



Ricerca di Sistema elettrico

Analisi termo-fluidodinamica del sistema di stoccaggio di energia solare termoclineo a sali fusi per CSP a singolo scambiatore

M. Cagnoli, W. Gaggioli, A. Giaconia, R. Liberatore, V. Russo,
R. Zanino

Analisi termo-fluidodinamica del sistema di stoccaggio di energia solare termoclino a sali fusi per CSP a singolo scambiatore

M. Cagnoli, R. Zanino (Politecnico di Torino)
W. Gaggioli, A. Giaconia, R. Liberatore, V. Russo (ENEA)

Aprile 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 – 2ª annualità

Obiettivo: *Tecnologie*

Progetto: Progetto 1.9 Solare Termodinamico

Linea di attività: LA 1.29 - *Sviluppo di componentistica avanzata per impianti CSP: modellazione di sistema di accumulo termico termoclino a sali fusi a singolo scambiatore*

Responsabile del Progetto: Alberto Giaconia, ENEA

Responsabile del Work package: Alberto Giaconia, ENEA

Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 CAMPAGNA SPERIMENTALE.....	8
3 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	11
3.1 DOMINIO COMPUTAZIONALE.....	12
3.2 DESCRIZIONE DEL MODELLO E CONDIZIONI AL CONTORNO.....	13
3.3 GRIGLIA DI CALCOLO.....	14
3.4 CALIBRAZIONE DELLE PERDITE TERMICHE.....	15
4 VERIFICA PRELIMINARE DEL MODELLO.....	16
4.1 VERIFICA DEL MODELLO DI CONVEZIONE NATURALE.....	16
4.2 VERIFICA RISPETTO AD UN MODELLO CFD SEMPLIFICATO.....	17
5 CONVALIDA DEL MODELLO.....	18
5.1 CONVALIDA DEL TRANSITORIO DI CARICA.....	18
5.2 CONVALIDA DEL TRANSITORIO DI SCARICA.....	23
6 CONCLUSIONI.....	24
7 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	25

Sommario

Il sistema di accumulo termico più diffuso in ambito CSP è la configurazione a doppio serbatoio (caldo e freddo) con sali fusi come mezzo di accumulo. Una alternativa economicamente promettente a questo sistema è la configurazione a singolo serbatoio di tipo termoclino, che permette (potenzialmente) una riduzione del costo di circa il 30%. In un sistema di accumulo termico di tipo termoclino, il fluido caldo e quello freddo non sono fisicamente separati in due serbatoi diversi, ma sono separati per mezzo della stratificazione termica che si viene a creare a causa della diversa densità del fluido caldo e freddo. In questa attività di ricerca si è sviluppato un modello CFD del prototipo di un innovativo sistema di accumulo termoclino a sali fusi proposto dall'ENEA e installato/testato presso l'impianto sperimentale PCS al centro ENEA della Casaccia. Tale sistema di accumulo si caratterizza per la presenza di due scambiatori di calore integrati, uno per la carica (in basso) e uno per la scarica (in alto), collegati per mezzo di un canale interno che favorisce la movimentazione dei sali per convezione naturale, assicurando al contempo una ridotta perturbazione del termoclino nel volume del serbatoio.

Lo scopo del modello CFD è; quello di calcolare accuratamente la distribuzione della temperatura dei sali e le perdite termiche durante i transitori di carica e scarica del sistema di accumulo, al fine di individuare i meccanismi che riducono le prestazioni termiche del sistema e valutare possibili interventi di ottimizzazione del design del serbatoio di accumulo. Il report descrive il modello in termini di dominio computazionale (2D assialsimmetrico) e di condizioni al contorno ad esso applicate. La discretizzazione spaziale e temporale è altresì discussa.

L'accuratezza del modello viene prima verificata confrontandolo con modelli simili, analitici e numerici, e poi viene convalidato a fronte dei dati sperimentali raccolti durante la campagna di test condotta presso il centro ENEA della Casaccia. Il confronto con i dati sperimentali suggerisce la presenza di un bypass nel canale interno che consente ai sali di aggirare le serpentine degli scambiatori di carica e scarica. Il modello del prototipo munito di bypass viene infine convalidato.

1 Introduzione

L'ENEA, in collaborazione con partner nazionali e internazionali, ha realizzato negli ultimi anni una serie di attività di ricerca allo scopo di promuovere lo sviluppo di impianti basati sulla tecnologia del solare a concentrazione (CSP) di piccola e media taglia con accumulo termico (TES) al fine di disaccoppiare la sorgente solare intermittente dalla produzione di elettricità. In particolare, l'ENEA ha concentrato i suoi sforzi nello sviluppo di innovativi sistemi di accumulo termico capaci di garantire una sufficiente affidabilità, un elevato rendimento termico e un basso costo di investimento. Tra i sistemi di accumulo termico, quello più diffuso a livello commerciale per impianti CSP è il sistema a due serbatoi (uno caldo e uno freddo) riempiti con sali fusi come mezzo di accumulo. Una alternativa promettente dal punto di vista economico è la configurazione a singolo serbatoio di tipo termoclino, che permette (potenzialmente) una riduzione del costo di circa il 30% a causa del minor numero di serbatoi necessari per l'accumulo in questa configurazione [1], [2]. In un sistema di accumulo termico di tipo termoclino, il fluido caldo e quello freddo non sono fisicamente separati in due serbatoi diversi, ma sono contenuti in uno stesso serbatoio e separati per mezzo della stratificazione termica che si viene a creare a causa della diversa densità del fluido caldo e freddo. Quest'ultimo, avendo una maggiore densità, staziona sul fondo del serbatoio, mentre il fluido caldo ha una densità minore e stratificherà sulla parte superiore, la regione tra questi due strati è caratterizzata da un gradiente termico e prende il nome di termoclino (vedi Figura 1).

La presente attività di ricerca si concentra sulla modellazione numerica di un innovativo sistema di accumulo a singolo serbatoio di tipo termoclino proposto dall'ENEA per applicazioni CSP nell'ambito del progetto europeo (H2020) denominato ORC-Plus (ENEA, 2020). Questo sistema di accumulo è adatto per impianti CSP di taglia compresa nell'intervallo 1-5 MWe che utilizzano come fluido termovettore un olio minerale a temperature relativamente basse (180-300 °C) e abbinati a cicli di potenza di tipo Rankine organico (ORC). Il mezzo di accumulo corrisponde ad una miscela di Sali fusi. Nel progetto ORC-Plus, l'impianto CSP si basa sulla tecnologia Fresnel lineare, nella quale si approssima un concentratore lineare di tipo parabolico con una serie di strisce di specchi piani o leggermente curvi che concentrano la radiazione solare sul tubo ricevitore.

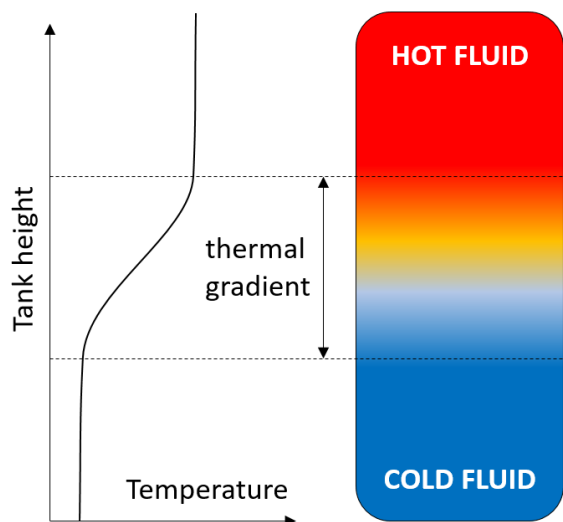


Figura 1. Rappresentazione schematica di sistema di accumulo termico di tipo termoclino con la regione caratterizzata dal gradiente di temperatura evidenziata

Un prototipo a scala ridotta (1:100) del sistema di accumulo termico proposto è stato progettato, realizzato, installato e infine testato presso l'impianto sperimentale denominato PCS (Prova Collettori

Solari) presso il centro ENEA della Casaccia [3]. Una foto del prototipo installato l’impianto PCS è riportata in Figura 2.



Figura 2. Il prototipo del sistema di accumulo a singolo serbatoio di tipo termoclino installato presso l’impianto PCS nel centro ENEA della Casaccia [3]

Figura 3 mostra uno schema del sistema di accumulo a singolo serbatoio di tipo termoclino proposto dall’ENEA, tale schema include i componenti principali di interesse per la presente attività. Si noti che i sali fusi non riempiono completamente il serbatoio, esiste infatti uno strato di aria a pressione ambiente nella parte superiore del serbatoio. La principale novità nel design di questo sistema di accumulo è l’integrazione all’interno del serbatoio di due scambiatori di calore, posizionati nella parte bassa e alta del serbatoio, collegati per mezzo di un canale interno verticale. Gli scambiatori di calore hanno forma conica e sono di tipo elicoidale. Lo scambiatore di calore posto nella parte bassa del serbatoio si usa nella fase di carica; l’olio caldo proveniente dal campo solare percorre la serpentina cedendo calore ai sali che, una volta scaldati, risalgono, a causa delle forze di galleggiamento, il canale interno verso la parte alta del serbatoio dove stratificano. Figura 4 evidenzia il funzionamento della fase di carica. Similmente, durante la fase di scarica si usa lo scambiatore posizionato nella parte alta del serbatoio in cui scorre l’olio diretto al ciclo ORC che assorbe calore dai Sali; quest’ultimi, una volta raffreddati, scendono, a causa della maggiore densità, attraverso il canale interno verso la parte bassa del serbatoio dove stratificano. Il ruolo del canale interno è quello di preservare la qualità del termoclino, ovvero garantire una zona caratterizzata dal gradiente temperatura quanto più possibile sottile; infatti, esso evita la movimentazione dei sali a temperature diverse nel volume del serbatoio. Il canale interno è isolato termicamente per evitare che la distribuzione della temperatura dei sali nel volume del serbatoio possa essere perturbata dallo scambio termico con i Sali contenuti nel canale.

All’interno del canale è anche presente una girante azionata da un motore elettrico dedicato, la quale può girare in entrambe le direzioni consentendo di rallentare o accelerare il flusso di sali nel canale (ovvero la portata massica) e fornendo quindi una maggiore flessibilità nel controllo del sistema di accumulo. Sfortunatamente, il funzionamento della girante durante la campagna sperimentale non è stato

soddisfacente, per questa ragione la girante non è stata considerata come un componente attivo in questo studio.

Il serbatoio è inoltre munito di riscaldatori elettrici, che hanno una funzione anti-congelamento, un tubo di scarico sul fondo e un certo numero di flange nella calotta superiore del serbatoio, compresa una flangia aperta verso l'ambiente esterno che assicura il funzionamento in condizioni ambiente del serbatoio. Sulla parte superiore del serbatoio, sono anche presenti i tubi che collegano gli scambiatori di calore ai rispettivi circuiti dell'olio.

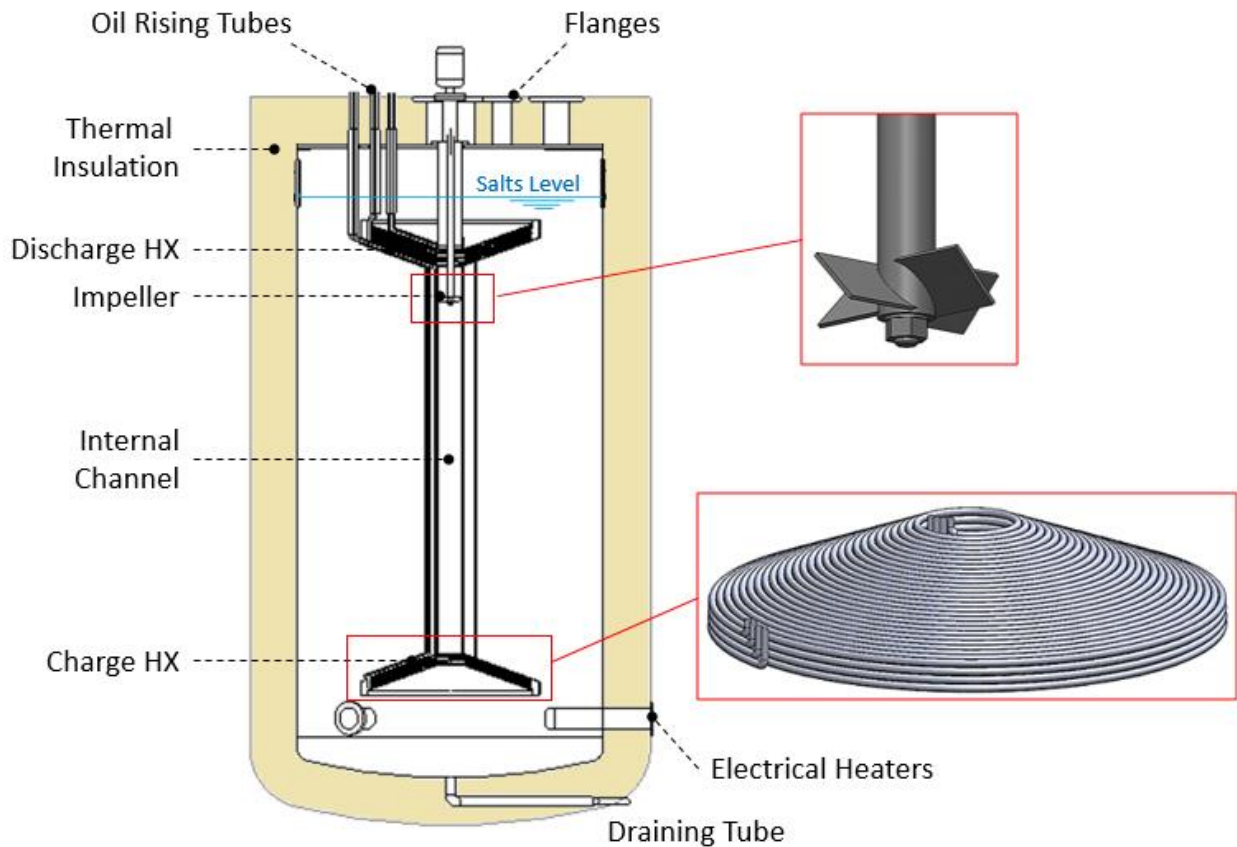


Figura 3. Schema del sistema di accumulo a singolo scambiatore di tipo termoclino. Si possono notare gli ingrandimenti dello scambiatore di calore (HX) di carica e della girante

