



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie,
l'energia e lo sviluppo economico sostenibile



MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO



Ricerca di Sistema elettrico

Stoccaggio termico a calore sensibile a sali fusi a singolo serbatoio (termoclino)

Giampaolo Caputo, Alberto Giaconia, Irena Balog,
Giuseppe Canneto, Claudio Felici

RdS/PTR(2019)/087

Stoccaggio termico a calore sensibile a sali fusi a singolo serbatoio (termoclino)

Giampaolo Caputo, Alberto Giaconia, Irena Balog, Giuseppe Canneto, Claudio Felici (ENEA)

Dicembre 2019

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 – 1ª annualità

Obiettivo: *Tecnologie*

Progetto: Progetto 1.9 Solare Termodinamico

Linea di attività: LA 1.27 - *Sviluppo di componentistica avanzata per impianti CSP: ottimizzazione di un sistema di accumulo termico termoclino a sali fusi a doppio scambiatore*

Responsabile del Progetto: Alberto Giaconia, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
INTRODUZIONE.....	5
ACCUMULO DI ENERGIA TERMICA (TES THERMAL ENERGY STORAGE).....	5
ACCUMULO DI CALORE SENSIBILE (SHTES SENSIBLE HEAT THERMAL ENERGY STORAGE).....	5
ACCUMULO DI CALORE LATENTE (LHTES LATENT HEAT THERMAL ENERGY STORAGE).....	5
ACCUMULO DI CALORE TERMO-CHIMICO (TCES THERMO-CHEMICAL ENERGY STORAGE).....	6
APPLICAZIONI DELLO STOCCAGGIO TERMICO A CALORE SENSIBILE.....	6
IMPIANTO SPERIMENTALE.....	7
PROVE SPERIMENTALI.....	14
ANALISI DEI RISULTATI.....	19
ANALISI CFD DEL TERMOCLINO.....	22
CONCLUSIONI.....	29
RICONOSCIMENTI.....	30
RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	30

Sommario

Nel seguente lavoro vengono riportati i risultati ottenuti nell'impianto sperimentale di stoccaggio termico a calore sensibile a singolo serbatoio indiretto (termoclino) presente nel centro ricerche ENEA della Casaccia.

Viene fatto uno studio termofluidodinamico dell'intero sistema concentrandosi sulla circolazione naturale del sale fuso utilizzato come mezzo di stoccaggio termico.

Inoltre viene effettuato un studio CFD e i risultati ottenuti vengono confrontati con i risultati ottenuti dalla sperimentazione.

Introduzione

L'accumulo di energia in forme adatte alla successiva conversione nella forma richiesta rappresenta l'attuale sfida per i ricercatori. La possibilità di immagazzinare energia costituisce un fattore essenziale in tutte le applicazioni in cui si ha discrepanza tra produzione ed utilizzo. Tuttavia lo stoccaggio energetico incrementa anche l'efficienza e l'affidabilità dei sistemi energetici e gioca un ruolo importante nella conservazione dell'energia; conduce al risparmio dei combustibili e rende i sistemi di produzione economicamente più competitivi recuperando i cascami energetici di scarto. Il recupero di calore mediante accumulo può innalzare le prestazioni di un impianto di potenza livellando il carico (riducendo i valori di picco richiesti), e la maggiore efficienza porta alla conservazione dell'energia e ad un minor costo di generazione. Le tecnologie disponibili sono molteplici, con caratteristiche di rendimento, di tempi e modalità di risposta ai cambiamenti della domanda molto diversi, e la scelta tra le diverse soluzioni dipende da fattori sia tecnici che economici, tra i quali assumono particolare rilievo il periodo richiesto (diurno o stagionale), la disponibilità economica, le condizioni operative.

Accumulo di energia termica (TES Thermal Energy Storage)

Mediante i sistemi di stoccaggio dell'energia termica, il calore è trasferito al mezzo di accumulo durante il periodo di carica, e rilasciato in un secondo momento durante il processo di scarica. Il processo completo prevede tre fasi: carica, conservazione, scarica. Le caratteristiche principali di un sistema di accumulo sono:

1. Durata (tempo durante il quale l'energia può essere immagazzinata);
2. capacità di accumulo (quantità di energia immagazzinata per unità di volume o di massa);
3. efficienza (rapporto tra energia prelevata durante la scarica ed energia stoccata durante la carica).

Un accumulo efficiente dovrebbe avere lunga durata ed elevata capacità di accumulo.

Accumulo di calore sensibile (SHTES Sensible Heat Thermal Energy Storage)

Si ha variazione della temperatura di un liquido o solido senza alcun cambiamento di fase nell'intervallo di temperature del processo. La quantità di energia stoccata è proporzionale alla differenza tra la temperatura finale e quella iniziale, alla massa ed al calore specifico del mezzo di stoccaggio:

$$Q = m \int_{T_i}^{T_f} Cp dT = mCp(T_f - T_i) \quad (1)$$

dove:

Q [J] energia termica accumulata;

Cp [J/Kg K] calore specifico;

m [Kg] massa;

T_f e T_i [°C] temperatura alla fine e all'inizio del processo

Accumulo di calore latente (LHTES Latent Heat Thermal Energy Storage)

Il mezzo di stoccaggio subisce un cambiamento di fase (solido-liquido, liquido-gas e viceversa), senza significative variazioni della temperatura. Questi materiali sono definiti PCM, *phase change materials*.

L'energia totale accumulabile in un sistema a cambiamento di fase solido- liquido è data da:

$$Q = m\lambda \quad (2)$$

dove:

Q [J] energia termica accumulata;

λ [J/Kg] calore latente;

m [Kg] massa del mezzo di accumulo.

Accumulo di calore termo-chimico (TCES Thermo-Chemical Energy Storage)

Si basa sull'energia assorbita e rilasciata durante una reazione chimica completamente reversibile. Il calore accumulato dipende dalla massa dei reagenti chimici, dal calore di reazione e dal grado di conversione della reazione:

$$Q = a_r m \Delta h_r \quad (3)$$

dove:

Q [J] energia termica stoccata;

m [kg] massa dei reagenti;

Δh_r [J/kg] calore di reazione;

a_r frazione reagenti convertiti.

Applicazioni dello stoccaggio termico a calore sensibile

Un primo grande ambito applicativo è strettamente legato alle tecnologie solari termodinamiche (collettori, torri, fresnel, etc) per la produzione di energia elettrica. L'accumulo termico costituisce una strategia per compensare il disaccoppiamento tra produzione e domanda di energia.

In generale i sistemi di stoccaggio a calore sensibile si distinguono in:

Sistema diretto a due serbatoi a livello variabile: il fluido termovettore primario riscaldato nel campo solare si accumula direttamente nel serbatoio "caldo"; da esso viene prelevata una portata costante che va a servire l'utenza e quindi raccolto nel serbatoio "freddo". Da qui viene prelevata una portata di fluido variabile (in funzione della radiazione) e inviato nel campo a specchi dove viene riscaldato fino alla temperatura del serbatoio caldo.

Sistema indiretto a due serbatoi a livello variabile: prevede l'utilizzo di un fluido di stoccaggio differente dal fluido termovettore che circola nel campo solare.

Sistema a serbatoio a termoclino a media solido: un media solido contenuto in un serbatoio viene riscaldato a diretto contatto con il fluido termovettore che circola nel campo solare. Questo fluisce in una direzione quando cede calore al media e in direzione opposta quando deve recuperare il calore immagazzinato. Nel serbatoio si instaura un gradiente di temperatura detto termoclino variabile a seconda dello stato di carica del serbatoio.

Sistema a serbatoio termoclino a fluido stratificato: lo stoccaggio termico è realizzato da un fluido allo stato liquido contenuto nel serbatoio. Tale fluido può essere sia il fluido termovettore che circola nel campo solare che un fluido secondario (tipo indiretto).

Sistemi a scambiatore di calore: si basa sulla capacità di accumulo di calore sensibile di blocchi di materiale solido. Tali blocchi sono attraversati da tubazioni in cui scorre il fluido termovettore che può cedere o recuperare calore da essi.

Nel seguente lavoro si è indagato un sistema a serbatoio termoclino a fluido stratificato (tipo indiretto).

Impianto sperimentale

In fig.1 è riportata una foto dell'impianto sperimentale installato presso la hall tecnologica del T-21 del centro di ricerche ENEA-Casaccia mentre in fig. 2 è mostrato il diagramma P&DI dell'impianto realizzato. L'impianto è stato costruito dalla Hysytech Srl società di Torino dietro progettazione ENEA.



Figura 1. Impianto sperimentale

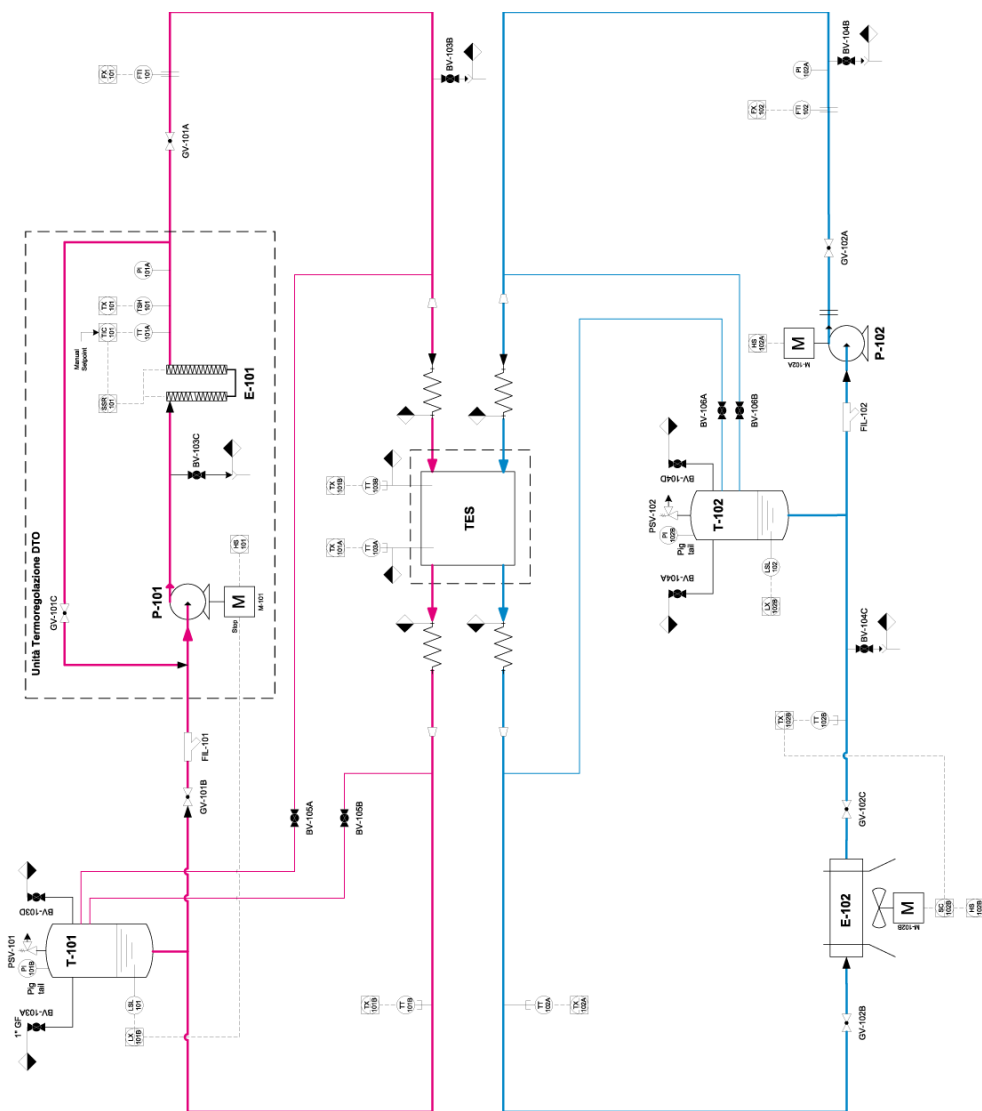


Figura 2. P&ID impianto

L’impianto è costituito da due circuiti indipendenti chiamati “circuito caldo (rosso)” per la carica e “circuito freddo (blu)” per la scarica e da un serbatoio (TES) da 0,9 m3 dove sono alloggiati i due scambiatori di calore, uno per la carica, posto in basso, e uno per la scarica, posto in alto, due camini che convogliano il sale dopo l’attraversamento negli scambiatori e una miscela di sale fuso che è il fluido di stoccaggio dell’energia termica.

