna, per effetto dell'accumulo termico del laghetto e di un possibile strato di ghiaccio superficiale che potrebbe aver operato da isolante.

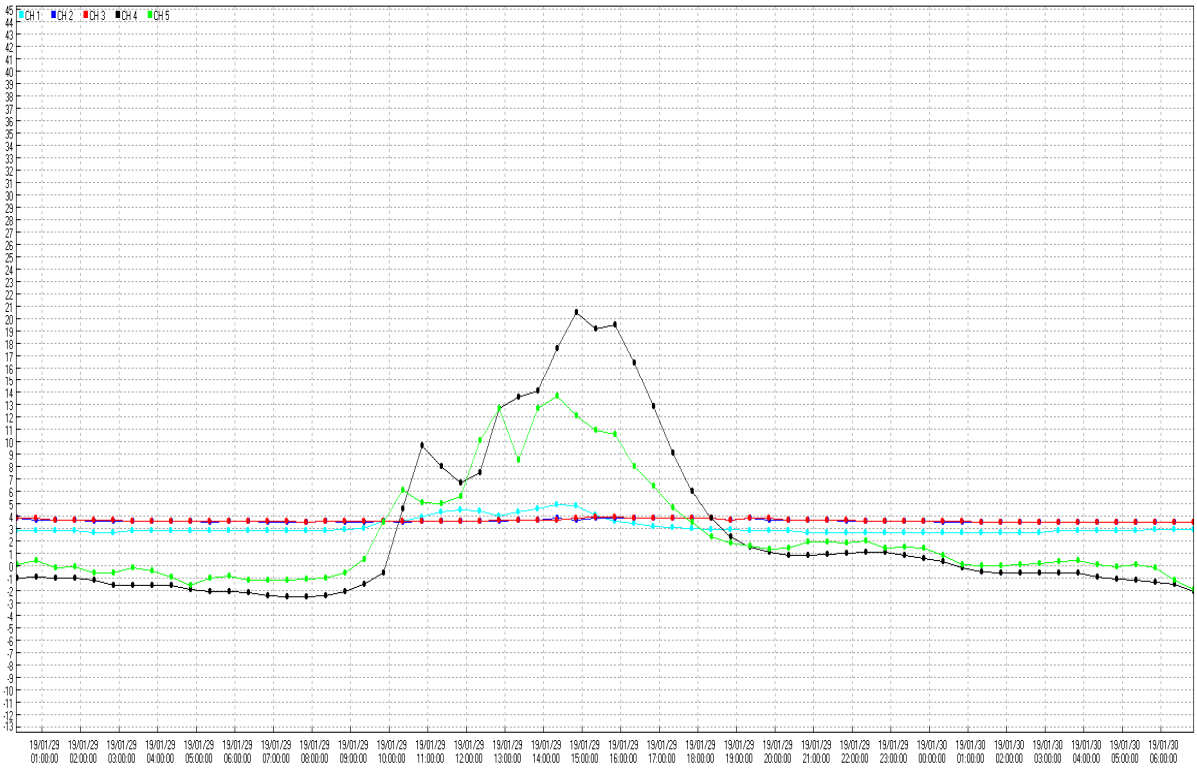


Figura 53: 30 Gennaio 2019, particolare sonde superficiali.

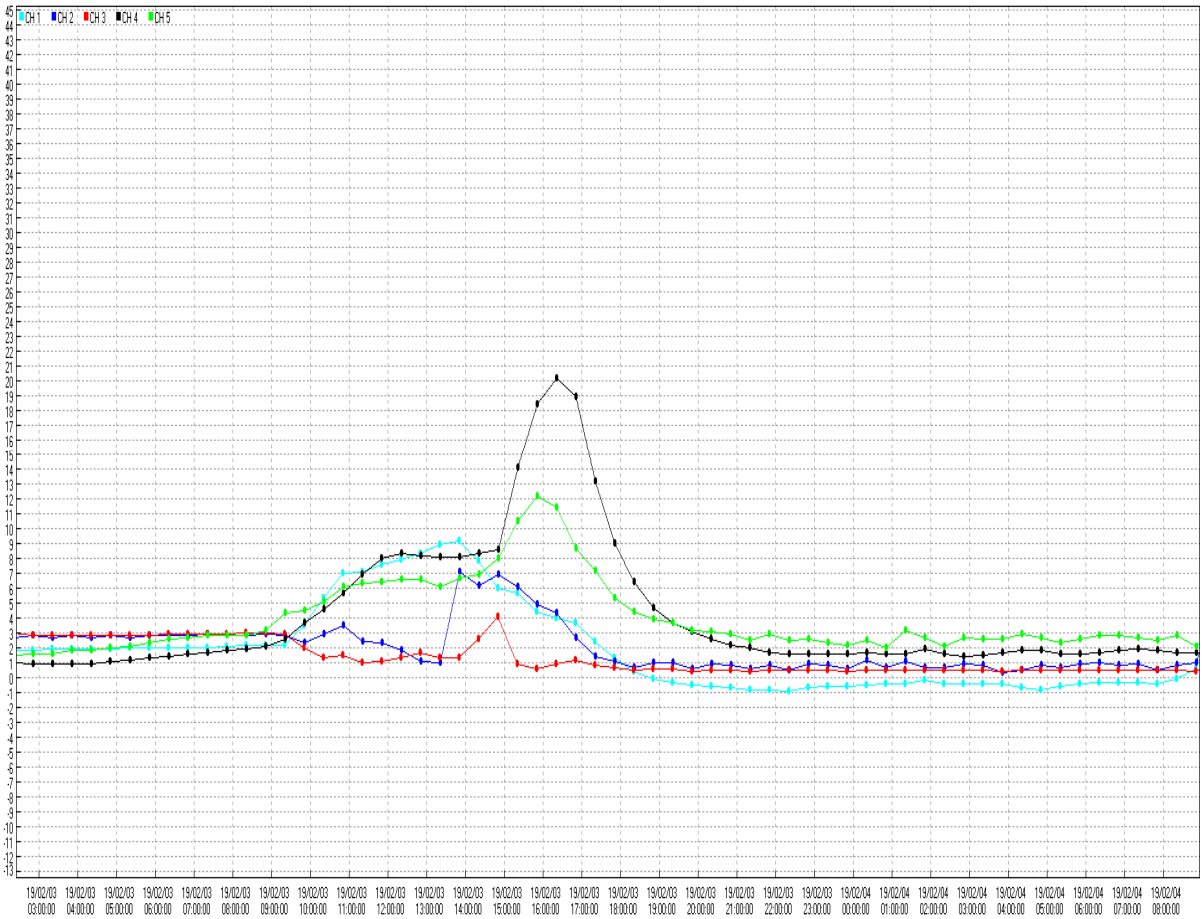


Figura 54: 3 Febbraio 2019, particolare rimescolamento, sonde CH2 e CH3.