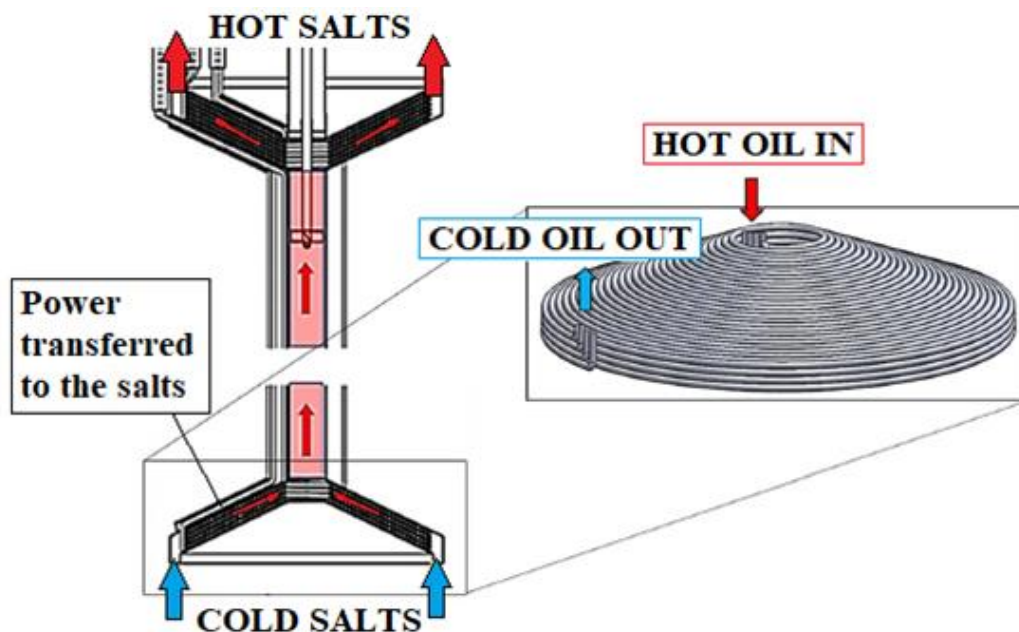


Figura 4. Rappresentazione del funzionamento del sistema di accumulo nella fase di carica con l'ingrandimento dello scambiatore di calore coinvolto in questa fase.

Questa linea di attività si propone di sviluppare un modello CFD dettagliato del prototipo del sistema di accumulo a singolo serbatoio di tipo termocline progettato e testato sperimentalmente dall'ENEA. Lo scopo del modello è quello di calcolare accuratamente la distribuzione di temperatura nel volume dei sali durante i transitori di carica e scarica; a tal fine, il modello deve risolvere la convezione naturale nei sali e calcolare le perdite termiche attraverso le pareti del serbatoio verso l'ambiente esterno. Il modello verrà quindi convalidato confrontando i risultati ottenuti con quelli misurati durante la campagna sperimentale già condotta dall'ENEA. Il modello convalidato potrà essere utilizzato per identificare possibili interventi sul design del sistema di accumulo che possano aumentarne le prestazioni termiche.

2 Campagna sperimentale

La campagna sperimentale sul prototipo in scala 1:100 è stata realizzata dall'ENEA presso l'impianto PCS al centro ENEA della Casaccia nel gennaio del 2019; i principali risultati sono stati presentati in [3].

Il serbatoio di accumulo è stato collegato ad un circuito sperimentale (Figura 5) in grado di riprodurre le condizioni operative dell'impianto pilota del progetto ORC-Plus. In particolare, tale circuito include un riscaldatore elettrico che simula la presenza del campo solare, riscaldando il fluido termovettore che alimenta la serpentina inferiore durante la fase di carica, e un refrigeratore ad aria che simula il ciclo di potenza durante la fase di scarica. In conformità con il progetto ORC-Plus, il fluido termovettore è un olio minerale, il Delcoterm Solar E15, che lavora nell'intervallo di temperature di interesse, ovvero 180-300 °C. Il serbatoio è stato riempito con 5.288 kg di sali, la cui composizione in peso dopo essere stati portati allo stato liquido è 15% NaNO₃, 43% KNO₃, 42% Ca(NO₃)₂.

Al fine di raccogliere i dati di interesse, sono stati montati opportuni strumenti di misura nel serbatoio di accumulo. I sensori rilevanti per il presente studio sono visibili in Figura 6; questi includono:

- Una serie di 12 termocoppie equamente distanziate e disposte lungo la direzione verticale ad una distanza di 440 mm dall'asse del serbatoio. Sebbene la distanza tra due termocoppie adiacenti sia nota, non lo è la distanza tra la prima termocoppia e la base del serbatoio, che qui si assume essere di 101 mm.

- Due termocoppie distanziate di 180° poste presso la serpentina in basso e due termocoppie poste presso la serpentina in alto, ovvero all’interfaccia tra l’ingresso del canale e i sali contenuti nel serbatoio, che misurano la temperatura di ingresso/uscita dei sali nel canale.
- Una termocoppia installata lato olio all’ingresso e all’uscita dal serbatoio, sia per la serpentina di carica che per quella di scarica, le quali misurano la temperatura di ingresso/uscita dell’olio.
- Un dispositivo di misura della portata massica lato olio.

La portata di sali nel canale verticale interno non viene misurata direttamente, ma si ricava da un bilancio di energia in stazionario (Eq. 1). Poiché gli esperimenti riproducono transitori di carica e scarica si introduce una approssimazione nel calcolare la portata dei sali trascurando il termine di accumulo dell’energia nell’equazione.

$$\dot{m}_{salts} = \frac{\dot{m}_{oil} \int_{T_{oil,in}}^{T_{oil,out}} c_{p,oil}(T_{oil})dT}{\int_{T_{salts,in}}^{T_{salts,out}} c_{p,salts}(T_{salts})dT} \quad (1)$$

Nel bilancio di energia si è indicato con \dot{m} le portate massiche, con T le temperature, con c_p il calore specifico, mentre i pedici *oil* e *salts* indicano rispettivamente che il termine è riferito all’olio o ai sali.

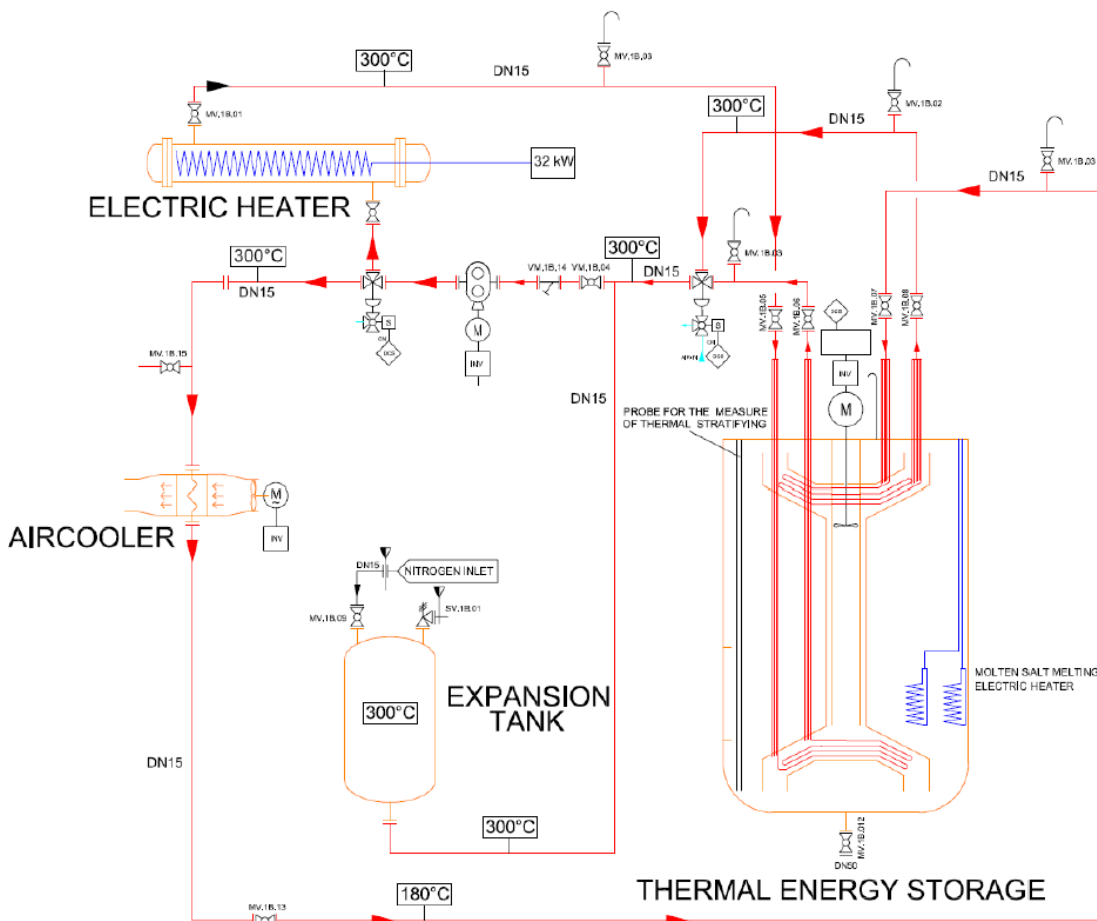


Figura 5. Circuito sperimentale adottato durante la campagna sperimentale [3]

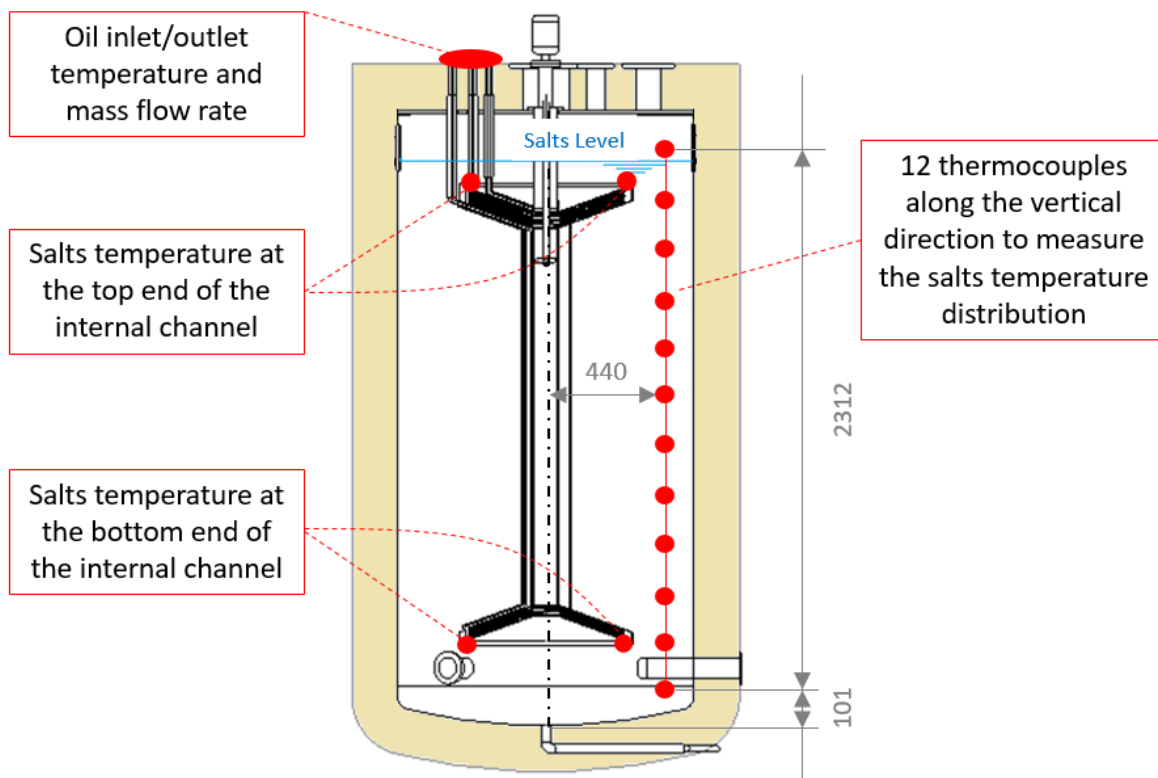


Figura 6. Rappresentazione delle quantità misurate durante la campagna sperimentale mediante opportuni sensori collocati nel serbatoio

La campagna sperimentale consiste di 7 test di scarica, 3 di carica e 1 in assenza di carico, per la valutazione delle perdite termiche dal serbatoio. Le misure sono state raccolte ogni 5 secondi.

I primi test realizzati sono stati quelli di scarica. In questi test si usano i riscaldatori elettrici per aumentare la temperatura dei sali nel termoclino fino al valore desiderato (> 260°C), quindi si attiva la serpentina di scarica fino, idealmente, a scaricare completamente l'accumulo termico, ovvero fino a portare i sali alla temperatura di 180 °C. Nei primi 5 test di scarica si è utilizzata la girante per controllare il flusso dei sali nel canale interno, ma l'unico risultato ottenuto attivando la girante è stata la distruzione della stratificazione termica nel volume dei sali. Per questa ragione, gli ultimi due test sono stati condotti senza attivare la girante. Un esempio di evoluzione della distribuzione della temperatura dei sali durante il quarto test (17/01/2019) è riportato in Figura 7.