Il circuito caldo è costituito da una centralina elettrica da 13,5 kW (E-101) che fornisce energia termica al fluido (dowtherm q) che scorre all’interno della tubazione. Il fluido così riscaldato fino alla temperatura di lavoro viene inviato mediante una pompa centrifuga (P-101) a regime costante all’interno dello scambiatore di carica. Il dowtherm caldo cede calore al sale freddo che attraversa lo scambiatore dal basso, il sale riscaldandosi diminuisce la sua densità e attraverso il camino posto sopra lo scambiatore fluisce nella parte superiore del serbatoio. Il dowtherm “freddo” ritorna nella centralina dove si riscalda e ricomincia il ciclo.

La portata dell’olio (350-1000 kg/h) viene variata attraverso una valvola (GV-101A) posta a valle della pompa di circolazione e monitorata da un misuratore di portata (FT-101) volumetrica della Yokogawa.

Il circuito freddo è costituito da un aerotermo (E-102) alimentato da un inverter (SC-102B) che è comandato dalla termocoppia (TX 102B) posta sulla tubazione di mandata dell'olio. L'olio alla temperatura di lavoro viene inviato tramite la pompa (P-102), analoga alla pompa del circuito caldo, nello scambiatore posto in alto dove incontra il sale caldo. Il sale raffreddandosi viene inviato tramite il canale posto al di sotto dello scambiatore nella parte bassa del serbatoio. L'olio così riscaldatosi viene inviato all'aerotermo dove cede all'aria ambiente l'energia termica presa e ricomincia il ciclo. La portata dell'olio viene variata tramite la valvola (GV-102A) e monitorata mediante il misuratore di portata volumetrica (FT-102).

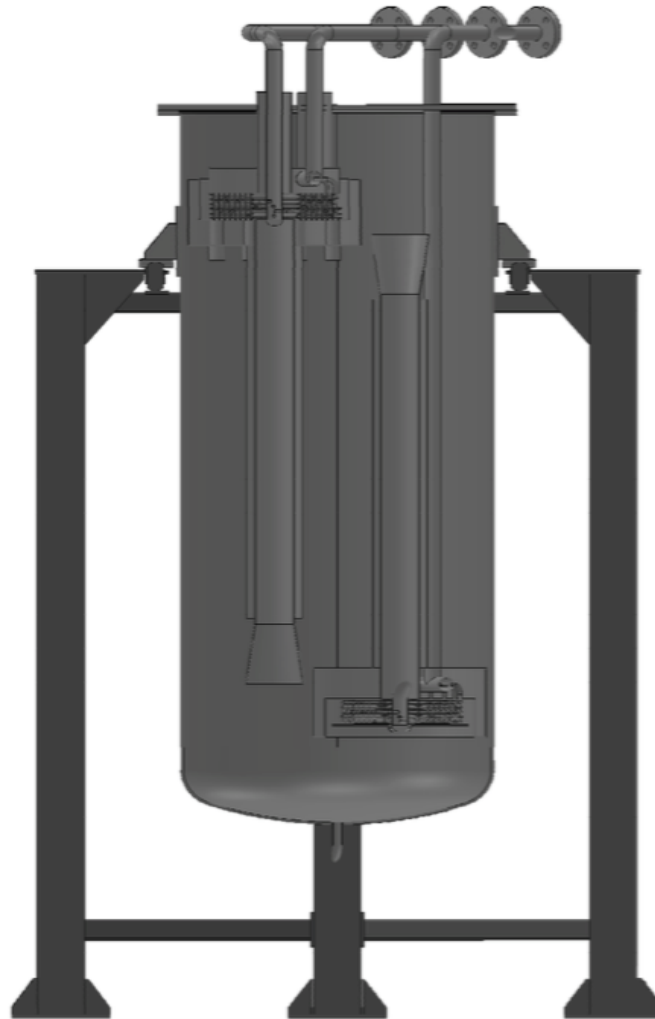


Figura 3. Sezione frontale serbatoio

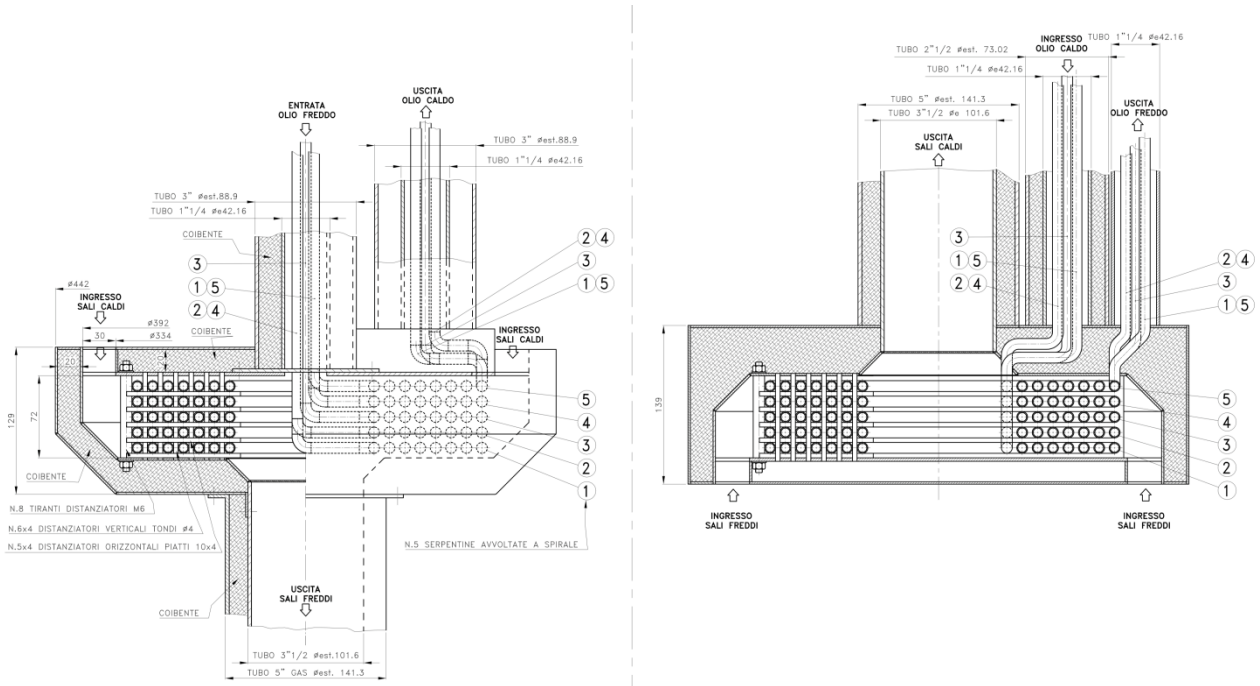


Figura 4. Scambiatore di scarica a sinistra e di carica a destra

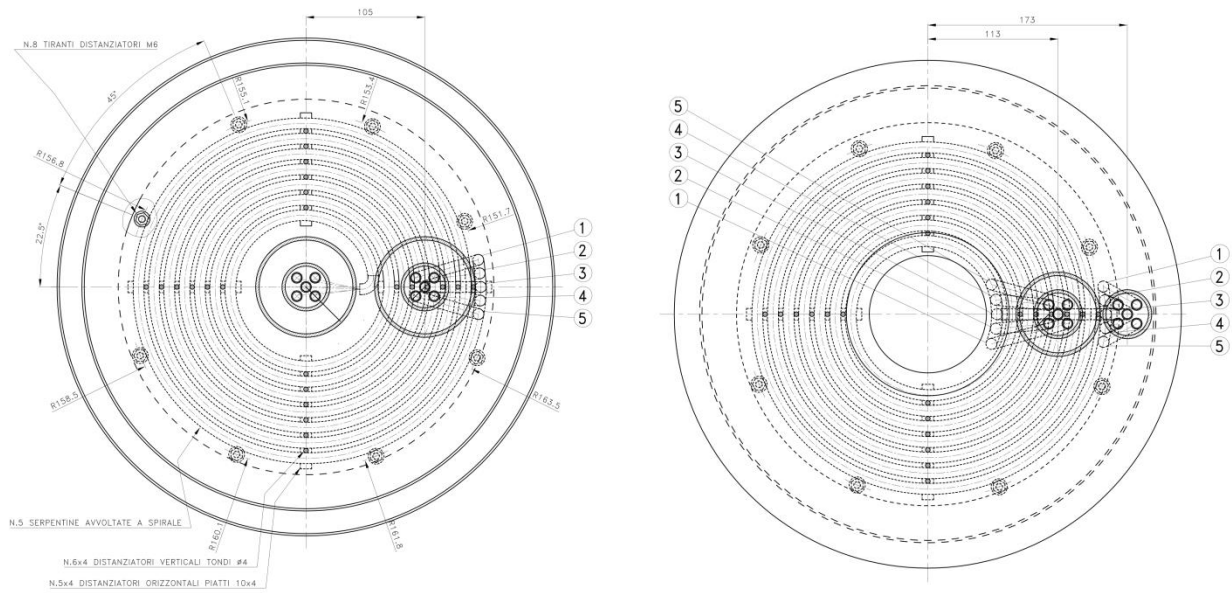


Figura 5. Dettaglio scambiatore di carica sinistra e di scarica destra



Figura 6. Scambiatore in fase di costruzione



Figura 7. Scambiatori di calore realizzati, prima della loro installazione all'interno del serbatoio.

La geometria degli scambiatori è di seguito indicata:

n°spire	5	
L spira	4,72	m
de	0,009525	m
Ao	0,706	m ²
s	0,00124	m
di	0,007045	m
Ai	0,522	m ²

Nel serbatoio sono state alloggiate 20 termocoppie, 10 all'interno del bagno di sale lungo l'altezza e 10 all'interno del camino al di sopra dello scambiatore di carica.

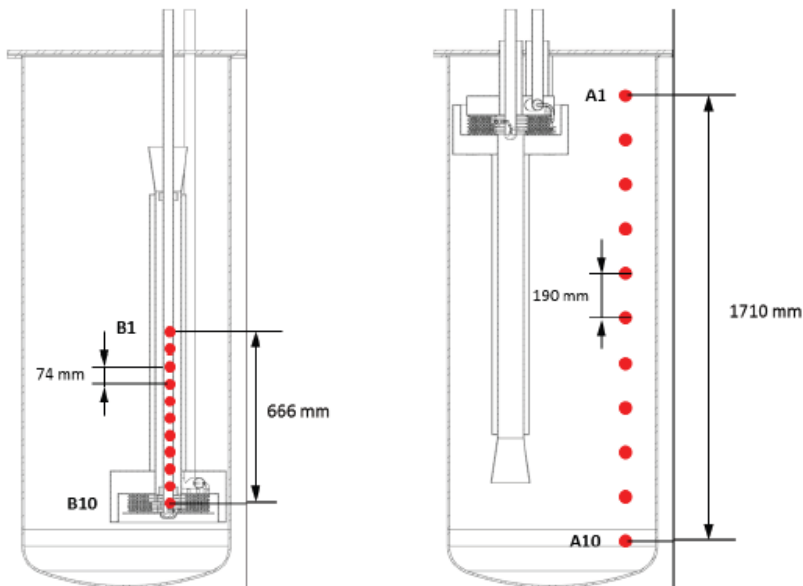


Figura 8. Alloggiamento termocoppie all'interno del serbatoio del TES.