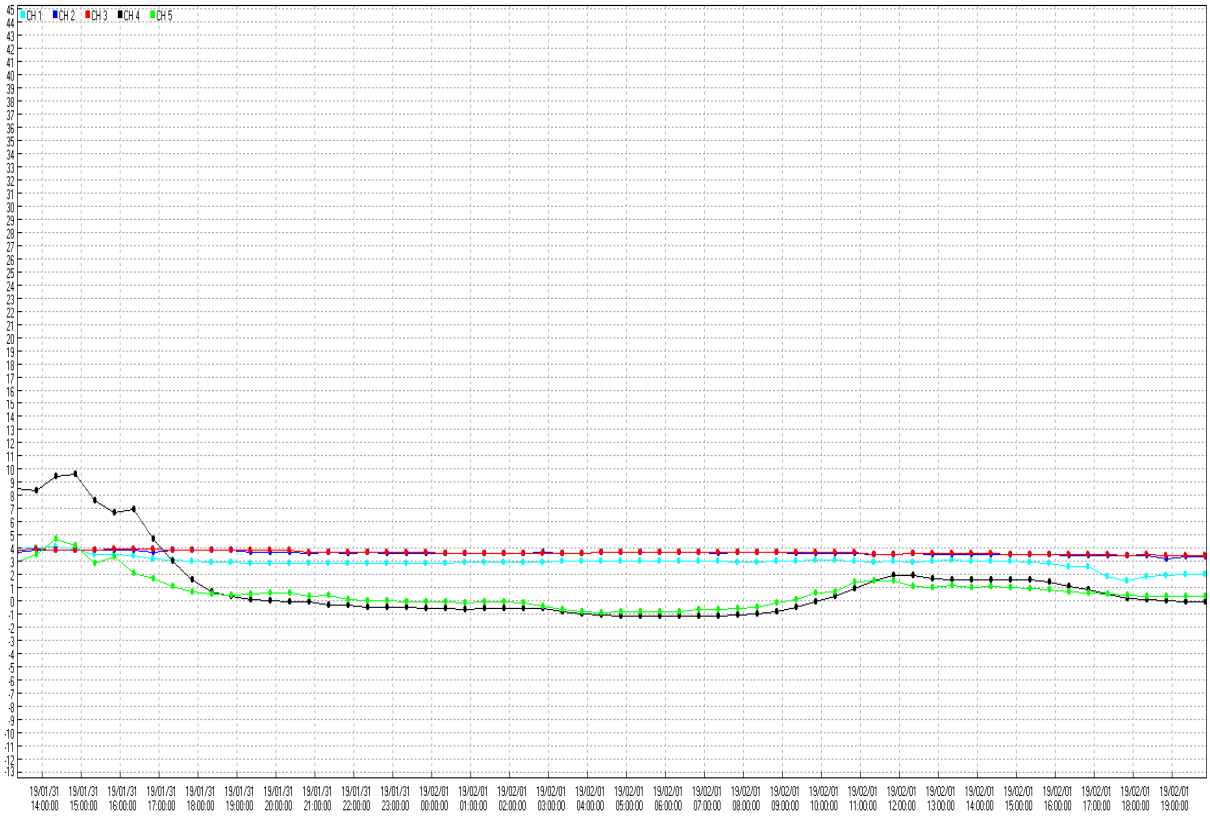


Figura 55: 2 Febbraio 2019, particolare sonda CH4.

Valutazione Temperature dei canestri in condizioni di sorgente a ±0°C

Per una progettazione corretta si è cercato di calcolare il comportamento della PdC quando la temperatura della sorgente fredda fosse a 0°C, in particolare è stata calcolata la temperatura del fluido termovettore per valutare che non raggiungesse valori minori del punto di congelamento (intorno ai -15°C). Il modello utilizzato per i calcoli è quello adimensionale (Teoria dei Modelli): l'analisi dimensionale è una scienza che studia i fenomeni delle analogie e si basa sul principio secondo il quale se due fenomeni fisici sono descritti dalle stesse equazioni differenziali in forma dimensionale ed hanno uguali condizioni al contorno allora avranno anche lo stesso risultato [22].

In questo paragrafo verranno descritte la geometria e i calcoli utilizzati per le valutazioni. Dal punto di vista geometrico si utilizza un modello cilindrico, il tubo in polietilene, rivestito da uno stato "isolante" di ghiaccio, nel quale scorre un fluido termovettore, composto da acqua e glicole, completamente immerso in un altro fluido, l'acqua del Laghetto, ad una temperatura ipotizzata costane, di 0°C.

I dati di input relativi alla tubazione saranno:

- r_i = 0.013 m (raggio interno del tubo);
- r_e = 0.016 m (raggio esterno del tubo);
- r_{iso} = 0.026 (raggio esterno dell'isolante);
- s_{tubo}=0.003 m (spessore tubo);
- s_{ice} = 0.001 m (spessore isolante);
- L_{tubo} = 200 m (sviluppo del tubo);
- $S_{scambio}$ = 20 m^2 (superficie di scambio complessiva del canestro);

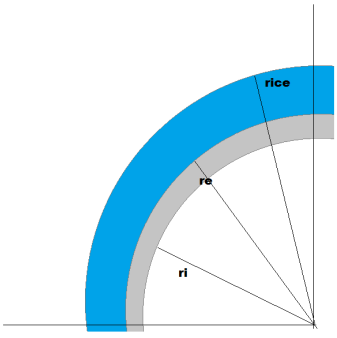


Figura 56: Sezione del tubo con i relativi raggi.

- λ_{tubo} = 0.45 W/(mK);
- P_{tubo} = 2 kW (potenza scambiata da ciascun canestro, dato da progetto);

Caratteristiche dei fluidi:

- T_w = 0°C; (w indica l'acqua del laghetto);
- ρ_w = 1000 kg/m3
- u_w = 2.6 m/s; (velocità acqua interna);
- μ_w = 0.00106 kg/(ms); (viscosità dinamica acqua);
- cp_w= 4187 J/kgK;
- λ_w =0.63 W/(mK);

Per poter calcolare la temperatura media interna all'interno dello scambiatore a canestro è necessario definire l'equazione di scambio termico per conduzione:

$$\dot{Q} = R_{TOT}\,\Delta T \quad [W]$$

Con ΔT differenza di temperatura tra sorgente fredda e sorgente calda e RTOT, resistenza termica totale dello scambio termico. Mettiamo in evidenza i calcoli per la resistenza termica totale per unità di superficie:

$$R_{TOT} = R_{int} + R_{tubo} + R_{ice} + R_{est} \quad [\frac{K}{W}]$$

$$R_{TOT} = \frac{1}{2\pi L h_i r_i} + \frac{\ln\frac{r_e}{r_i}}{2\pi L \lambda_{tubo}} + \frac{\ln\frac{r_{ice}}{r_e}}{2\pi L \lambda_{ice}} + \frac{1}{2\pi L h_e r_{ice}} \quad \left[\frac{K}{W}\right]$$

Definiamo ora Ri – Resistenza termina interna acqua-parete:

Lo scambio termico interno segue le leggi della convezione forzata, infatti le ipotesi di calcolo prevedono la presenza di condizioni stazionarie, i condotti circolari a sezione costante e il moto del fluido generato da una azione esterna (nel nostro caso, la forza esterna è la pompa di circolazione). Il calcolo del coefficiente liminare di scambio termico hi [W/m2K] si ricava attraverso il coefficiente adimensionale di Nusselt in funzione dei numeri di Reynolds e Prandtl (Nu=f (Re, Pr)), a seconda che si tratti di un flusso a regime liminare oppure turbolento. Calcoliamo ora i rispettivi coefficienti.