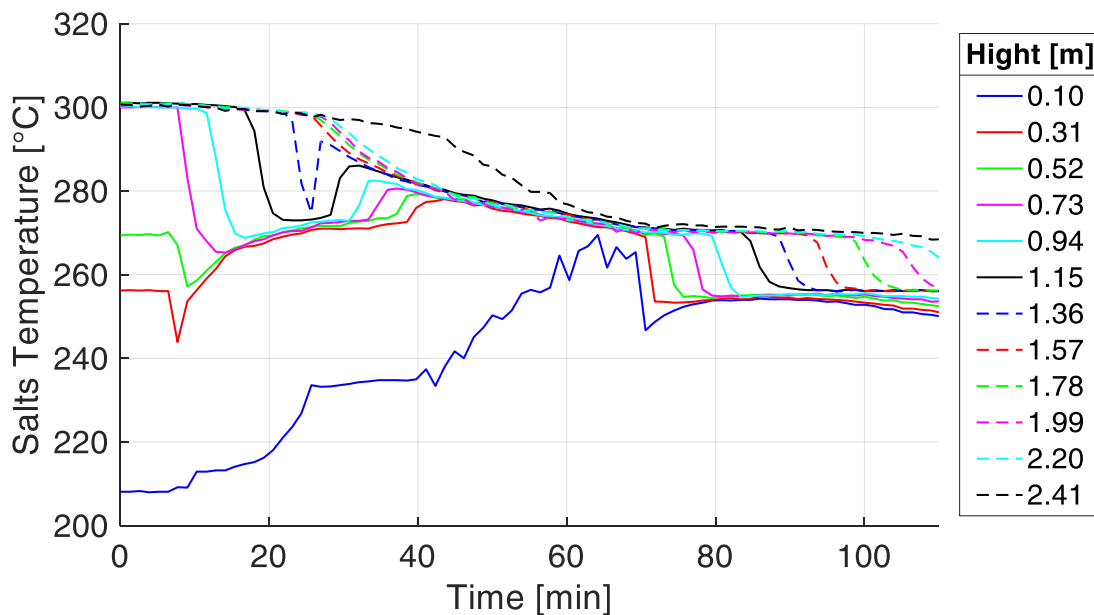


Figura 7. Distribuzione della temperatura dei sali a diverse altezze dalla base del serbatoio ottenuta sperimentalmente durante il test di scarica effettuato il 17/01/2019

Riguardo i test di carica, dei 3 test realizzati, uno viene scartato in quanto la potenza ceduta dall’olio ai sali non può essere determinata a causa di un problema alla termocoppia che legge la temperatura di ingresso dell’olio. In questo studio si considerano quindi i risultati dei restanti due test, la Figura 8 mostra parte dei dati raccolti durante il primo di questi due test, effettuato il 24/01/2019. Dal minuto 65 al minuto 76 di questo test si è attivata la girante per controllare la portata dei sali, ma con risultati non soddisfacenti, quindi si è definitivamente spenta.

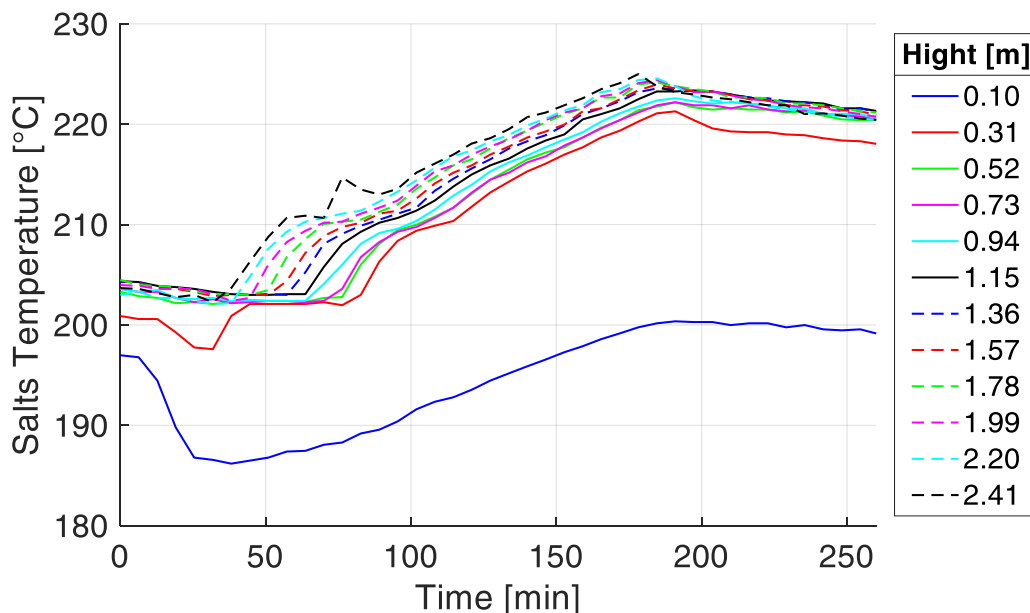


Figura 8. Distribuzione della temperatura dei sali a diverse altezze dalla base del serbatoio ottenuta sperimentalmente durante il test di carica effettuato il 24/01/2019

3 Descrizione delle attività svolte e risultati

In questo capitolo viene presentato il modello 2D dinamico CFD (Computational Fluid Dynamics) sviluppato al fine di determinare accuratamente la distribuzione della temperatura dei sali nel serbatoio durante simulare i transitori di carica e scarica. Tale modello permetterà di identificare possibili misure di ottimizzazione delle prestazioni termiche una volta convalidato a fronte dei dati sperimentali. Il modello è stato sviluppato mediante il software per la CFD Star-CCM+.

3.1 *Dominio computazionale*

In accordo con la letteratura [4], [5] si adotta un dominio di calcolo bidimensionale al fine di garantire un costo computazionale accettabile, compatibile con l'obiettivo di simulare transitori. Il dominio di calcolo è mostrato in Figura 9, esso non comprende l'olio, ma termina alla superficie esterna dei tubi degli scambiatori di calore. Nel caso in esame, è possibile ridurre il dominio di calcolo ad uno 2D in virtù della assialsimmetria del carico termico e della geometria del serbatoio di accumulo. Quest'ultima si ottiene solo a fronte di minori semplificazioni della geometria riportata in Figura 3, le quali sono elencate sotto. La semplificazione della geometria per assicurare l'assialsimmetria è una procedura già adottata in letteratura, vedi ad esempio [4].

- Non si considerano i supporti strutturali del serbatoio, i quali possono determinare ulteriori dissipazioni termiche per conduzione e danno inoltre luogo a ponti termici. Di questo effetto si tiene conto mediante opportuna calibrazione della conducibilità dell'isolante.
- I riscaldatori elettrici sono stati rimossi dal dominio di calcolo poiché non hanno un ruolo attivo durante i transitori di carica e scarico.
- I tubi di ingresso/uscita dell'olio sono stati eliminati nel dominio di calcolo. Ciò implica che non si tengono in conto eventuali interazioni termiche tra queste tubazioni e i sali, le quali dovrebbero essere tuttavia trascurabili poiché questi tubi sono isolati al fine di concentrare lo scambio termico tra l'olio e i sali nelle serpentine degli scambiatori di calore. Il passaggio dei tubi attraverso la calotta superiore del serbatoio è causa di ponti termici di cui si tiene conto mediante opportuna calibrazione della conducibilità dell'isolante.
- Le flange nella parte superiore sono state eliminate, ad eccezione della flangia aperta verso l'ambiente esterno, che però è stata spostata dalla sua posizione originaria e riposizionata in corrispondenza dell'asse di simmetria. La presenza delle flange determina nella parte superiore del serbatoio la presenza di ponti termici di cui si tiene conto mediante opportuna calibrazione della conducibilità dell'isolante.
- Per garantire la circolazione dell'aria dall'ambiente all'interno del serbatoio e viceversa, si rimuove l'albero della girante, il cui asse coincide con quello del serbatoio, nella parte sopra il pelo libero dei sali.
- La girante non si considera come un componente attivo in quanto i risultati sperimentali con la girante in azione non sono stati soddisfacenti. Per questo motivo, le palette vengono rimosse dal dominio computazionale al fine di mantenere la simmetria. Si è verificato che la perdita di carico attribuibile alle palette nel canale interno non incide sensibilmente sulla portata dei sali, essendo molto inferiore alla perdita di carico dovuta al passaggio nelle serpentine degli scambiatori di calore.

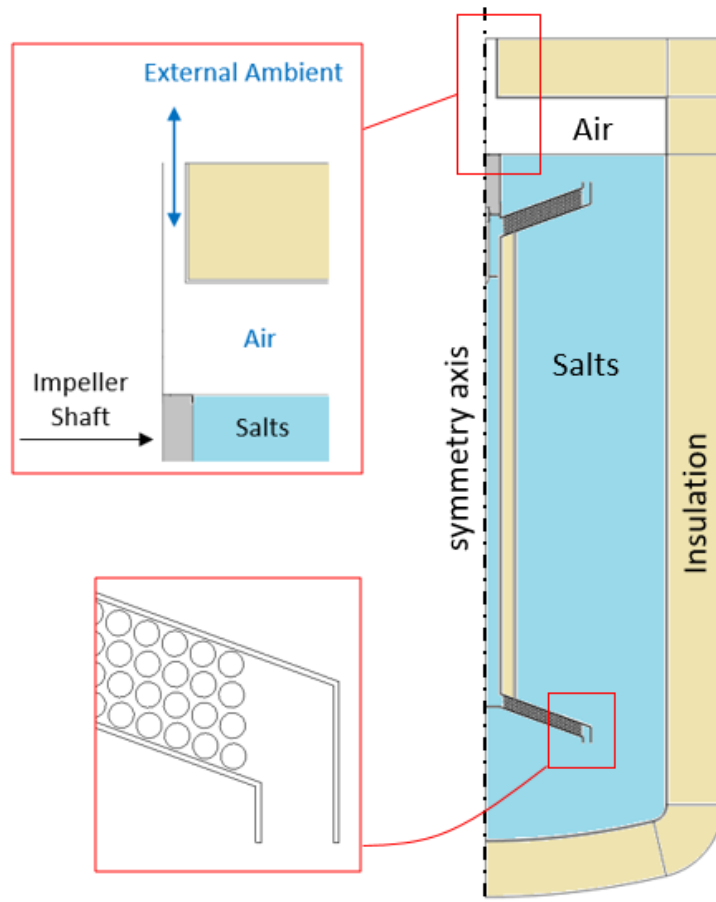


Figura 9. Dominio computazionale 2D (assialsimmetrico) con il particolare della flangia aperta verso l'ambiente esterno e dell'imbocco inferiore del canale interno con le tubazioni della serpentina di carica

3.2 Descrizione del modello e condizioni al contorno

Il modello CFD sviluppato risolve le equazioni dinamiche di conservazione della massa, quantità di moto ed energia nella regione dei sali e dell'aria, risolve inoltre l'equazione dinamica di conservazione dell'energia per i solidi e gli scambi termici tra sali, aria e superfici solide. Il modello include l'effetto della gravità, fondamentale per determinare le forze di galleggiamento che sono il driver del moto dei sali all'interno del serbatoio. Il modello di turbolenza implementato è il $k-\omega$ SST, che permette di tener conto del miscelamento dei sali nel volume del serbatoio [4].

Le condizioni al contorno applicate al dominio di calcolo sono qui riassunte:

- *Superficie esterna del serbatoio*: la superficie esterna del serbatoio è soggetta a perdite termiche per convezione verso l'ambiente esterno, mentre le perdite termiche per irraggiamento si trascurano essendo la superficie esterna ad una temperatura relativamente bassa. Le perdite convettive si calcolano imponendo la temperatura ambiente e un opportuno coefficiente di scambio termico convettivo, il quale è funzione della sola velocità del vento e si determina per mezzo di correlazioni. La correlazione di Churchill & Bernstein [6], valida per cilindri in cross flow si usa per la superficie laterale del serbatoio, mentre per la parte superiore ed inferiore del serbatoio si adotta una correlazione adatta a piastre piane orizzontali lambite da una corrente fluida [6].
- *Flangia aperta verso l'ambiente*: si impone pressione e temperatura ambiente in corrispondenza della apertura posta sulla parte sommitale del serbatoio.
- *Potenza ceduta/assorbita dall'olio*: il dominio di calcolo non include l'olio, la potenza termica ceduta/assorbita dall'olio si impone quindi come condizione al contorno. Il modello permette di impostare tale condizione in due modi diversi. (1) Si impone lo scambio termico convettivo tra olio

e sali (comprensivo della conduzione radiale nella parete del tubo) data la temperatura di ingresso/uscita dell'olio, assumendo un andamento lineare della temperatura dell'olio lungo la serpentina, e il coefficiente di scambio termico convettivo tra olio e parete del tubo calcolato per mezzo di una opportuna correlazione, vedi Eq. 2. (2) Si impone la potenza termica ceduta/assorbita dall'olio sulla superficie esterna della serpentina.

$$U = \left[\frac{1}{2} \frac{D_{ext}}{k_w} \ln \left(\frac{D_{ext}}{D_{int}} \right) + \frac{D_{ext}}{D_{int}} \frac{1}{h_{oil}} \right]^{-1} \quad (2.1)$$

$$h_{oil} = \frac{k_{oil}}{D_{int}} 0.136 De^{0.8} Pr^{0.19} \quad (2.2)$$

L'Eq. 2.1 definisce il coefficiente di scambio termico tra olio e sali (U), che include la conduzione radiale nella parete del tubo e la convezione tra olio e tubo, quest'ultima è funzione del coefficiente di scambio termico convettivo (h_{oil}) definito in Eq. 2.2 per mezzo di una correlazione valida per scambiatori di calore elicoidali di forma conica [7]. Con D_{ext} e D_{int} si indica il diametro esterno ed interno del tubo, k_w e k_{oil} rappresentano rispettivamente la conducibilità termica della parete e dell'olio, mentre De è il numero di Dean e Pr è il numero di Prandtl.