Come fluido termovettore è stato utilizzato il Dowtherm Q, con un range di temperatura operativa da -35 a 330 °C, un olio sintetico composto da una miscela di difeniletano e aromatici alchilati; di seguito riportiamo le principali caratteristiche chimico-fisiche.

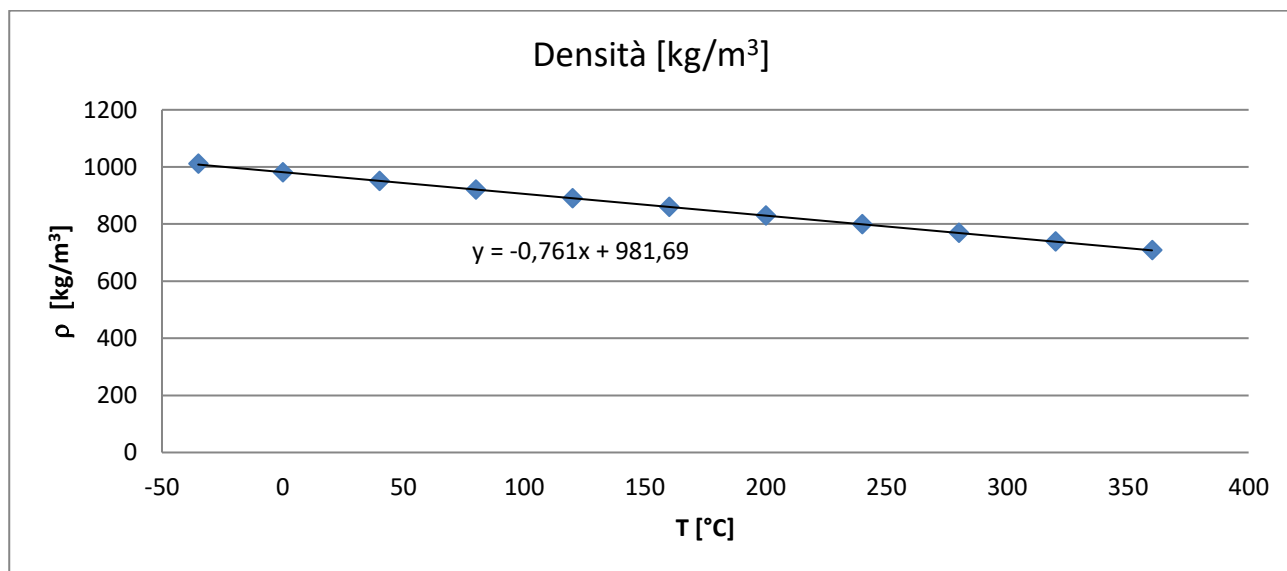


Figura 9. Densità in funzione della temperatura

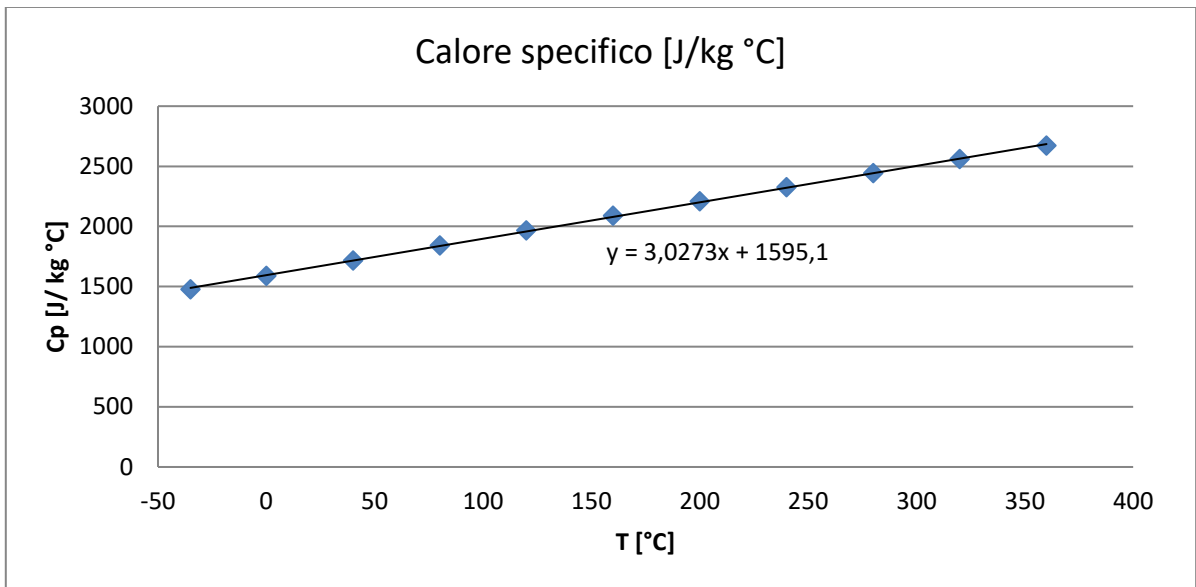


Figura 10. Calore specifico in funzione della temperatura

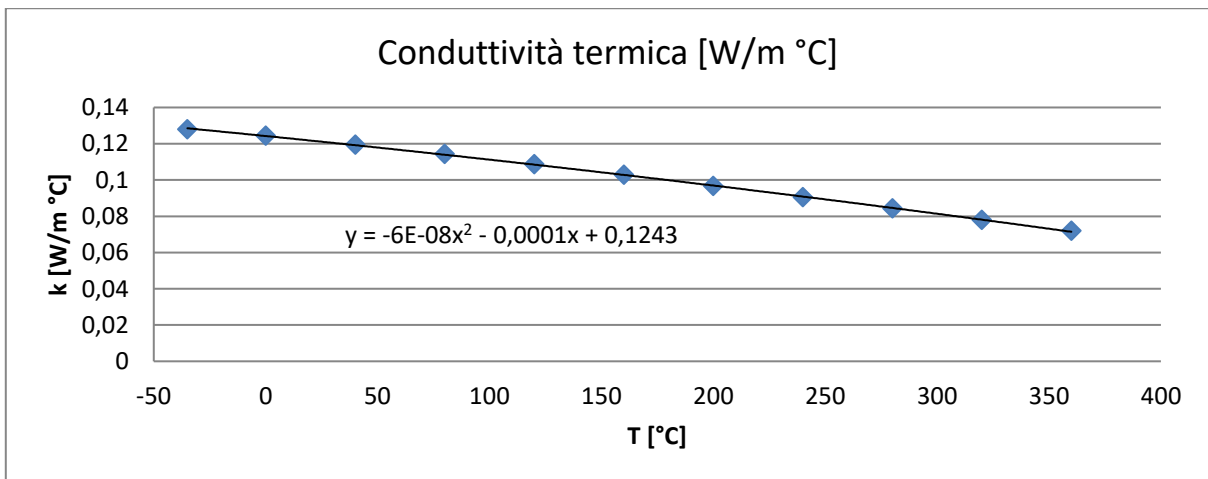


Figura 11. Conduttività termica in funzione della temperatura

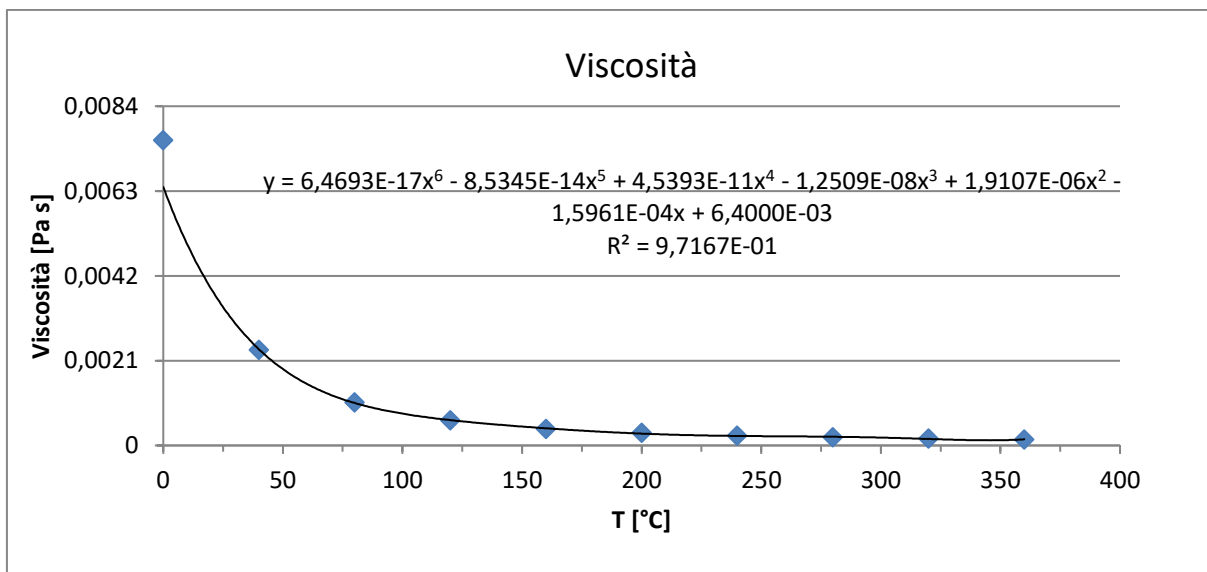
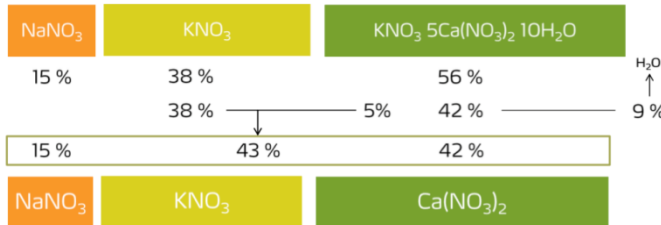


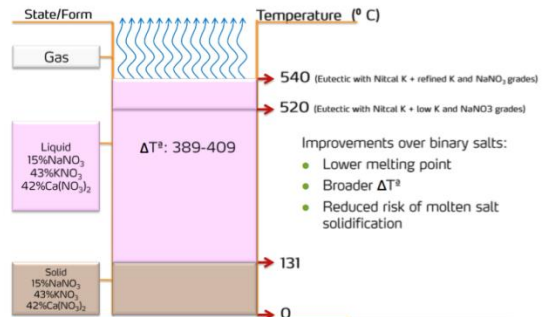
Figura 12. Viscosità in funzione della temperatura

Come fluido di stoccaggio è stata usata una miscela di sali fusi ternaria composta dal 15% di nitrato di sodio, 42 % di nitrato di calcio e 43% di nitrato di potassio (% in peso). Di seguito le proprietà chimico-fisiche.

Eutectic ternary molten salt using CN-K (Nitcal K)



Eutectic Molten Salt with CN-K melting process



$\rho = 2240.05 - 0.826613 * T$; Density [kg/m³]

$k = 0.519$; (300 °C) Thermal conductivity [W/(m K)]

$\mu = \exp(-10.7071 + 2895.76 / (T + 273.15 - 60.3567))$; Dynamic viscosity [Pa s]

$C_p = 1544.18 - 0.326 * T$; Specific Heat capacity [J/kg K]

Prove sperimentali

Sono state effettuate diverse prove sperimentali di fusione, carica e scarica.

- Caricamento sali e prima fusione:

Una volta arrivato l’impianto in sede si è provveduto al caricamento dei sali solidi.

