

ENEA

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



MINISTERO DELLA
TRANSIZIONE ECOLOGICA



Analisi numerica relativa alla previsione del comportamento termico del prototipo ENEA ottimizzato

Francesco Fornarelli, Sergio Mario Camporeale



Report RdS/PTR(2021)/271

Analisi numerica relativa alla previsione del comportamento termico del prototipo ENEA ottimizzato

Francesco Fornarelli (Politecnico di Bari), Sergio Mario Camporeale (Politecnico di Bari)
Dicembre 2021

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero della Transizione Ecologica - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - III annualità

Obiettivo: tecnologie: presidiare e sviluppare tecnologie di prodotto e di processo essenziali per la transizione energetica.

Progetto di ricerca: 1.2 Sistemi di accumulo, compresi elettrochimico, power to gas, e relative interfacce con le reti

Work package: 2 Accumulo termico

Linea di attività: LA2.16 - Modellistica semplificata del comportamento termodinamico di un sistema LHTES con elementi di tipo ottimizzato

Responsabile del Progetto: Giulia Monteleone, ENEA

Responsabile del Work package: Raffaele Liberatore, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione "Modellistica CFD per la simulazione del comportamento di un accumulo termico modulare a cambiamento di fase. e Modellistica semplificata del comportamento termodinamico di un sistema di accumulo termico a cambiamento di fase con elementi di tipo ottimizzato".

Responsabile scientifico ENEA: Daniele Nicolini

Responsabile scientifico: Sergio Mario Camporeale

Indice

SOMMARIO.....	3
1 INTRODUZIONE	4
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	5
2.1 DESCRIZIONE DEL SISTEMA DI ACCUMULO.....	5
2.2 MODELLI MATEMATICI SEMPLIFICATI	8
2.2.1 <i>Modello matematico semplificato del fluido termovettore (HTF)</i>	8
2.2.2 <i>Modello matematico semplificato del fluido di accumulo termico (PCM)</i>	14
2.3 APPLICAZIONE DEL MODELLO SEMPLIFICATO ALLA GEOMETRIA ENEA-TES-LH02	25
3 CONCLUSIONI.....	29
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI	30
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI	30
CURRICULUM SCIENTIFICO DEL GRUPPO DI LAVORO	31

Sommario

Il presente lavoro riguarda lo studio modellistico di sistemi di accumulo termico a cambiamento di fase. Lo studio ha riguardato l'analisi dei parametri fisici propri del problema partendo dal caso studio relativo al sistema di accumulo proposto da ENEA. In particolare, il sistema studiato consiste in un accumulo termico a sali solari dotato di uno scambiatore a fascio tubiero a serpentina nel quale il fluido termovettore scorre cedendo calore al materiale di accumulo. Il sistema è caratterizzato da due fasi distinte relative alla fase di carica energetica del sistema, ed alla fase di scarica. Scegliendo opportunamente il materiale di accumulo in relazione alle temperature operative dell'impianto/utenza è possibile sfruttare oltre al calore sensibile anche il calore associato al passaggio di fase del materiale, il calore latente. Durante la fase di carica il fluido termovettore cede calore al materiale di accumulo, il quale incrementa il suo contenuto energetico sia sotto forma di calore sensibile che di calore latente, subendo un passaggio di fase da solido a liquido. Viceversa, durante la fase di scarica il materiale di accumulo si trova ad una temperatura maggiore rispetto a quella del fluido termovettore cedendo calore. Anche in quest'ultimo caso, oltre al calore sensibile è presente una quota di calore relativa al passaggio di fase. Il presente work package è incentrato sullo sviluppo di un modello semplificato di predizione del comportamento del sistema includendo in esso la fenomenologia relativa allo scambio termico conduttivo, il passaggio di fase, e la presenza di effetti convettivi associati alla presenza di una fase liquida. Il modello è stato descritto nei suoi dettagli all'interno della presente relazione e successivamente validato. La natura del processo ha guidato la scelta di sviluppare due modelli distinti per la fase di carica e per quella di scarica, essendo il fenomeno non simmetrico. Infatti, la fase di scarica è risultata essere notevolmente più lenta della fase di carica nel sistema proposto. Il modello risulta essere un ottimo strumento di valutazione delle performance rispetto alle caratteristiche geometriche e fisiche del sistema di accumulo potendo essere utilizzato al fine di un processo di dimensionamento, verifica ed ottimizzazione.