3.3 Griglia di calcolo

Il dominio di calcolo è stato discretizzato per mezzo di una griglia poligonale che si adatta bene alle geometrie complesse (come la sezione degli scambiatori di calore), vedi Figura 10. Sulle pareti dello scambiatore di calore la griglia è stata raffinata introducendo 3 prism layer ($y+ \approx 1$) che permettono di risolvere accuratamente il gradiente termico e di velocità a parete.

Il numero di celle che garantisce una soluzione indipendente dalla griglia è stato determinato per mezzo di una analisi dedicata in cui si è simulato, variando la dimensione delle celle, un transitorio di carica della durata di 1 ora. Si impone come condizione iniziale una temperatura uniforme dei sali (202 °C), mentre la forzante termica viene impostata fissando la temperatura di ingresso e uscita dell'olio (271 e 208°C, rispettivamente) e la portata di quest'ultimo pari a circa 0.16 kg/s, al fine di determinare il coefficiente di scambio termico secondo Eq. 2. Figura 11 mostra un esempio dei risultati ottenuti da questa analisi, in particolare essa mostra come varia la temperatura dei sali in corrispondenza della termocoppia più alta (Figura 6) al variare del numero di celle. Si conclude che circa 10^5 celle sono sufficienti per garantire l'indipendenza del risultato dalla griglia di calcolo.

Si è inoltre verificata l'indipendenza della soluzione dalla discretizzazione temporale. Un passo di tempo di 2.5 secondi risulta essere il miglior compromesso tra accuratezza della soluzione e tempo di calcolo.

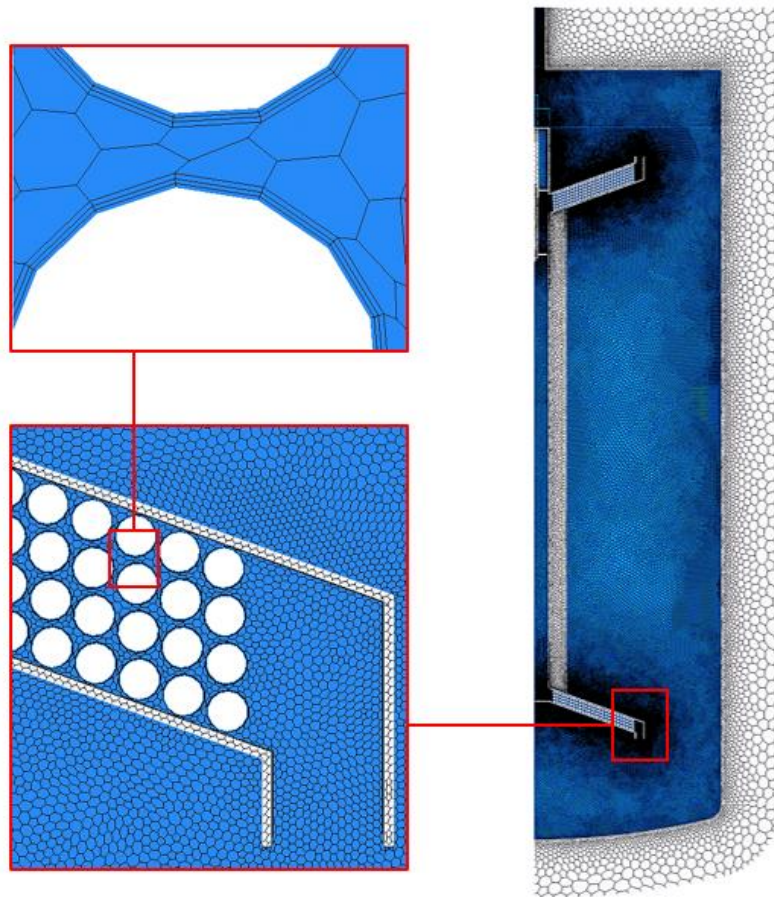


Figura 10. Griglia di calcolo con il particolare della regione dello scambiatore di calore di carica

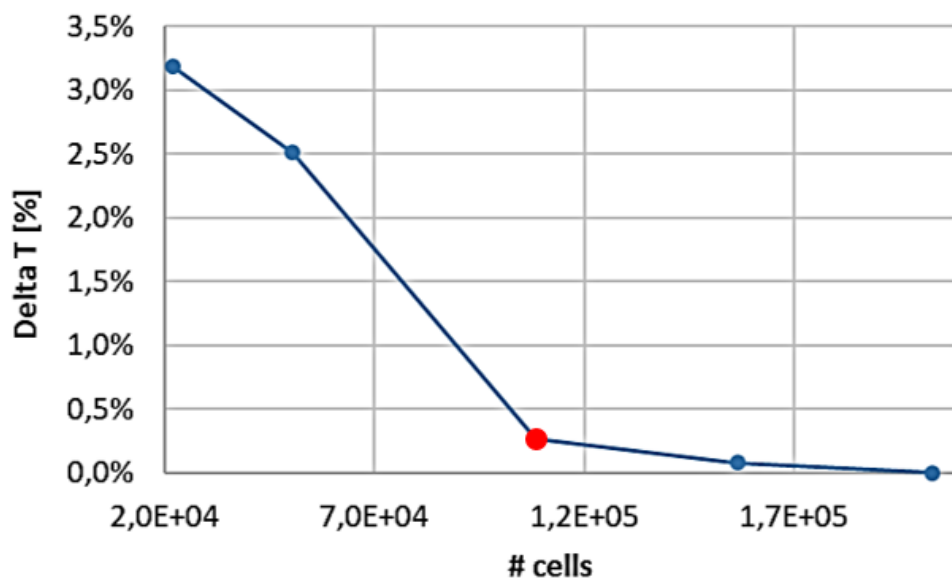


Figura 11. Variazione percentuale della temperatura dei sali rispetto al risultato con la griglia di calcolo più fitta in corrispondenza della posizione della termocoppia più alta al variare del numero delle celle. Circa 10^5 celle sono sufficienti ad ottenere una soluzione indipendente dalla griglia di calcolo

3.4 Calibrazione delle perdite termiche

Come già osservato, le semplificazioni introdotte nella geometria del serbatoio di accumulo implicano la necessità di calibrare la conducibilità termica dello strato isolante per tener conto dei ponti termici, altrimenti non considerati. A tal fine, si sfrutta per la calibrazione il test effettuato in assenza di carico termico, in cui, data una temperatura iniziale dei sali nel serbatoio praticamente uniforme ($\approx 264^\circ\text{C}$), si lascia che i sali si raffreddino progressivamente a causa delle dissipazioni termiche per un tempo di circa 3.5 ore. La temperatura ambiente si assume costante, pari a 7°C , e la velocità del vento si assume di 7 m/s . Si è verificato che una variazione della temperatura ambiente e/o della velocità del vento non determina una variazione significativa dei risultati.

Il modello calibrato riproduce l'andamento della temperatura dei sali all'interno del serbatoio (Figura 12). La conducibilità termica finale del modello calibrato è:

- Calotta superiore: 1.5 W/mK
- Pareti laterali ed inferiore: 0.35 W/mK

La conducibilità termica della calotta superiore è molto maggiore a causa delle flange e dei tubi dell'olio che riducono la superficie su cui è effettivamente applicato l'isolante oltre a rappresentare dei ponti termici significativi.

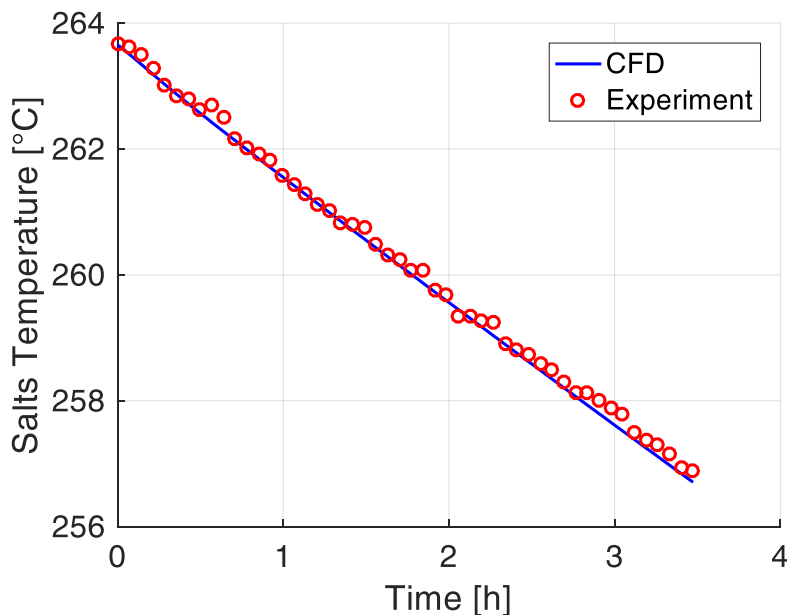


Figura 12. Temperatura dei sali durante il transitorio in assenza di carico termico (calibrazione della conducibilità termica dello strato di isolante)

4 Verifica preliminare del modello

In questa sezione si presentano brevemente le verifiche effettuate per valutare l'affidabilità del modello prima di procedere al confronto con i dati sperimentali. La prima verifica riguarda la corretta implementazione del modello di gravità in presenza di convezione naturale, mentre la seconda presenta il confronto con un modello CFD semplificato del serbatoio sviluppato dall'ENEA.

4.1 Verifica del modello di convezione naturale

Al fine di verificare la corretta implementazione del modello di convezione naturale, che determina le forze di galleggiamento responsabili del moto dei sali nel serbatoio di accumulo, si è simulato un tubo ad U avente lo stesso diametro del canale interno (vedi Figura 13). La temperatura di ingresso si impone pari a 200 °C e si considera una potenza termica ceduta nel volume dei sali (30 kW) nella zona corrispondente allo scambiatore di carica. Si determina quindi la velocità media dei sali pari a 0.150 m/s. Questo semplice problema può essere risolto analiticamente applicando l'equazione di Bernoulli tra la sezione di ingresso (*in*) e di uscita (*out*) come segue

$$p_{in} + \frac{1}{2}\rho_{in}v_{in}^2 = p_{out} + \frac{1}{2}\rho_{out}v_{out}^2 + \Delta p \quad (3)$$

In Eq. 3, p rappresenta la pressione, Δp è la caduta di pressione dovuta alle perdite distribuite e concentrate (la curva a gomito), ρ è la densità e v la velocità dei sali. Si noti che il termine relativo alla quota è stato trascurato poiché le sezioni di ingresso e uscita sono alla stessa altezza. La densità è calcolata alle temperature di ingresso e uscita, quest'ultima si ricava da un semplice bilancio di energia nota la potenza termica fornita ai sali. Dall'equazione di Bernoulli si ottiene che $v_{in} = v_{out} \cong 0.149$; si ha quindi un'ottima corrispondenza tra il modello analitico e quello numerico.

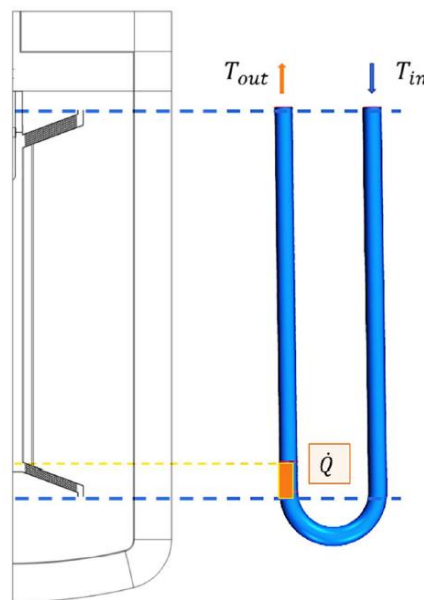


Figura 13. Rappresentazione del modello CFD del tubo ad U per la verifica del modello di convezione naturale

4.2 Verifica rispetto ad un modello CFD semplificato

L'ENEA, nell'ambito del progetto ORC-Plus, ha sviluppato un modello CFD semplificato della sola regione dei sali con Ansys Fluent [8]. Il modello è 2D assialsimetrico e la forzante termica corrisponde ad un flusso termico imposto sulla superficie esterna della serpentina di carica; tutte le altre superfici si considerano adiabatiche. Al fine di confrontare il modello CFD oggetto di questo report con quello semplificato sviluppato in precedenza dall'ENEA, si impone che le superfici esterne del serbatoio siano adiabatiche. Figura 14 mostra l'ottimo accordo tra i due modelli, considerando un transitorio di carica di 3800 secondi in cui si impone una potenza termica ceduta dalla serpentina di carica di 6.25 kW e una temperatura iniziale dei sali uniforme e pari a 195 °C. La velocità iniziale dei sali nel serbatoio è pari a zero.