Si sono caricati alternando l’ordine dei vari sali puri.

Caricato il sale si è avviato il circuito olio caldo impostando la temperatura di mandata dell’olio a 300 °C; la prima fusione, che comporta anche l’eliminazione dell’acqua contenuta nel Nitcal, è stata assistita anche da un riscaldamento ausiliario effettuato sulla parete del serbatoio tramite resistenze elettriche con una potenza massima di 4,5 kW.

Dopo aver eliminato l’acqua (grossa quantità di schiuma che ha comportato anche una lievissima fuoriuscita di sale fuso) si è portato il bagno di sale alla temperatura di 295 °C.

Dopo la permanenza per un’intera notte a questa temperatura si è rifatto solidificare il sale.

La seconda fusione è stata effettuata esclusivamente con l’olio caldo impostando la temperatura della centralina calda a 300 °C e una portata di olio di 900 kg/h.

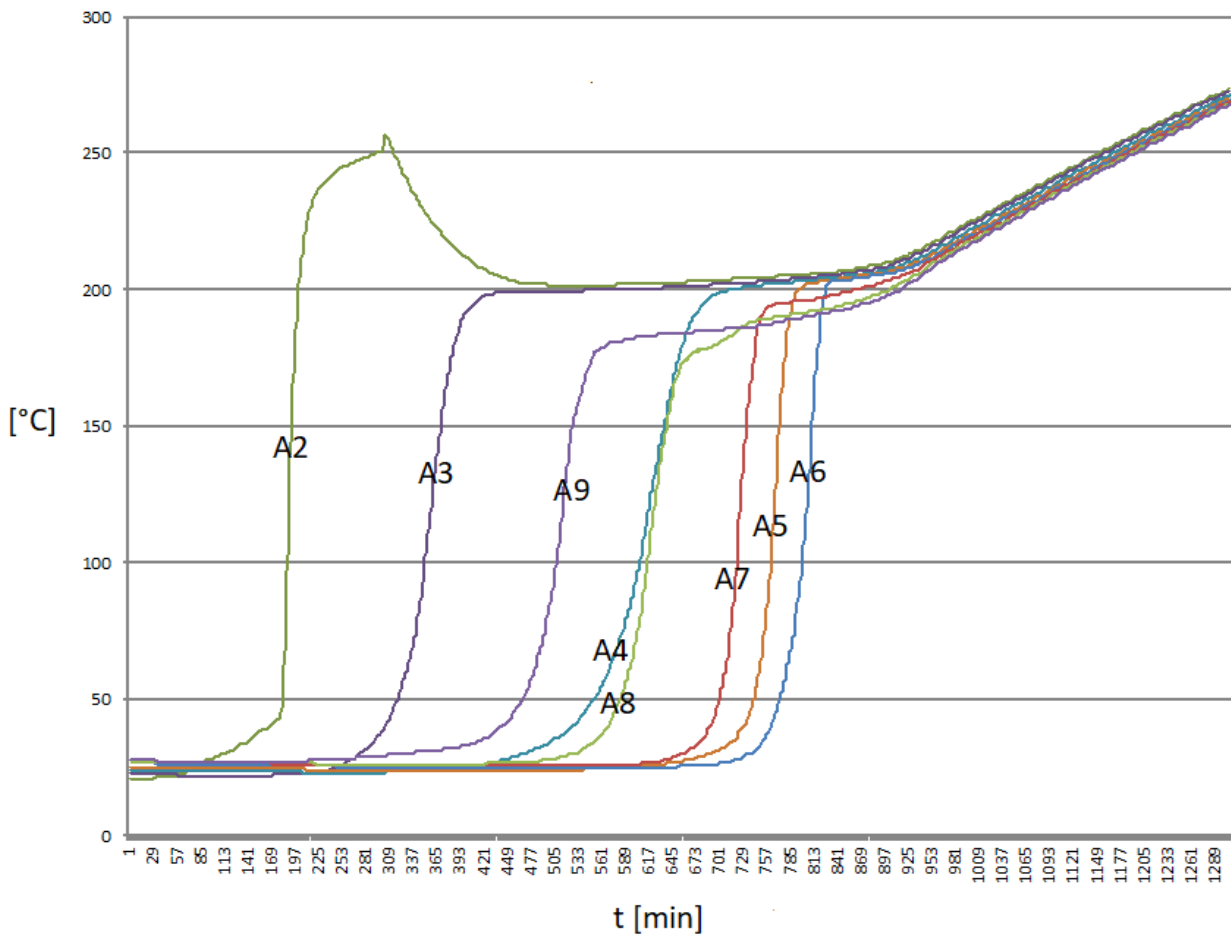


Figura 13. Andamento delle temperatura all'interno del serbatoio

Il sale una volta fuso è stato portato alla temperatura di fine carica corrispondente alla temperatura di 300 °C e fatta stabilizzare; dopodiché si è provveduto allo studio della scarica.

Scarica:

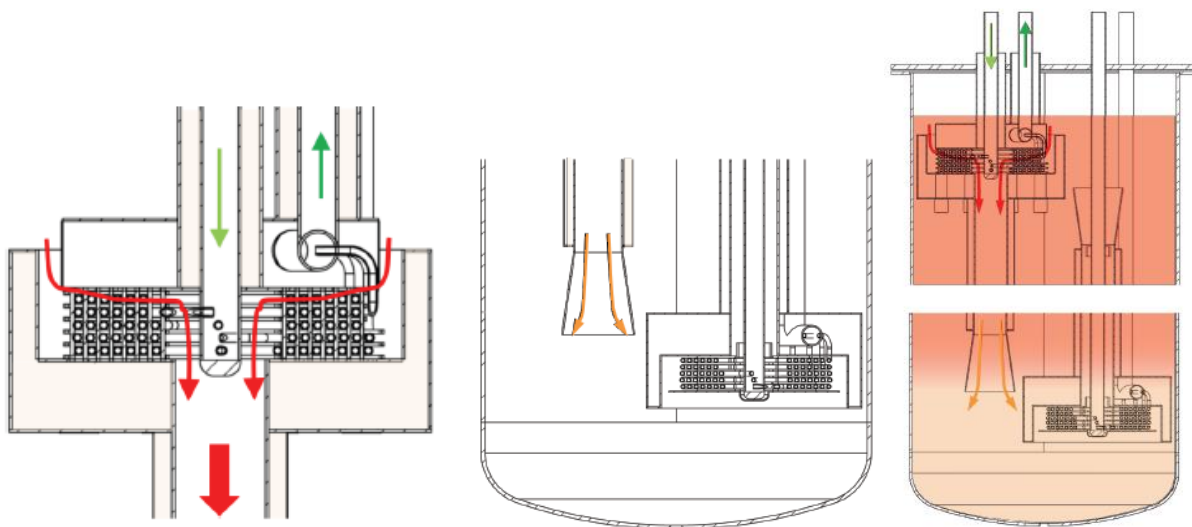


Figura 14. Interno del serbatoio

Di seguito vengono riportati i risultati ottenuti in due prove di scarica (test 1 e 2) a diversa portata di olio "freddo":

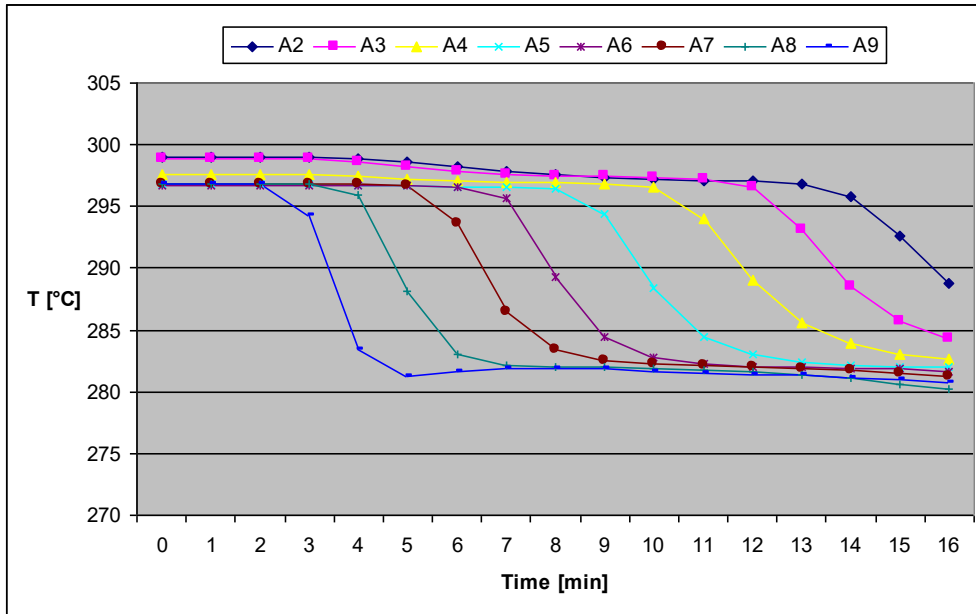


Figura 15. Profilo di temperatura all'interno del serbatoio nel tempo

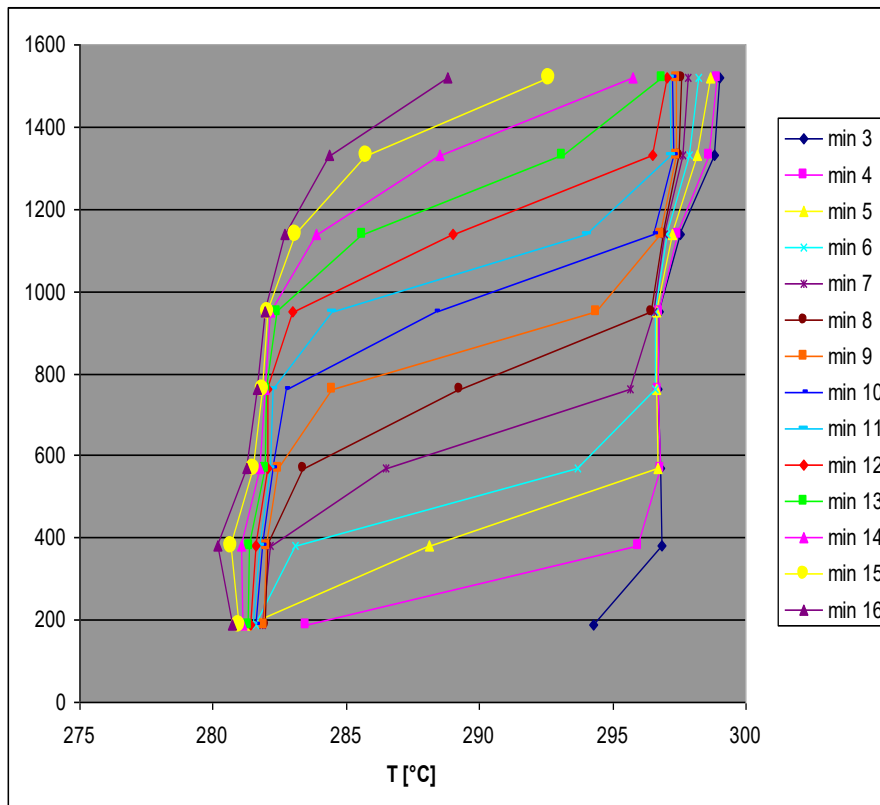


Figura 16. Profilo della temperatura lungo l'altezza z del serbatoio

Come si vede dalle figure lungo l'altezza z del serbatoio si nota una stratificazione del sale.
 La portata dell'olio è 1750 kg/h.