$$Re = \frac{\rho u D}{\mu} \cong 8 \times 10^4$$

$$\mathrm{Pr} = \frac{cp\mu}{\lambda} \cong 7$$

Il limite per il passaggio a regime turbolento è per un Re > 5 x 105, quindi nel nostro caso studio siamo in regime laminare. Ipotizzando un moto laminare completamente sviluppato, il numero di Nusselt può assumere due valori a seconda che ai tratti di temperatura superficiale costante (Nu = 3.66), oppure di flusso termico costante (Nu = 4.36). Le nostre valutazioni ricadono nel secondo caso poiché il flusso all'interno dei Baskets rimane costante. Per definizione il numero di Nusselt rappresenta il rapporto tra il flusso convettivo e il flusso conduttivo. Possiamo ora ricavare il valore del coefficiente liminare di scambio termico, e la relativa resistenza termica sapendo che:

$$Nu = \frac{hD}{\lambda} = 4.36$$

$$h_{int} = 85.84\ W/m^2K$$

$$R_{int} = 0.012\ \ m^2K/W$$

Definiamo ora Re – Resistenza termica esterna acqua – parete:

Per il calcolo della resistenza termica interna si è deciso di operare nell'ambito della convezione naturale, sempre sotto l'ipotesi di condizioni stazionarie e influenza di un gradiente di temperatura (essendo che al fondo del Laghetto le temperature sono maggiori rispetto alla superficie), secondo la teoria dei numeri adimensionali bisognerebbe calcolarsi il numero di Grashof, essendo Nu = f (Gr, Pr), coefficiente che ha valori diversi a seconda della temperatura. Per un calcolo semplificato si è deciso di utilizzare un valore di riferimento del coefficiente di scambio acqua-parete esterna:

$$h_{est} = 50\ W/m^2K$$

$$R_{est} = 0.02\ \ m^2K/W$$

Definiamo ora R_{tubo} – Resistenza termina parete e Rice – Resistenza termica ghiaccio

Per calcolare la resistenza termica sulla parete del tubo e quella relativa allo stato di ghiaccio, si applica la formula relativa alle pareti cilindriche, in generale:

$$R_i = \frac{\ln \frac{r_{i+1}}{r_i}}{2\pi L \lambda_{i+1}} \quad \left[\frac{K}{W}\right]$$

Nel nostro caso avremo che:

$$R_{tubo} = 0.461 \left[\frac{K}{W}\right]$$

$$R_{ice} = 0.270 \left[\frac{K}{W}\right]$$

Riassumendo il valore della resistenza termica totale è di $R_{TOT} = 505.67\ \frac{K}{W}$. E' possibile calcolare ora la temperatura media interna del fluido termo vettore:

$$T_i = T_w - \frac{\dot{Q}}{R_{TOT}} = -3.95\ \ [°C]$$

Valore nei limiti di progetto per le temperature del fluido termovettore. E' possibile ancora valutare l'energia media dispersa al giorno di ogni canestro, ipotizzando 24h di esercizio giornaliere:

$$\dot{Q}disp = t\ [h] \times Q\ [kW] = 48\ [kWh]$$

Valutazione bilancio di energia sul Laghetto

Dopo aver calcolato le temperature dei rispettivi fluidi, si è voluto analizzare dal punto di vista termico le dispersioni dell'intero volume d'acqua per valutare che la potenza estratta totale di 150 kW fosse bilanciata dai diversi apporti interni ed esterni presenti nel volume di studio. Non trovando degli esempi validi per la soluzione di questo bilancio si è deciso di far riferimento ai calcoli termodinamici relativi al riscaldamento/ raffrescamento delle pascine scoperte, chiamate in inglese con il termine *solar ponds*.

Le dispersioni termiche di una piscina sono dovute a molteplici fattori:

- Evaporazione della superficie dello specchio d'acqua;
- Irraggiamento verso l'ambiente esterno
- Convezione prodotta dal contatto tra l'aria e l'acqua;
- Portata di acqua di ricambio giornaliera (nel nostro caso trascurabile);

Per il nostro caso studio occorre valutare anche la possibile totale solidificazione del Laghetto (situazione critica) e cercare di bilanciare la potenza delle pompe di calore, attraverso gli inverter. Sapendo che il calore latente di solidificazione dell'acqua è pari a 334 kJ/kg (valore tabellare) alla temperatura di 0°C e avendo un volume d'acqua pari a 11500 m3 (11.5x10 ^{6} kg), il calore che le PdC dovrebbero assorbire dal laghetto per permettere la solidificazione completo si calcolerà come:

$$Qsolidif = m_{H2O}\, r_{sol} \cong 384 \times 10^7\ [kJ]$$

Il valore che ne risulta è decisamente al di sopra della potenza assorbita dalle PdC. Quindi per il calcolo delle dispersioni si prenderà in considerazione il calore rilasciato da uno strato di circa 3cm di ghiaccio superficiale nel passaggio da una temperatura di 1°C a -1°C, applicando la legge fondamentale della termologia

$$Qsolidif = mc\Delta T = \ -192556000\ [J]$$

Tra le diverse dispersioni, quella che dovrebbe avere un apporto maggiore rispetto alle altre è quella relativa all'evaporazione (ipotesi valida per le piscine scoperte dove le temperature esterne sono decisamente superiori a quelle di Cuneo): la massa d'acqua che evapora, passando da uno stato liquido a uno gassoso, disperde molta energia verso l'ambiente esterno. Per determinare questa massa d'acqua e le relative dispersioni si ricorre alla relazione empirica di Carrier semplificata:

$$\dot{m}_{evap} = \frac{A(pw - pa)(0.089 + 0.0782u_{air})}{r_{eva}} = 5.5\ \times 10^{-2}\ \left[\frac{kg}{s}\right]$$

Dati input

A= 2300 m2 (area superficiale laghetto);

p_w= 0.611 kPa (Pressione di saturazione del vapore a T=0°C);

pa= 0.402 kPa (Pressione di saturazione dell'acqua alla $T_{rugiada}$=-5°C);

u_{air}= 2.5 m/s

r_{eva}= 2500 kJ/kg (calore latente di vaporizzazione dell'acqua);

Ipotizzando una temperatura media dell'aria, ricavata dai mesi di Gennaio e Febbraio 2012 pari a Ta = 0.8 °C, una Tw= 0°C e ad un calore specifico dell'aria di 4.229 kJ/kgK, otteniamo la potenza persa per evaporazione del valore di:

$$\dot{Q}evap = \dot{m}evap\ cp\ (Ta - Tw) = 185\ W$$

Le dispersioni verso il terreno si calcolano semplicemente attraverso la formula dello scambio termico per conduzione, ipotizzando un coefficiente di scambio termico del suolo pari a 2 W/m^{2}K, una temperature del suolo pari a 6°C e considerando che il totale delle superfici a contatto con il suolo diano di 3300 m^2:

$$\dot{Q}suolo = 40\ kW$$

Mentre le dispersioni dovuti al moto convettivo tra aria esterna e superficie dell'acqua seguono la teoria dei modelli (analisi adimensionale), per il caso di superfici orizzontali, nell'ipotesi di convezione naturale:
Calcoliamo il numero di Grashof che definisce il rapporto tra le forze di galleggiamento e le forze viscose, infatti maggiore sarà il numero adimensionale, maggiori saranno le oscillazioni.
Caratteristiche termiche aria:

ν_{air}= 1.5 x 10-5 m2/s;

λ_{air} = 0.026 W/mK;

μair=1.8 x 10-5 Pa s;

cp_{air} = 1004 J/kgK:

$$Gr = \frac{g\beta(Tw - Tair)L^3}{\nu^2} \cong 6.5 \times 10^{15}$$

Questo numero acquista importanza nella convezione naturale grazie al valore del coefficiente di dilatazione termica β, variabile in funzione della temperatura.

$$\beta = \frac{1}{v}\frac{dv}{dT}\bigg| p = cost$$

Nel nostro caso, il fluido per il calcolo è aria, quindi trattandola come un gas perfetto ed applicando la legge dei gas perfetti, otteniamo, attraverso alcune sostituzioni, il valore del coefficiente.

$$pv = RT$$

$$v = \frac{RT}{p}$$

$$\beta = \frac{1}{v}\frac{R}{p} = \frac{1}{Tair} = \frac{1}{0.8}\ [K^{-1}]$$

Inoltre bisogna ricavare il numero di Prandtl:

$$\mathrm{Pr} = \frac{cp\mu}{\lambda} \cong 0.69$$

Per uno scambio termico con convezione naturale, in una configurazione orizzontale, il valore del numero adimensionale di Nusselt si può ricavare attraverso la seguente equazione:

$$\mathrm{Nu} = 0.54(\mathrm{GrPr})^{0.25} \cong 4419$$

$$h_{conv} \cong 2.2\frac{\mathrm{W}}{m^2K}$$

Possiamo ora calcolare il flusso termico convettivo tra l'acqua e l'aria:

$$\dot{Q}_{conv} = h_{conv} A(Tair - Tw) = 4.05 \text{ [kW]}$$

Con T_w= temperatura dell'acqua a 0°C e T_{air} =0.8°C.

Infine le dispersioni dovute all'irraggiamento solare, grazie alla combinazione di due leggi: la legge di Stefan-Boltzmann, la quale, fornisce una relazione che lega la dispersione di calore alla temperatura a cui il corpo è posto mentre la legge di Swinbank [23] ci permette di valutare la temperatura della volta celesta per determinare il flusso netto da una superficie orizzontale.

$$T_{sky} = 0.0552\, T_{air}^{1.5} = 250\ [K]$$

Quindi il flusso netto, durante i mesi di Gennaio e Febbraio 2012 è di:

$$\dot{Q}_{irr} = \sigma_0 \varepsilon \left(T_w^4 - T_{sky}^4\right) = 84\ [\frac{W}{m2}]$$

Per questo ultimo calcolo indichiamo con $\sigma_0 = 5.67 \times 10^{-8}\ \left[\frac{W}{m^2 K^4}\right]$ la costante di Stefan-Boltzmann e con $\varepsilon = 0.9$ l'emissività, ovvero il rapporto tra il potere emissivo integrale di un corpo e quella di un corpo nero, che corpo non nero è sempre pari al suo coefficiente di assorbimento α. Moltiplicando per la superficie del laghetto si ha un irraggiamento di circa $\dot{Q}_{irr} = 193{,}2\ kW$.

Figura 57: Bilanci Energetici.

Calcolo dell'energia di cambiamento di fase

Per concludere le valutazioni energetiche riferite a questo specifico caso studio, si è voluto simulare il contributo energetico della formazione di uno strato molto sottile di ghiaccio, sulla superficie dei canestri. Il motivo di tale analisi è la ricerca di un'eventuale apporto energetico dovuto alla formazione del ghiaccio stesso e verificare in questo caso la possibilità di "Riscaldare con il Ghiaccio".

È risaputo che una delle tecnologie più recenti, in campo energetico, è proprio lo sfruttamento di questo elemento in opportuni sistemi di riscaldamento e raffrescamento, ottenendo notevoli riduzioni per i costi di climatizzazione e una conseguente diminuzione di anidride carbonica immessa nell'atmosfera. Questi sistemi innovativi sfruttano accumuli, integrati a PdC, latenti acqua/ghiaccio e sfruttano i cicli di congelamento e scongelamento dell'acqua per recuperare una grossa quantità di energia [24]. Uno dei concetti chiave per questo studio è il rilascio di calore che avviene durante il passaggio di stato da acqua a ghiaccio, insieme alla corrispondente formazione di cristalli. Questa quantità prende il nome di *calore latente di solidificazione*: esso rappresenta il calore che la massa unitaria di liquido fornisce durante il cambiamento di stato. Il calore latente di solidificazione è numericamente uguale al calore latente di fusione. Il valore, per il ghiaccio è di 80 kcal/kg, ovvero 334 kJ/kg.

Per una valutazione preliminare, si è deciso di analizzare gli andamenti della temperatura superficiale della tubazione in polietilene fino al raggiungimento dello zero termico, condizione per la quale si ipotizza la formazione di un sottile spessore di ghiaccio.

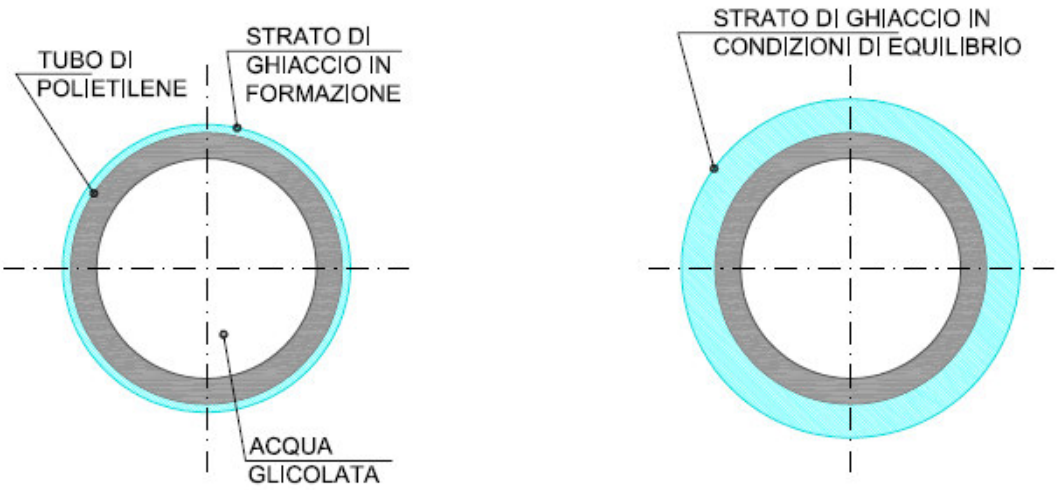


Figura 58: Particolare ghiaccio in formazione (Sx) e Condizione di equilibrio (Dx).