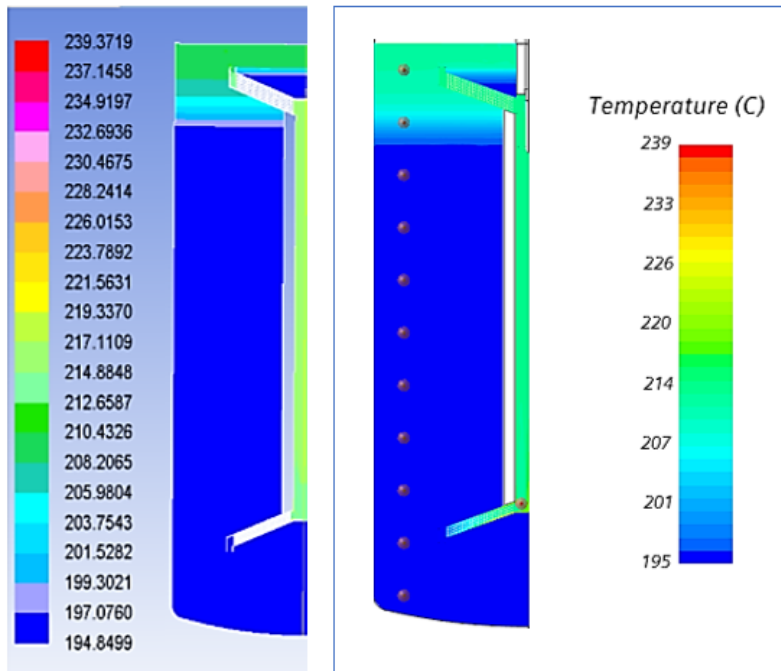


Figura 14. Confronto tra modello CFD dell'ENEA (sinistra) e quello sviluppato in questa attività (destra)

5 Convalida del modello

In questa sezione, i risultati del modello CFD sono stati confrontati con i dati misurati durante la campagna sperimentale al fine di convalidare il modello. Il modello CFD viene prima convalidato nella fase di carica, apportando le necessarie modifiche al modello che emergono dal confronto con i dati sperimentali, quindi si procede a convalidare il modello nella fase di scarica.

5.1 Convalida del transitorio di carica

Allo scopo di convalidare il modello CFD nella fase di carica del serbatoio di accumulo, si considera il test di carica effettuato il 24/01/2019 nell'intervallo di tempo compreso tra il minuto 80 e il minuto 120 (

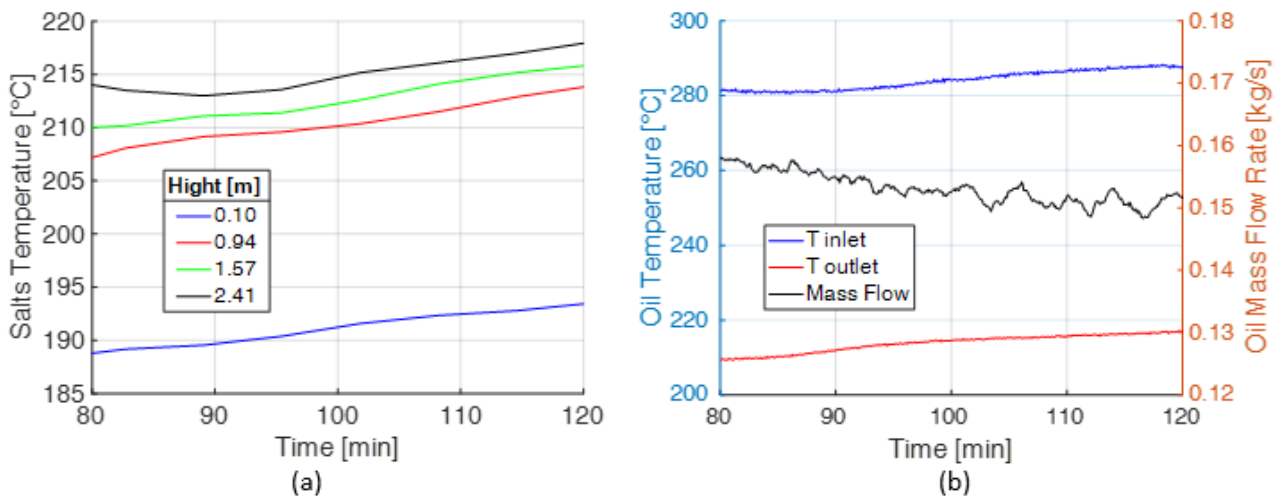


Figura 15a), che si caratterizza per le condizioni di carico termico più o meno costanti (

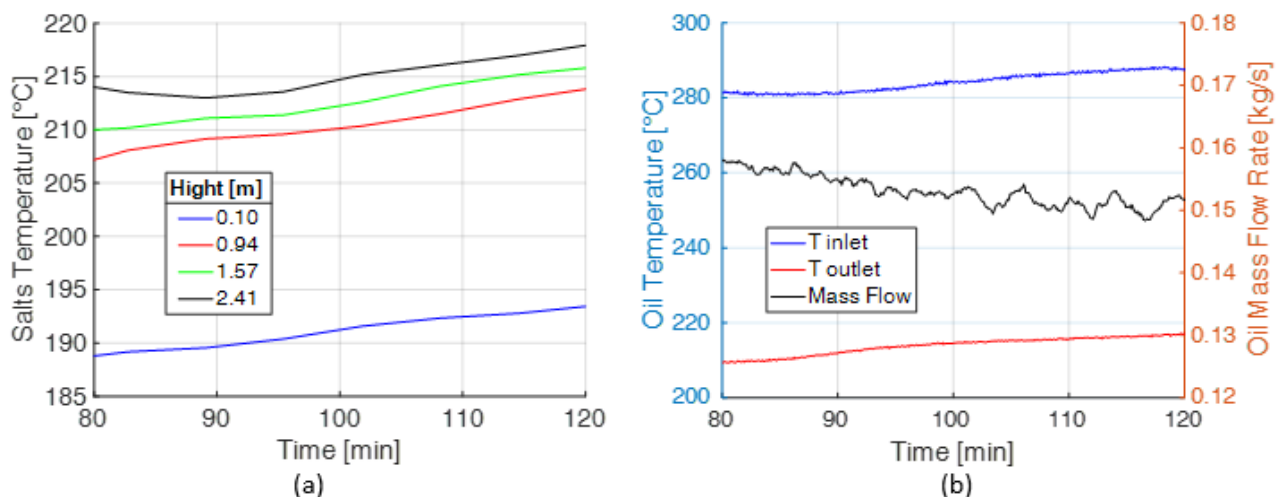


Figura 15b) e l'assenza di funzionamento della girante. Tale transitorio viene simulato con il modello CFD, che a tal fine viene impostato come segue

- La stratificazione termica iniziale si ricava dai dati sperimentali al minuto 80.
- La velocità dei sali nel serbatoio si assume pari a zero, mentre nel canale interno la velocità iniziale si impone pari a quella ricavata dalla portata dei sali stimata nell'esperienza.
- La temperatura esterna si ipotizza costante, pari al valore medio per il giorno considerato.
- La velocità del vento si assume pari a 7 m/s.
- Il carico termico viene fornito mediante una condizione di scambio termico convettivo (come illustrato nel capitolo **Error! Reference source not found.**), imponendo la temperatura di ingresso/uscita dell'olio e la portata dell'olio sulla base dei dati sperimentali, come funzione del tempo. La portata dell'olio determina il coefficiente di scambio termico convettivo tra olio e parete della serpentina.

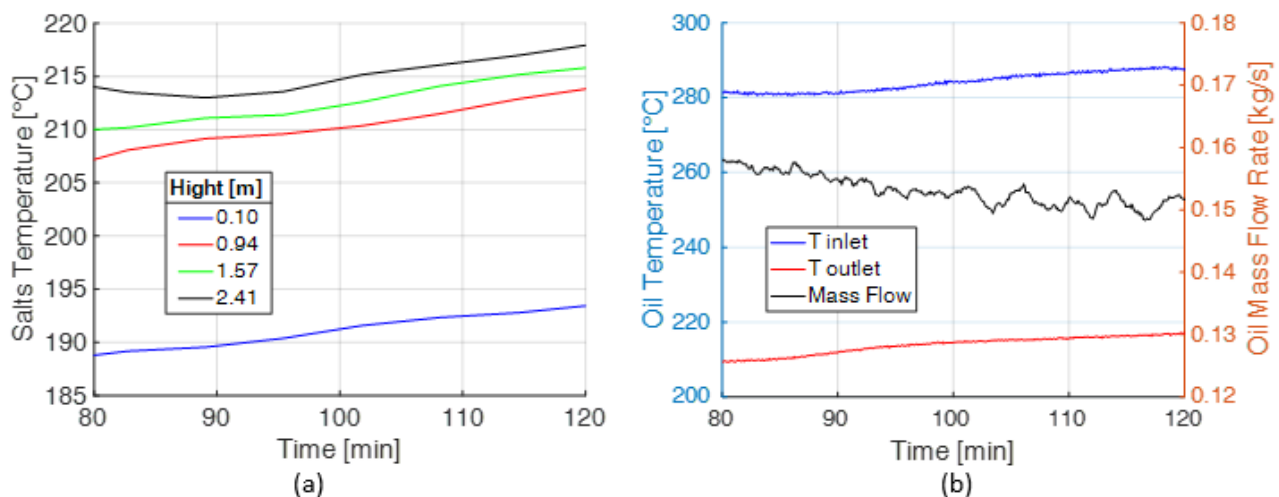


Figura 15. Transitorio di carica del 24/01/2019 dal minuto 80 al minuto 120: (a) evoluzione della temperatura dei sali a diverse altezze e (b) temperatura di ingresso/uscita dell'olio e portata dell'olio misurate durante il transitorio di carica considerato (andamenti pressoché costanti)

La distribuzione della temperatura dei sali in corrispondenza della posizione delle termocoppie alla fine del transitorio è mostrata in Figura 16. Si osserva una evidente differenza tra la stratificazione misurata nell'esperienza e quella calcolata dal modello CFD. In particolare, i dati sperimentali mostrano una ridotta stratificazione termica, ovvero un termoclino di bassa qualità, come osservato anche in [3], dove si imputa questo comportamento alla eccessiva portata di sali che transita nel canale interno a causa dell'effetto

camino. In effetti, la portata calcolata dal modello CFD è circa 5 volte maggiore di quella ricavata dall'esperimento.

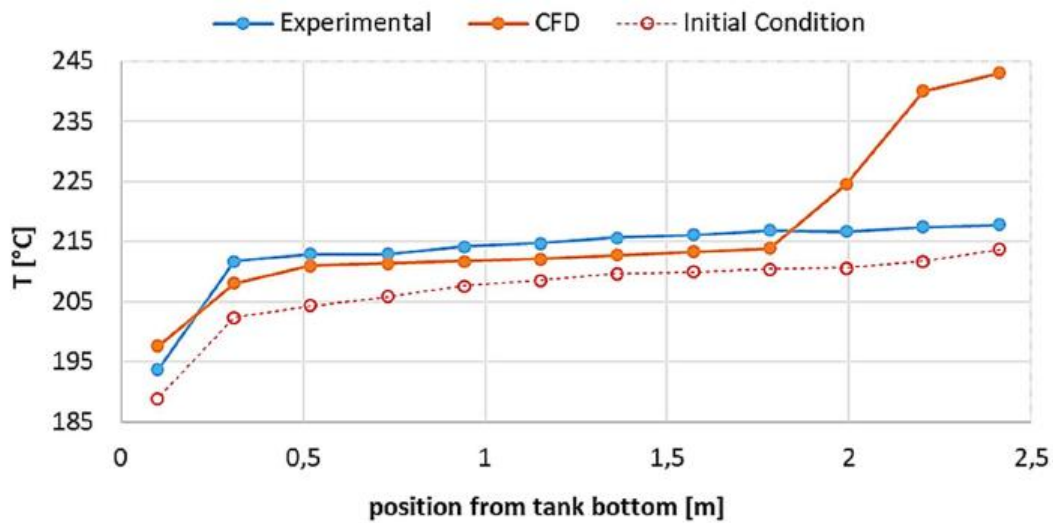


Figura 16. Stratificazione termica dei sali al termine del transitorio di carica del 24/01/2019 (dal minuto 80 al minuto 120): confronto tra dati sperimentali e risultati del modello CFD

Per comprendere la ragione della differenza tra i dati sperimentali e i risultati ottenuti dal modello CFD (verificato con successo contro modelli analitici e numerici simili, vedi capitolo **Error! Reference source not found.**) si deve considerare che il modello CFD è stato sviluppato sulla base dei disegni di progetto del serbatoio di accumulo prodotti dall'ENEA. Tuttavia, i disegni finali del prototipo non sono disponibili, per cui esiste una incertezza su come sia stato effettivamente realizzato il prototipo dall'azienda incaricata della sua costruzione. L'incertezza riguarda in particolare il modo in cui le serpentine siano state montate all'interno del canale; l'evidenza sperimentale di una portata di sali nettamente maggiore di quella ottenuta dal calcolo lascia presumere che esista un percorso per i sali che permetta di bypassare le serpentine, le quali causano la caduta di pressione principale nel canale. La Figura 17 presenta una ipotesi di bypass in cui esiste un gap tra la superficie superiore del canale e la serpentina in corrispondenza dello scambiatore di calore di carica e tra la superficie inferiore del canale e la serpentina in corrispondenza dello scambiatore di calore di scarica. La dimensione del gap è stata calibrata sulla base dei dati sperimentali qui considerati (