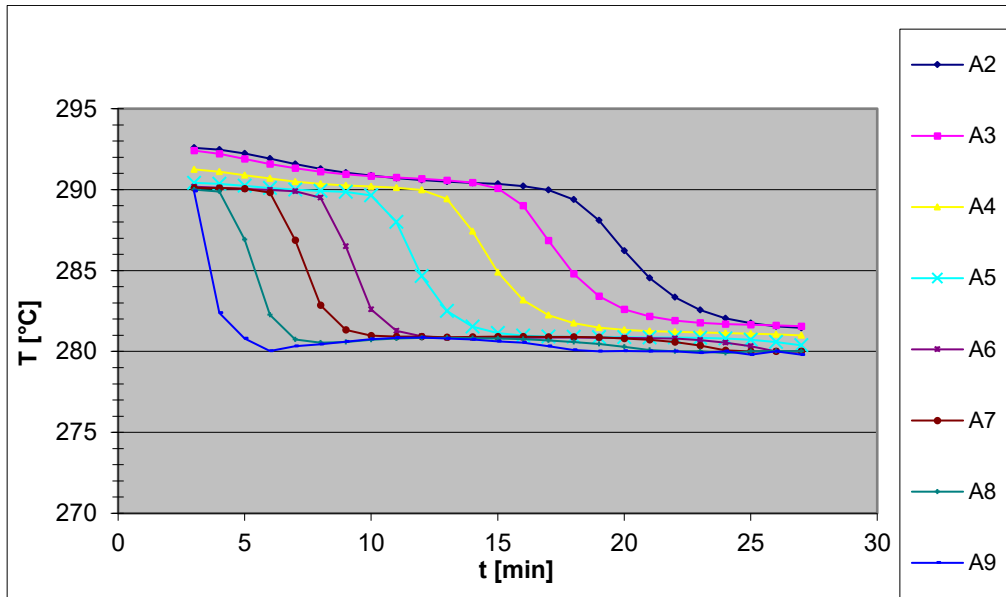


Figura 17. Profilo di temperatura all'interno del serbatoio nel tempo

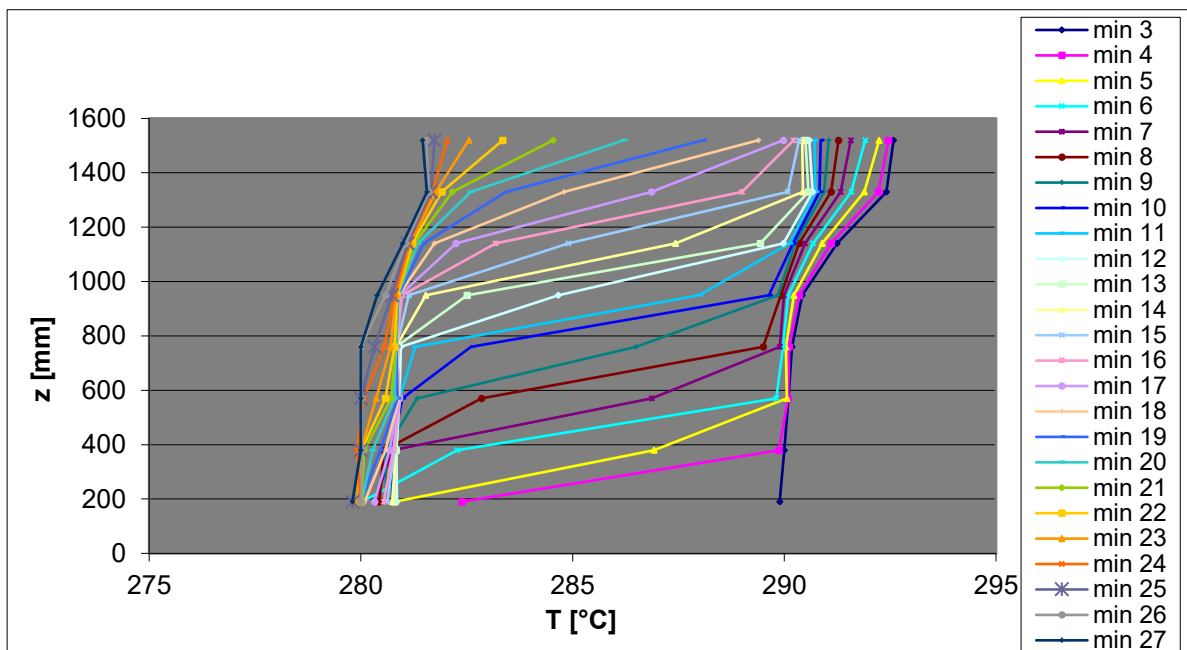


Figura 18. Profilo della temperatura lungo l'altezza z del serbatoio

La portata dell'olio è 415 kg/h.

Sono state effettuate anche delle prove di carica partendo da una temperatura costante del sale all'interno del serbatoio di 190 °C.

Anche se si nota una netta stratificazione nella fase iniziale, i risultati non sono molto soddisfacenti a causa di un sistema di riscaldamento dell'olio poco idoneo.

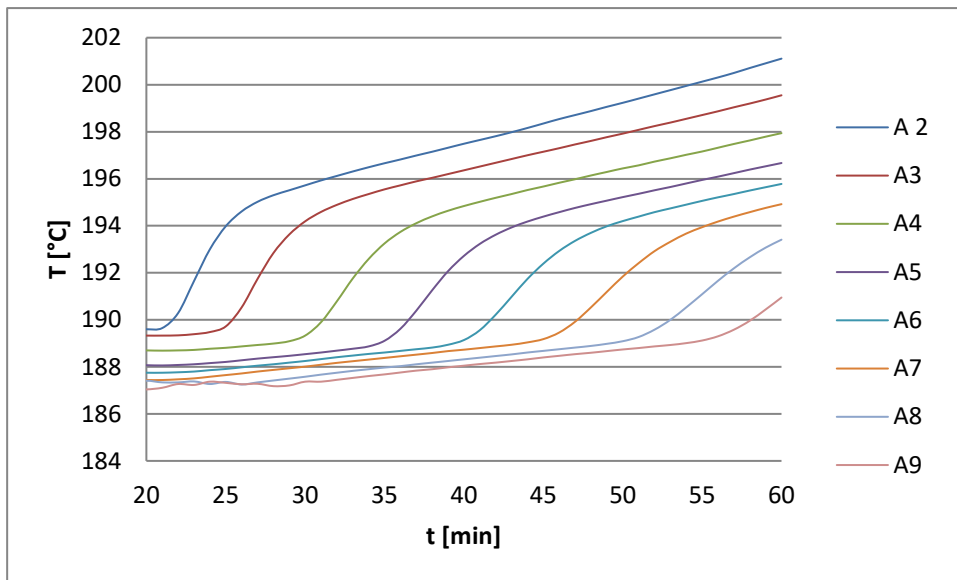


Figura 19. Profilo di temperatura all'interno del serbatoio nel tempo

La portata dell'olio è di 500 kg/h.

Come si nota dal grafico di fig. 15 la temperatura del bagno tende ad aumentare sempre nel tempo. Questo perché la temperatura dell'olio di mandata non è costante, fig.16, ma anche essa tende ad aumentare gradualmente nel tempo.

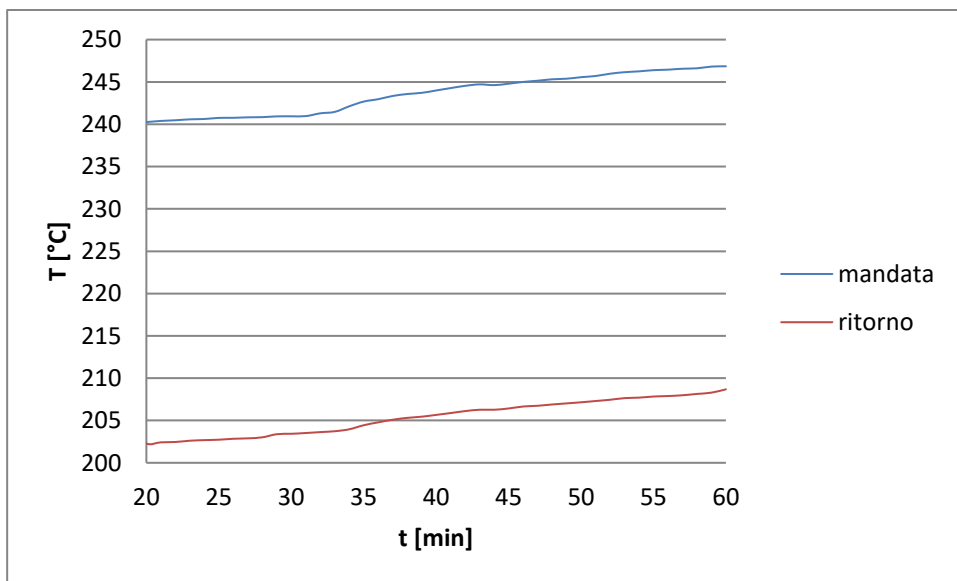


Figura 20. Profilo della temperatura dell'olio nel tempo

Analisi dei risultati

Le prove di cui sopra dimostrano che a diverse portate di olio si ha una presenza del termoclino durante le prove, più accentuato nella fase di scarica.

Poiché la stratificazione dipende dalla portata massica del sale che fluisce all'interno del camino dello scambiatore di calore dove avviene lo scambio termico, è necessario ottenere il valore di tale portata.

Essa può essere calcolata applicando il bilancio energetico allo scambiatore di calore come segue:

$$Q = m_{oil} \cdot cp_{oil} \cdot (T_{oil,out} - T_{oil,in}) = m_{salts} \cdot cp_{salts} \cdot (T_{salts,in} - T_{salts,out}) \quad (4)$$

dove:

m_{oil} , portata massica olio, kg/s;

$T_{oil,in}$, temperatura ingresso olio, °C;

$T_{oil,out}$, temperatura uscita olio, °C;

cp_{oil} , calore specifico dell'olio calcolato alla temperatura media $(T_{oil,in} + T_{oil,out})/2$, J/kg/°C;

m_{salts} , portata massica del sale, kg/s;

$T_{salts,in}$, temperatura ingresso sale, °C;

$T_{salts,out}$, temperatura uscita sale, °C;

cp_{salts} , calore specifico del sale calcolato alla temperatura media $(T_{salts,in} + T_{salts,out})/2$, J/kg/°C.

Come temperatura di ingresso sali nello scambiatore si è considerata la temperatura della termocoppia A9 nella fase di carica e della termocoppia A2 nella fase di scarica.

Mentre come temperatura di uscita dagli scambiatori si è considerata l'A2 per la carica e A9 per la scarica.

Le termocoppie poste all'interno del camino posto al di sopra dello scambiatore di carica coprono solo metà del camino e la B1 (posta in alto) coincide con il valore della A2 del serbatoio.

Per il principio della conservazione della massa risulta che la massa che fluisce all'interno del camino eguaglia il flusso di massa all'interno del serbatoio:

$$m_{salts} = \rho_1 \cdot S_1 \cdot v_1 = \rho_2 \cdot S_2 \cdot v_2 \quad (5)$$

con:

ρ_1 , densità del sale fuso calcolata alla temperatura media all'interno del serbatoio, kg/m³;

S_1 , sezione del serbatoio, m²;

v_1 , velocità del sale all'interno del serbatoio, m/s;

ρ_2 , densità del sale fuso calcolata alla temperatura di uscita dallo scambiatore di calore, kg/m³;

S_2 , sezione del camino, m²;

v_2 , velocità del sale all'interno del camino, m/s.

Dalla (4) e (5) si calcolano le velocità del sale sia all'interno del serbatoio che all'interno del camino.

Come verifica delle velocità così calcolate, si calcola la velocità all'interno del serbatoio come rapporto tra lo spazio tra una termocoppia e l'altra e il tempo che impiega il fronte caldo o freddo del sale a percorrerlo; la distanza tra una termocoppia e l'altra è di 190 mm e il tempo può essere calcolato dall'acquisizione della temperatura del sale interno al serbatoio in funzione del tempo (grafici 15 e 17).

$$v = \frac{\Delta S}{\Delta t} \quad (6)$$

Un altro obiettivo di questo studio è stato quello di stimare il coefficiente di scambio termico globale degli scambiatori di calore.