Per effettuare la simulazione sono state indicate alcune ipotesi:

- Il valore di adduttanza unitaria interna è stato calcolato mediante la formulazione riportata nel Caleffi delle tubazioni;
- Il valore di adduttanza unitaria esterna è un valore tabellare;
- Il valore della conducibilità del ghiaccio è un valore medio;
- La temperatura dell'acqua glicolata decresce gradualmente di un ΔT pari a 0.5°C;
- La temperatura dell'acqua del laghetto è stata intesa come, la temperatura dell'acqua in prossimità del canestro e non dell'intero volume d'acqua. Questo valore di 6.8°C è stato stimato, tenendo conto che la simulazione sia effettuata durante la stagione autunnale, dove sono presenti oscillazioni di temperatura frequenti e tenendo conto degli apporti del terreno. Si è ipotizzato un andamento decrescente di un ΔT pari a 0.5°C;
- La temperatura esterna della tubazione, invece, è un valore effettivamente calcolato secondo la seguente formula:

$$T_3 = T_2 + \frac{\dot{Q}}{\pi d_2 \alpha_2}$$

α_1	ADDUTTANZA UNITARIA DELLA SUPERFICIE INTERNA	[W/mq K]	1046,7	1046,7	1046,7	1046,7	1046,7	1046,7	1046,7	1046,7	1046,7	1046,7	1046,7
α_2	ADDUTTANZA UNITARIA DELLA SUPERFICIE ESTERNA	[W/mq K]	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0	50,0
λ_1	CONDUTTIVITA' DEL MATERIALE TUBAZIONE (POLIETILENE)	[W/m K]	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45	0,45
λ_2	CONDUTTIVITA' DELLO STRATO ESTERNO (GHIACCIO)	[W/m K]	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
t_1	TEMPERATURA FLUIDO INTERNO (ACQUA GLICOLATA)	[°C]	4	3,5	3	2,5	2	1,5	1	0,5	0	-0,5	-1
t_2	TEMPERATURA FLUIDO ESTERNO (ACQUA LAGHETTO)	[°C]	6,8	6,3	5,8	5,3	4,8	4,3	3,8	3,3	2,8	2,3	1,8
t_3	TEMPERATURA SUPERFICIE ESTERNA TUBAZIONE	[°C]	4,8	4,3	3,8	3,3	2,8	2,3	1,8	1,3	0,8	0,3	-0,2
t_s	TEMPERATURA SUPERFICIE ESTERNA TUBAZIONE RIVESTITA DI GHIACCIO	[°C]	4,8	4,3	3,8	3,3	2,8	2,3	1,8	1,3	0,8	0,4	-0,1
s_i	SPESSORE GHIACCIO SULLA TUBAZIONE	[mm]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,4	0,8
d_1	DIAMETRO INTERNO TUBAZIONE POLIETILENE	[m]	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026	0,026
d_2	DIAMETRO ESTERNO TUBAZIONE POLIETILENE	[m]	0,0320	0,0320	0,0320	0,0320	0,0320	0,0320	0,0320	0,0320	0,0320	0,0320	0,0320
d_3	DIAMETRO ESTERNO TUBAZIONE CON GHIACCIO ESTERNO	[m]	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,0328	0,0336
Q	DISPERSIONE UNITARIA DEL CANESTRO	[W/m]	-9,9	-9,9	-9,9	-9,9	-9,9	-9,9	-9,9	-9,9	-9,9	-9,9	-10,0
	SVILUPPO TUBAZIONE	[m]	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
	DISPERSIONE TOTALE SUL DIAMETRO ESTERNO TOTALE	[W]	-1971	-1971	-1971	-1971	-1971	-1971	-1971	-1971	-1971	-1990	-2008
		[kW]	-1,971	-1,971	-1,971	-1,971	-1,971	-1,971	-1,971	-1,971	-1,971	-1,990	-2,008

Tabella 22: Simulazione in condizioni normali.

Possiamo subito notare come il valore della potenza termica dispersa (di segno negativo perché è ceduta), rimanga costante e di valore paragonabile ai 2kW di progetto, questo perché la differenza di temperatura dei due fluidi rimane costante e decresce in modo costante. Un'altra osservazione è quella relativa allo spessore del ghiaccio, fino ad una temperatura di superficie della tubazione intorno ad 1°C, non è prevista alcuna formazione, mentre avvicinandosi allo zero termico incomincia a formarsi. Si è deciso di fermare la simulazione ad uno strato di 0.8 mm poiché nella realtà, in quelle condizioni climatiche, si cercherebbe di evitare la formazione di ghiaccio, andando a variare la temperatura di ingresso dell'acqua glicolata.

È stata effettuata una seconda simulazione nella quale si è deciso di far lavorare il sistema in condizioni critiche, ovvero quando la temperatura dell'aria esterna è molto bassa, il cielo è nuvoloso e non vi è alcun apporto per irraggiamento.

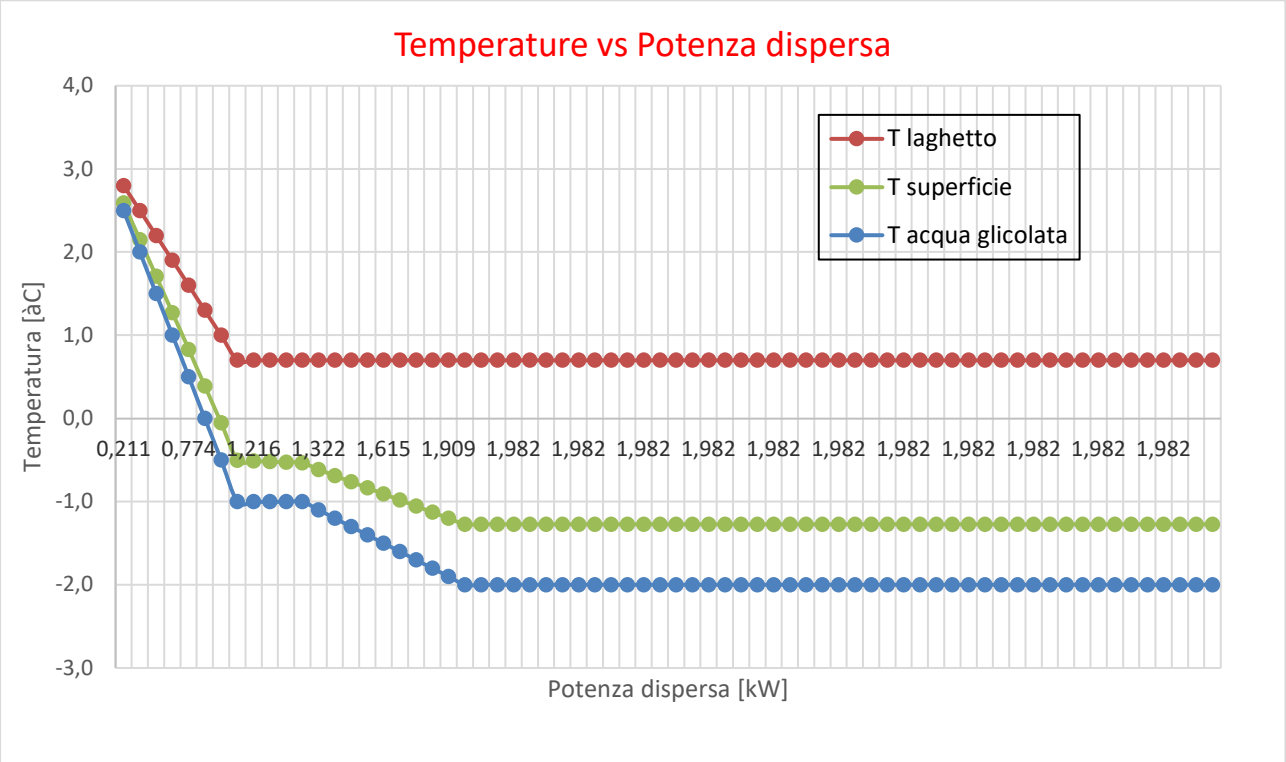


Figura 59:Andamento delle temperature in funzione della dispersione totale, seconda simulazione.