1 Introduzione

Il lavoro svolto si inquadra nel piano triennale di realizzazione 2019-2021, specificatamente alla linea di attività 2.16 dell'obiettivo "tecnologie", work package "WP2 – Accumulo termico". Come evidenziato nei più importanti consessi internazionali, i nuovi scenari energetici globali sono guidati dai vincoli sempre più stringenti rispetto all'emissione dei gas serra e ad una sempre maggiore crescita della domanda di energia legata alla crescita economica ed al benessere. La transizione verso la produzione di energia da fonti rinnovabili svolge un ruolo strategico in questo scenario. I sistemi di trasformazione dell'energia solare in energia elettrica tramite impianti termodinamici sono attualmente oggetto approfondito di studio da parte della comunità scientifica al fine di rendere questa tecnologia competitiva rispetto alle altre. Gli impianti di conversione in energia termica dell'energia solare sono chiamati *Concentrated Solar Plant* (CSP), in quanto concentrano la radiazione solare in un fluido termovettore (*heat transfer fluid*, HTF), cioè in grado di trasportare l'energia trasferita sotto forma di calore ad una macchina termica. La scelta di quest'ultima stabilisce i vincoli termici che influenzano tutte le parti dell'impianto solare. Nel complesso un impianto solare termodinamico a concentrazione è costituito da due sottogruppi principali: il primo relativo alla macchina termica, il secondo è rappresentato dal sistema di captazione dell'energia solare verso il fluido termovettore che porterà il flusso termico in ingresso alla macchina termica. La non contemporaneità tra l'input solare e la richiesta di energia della macchina rende necessario il disaccoppiamento tra essi tramite un sistema di accumulo energetico. Nella fattispecie, per la massimizzazione dell'efficienza di conversione, è utilizzato un sistema di accumulo di energia in forma termica. Le principali classificazioni dei sistemi di accumulo termico fanno riferimento alle temperature operative ed al processo di accumulo termico. Per la prima si fa riferimento a sistemi a bassa, media ed alta temperatura. La seconda tipologia di classificazione fa riferimento al tipo di meccanismo fisico legato all'accumulo di energia all'interno del materiale: sensibile o latente. Nei sistemi di accumulo di calore sensibile il calore è immagazzinato solamente attraverso una variazione della sua temperatura con un valore della capacità termica costante nel range di temperatura considerato. L'accumulo di calore in sistemi a calore latente sfrutta la variazione di livello energetico del materiale nel caso in cui esso cambi stato fisico attraverso un passaggio di fase (solido/liquido, liquido/gassoso) riuscendo così ad incrementare la densità energetica a parità di massa impiegata. Questo porta un notevole risparmio di materiale, fattore molto importante in impianti di produzione energetica su scala medio grande. D'altra parte, i sistemi di accumulo a calore latente coinvolgono fenomeni fisici complessi come il passaggio di fase del materiale di accumulo e gli eventuali moti convettivi della fase liquida o gassosa, e lo scambio termico sia interno che esterno al materiale stesso. Questi fenomeni sono non linearmente legati tra di loro, portando ad un'estrema complessità nella caratterizzazione del sistema. L'analisi sperimentale o di tipo numerico del sistema di accumulo svolge una funzione propedeutica allo studio del sistema da un punto di vista empirico, ma evidenzia quali possano essere i parametri di maggiore influenza sul fenomeno in modo tale da costruire dei modelli in grado di predirne il comportamento. I modelli empirici sono legati ad una costruzione di correlazioni tra i parametri in gioco e le variabili di performance di interesse. Tali modelli necessitano tuttavia di campagne di sperimentazione ad hoc sul modello oggetto di studio e hanno quindi un'applicabilità limitata ad un problema specifico. Il lavoro qui condotto parte dall'analisi modellistica complessa del sistema di accumulo sviluppato da ENEA attraverso la risoluzione numerica delle equazioni di governo del moto e dello scambio termico all'interno della geometria di accumulo. Nel corso del primo anno di collaborazione si è quindi impostato il modello e sono stati verificati i risultati delle simulazioni al variare dei parametri geometrici del sistema di accumulo. Questo ha portato ad un ambiente di simulazione validato per l'applicabilità dello stesso al caso studio. Nel presente report si riportano i dettagli del modello a parametri concentrati qui sviluppato.