L'equazione che mette in relazione il coefficiente di scambio termico globale e i dati sperimentali è l'equazione del bilancio di energia scritta così:

$$Q = UA\Delta T_{ML} \quad (7)$$

dove:

Q , è la quantità di calore scambiata , W;

U , è il coefficiente di scambio globale, W/°C/m²;

A , è la superficie di scambio dello scambiatore 0,706 m²;

ΔT_{ML} , è la temperatura media logaritmica (LMTD), °C.

Per la teoria della convezione il coefficiente di scambio termico globale ha il contributo della resistenza termica dei film dei singoli fluidi (olio e sale) che interessano lo scambio termico e la parte conduttiva che interessa il materiale (interposto tra i due fluidi) di cui è formato lo scambiatore:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_o A} + \frac{t}{k A_{ML}} + \frac{1}{h_i A_i} \Rightarrow \frac{1}{U} \cong \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i \frac{A_i}{A}} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} \quad (8)$$

il termine conduttivo $t/(kA_{ML})$ può essere trascurato.

Da questa equazione mediante i risultati sperimentali è possibile calcolare il coefficiente di scambio termico del sale:

$$\frac{1}{h_o} = \frac{1}{U} - \frac{1}{h_{io}} \quad (9)$$

dove h_{io} è il coefficiente di scambio termico dell'olio che dipende dalle caratteristiche fisiche dell'olio e dalla velocità del fluido all'interno dello scambiatore mediante il numero di Reynolds.

Si definiscono le seguenti costanti adimensionali per il calcolo del coefficiente di scambio termico dell'olio (numero di Reynolds (Re), numero di Prandtl (Pr) e numero di Nusselt (Nu)):

$$Re = \frac{\rho_o \cdot v \cdot D_i}{\mu_o} \quad (10)$$

$$Pr = \frac{\mu_o \cdot C_{p_o}}{k_o} \quad (11)$$

$$Nu = \frac{D_i \cdot h_{io}}{k_o} \quad (12)$$

per $Re > 10.000$ moto turbolento, come correlazione di Nusselt si può utilizzare quella di Gnielinski:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f_t}{8}\right) Re Pr}{1 + \left(\frac{2}{Pr^3 - 1}\right)^{1/4} \sqrt{\frac{f_t}{8}}} \left(\frac{Pr}{Pr_w}\right)^{0,14} \quad (13)$$

il coefficiente di attrito f_t può essere calcolato mediante la correlazione di Mishra e Gupta valida per tubi a spirale:

$$f_t = \left[\frac{0,3164}{Re^{0,25}} + 0,03 \left(\frac{d}{D}\right)^{0,5} \right] \left(\frac{\eta_w}{\eta}\right)^{0,27} \quad (14)$$

dove d è il diametro interno del tubo e D è il diametro di curvatura:

$$D = D_c \left[1 + \left(\frac{h}{\pi D_c}\right)^2 \right] \quad (15)$$

dove D_c è il diametro della spira e h la distanza tra una spira e l'altra che nel nostro caso è uguale a zero.

Dalle (10), (11), (12) e (13) è possibile calcolare h_{io} e infine dalla (9) calcolare h_o .

Nella tabella seguente sono riassunti i risultati ottenuti:

Test	1	2
Energia Stoccata [kWh]	12,5	13
Portata del sale [kg/s]	1,33	1,3
Velocità nel camino [mm/s]	78	77
h_o [W/m ² °C]	528	522

Analisi cfd del termoclino

Con la presente modellazione numerica ci si propone di simulare la termo-fluidodinamica del sale all'interno del serbatoio. In particolare si studia la convezione naturale nella fase di scarica in condizioni di regime transitorio per indagare la formazione e l'evoluzione del termoclino in funzione del tempo. I risultati vengono confrontati con quelli ottenuti nelle prove sperimentali.

A tal fine lo schema geometrico di partenza che consideriamo in questa analisi è quello indicato nella figura 8 (immagine a destra), che raffigura il serbatoio con all'interno il solo sistema di scarica.

Per poter impostare la simulazione termo-fluidodinamica abbiamo dovuto fare però delle ipotesi preliminari sulla geometria, sui materiali e sulle condizioni al contorno del sistema.

Innanzitutto, la geometria che ci permette di simulare il fenomeno deve essere necessariamente semplificata: vengono eliminate le tubazioni poste sulla parte alta dello scambiatore e i distanziali posti tra i tubi dello scambiatore, inoltre lo scambiatore stesso insieme con il canale centrale vengono spostati esattamente al centro del serbatoio. Le dimensioni dei tubi dello scambiatore rimangono quelle indicate nella descrizione dei test sperimentali.

Con tale configurazione sarà possibile impostare una simulazione in due dimensioni di tipo assial-simmetrico.

Ciò ci consente, quindi, di prendere in considerazione solo metà componente considerando l'asse longitudinale del canale centrale come asse di simmetria. Così facendo la geometria da studiare ha quindi dimensioni (considerando le quote interne del serbatoio) pari a 392 mm lungo l'asse y e 2012 mm (compreso il fondello inferiore) in altezza, lungo l'asse x.

Si ipotizza infine che il serbatoio contenga fino all'altezza massima la miscela di sali ternaria le cui proprietà fisiche sono state già indicate in precedenza.

Il canale centrale è termicamente isolato dal resto del serbatoio tramite uno strato di materiale coibente dello spessore pari a circa 2 cm; nella geometria che considereremo nello studio l'isolante non farà parte del dominio di simulazione, inoltre gli spessori di tutte le pareti metalliche saranno considerati nulli.

Lo scambiatore di scarica, come visto, è composto da 5 file di tubi di diametro pari a 9.5 mm, conformati a spirale e disposti uno sull'altro, la parte finale e iniziale delle spire viene qui eliminata per semplificare lo studio e mantenere la simmetria del sistema.

In tal maniera la geometria sotto studio diventa quella mostrata nella figura 21a.

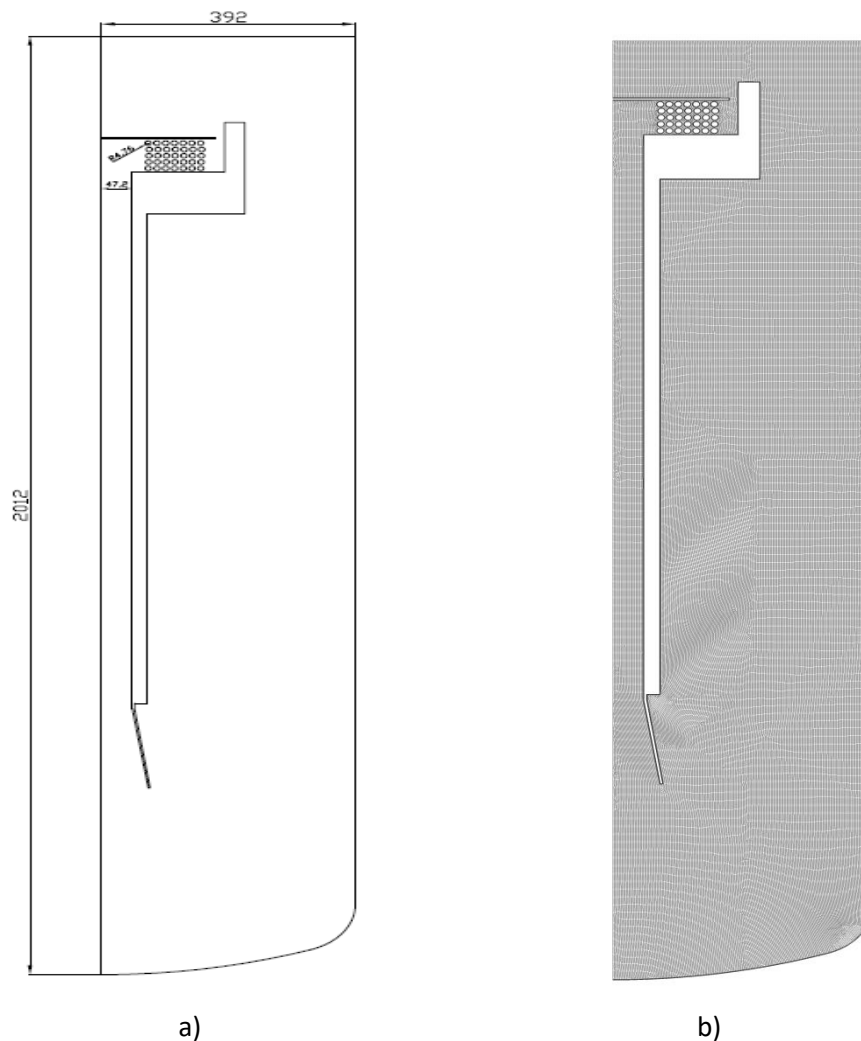


Figura 21. Geometria 2D assial-simmetrica e una delle griglie considerate nelle simulazioni.

A partire da tale configurazione è stata quindi costruita una griglia in due dimensioni assial-simmetrica con asse di simmetria lungo la direzione longitudinale x; detta griglia, generata con il software Ansys, è mostrata nella figura 21b.

Queste ipotesi semplificative sulla geometria hanno permesso di lavorare con un dominio di calcolo (discretizzato con volumi finiti) costituito da un ridotto numero di celle, diminuendo in maniera significativa, quindi, il carico computazionale. Per condurre un'analisi di sensibilità e testare l'indipendenza dei risultati sono state prese in considerazione diverse griglie aventi numero di celle e qualità differente e differenti passi temporali.

La condizione iniziale di partenza della fase transitoria considerata è quella in cui il sale si trova in quiete (componenti del vettore velocità tutti nulli) e a temperatura iniziale pari a 292 °C.

Le condizioni iniziali e al contorno complete sono di seguito specificate:

- temperatura iniziale della miscela pari a 292 °C.
- velocità iniziale nulla in tutto il dominio.
- no-slip condition per tutte le pareti.

su tutte le pareti (ad eccezione delle pareti dello scambiatore) è stato imposto un flusso nullo di calore mentre sulle pareti dello scambiatore è stato imposto un valore di flusso specifico (riferito alla superficie) tale da avere una potenza scambiata con l'olio pari alla potenza misurata nelle prove sperimentali.

La miscela ternaria è stata simulata aggiungendo alla libreria del software un nuovo materiale avente le proprietà fisiche (densità, calore specifico, conducibilità e viscosità) in funzione della temperatura come indicato dalle funzioni sopra indicate. Per la viscosità, in particolare, è stato necessario considerare una funzione (UDF) che il software CFD permette di inserire nel calcolo come codice (in linguaggio c) a parte. Per il coefficiente di espansione termica è stato considerato un valore costante reperito in letteratura. Tale coefficiente è necessario se si vuole condurre una risoluzione semplificata adottando le ipotesi di Boussinesq per quel che riguarda le forze di buoyancy.

Dal momento che la geometria serbatoio si presenta differente nelle diverse parti (zona dello scambiatore, canale centrale di trasferimento del sale e zona di accumulo del sale) i numeri adimensionali che permettono di stabilire il regime di moto possono assumere a loro volta valori differenti. In particolare si può verificare che il numero di Grashof dato da:

$$Gr = \frac{g \cdot \rho^2 \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\mu^2} \quad (16)$$

risulta assumere valori minori di 10^7 fino a valori maggiori di 10^9 a seconda della zona del serbatoio dove viene condotto il calcolo. Ora, è noto che per $10^8 < Gr < 10^9$ il moto risulta essere nella cosiddetta zona di transizione, per tale motivo sono state condotte simulazioni sia in ambito di regime laminare che turbolento (in quest'ultimo caso per la chiusura delle equazioni mediate di Reynolds si è fatto ricorso al modello a due equazioni Realizable κ - ϵ).