Le ipotesi effettuate per la simulazione sono le seguenti:

- La temperatura dell'acqua glicolata in ingresso è di 2.5°C, decresce gradualmente di un ΔT pari a 0.5°C, raggiunta la temperatura di -1°C si è deciso di mantenerla costante fino al punto di equilibrio energetico, per evitare che lo spessore di ghiaccio potesse ancora aumentare. Raggiunto l'equilibrio, per poter smaltire la potenza e mantenere costante lo spessore di 2 mm di ghiaccio, si è ipotizzato che decrescesse di un ΔT pari a 0.1°C. Raggiunta la temperatura di -2°C, la potenza totale dispersa raggiunge il valore di circa 2kW, come da progetto.
- La temperatura del laghetto si è ipotizzato essere di 2.8°C con decremento di 0.3°C per ogni step, considerata poi costante al valore di -1.3°C;
- La temperatura della tubazione esterna segue la medesima formula riportata sopra;

- Lo spessore del ghiaccio inizia a formarsi quando la temperatura superficiale della tubazione scende sotto gli 0°C, si è ipotizzato che in un primo momento lo spessore iniziale, alla temperatura di 0°C sia di 0.1 mm, mentre per le temperature successive il tasso di crescita è stato ipotizzato di 0.3 mm;
- La formula utilizzato per il calcolo della potenza necessaria per attivare il cambiamento di fase, segue la seguente formula:

$$\dot{Q}_{fase} = r_{sol}\rho_{ice}\Delta v\ [kJ]$$

r_{sol} è il calore latente e di solidificazione che vale 334 kJ/kg

ρ_{ice} è la densità del ghiaccio che vale 917 kg/m^3

Δv è il volume totale di ghiaccio che si è formato su tutta la tubazione, si ricordi che L=200m

- Infine si è deciso di calcolare la potenza totale dispersa del canestro data dalla somma della potenza dispersa dalla tubazione e dalla potenza necessaria per il cambiamento di fase:

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{canestro} + \dot{Q}_{fase}\ [kW]$$

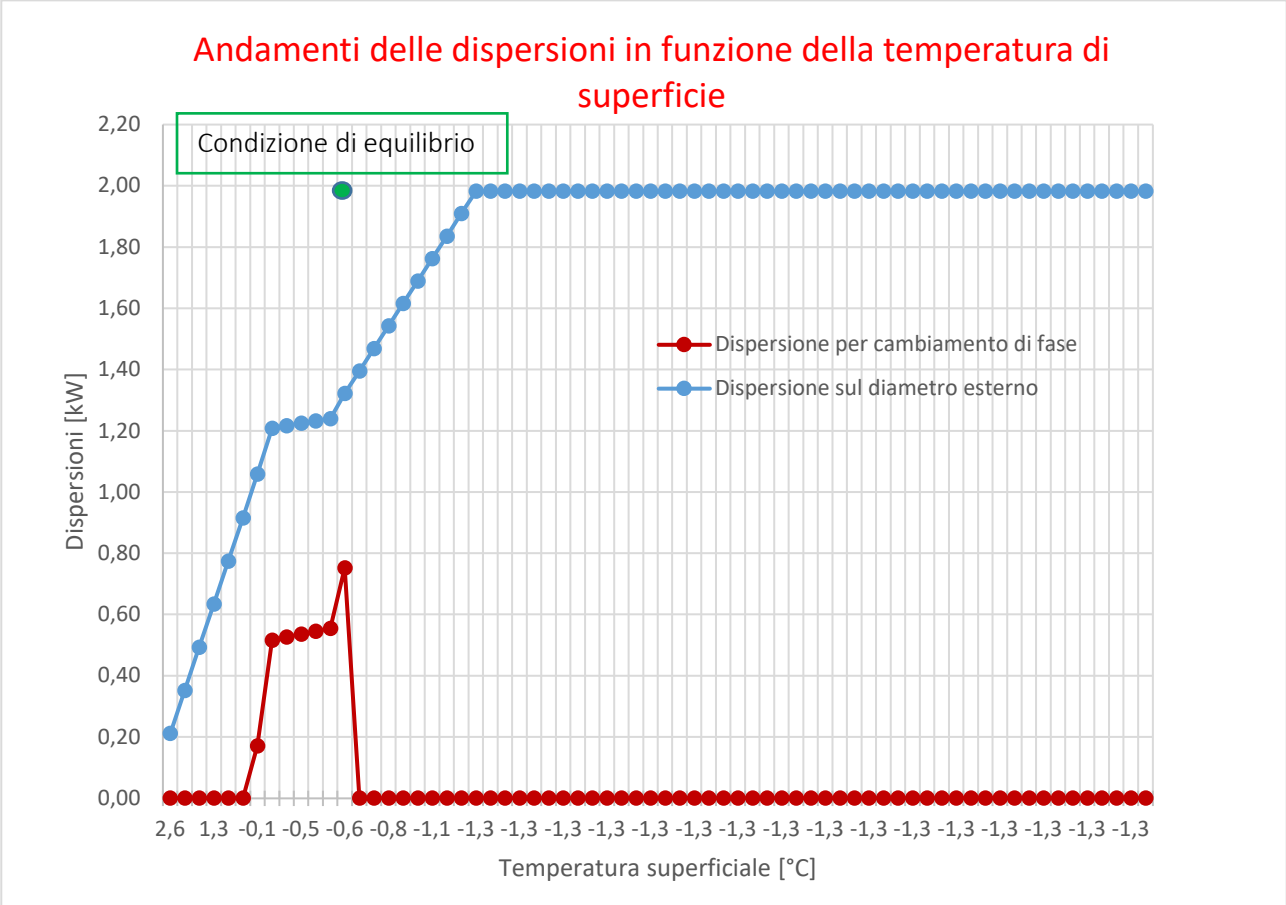
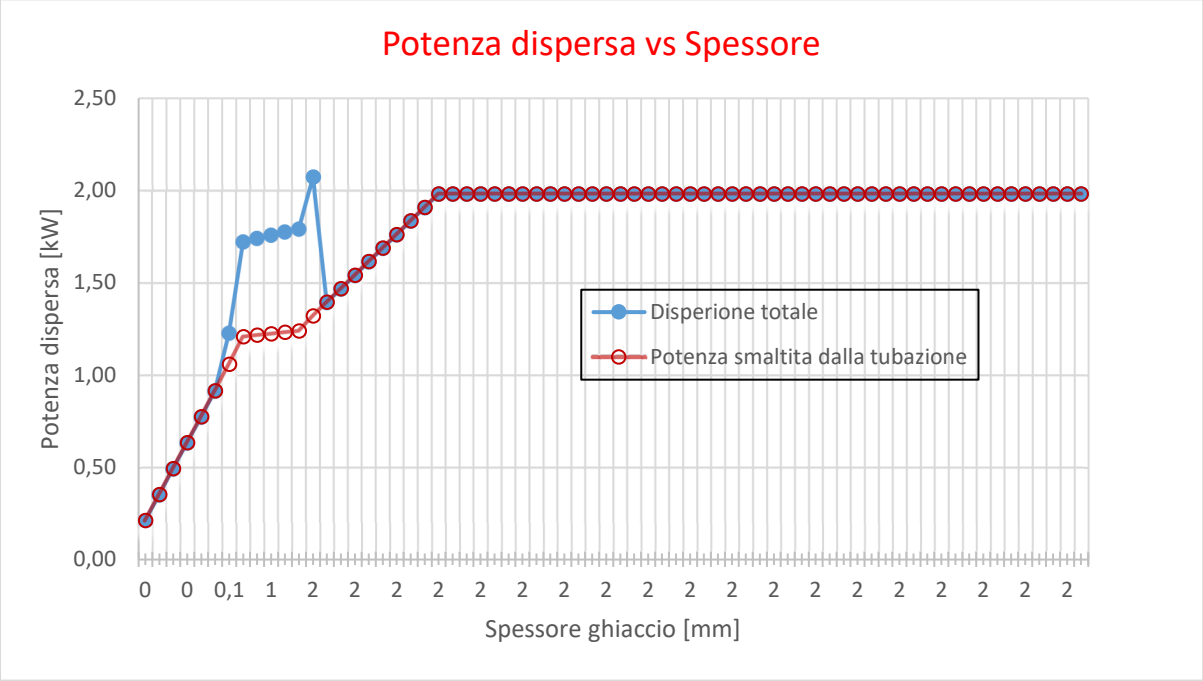