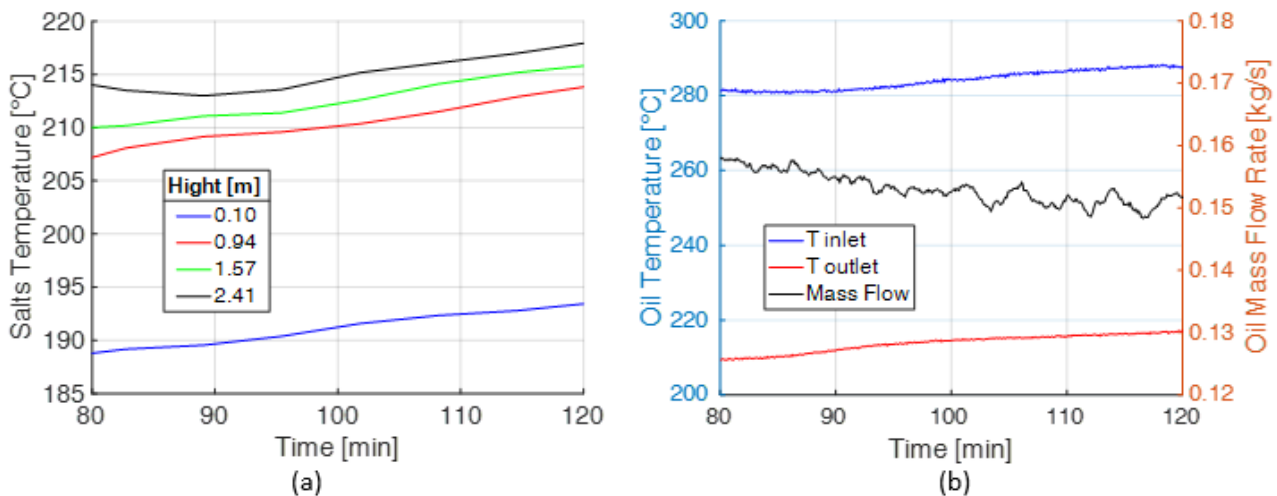
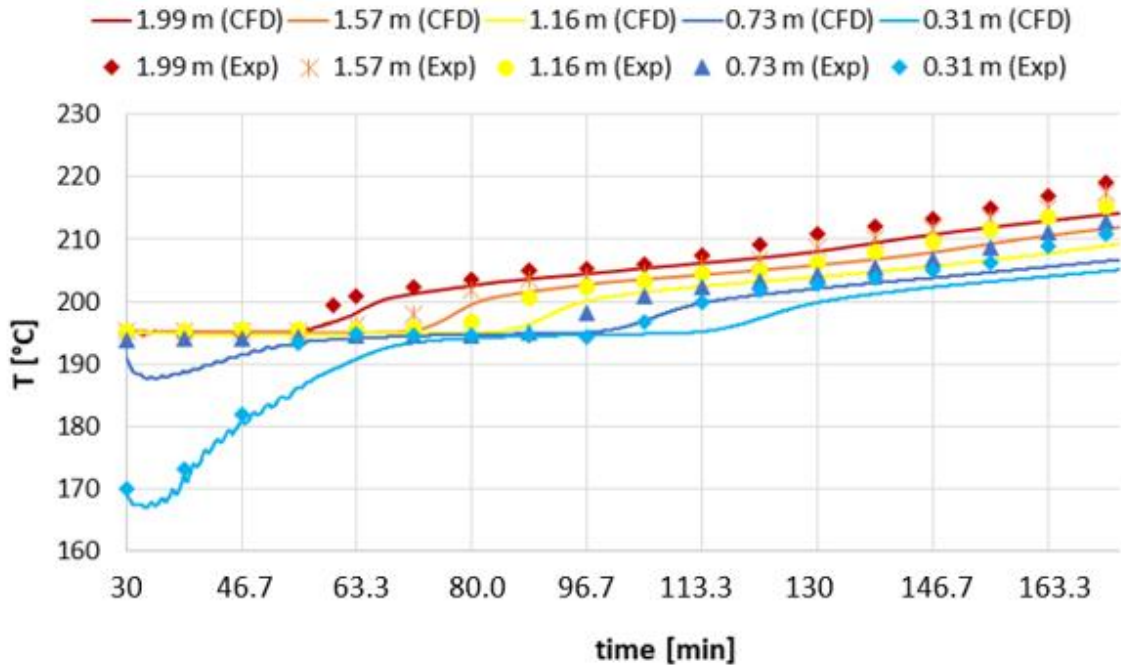


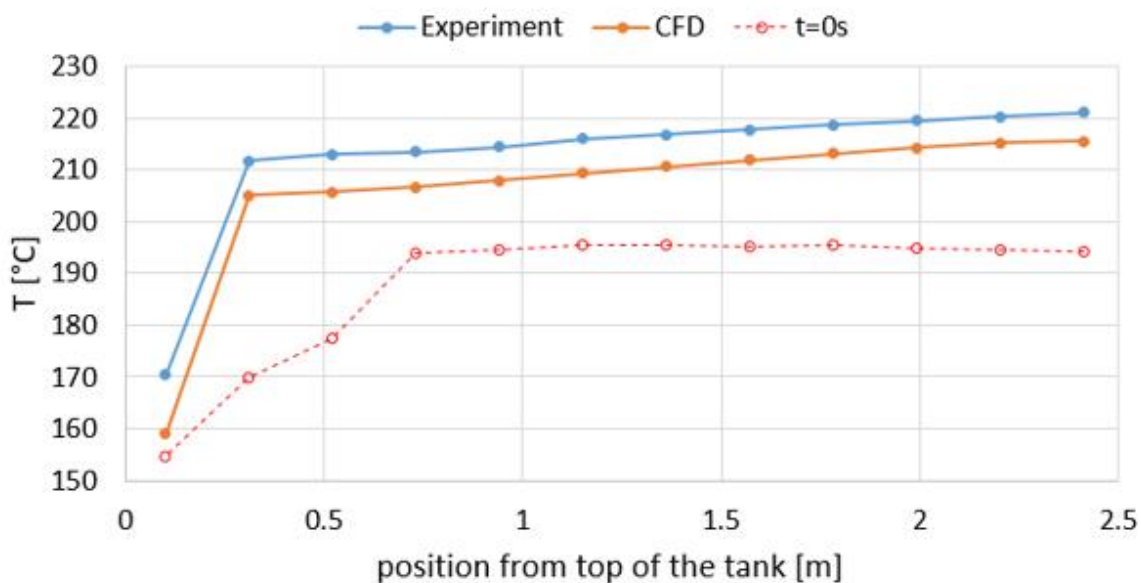
Figura 15); il modello verrà quindi successivamente convalidato utilizzando un diverso set di dati sperimentali. A seguito dell'introduzione del bypass si impone, come driver termico del modello, il flusso termico ceduto dalla serpentina per garantire che questo corrisponda alla potenza termica ceduta dall'olio

in base ai dati sperimentali. Un gap di 23 mm è in grado di spiegare i risultati ottenuti dall'esperimento, come si evince da Figura 18.

Per la convalida del modello si considera il transitorio di carica effettuato il giorno 28/01/2019 dal minuto 30 al minuto 174 circa. I risultati del confronto tra il modello CFD e i dati sperimentali sono riassunti in



(a)



(b)

Figura 20, la quale mostra un buon accordo tra l'esperimento e i risultati del modello che tende a sottostimare lievemente la temperatura dei sali (massimo deviazione = 5°C). La Figura 21 mostra invece la mappa di velocità e di temperatura calcolate dal modello dopo 2400 secondi; si osserva che la velocità dei sali è maggiore nel canale (minore sezione) e che al di sotto della serpentina di carica la temperatura raggiunta dai sali è relativamente bassa, anche a causa della minore circolazione dei sali.

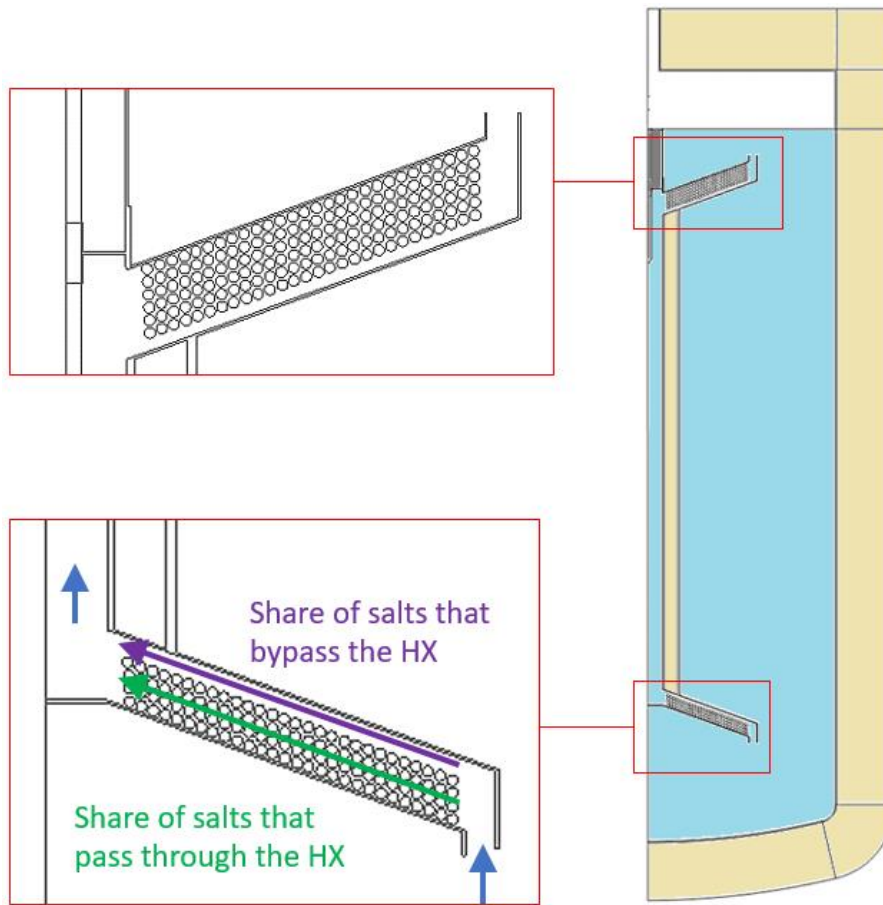


Figura 17. Serbatoio di accumulo modificato introducendo un bypass presso la serpentina di carica e di scarica

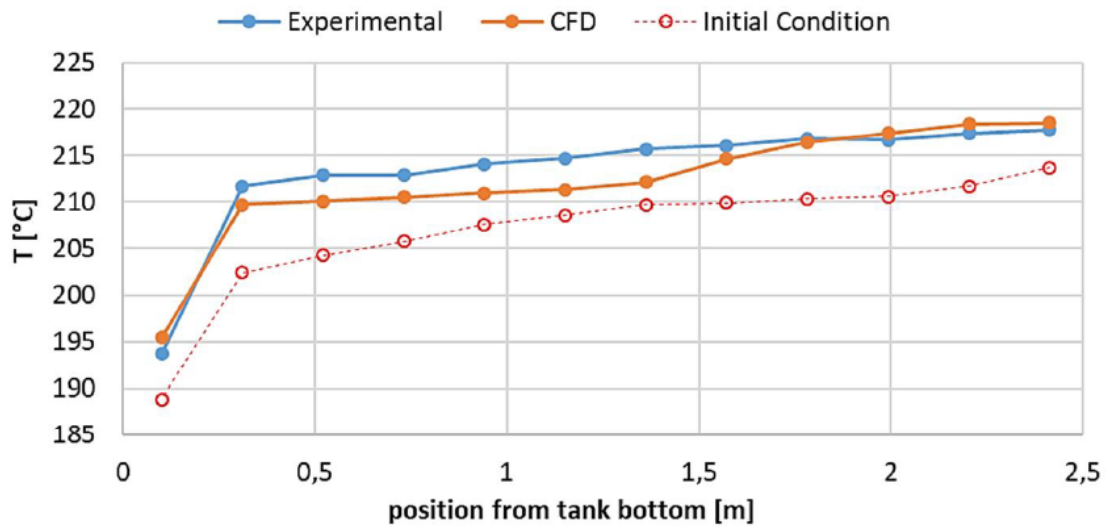


Figura 18. Stratificazione termica dei sali al termine del transitorio di carica del 24/01/2019 (dal minuto 80 al minuto 120): confronto tra dati sperimentali e risultati del modello CFD dopo l'introduzione del bypass

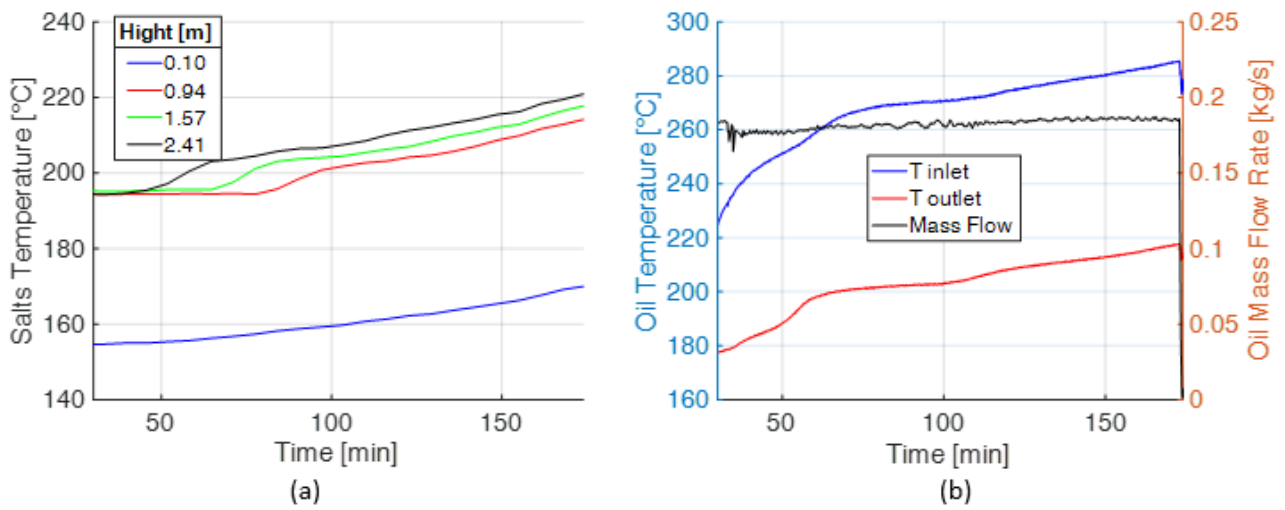


Figura 19. Transitorio di carica del 28/01/2019 dal minuto 30 al minuto 174: (a) evoluzione della temperatura dei sali a diverse altezze e (b) temperatura di ingresso/uscita dell'olio e portata dell'olio misurate durante il transitorio di carica