Per la discretizzazione temporale è stato considerato uno schema implicito del secondo ordine mentre per quanto riguarda la discretizzazione spaziale si è considerato lo schema di secondo ordine upwind per le equazioni della quantità di moto e per l'energia e PRESTO per la pressione. L'accoppiamento pressione-velocità viene fatto attraverso l'algoritmo PISO. Il calcolo è stato condotto utilizzando il modulo CFD Fluent compreso nel pacchetto Ansys (alla cui guida si rimanda per quanto riguarda le equazioni usate nello studio).

I risultati ottenuti indicano chiaramente che nel sale a contatto con le bobine, man mano che le particelle si raffreddano, dopo un certo intervallo di tempo si instaura la circolazione naturale che fa sì che le particelle fredde tendono a spostarsi verso il basso e attraverso il canale centrale si accumulano sul fondo del serbatoio dove inizia la stratificazione.

La durata del transitorio simulata in questa prima serie di simulazioni è stata di 2845 s.

Dai risultati è possibile osservare che dopo circa 20 minuti la temperatura nella zona vicina all'ingresso dello scambiatore inizia a diminuire, il che indica il completo attraversamento del serbatoio del sale. Questa situazione è chiaramente descritta nella figura 22 dove è mostrata la mappa della temperature dopo 22 minuti dall'inizio del transitorio.

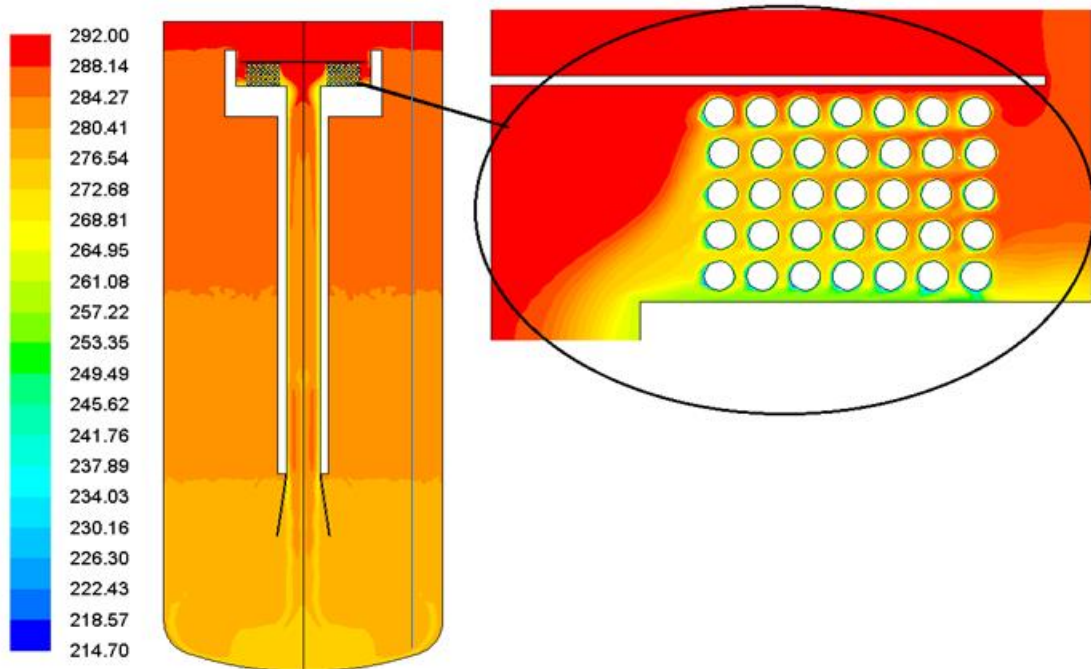


Figura 22. Mappa delle temperature dopo 22 minuti

In tale situazione la massima differenza di temperatura tra l'ingresso e l'uscita dello scambiatore è di circa 30 °C, come è visibile più chiaramente nel dettaglio della figura . In tale dettaglio si può anche notare che a causa della naturale tendenza delle particelle di diversa densità a stratificare si crea un attraversamento dello scambiatore in maniera disomogenea rispetto alla geometria dello stesso, con le particelle più fredde che si accumulano nella parte bassa.

Per ottenere una base di confronto quantitativa sono stati estrapolati i valori di temperatura lungo il serbatoio considerando una linea posta in coincidenza con la direzione delle termocoppie che si trova nel serbatoio reale (linea verticale blu in figura 22).

E quindi nelle figure 23 e 24 sono mostrati i grafici delle temperature ottenuti nelle simulazioni. Tali grafici vanno confrontati con le analoghe curve ottenute nelle prove sperimentali che sono mostrate nelle figure 17 e 18.

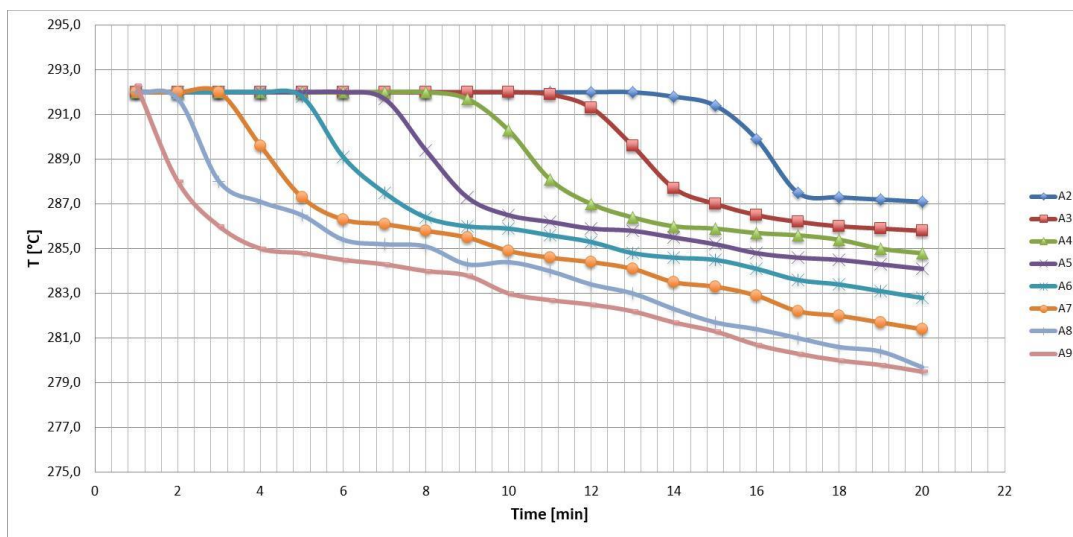


Figura 23. Temperature in funzione del tempo nel serbatoio

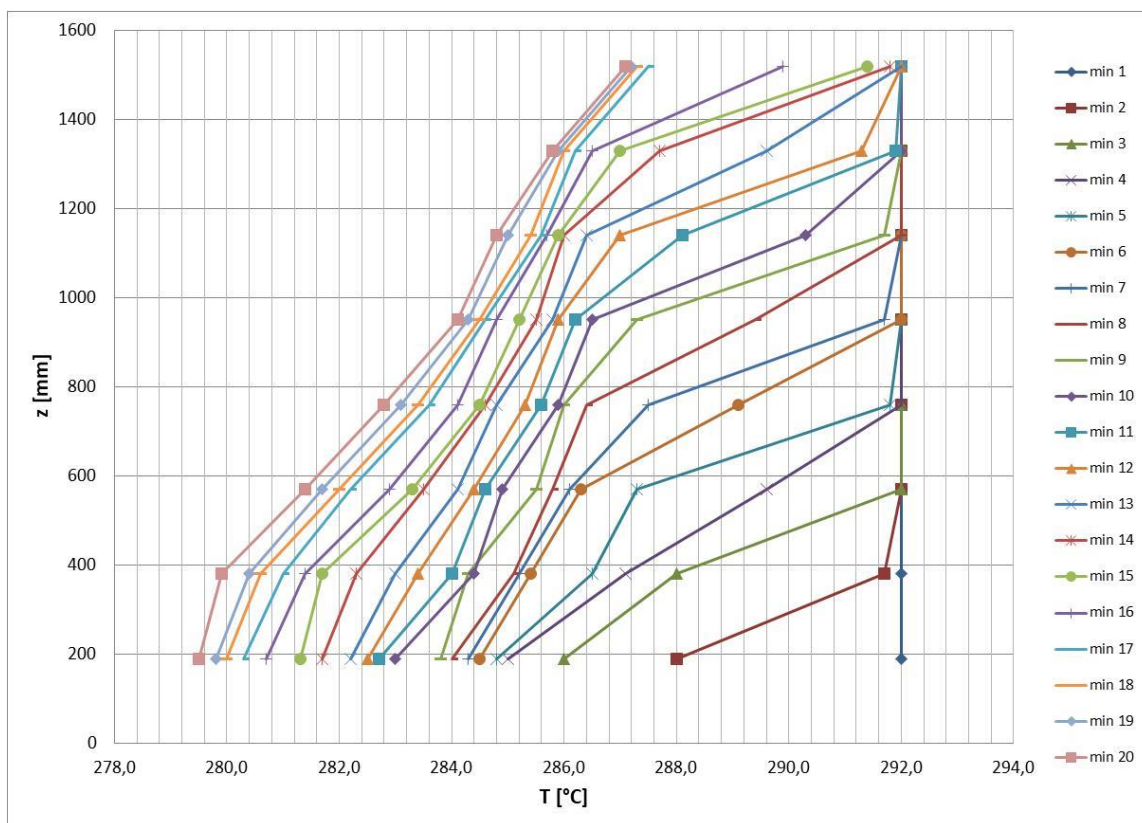


Figura 24. Temperature lungo l'altezza del serbatoio misurate in corrispondenza della colonna di termocoppie

Dal confronto risulta evidente una spiccata somiglianza qualitativa di comportamento nei punti specifici occupati dalle termocoppie da A2 fino a A9 e delle temperature lungo il serbatoio per i primi 20 minuti di simulazione.

Dalla figura 20 si evince, come osservato anche nelle prove sperimentali, che il salto di temperatura è più piccolo di quanto ci si aspettasse; per questo motivo al fine di cercare di ottenere temperature più basse all'uscita dello scambiatore e quindi un periodo di scarica più lungo, sono state condotte altre simulazioni considerando delle geometrie parzialmente modificate del serbatoio.

È stato scelto di modificare il diametro e la lunghezza del canale centrale; in particolare il diametro è stato portato prima a 30 mm e poi a 20 mm e la sua lunghezza aumentata fino a 1690 mm. Inoltre per cercare di migliorare il contatto tra il sale e le pareti dei tubi dell'olio e quindi lo scambio termico, la parete all'entrata dello scambiatore è stata inclinata, dando così un vincolo lungo y al vettore velocità in ingresso.

Per questa seconda simulazione è stato scelto come valore di partenza una temperatura del sale pari a 300 °C ed è stata condotta per un transitorio di 3 ore e 10 minuti considerando sempre la stessa potenza termica di scambio;

La nuova geometria, con il canale centrale di diametro di 20 mm è mostrata nella figura 25.