Figura 60: Andamenti delle dispersioni in funzione della temperatura di superficie seconda simulazione.

Come è ben visibile dal grafico, ad una temperatura 0°C, l'apporto della dispersione per il cambiamento di fase acquista un valore positivo, che incide significativamente sulla dispersione totale (Fig. 59). Nel grafico precedente viene evidenziata la condizione di equilibrio (puntino verde), nella quale la somma delle due dispersioni, eguaglia la potenza dispersa da progetto di 2 kW.



È interessante considerare che una volta raggiunto lo spessore di ghiaccio corrispondente alla condizione di equilibrio, ovvero di 2 mm, il mantenimento dello strato di ghiaccio è determinato dal flusso di energia di smaltimento dalla superficie del tubo verso l'acqua del laghetto. Flusso corrispondente a circa 2kW di potenza, che coincide al massimo valore fornito dalla pompa di calore. In conclusione, uno spessore di 2 mm genera una potenza di 750W che sommato ai circa 1.25 kW di dispersione della tubazione coincide esattamente con il massimo valore fornito dalla PdC.

Conclusioni

È chiaro che i costi complessivi inferiori siano un fattore chiave per rendere le tecnologie delle energie rinnovabili più competitive, rispetto alle fonti energetiche tradizionali. Gli accumuli di calore sono una soluzione valida per ridurre il costo della fornitura di energia ed hanno in aggiunta il vantaggio di poter essere combinati con le energie rinnovabili. Ad esempio le tecnologie a concentrazione di energia (CSP), abbinate ad un accumulo di energia termica latente (LTS), hanno la capacità di soddisfare i periodi di picco della domanda di energia. Inoltre i sistemi TES a calore latente, realizzati con materiali a cambiamento di fase (PCM), risultano essere molto utili per l'occorrenza: essi posseggono infatti, la capacità di caricare e scaricare una grande quantità di calore da una piccola massa a temperatura costante durante una trasformazione di fase come, ad esempio, quella relativa alla fusione-solidificazione. Infatti le tecnologie a PCM si basano appunto sull'assorbimento / rilascio di energia del calore latente, durante una trasformazione fisica.

In qualità di impianto con sistema a PdC geotermico accoppiato ad accumulatori caldo/freddo, lo stabilimento di Chieri, è stato sicuramente un sistema all'avanguardia, per l'epoca, soprattutto dal punto di vista del risparmio energetico. Le due pompe di calore e i due accumuli riuscivano a sostenere, senza l'apporto di fonti energetiche tradizionali, il carico termico dell'edifico. Sfruttando la ricarica notturna, in inverno per l'accumulo caldo e in estate per l'accumulo freddo, era possibile evitare di mettere in funzione le PdC. Mentre, per le temperature più rigide, lavoravano anche le due macchine termiche. Dal punto di vista progettuale, l'impianto era molto complesso, per questo motivo è stato installato un sistema di monitoraggio opportuno per verificarne il corretto funzionamento. Purtroppo le prestazioni complessive non sono risultate come da progetto, infatti il guasto di una PdC e l'inutilizzo dei serbatoi ad accumulo, ha evidenziato che, l'elevato risparmio energetico dell'impianto non sia stato pienamente sfruttato. Inoltre i costi per la sostituzione della PdC e i relativi costi elettrici hanno implicato oneri maggiori per il proprietario dello stabilimento.

Al contrario, le valutazioni energetiche, riferite al Laghetto di Cuneo si sono rivelate decisamente sorprendenti. Solitamente, gli impianti a Baskets Geotermici, vengono installati nel terreno e non all'interno di un volume d'acqua. Essendo Cuneo una località italiana del Nord è soggetta a variazioni climatiche molto oscillanti, raggiungendo i 30°C in estate e i -20°C durante gli inverni più freddi. Per questo motivo si è voluto studiare l'andamento della formazione di ghiaccio all'interno di questo laghetto. Il volume di controllo, al quale sono state applicate le condizioni al contorno dell'analisi, è quello del singolo canestro. Ipotizzando andamenti decrescenti delle temperature del lago, in prossimità del canestro, e dell'acqua glicolata è stato possibile verificare che, al raggiungimento dello zero termico della temperatura superficiale della tubazione, iniziasse a formarsi uno strato molto sottile di ghiaccio. Raggiunto, infine, lo spessore di ghiaccio corrispondente alla condizione di equilibrio, ovvero di 2 mm, il mantenimento dello strato di quest'ultimo è determinato dal flusso di energia di smaltimento dalla superficie del tubo verso l'acqua del laghetto. Flusso corrispondente a circa 2kW di potenza, che coincide al massimo valore fornito dalla pompa di calore, per il singolo canestro.

Nomenclatura

ACRONIMI

ACS : Acqua Calda Sanitaria.

AHU: Air Handling Unit.

AI: Air Infiltration.

COP: Coefficient of Performance.

$CTES$: Cold Thermal Energy Storage.

EER: Energy Efficiency Ratio.

$GSHP$: Ground System Heat Pumps.

HP: Heat Pump.

$HVAC$: Heating Ventilation Air Conditioning.