2 Descrizione delle attività svolte e risultati

2.1 Descrizione del sistema di accumulo

Il sistema di accumulo oggetto del presente studio risulta essere un sistema di tipo shell-and-tube a calore latente. Il sistema di accumulo termico a calore latente utilizza materiali a cambiamento di fase, PCM, per assorbire e rilasciare calore. Il PCM viene fuso quando il sistema assorbe energia, mentre si solidifica quando la rilascia. I vantaggi principali di un sistema di accumulo termico a calore latente risiedono nel fatto che una grande quantità di calore può essere assorbito e rilasciato a temperatura costante e che le dimensioni sono notevolmente inferiori rispetto alla sua controparte che utilizza l'accumulo di energia termica a calore sensibile. La struttura di un sistema di accumulo termico a calore latente è molto simile a quello di uno scambiatore di calore a fascio tubiero convenzionale, con il PCM che avvolge esternamente il tubo e il fluido termovettore che scorre all'interno del fascio tubiero. Il sistema è isolato adiabaticamente verso l'esterno per evitare le dispersioni di energia termica. Il funzionamento del sistema di accumulo termico consiste in:

- *Fase di carica* (accumulo di energia): il fluido termovettore avrà una temperatura superiore al punto di fusione del PCM, provocandone lo scioglimento.
- *Fase di scarica* (rilascio di energia): il fluido termovettore ha una temperatura inferiore rispetto al punto di fusione del PCM, il quale sarà la fonte di calore del sistema.

I principali elementi che costituiscono un sistema di accumulo a calore latente di tipo shell-and-tube sono:

- un contenitore esterno che contiene il materiale di accumulo ed il fascio tubiero
- la coibentazione esterna in grado di minimizzare le dissipazioni termiche verso l'ambiente esterno
- il fascio tubiero percorso dal fluido termovettore

Nel presente lavoro il fascio tubiero è stato previsto essere a serpentina interna. Sarà quindi previsto un singolo ingresso ed una singola uscita del fluido termovettore. In Figura 1 è rappresentata una vista in trasparenza del dominio di calcolo relativo al modulo di accumulo dove è possibile identificare la disposizione dei tubi all'interno del materiale di accumulo.

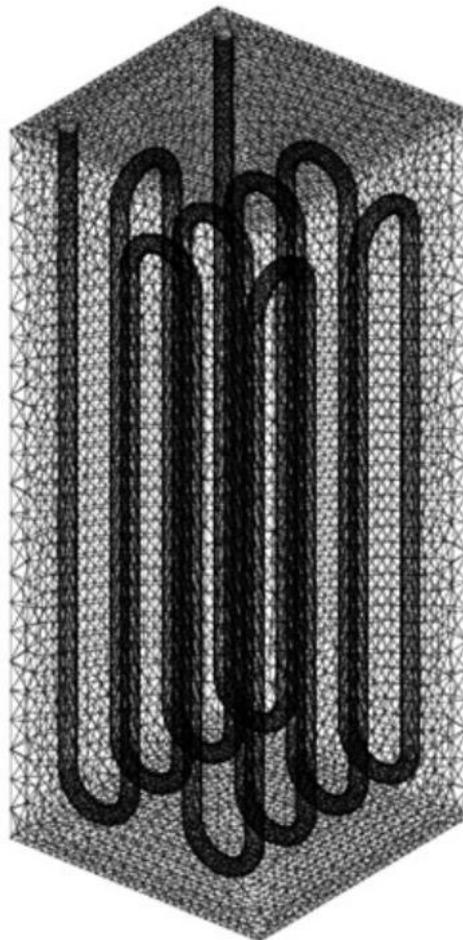


Figura 1. Geometria completa sistema accumulo ENEA-TES-LH02

Come evidenziato nello studio già affrontato nel primo anno di attività, le prestazioni del sistema di accumulo a calore latente sono sensibilmente influenzate dai parametri geometrici. Il dimensionamento di questo tipo di accumulo prevede un campo operativo dell'impianto che consenta il passaggio di fase del materiale di accumulo. Un sistema correttamente dimensionato prevede quindi la presenza all'interno dell'accumulo di due fasi del PCM: solido e liquido. La frazione liquida di PCM e la sua distribuzione all'interno del sistema comporta una continua variazione dei meccanismi di trasporto massa ed energia influenzando lo scambio termico con il fluido termovettore. Al fine di modellizzare il problema, il sistema multitubo può essere ricondotto ad un singolo elemento sfruttando l'assialsimmetria del problema. Il sistema di accumulo ENEA-TES-LH02 è caratterizzato dai parametri geometrici riportati in Tabella 1.

Tabella 1. Parametri geometrici relativi al sistema di accumulo ENEA-TES-LH02

Parametro	
Rapporto altezza diametro esterno tubo HTF (L/d_0)	20
Rapporto diametro d'influenza del singolo tubo e diametro esterno tubo HTF (D/d_0)	4
Diametro esterno tubo HTF (d_0)	20 mm
Diametro interno tubo HTF	17 mm
Spessore tubo HTF	1.5 mm
Diametro di influenza del singolo tubo (D)	80 mm
Altezza tubo (L)	600 mm
Numero di attraversamenti	16

Il modulo complessivo è costituito da 16 attraversamenti posti in serie, per cui il problema risulta non risolvibile linearmente, ma ciascun componente è influenzato da quanto accade negli altri attraversamenti. Il materiale di accumulo termico è costituito da materiale a cambiamento di fase usualmente chiamato sale solare, costituito da una miscela binaria di Sali di sodio e potassio (vedi Tabella 2).