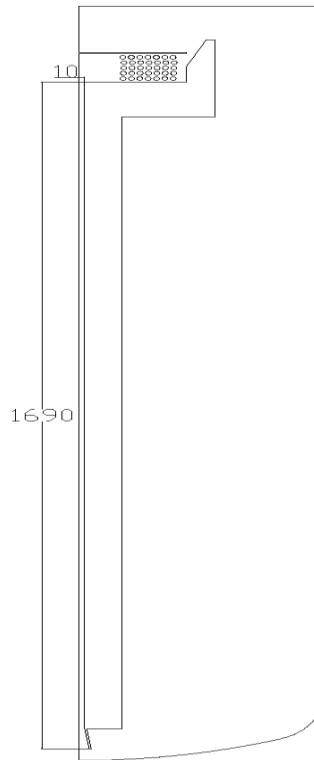


Figura 25. Geometria usata nella seconda simulazione

Per fare un immediato confronto con la prima simulazione nella figura 26a viene mostrato il contour delle temperature dopo 22 minuti. Mentre la figura 26b mostra la mappa delle temperature alla fine del transitorio considerato (3 h e 10 min)

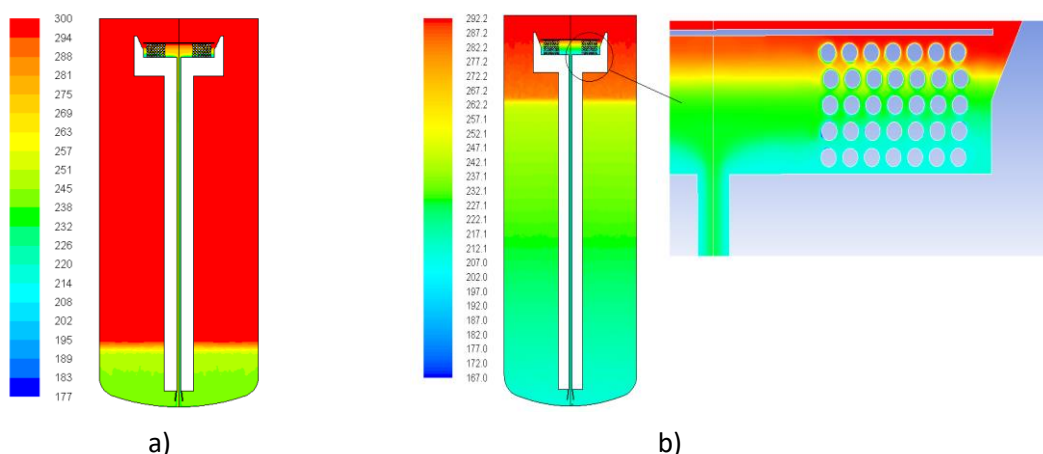


Figura 26. Mappe della temperatura a 22 minuti, a), e dopo 3 ore e 10 min, b)

Come è visibile dalla figura la massima differenza di temperatura tra l'ingresso e l'uscita dello scambiatore questa volta è di circa 80 °C. Il diverso comportamento dinamico del sale può essere osservato invece nella figura 27 dove sono mostrate le mappe del vettore velocità nella zona dello scambiatore sia per la simulazione originale che per la simulazione con geometria modificata. Per fare un confronto quantitativo sulle velocità medie nel serbatoio e in particolare nella zona di uscita dello scambiatore abbiamo considerato la sezione di attraversamento della portata di sale all'uscita dello scambiatore (heat exchanger exit section in figura 27).

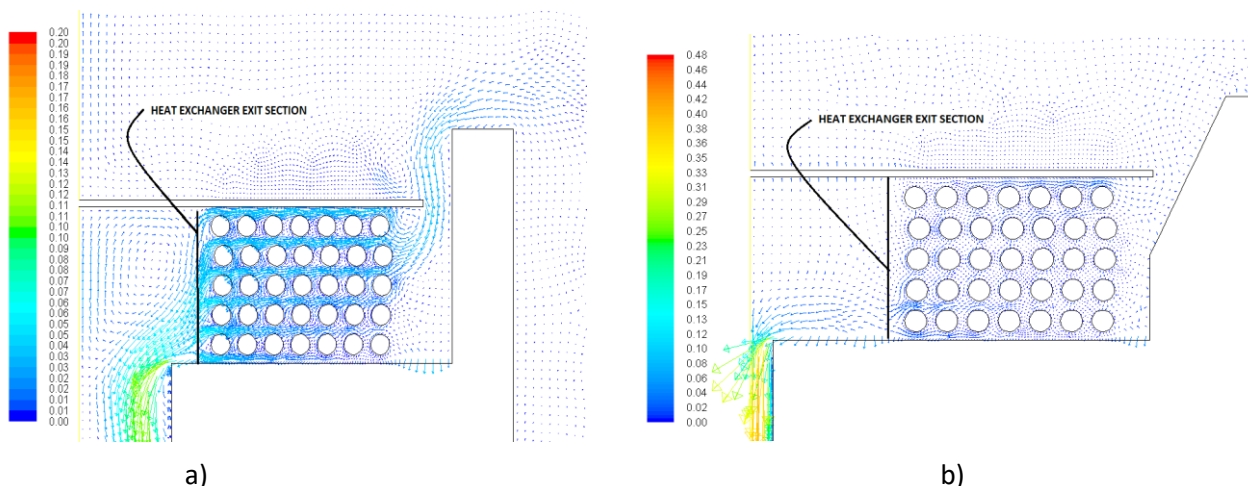


Figura 27. Mappe dei vettori velocità nella zona dello scambiatore per la geometria originale a) e per la geometria modificata b)

Considerato l'integrale di superficie (surface integral) lungo tale linea è stato calcolato un valore medio della componente radiale del vettore velocità pari a $V_y = -0,0153$ m/s nella prima simulazione e un valore pari a $V_y = -0,0027$ m/s per la simulazione con geometria modificata.

L'ordine di grandezza più basso ottenuto nella seconda simulazione è congruente con la maggiore differenza di temperatura sopra indicata.

Per finire andiamo a considerare l'altezza della regione del termoclino che come è noto dà una misura della qualità della stratificazione termica nel serbatoio; infatti la qualità dell'energia immagazzinata possiamo dire che è inversamente proporzionale a questo spessore: in particolare si parla di stratificazione povera (poor stratification) se lo spessore cresce oltre un certo valore.

Il differente comportamento nelle due simulazioni è chiaramente visibile nella figura 28 dove è mostrato, relativamente allo stesso minuto del transitorio, la forma del termoclino per la prima simulazione nella figura a sinistra, e per la seconda simulazione nella figura a destra.

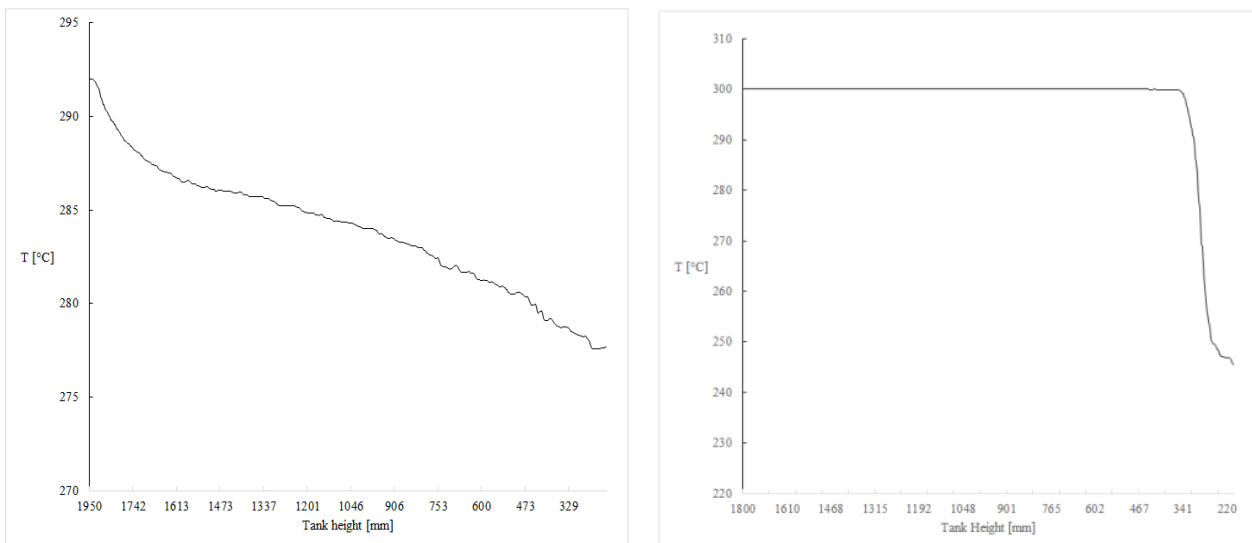


Figura 28. Altezze del termoclino, relative al minuto 22, per la prima simulazione (sinistra) e per la seconda simulazione (destra).

In particolare dalle misurazioni fatte si è ricavato un valore per l'altezza del termoclino pari a circa 20 cm nel secondo caso, notevolmente inferiore rispetto al caso originale.

Concludendo abbiamo visto che le prime simulazioni hanno portato a una variazione totale di temperatura nel serbatoio più bassa di quella voluta. La seconda serie di simulazioni con la geometria modificata hanno portato in rilievo che la circolazione del sale nello scambiatore a velocità troppo alte porta a un elevato spessore del termoclino e che quindi lo studio della corretta geometria del serbatoio è fondamentale per ottenere il comportamento, sotto il profilo del moto e quindi dello scambio termico, auspicato.

Conclusioni

Nel lavoro si è voluto studiare e dimostrare la presenza del termoclino in un serbatoio di stoccaggio a sali fusi di nuova concezione.

Due scambiatori di calore con geometria studiata e brevettata dall'ENEA (carica e scarica) sono disposti all'interno del serbatoio e posizionati in modo tale da avere una stratificazione del sale fuso al suo interno.

E' stata approfondita soprattutto la fase di scarica in quanto il circuito di carica deve essere modificato per poter notare un termoclino ben definito. Dai risultati sperimentali ottenuti si nota la presenza del termoclino

e le simulazioni numeriche confermano qualitativamente tale risultato. Essendo le condizioni analoghe sia nella carica che nella scarica le previsioni sono quelle di avere un termoclino spinto anche durante la fase di carica.

Si è sperimentato che elevata portata di sale all'interno dello scambiatore e camino e quindi nel serbatoio comporta un'elevata velocità del fronte freddo del termoclino, riducendo notevolmente i tempi di scarica. I risultati suggeriscono che per allungare i tempi di carica e scarica si devono apportare delle modifiche all'interno del serbatoio in prossimità degli scambiatori, cioè dei dispositivi con la funzione di far variare le perdite di carico del sale e quindi regolarne la portata.

Riconoscimenti

The computing resources and the related technical support used for this work have been provided by CRESCO/ENEAGRID High Performance Computing infrastructure and its staff [6]. CRESCO/ENEAGRID High Performance Computing infrastructure is funded by ENEA, the Italian National Agency for New Technologies, Energy and Sustainable Economic Development and by Italian and European research programmes, see <http://www.cresco.enea.it/english> for information".

Riferimenti bibliografici

- [1] Dincer et al., Thermal Energy Storage – Systems and Applications, John Wiley and Sons, Eastbourne UK, 2002
- [2] Lovegrove et al. Concentrating solar power technology – Principles, developments and application, woodhead publishing An integrated thermal and mechanical investigation of molten salt thermocline energy storage; Applied Energy 2011; 88:2098.
- [3] Flueckinger et al., An integrated thermal and mechanical investigation of molten salt thermocline energy storage; Applied Energy 2011; 88:2098.
- [4] C. Mira-Hernández et al., Numerical simulation of single- and dual-media thermocline tanks for energy storage in concentrating solar power plants, Energy Procedia 2014; 49: 916.
- [5] ANSYS. Fluent 14.5.0 2011.
- [6] G. Ponti et al., "The role of medium size facilities in the HPC ecosystem: the case of the new CRESCO4 cluster integrated in the ENEAGRID infrastructure", Proceedings of the 2014 International Conference on High Performance Computing and Simulation, HPCS 2014, art. no. 6903807, 1030-1033;