HX: Heat Exchanger.

$LHTES$: Latent Heat Thermal Energy Storage.

PCL: Phase Change Liquid.

PCM: Phase Change Material.

PCS: Phase Change Slurry.

PCS: Phase Change Storage.

$PTES$: Pumped Thermal Energy Storage.

SF: Safety Factor.

SHS: Sensible Heat System.

TES: Thermal Energy Storage.

WMO: World Meteorological Organaization

SIMBOLI

ʎ [W/mK]: Conducibilità Termica.

T*[°C]: Temperatura di Progetto secondo la UNI 10349.

Ø: Diametro.

C[W/kgK]: Calore Specifico.

Bibliografia

[1] Stati Generali., “https://www.statigenerali.org,” [Online].

[2] WMO, World Meteorological Organization., “State of the Global Climate 2020,” 2020.

[3] IEA - Technology Collaboration Programme - , “Annual Report 2019 - Energy Storage through Energy Conservation,” 2019.

[4] ExpoClima-Speciale #105, «Impianti geotermici:PDC, sonde e nuove tecnologie di recupero di calore geotermico,» Giugno 2016.

[5] I. H. Zarma, H. Hamdy , S. Ookawara and M. Ahmed, “ICEEE - Thermal Energy Storage in Phase Change Materials: Applications, Advantages,” 2017.

[6] G. D. ,. Y. H. ,. Y. S. ,. a. Z. C. Guangjian Peng, “Phase Change Material (PCM) Microcapsules for Thermal,” Gennaio 2020. [Online]. Available: https://www.hindawi.com/.

[7] M. K. Rathod, Phase Change Materials and their Applications, 2018, p. Cap 3.

[8] T. Siegrist, P. Jost, H. Volker, M. Woda, P. Merkelbach, C. Schlockermann and M. Wuttig, “Disorder-induced localization in crystalline phase-change materials,” *Nature Materials,* 09 January 2011.

[9] A. Andreozzi, F. Ascione, N. Bianco, M. Caliano e M. Iasiello, «Studio e individuazione di soluzioni tecniche per il miglioramento della trasmissione del calore in sistemi di accumulo termico basati sui materiali a cambiamento di fase (PCM) nell’ambito dell’accumulo del freddo,» 2016.

[10] Fleischer and A. S, *Thermal Energy Storage Using Phase Change Materials,* SpringerBriefs in Thermal Engineering and Applied Science, 2015.

[11] K. Pielichowska and K. Pielichowski, “Phase change materials for thermal energy storage,” in *Progress in Materials Science - Vol 65.*, 2014, pp. 67-123.

[12] B. Özkahraman and İ. Kurtbaş, *Worldwide trends on encapsulation of phase change materials: A bibliometric analysis (1990–2015),* 2006.

[13] C. e. al, *Nanofluid Technology: Current Status and Future Research,* United States, 1998.

[14] C. Europea, *RELAZIONE DELLA COMMISSIONE AL PARLAMENTO EUROPEO, AL CONSIGLIO, AL COMITATO ECONOMICO E SOCIALE EUROPEO, AL COMITATO DELLE REGIONI E ALLA BANCA EUROPEA PER GLI INVESTIMENTI,* Bruxelles, 2019.

[15] EASE and Delta-ee are, “EMMES 4.0 - fourth edition of the European Market Monitor on Energy Storage,” 2020 .

[16] M. Masoero, C. Silvi and J. Toniolo, *Commissioning degli impianti a pompa di calore.*

[17] A. Casasso and R. Sethi., “Studio e mappatura delle potenzialità della geotermia a bassa entalpia nella Provincia di Cuneo.”.

[18] G. C. Venuti, C. A. BArbieri, F. Oliva, G. Previgliano and G. Galliano, “Piano Regolatore Generale - Comune Di Cuneo - Relazione Tecnica P8,” 2008.

[19] ArpaPiemonte, "https://www.arpa.piemonte.it/rischinaturali/accesso-ai-dati/selezione-gradi-giorno/selezione-gradi-giorno.html," 07 Marzo 2021. [Online].

[20] GSI - Duetto Aqua, *Manuale Tecnico - PdC.*

[21] UNIDELTA, *Scheda Tecnica Tubi Polietilene.*.

[22] "http://pcfarina.eng.unipr.it/," Marzo 2021. [Online].

[23] H. Nowak, *The sky temperature in net radiant heat loss calculations,* 1989.

[24] CasaClima, *Riscaldare con il ghiaccio,* 2012.

[25] B. Alessandro, P. Massimo e S. Enrica, Progettazione di impianti geotermici pag 1-9, Dario Flaccovio Editore s.r.l, 2010, pp. 1-9.

[26] T. Nowak, «EHPA - European Heat Pump Market and Statistics,» Brussels, 2019.

[27] Assoclima, Libro Bianco Pompe di Calore - III Edizione, 2020.

[28] I. E. A. EBC, "Integrating Environmentally Responsive Elements in Buildings- annex 44 - Cap 7.," 2009.

[29] ES2010, Proceedings of ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability, a cura di Muruganantham, Karthik; E., Phelan Patrick; Horwath, Peter; Ludlam, David; , "EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A BIO-BASED PHASE-CHANGE MATERIAL TO IMPROVE BUILDING ENERGY PERFORMANCE," Arizona, Maggio 2010.

[30] Y. Guo, *A simple review of Phase change materials,* 2015.

[31] I. Sarbu and C. Sebarchievici, *A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage,* 2018.

[32] S. R. M. Afrand, A. Shahsavar and M. Sheikholeslami, *A review of melting and freezing processes of PCM/nano-PCM and,* 2020.

[33] P. B.Salunkhe and PrashantS.Shembekar, *A review on effect of phase change material encapsulation on thermal performance of a system,* 2012.

[34] I. Sarbu and C. Sebarchievici, *A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage,* 2018.

[35] R. Liberatore and Luigi Mongibello, "Tecnologie e sistemi per l'accumulo termico - Focus Enea," 2020. [Online].

[36] M. Masoero, C. Silvi and G. Pellegrini, *ENERGY CONSERVATION IN BUILDINGS: DESIGN AND MONITORING OF AN OFFICE BUILDING WITH GSHP AND PHASE-CHANGE THERMAL STORAGE SYSTEM,* 2009.

[37] D. Marocco, "Studio di fattibilità di un accumulo termico con PCM in ambito teleriscaldamento," 2018.

[38] "http://www.angelofarina.it/dispense00/mari124536/mari124536.htm," [Online].

Sitografia

https://www.hidros.it/

https://industriale.viessmann.it/

https://www.ehpa.org/market-data/online-stats-tool/

https://sintea.xoom.it/

https://www.hindawi.com/journals/apt/

https://www.researchgate.net/

https://www.nature.com/nmat/

https://www.eba250.com/about-eba250/

https://www.enea.it/it/focus

https://www.gse.it/

https://ec.europa.eu/growth/industry/policy/european-battery-alliance_en

https://nachhaltigwirtschaften.at/de/iea/

https://eidos.eu/

http://pcfarina.eng.unipr.it/

https://www.statigenerali.org/2020/11/stati-generali-2020-una-nuova-agenda-green-per-combattere-la-crisi-climatica/