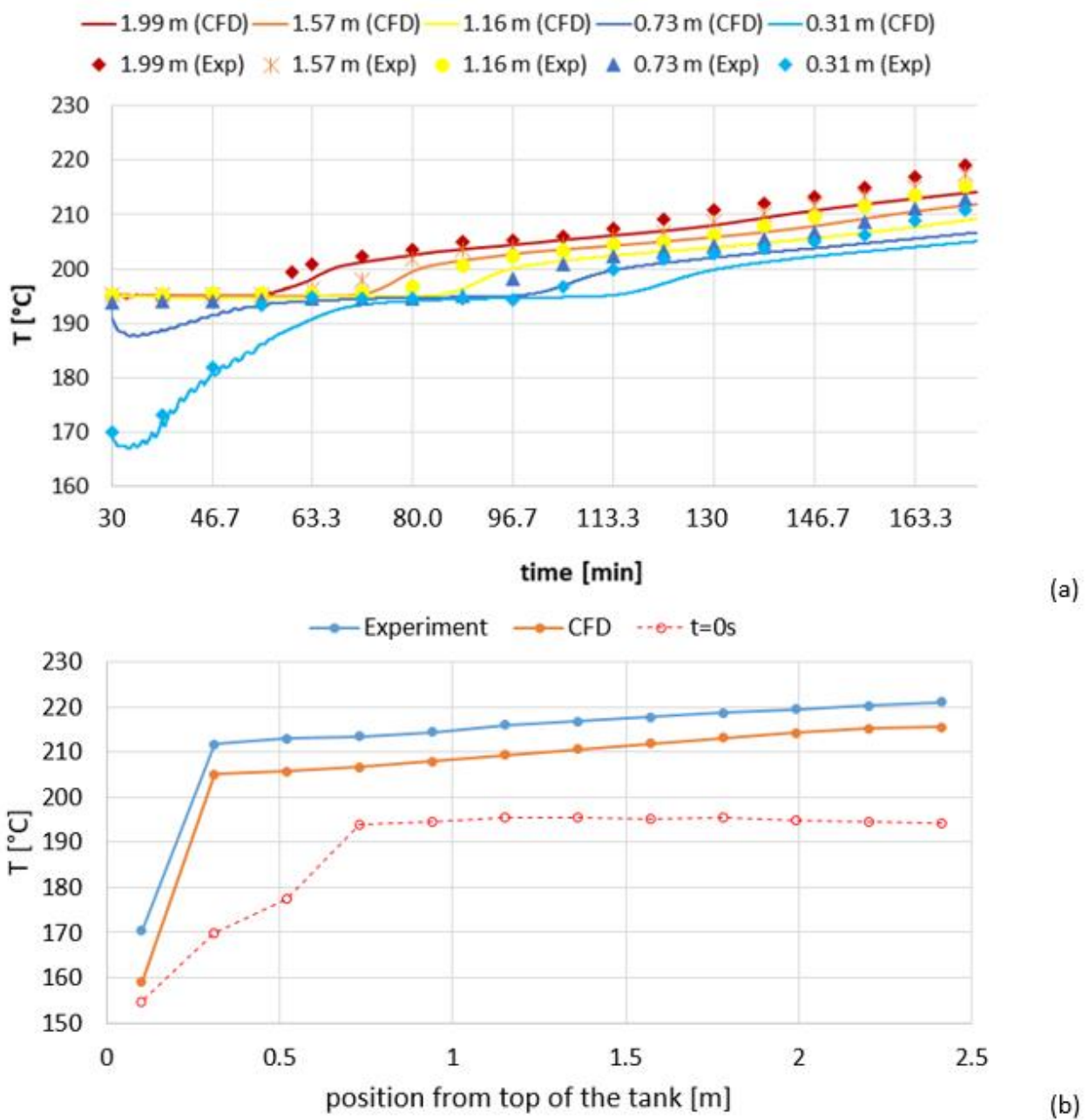


Figura 20. Transitorio di carica del 28/01/2019 dal minuto 30 al minuto 174: confronto tra i risultati sperimentali e i risultati del modello CFD in termini di (a) l'evoluzione della temperatura dei sali a diverse altezze e (b) stratificazione termica dei sali alla fine del transitorio

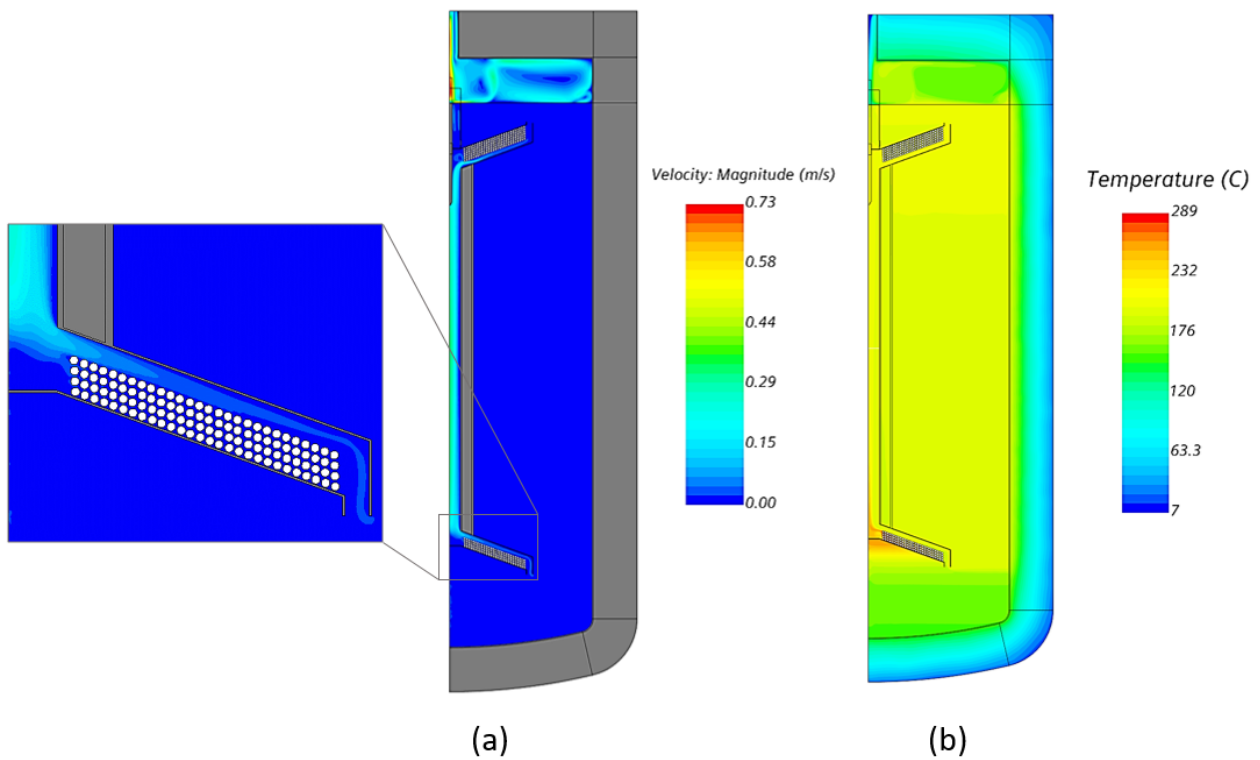


Figura 21. Mappa di (a) velocità e (b) temperatura calcolate dal modello CFD dopo 2400 secondi di transitorio

5.2 Convalida del transitorio di scarica

In modo analogo a quanto visto per il transitorio di carica, si convalida il modello CFD nella fase di scarica dell'accumulo confrontando i risultati calcolati dal modello con quelli misurati sperimentalmente durante il transitorio di scarica effettuato il giorno 17/01/2019, dal minuto 80 al minuto 95

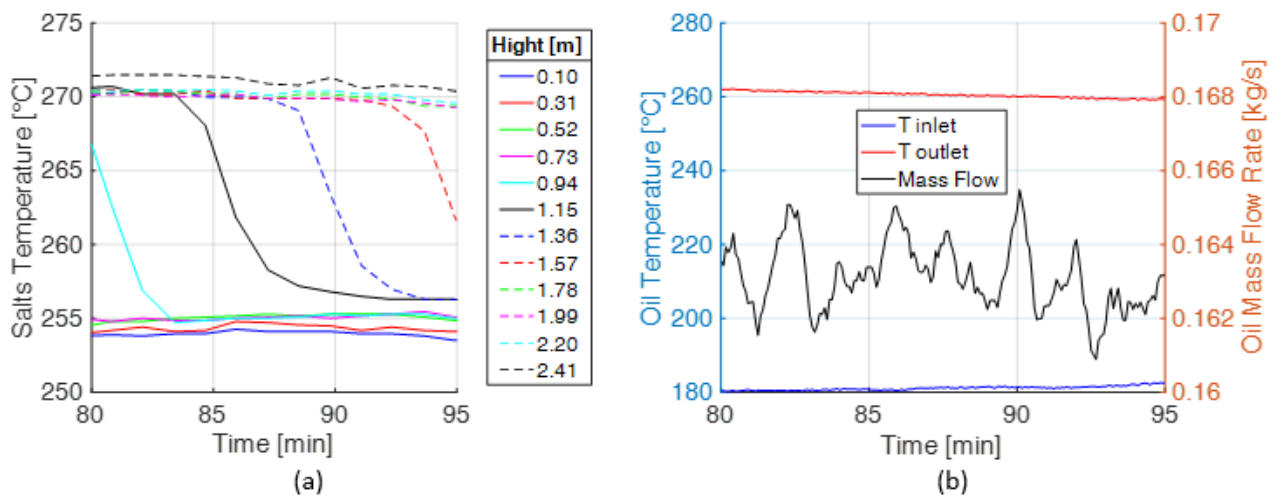


Figura 22). Durante questo intervallo di tempo la potenza termica asportata dall'olio è pressoché costante

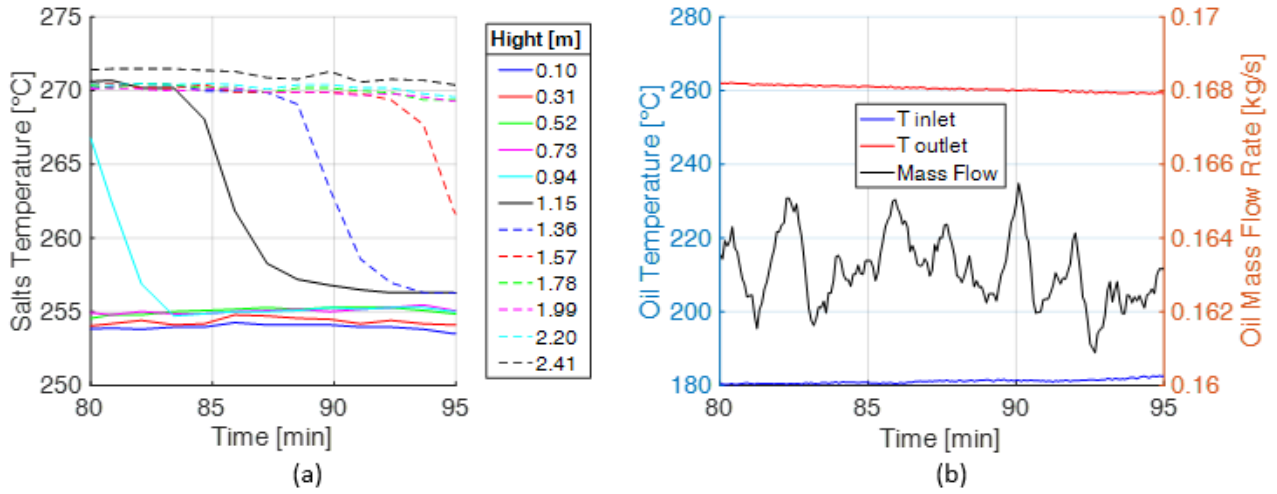


Figura 22b) e la girante è spenta.