Tabella 2. Parametri fisici relativi al materiale di accumulo termico (PCM)

Parametro	Simbolo	valore	Unità di misura
Densità	ρ_{PCM}	1952	kg/m^3
Conducibilità termica	k_{PCM}	0.487	$W/(m K)$
Calore specifico	$c_{p,PCM}$	1648	$J/(kg K)$
Calore latente	ΔH_{PCM}	110000	J/kg
Temperatura di inizio fusione (solidus)	T_{liq}	492.15	K
Temperatura di fine fusione (liquidus)	T_{sol}	505.15	K
Temperatura media di fusione	T_{fus}	498.65	K
Viscosità dinamica	μ_{PCM}	0.004909	$Pa s$
Coefficiente di dilatazione termica	β	$3.4365 \cdot 10^{-4}$	K^{-1}
Numero di Prandtl	Pr	16.6	

Il fluido termovettore scorre all'interno dei tubi interni al modulo ed è costituito da olio diatermico Paratherm-NF, in grado di mantenere caratteristiche fisiche costanti nel range di lavoro del sistema di accumulo.

Tabella 3. Parametri fisici relativi al fluido termovettore (HTF).

Parametro	Simbolo	valore	Unità di misura
Densità	ρ_f	741	kg/m^3
Conducibilità termica	k_f	0.09	$W/(m K)$
Calore specifico	$c_{p,f}$	3109	$J/(kg K)$
Viscosità dinamica	μ_f	0.00049	$Pa s$
Numero di Prandtl	Pr	16.93	

2.2 Modelli matematici semplificati

Il problema è stato analizzato in una prima fase tramite un'analisi del problema basata su equazioni di governo generalizzate basate sulle equazioni di conservazione della massa, della quantità di moto e dell'energia insieme a modelli matematici in grado di tener conto dei fenomeni di galleggiamento e di passaggio di fase. In una prima fase il problema è stato affrontato risolvendo le equazioni di governo con una metodologia ai volumi finiti dove sia il volume relativo al fluido a cambiamento di fase (PCM), sia il volume occupato dal fluido termovettore (HTF), sono stati risolti separatamente dal punto di vista fluido, ma accoppiati dal punto di vista dello scambio termico. Questo approccio ha portato a risultati, validati rispetto a risultati sperimentali, già presentati nella letteratura di riferimento, che hanno consentito di ottenere un riferimento sul quale costruire modelli più complessi, ma semplificati numericamente. Si sono quindi analizzati i due domini di interesse separatamente sviluppando due diversi approcci per la semplificazione dell'analisi del problema:

1. Modello semplificato di bilancio delle equazioni di conservazione del fluido termovettore (HTF)
2. Modello semplificato a parametri concentrati di bilancio delle equazioni di conservazione per il fluido di accumulo termico (PCM)

2.2.1 Modello matematico semplificato del fluido termovettore (HTF)

Il sistema di accumulo termico abbiamo visto essere costituito da due domini fluidi accoppiati da una condizione al contorno costituita da una parete permeabile agli scambi termici (non adiabatica), ma non alla massa. Le equazioni di conservazione della massa e della quantità di moto risultano quindi disaccoppiate tra i due domini fluidi. L'accoppiamento tra i due domini esiste solo attraverso l'equazione di bilancio energetico che influisce anche sull'equazione della quantità di moto attraverso il termine di galleggiamento. Un'analisi dei tempi caratteristici dei due domini rivela anche come la presenza di velocità caratteristiche molto più elevate nel fluido HTF, rispetto alle velocità raggiunte nel volume liquido del materiale di accumulo, limita il passo temporale di risoluzione delle equazioni di conservazione alla condizione di stabilità della soluzione relativa al HTF. La risoluzione di un'equazione alle derivate parziali attraverso un approccio approssimato alle differenze finite o ai volumi finiti porta alla risoluzione di un sistema di equazioni algebriche approssimato la

cui soluzione risulta essere una soluzione approssimata dell'equazione continua all'interno di alcuni limiti parametrici. Nella fattispecie, il passo temporale e il passo spaziale devono essere al di sotto di un valore limite dipendente dal problema specifico. Nel problema qui affrontato una prima semplificazione del problema numerico ha visto applicare un approccio monodimensionale al comportamento del fluido termovettore. Il dominio di calcolo è stato discretizzato lungo la direzione assiale e radiale all'interno del PCM, mentre nel caso del fluido termovettore si è predisposto un modello monodimensionale, lungo la direzione assiale. Nel caso monodimensionale, facendo riferimento alla Figura 2, si è quindi proceduto alla stima della temperatura T_b come condizione al contorno del dominio PCM.