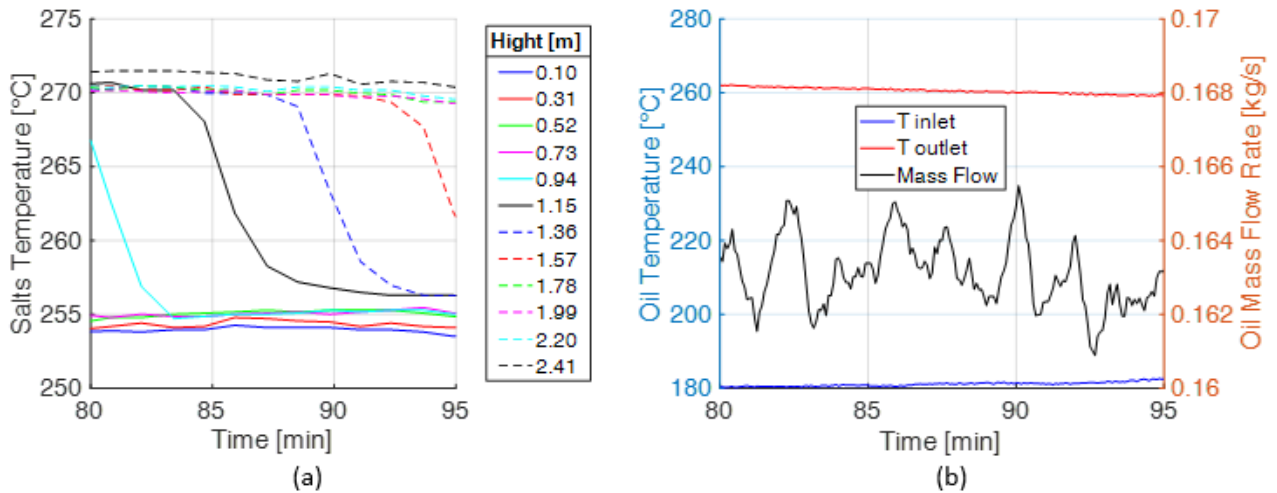


Figura 22. Transitorio di scarica del 17/01/2019 dal minuto 80 al minuto 95: (a) evoluzione della temperatura dei sali a diverse altezze e (b) temperatura di ingresso/uscita dell'olio e portata dell'olio misurate durante il transitorio

Il confronto tra i risultati calcolati dal modello CFD e le misure registrate durante la campagna sperimentale è riportato in

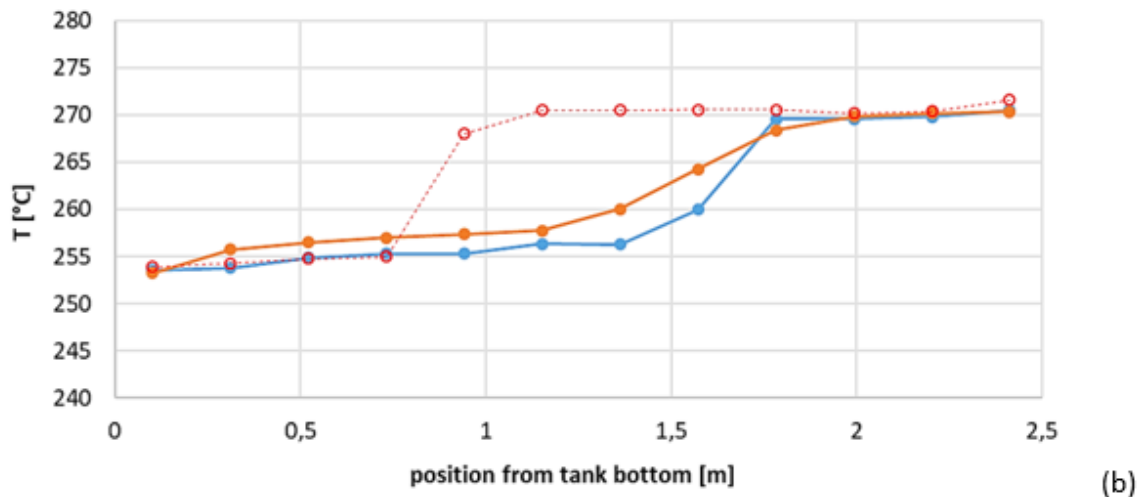
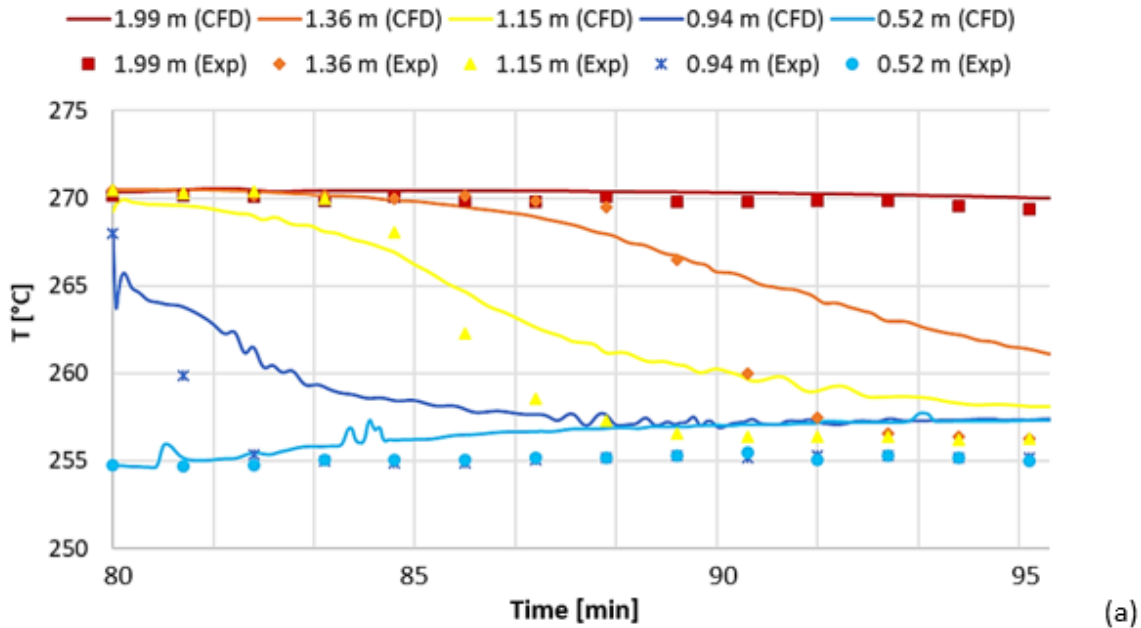


Figura 23. Sebbene l'accordo tra i dati sperimentali e il modello sia minore rispetto a quanto osservato per il transitorio di carica, possiamo comunque concludere che il modello è in grado di riprodurre i risultati dell'esperimento con una accuratezza soddisfacente, soprattutto per quanto riguarda le temperature estremali della stratificazione termica.

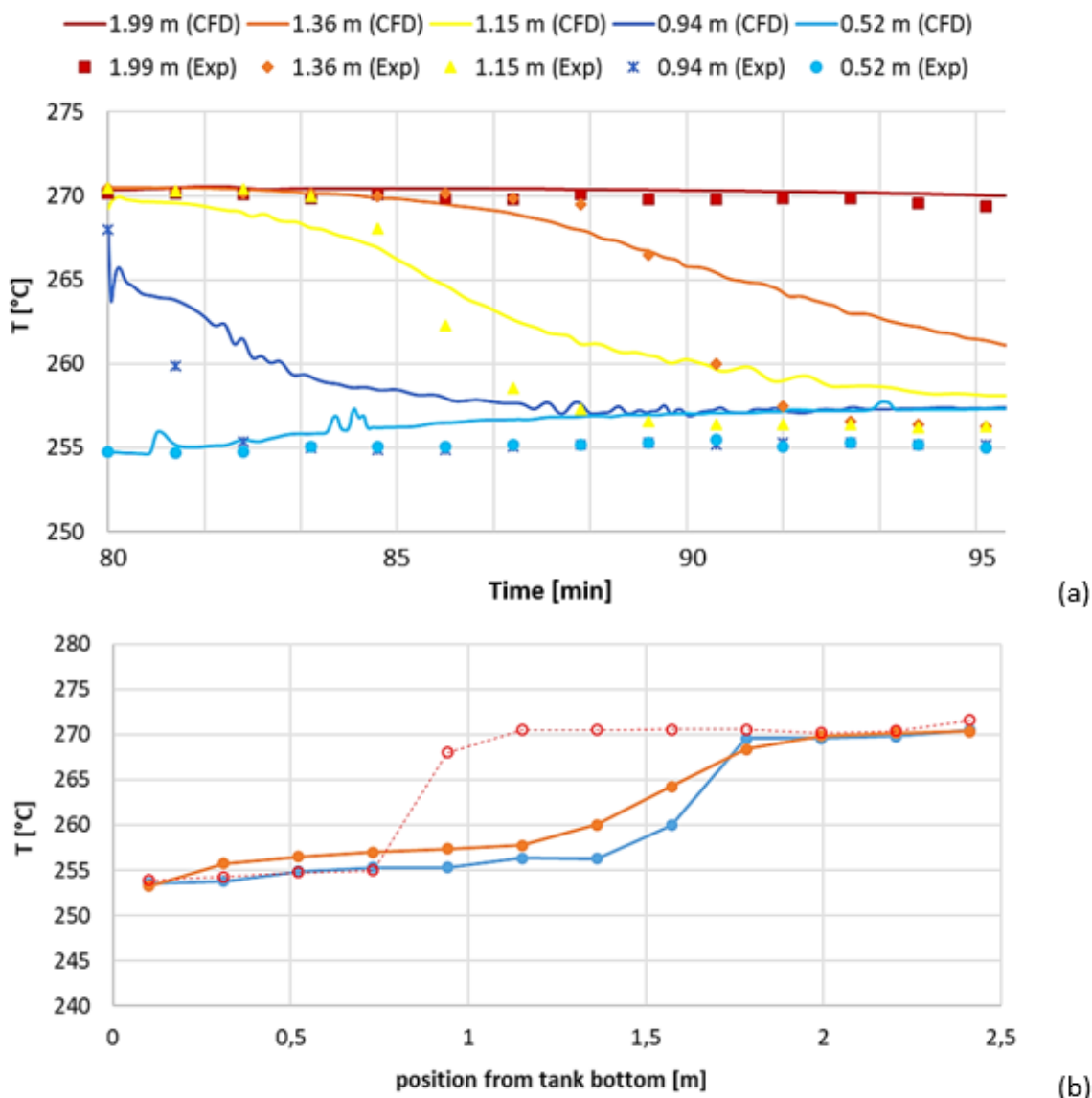


Figura 23. Transitorio di scarica del 17/01/2019 dal minuto 80 al minuto 95: confronto tra i risultati sperimentali e i risultati del modello CFD in termini di (a) l'evoluzione della temperatura dei sali a diverse altezze e (b) stratificazione termica dei sali alla fine del transitorio

6 Conclusioni

In questa attività di ricerca si è sviluppato un modello CFD del prototipo di un innovativo sistema di accumulo termoclineo a sali fusi proposto dall'ENEA e installato/testato presso l'impianto sperimentale PCS al centro ENEA della Casaccia. Tale sistema di accumulo si caratterizza per la presenza di due scambiatori di calore integrati, uno per la carica (in basso) e uno per la scarica (in alto), collegati per mezzo di un canale interno che favorisce la movimentazione dei sali per convezione naturale, assicurando al contempo una ridotta perturbazione del termoclineo nel volume del serbatoio. Il modello si pone l'obiettivo di simulare i transitori di carica e scarica del sistema di accumulo determinando fedelmente la stratificazione termica dei sali nel serbatoio, al fine di individuare possibili interventi di ottimizzazione del design del sistema di accumulo, una volta convalidato il modello rispetto ai dati sperimentali. Il dominio di calcolo è stato ridotto ad uno 2D sfruttando l'assialsimmetria del carico termico e della geometria; quest'ultima ottenuta apportando delle minori semplificazioni alla geometria. La conducibilità dello strato isolante è stata calibrata a fronte dei dati di un test condotto sul prototipo in assenza di carico termico. Il modello ha

dimostrato di riprodurre correttamente i risultati di modelli analitici e numerici, una volta impostato in modo coerente con questi.

Infine, si è convalidato il modello contro i risultati della campagna sperimentale. Il confronto con i dati sperimentali ha evidenziato che la portata dei sali nel canale interno è molto maggiore (circa 5 volte) nel caso dell'esperimento, risultando in una ridotta stratificazione termica. La ragione di questo scostamento è stata individuata nella probabile presenza di un bypass che permetta ai sali nel canale interno di passare fuori dalla serpentina di carica e scarica, le quali rappresentano la principale caduta di pressione nel canale. Tale ipotesi è giustificata poiché i disegni finali del costruttore del prototipo non sono disponibili e il modello CFD si basa sui disegni di progetto dell'ENEA. La dimensione del bypass è stata calibrata a fronte dei dati sperimentali ottenuti in un test di carica. Il modello calibrato è stato poi validato con successo sia in un transitorio di carica, diverso da quello usato per la calibrazione, sia in uno di scarica.

Si conclude che le prestazioni termiche del sistema di accumulo sarebbero maggiori se esso fosse stato realizzato secondo i disegni progettuali dell'ENEA, ovvero senza il bypass, che comporta una riduzione della stratificazione termica ostacolando la formazione del termoclino.

Come prospettiva futura, si intende studiare la possibilità di includere nel serbatoio termoclino degli inserti di materiale a cambiamento di fase capaci di accumulare calore sensibile ed aumentare le prestazioni termiche del sistema.

7 Riferimenti bibliografici

- [1] W. Gaggioli, F. Fabrizi, F. Fontana, L. Rinaldi, and P. Tarquini, "An innovative concept of a thermal energy storage system based on a single tank configuration using stratifying molten salts as both heat storage medium and heat transfer fluid, and with an integrated steam generator," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 780 – 789, 2014.
- [2] J. E. Pacheco, S. K. Showalter, and W. J. Kolb, "Development of a molten-salt thermocline thermal storage system for parabolic trough plants," *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 124, pp. 1–7, 2002.
- [3] W. Gaggioli, R. Liberatore, P. Di Ascenzi, D. Mazzei, and V. Russo, "Experimental test of characterization of an innovative thermal energy storage system based on low melting molten salt thermocline tank integrated with an oil exchanger," *AIP Conf. Proc.*, vol. 2303, pp. 1–8, 2020.
- [4] A. Pizzolato, F. Donato, V. Verda, and M. Santarelli, "CFD-based reduced model for the simulation of thermocline thermal energy storage systems," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 76, p. 391e399, 2015.
- [5] E. Rivas, E. Rojas, R. Bayón, W. Gaggioli, L. Rinaldi, and F. Fabrizi, "CFD model of a molten salt tank with integrated steam generator," *Energy Procedia*, vol. 49, pp. 956–964, 2014.
- [6] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Sixth. 2012.
- [7] P. S. Purandare, M. M. Lele, and R. K. Gupta, "Investigation on thermal analysis of conical coil heat exchanger," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 90, pp. 1188–1196, 2015.
- [8] M. Falchetta *et al.*, "ORC-PLUS Deliverable 2.3 - Dynamic models of the systems components," 2017.