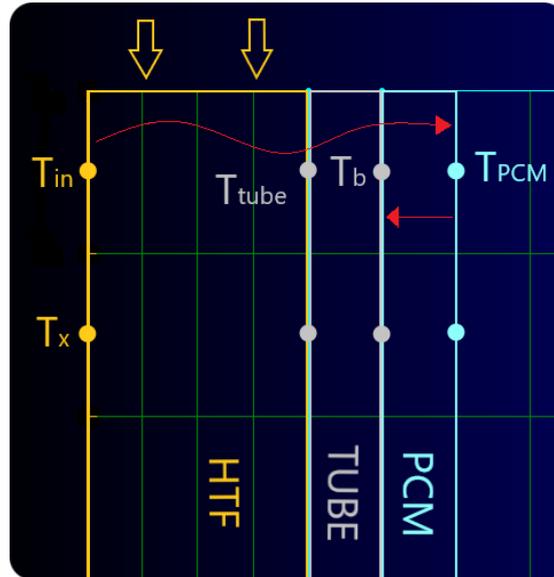


Figura 2. Schematizzazione della zona di interfaccia tra HTF e PCM con evidenziati i punti in cui vengono considerate le temperature nel modello monodimensionale.

Il calcolo è stato effettuato impostando un sistema di equazioni relativo alla potenza termica scambiata radialmente tra HTF, parete solida e PCM secondo le seguenti equazioni:

$$\dot{Q}_{conv,HTF} = h_f \cdot A \cdot (T_{HTF} - T_{tube})$$

potenza termica scambiata dal HTF per convezione sulla parete interna del tubo;

$$\dot{Q}_{cond,tube} = \frac{k_f \cdot A \cdot (T_{tube} - T_b)}{\Delta x}$$

potenza termica trasmessa per conduzione all'interno del tubo di acciaio con Δx spessore del tubo;

$$\dot{Q}_{cond,PCM} = \frac{k_{PCM} \cdot A \cdot (T_b - T_{PCM})}{\Delta x};$$

Il modello riesce quindi a stimare la temperatura T_b e T_{htf} imponendo l'uguaglianza dei flussi termici e stimando tramite una correlazione empirica il valore del coefficiente di scambio termico convettivo tramite le seguenti relazioni:

$$Nu_f = \frac{\frac{f}{8} (Re_f - 1000) Pr_f}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \left(Pr_f^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

Il modello semplificato è stato implementato nel solutore attraverso la definizione di una UDF (User defined function), attraverso un linguaggio di programmazione di tipo C (vedi Figura 3) già predisposto per essere compatibile con la simulazione con approccio computazionale in parallelo di tipo MPI.

```

#if RP_NODE
if(myid>0)
{
n_faces=THREAD_N_ELEMENTS_INT(t);
x_node=(real*)malloc(2*sizeof(real));
Tx=(real*)malloc(n_faces*sizeof(real));
i=0;
begin_f_loop_all(f,t)
{
count=0;
f_node_loop(f,t,n)
{
node=F_NODE(f,t,n);
x_pos=NODE_X(node);
x_node[count]=x_pos;
count=1;
}
lc=x_node[1]-x_node[0];

r1=1.0/(hf*2.0*pi*ri*lc);
r2=(log(re/ri))/(2.0*pi*lambda*lc);
r3=log(s/re)/(2.0*pi*lambda*pcm*lc);
r=r1+r2+r3;
c0=F_C0(f,t);
t0=THREAD_T0(t);

if(i==0)
{
Tx[i]=Tin;
Tx1=Tx[i];
}
i=i+1;
q=(Tx1-fabs((F_T(c0,t0)-273.15)))/r;
sum_q=sum_q+q;
Tx2=Tx1-q/(G*cp);

if(i<n_faces)
{
Tx[i]=Tx2;
Tx1=Tx2;
}
F_PROFILE(f,t,position)=F_T(c0,t0)+q*r3;
}
end_f_loop_all(f,t)
Tx3=Tx2-q/(G*cp);

```

Figura 3. Estratto del listato del codice C sviluppato ed implementato nel solutore fluidodinamico.

Come riportano i risultati, tale approccio è stato confrontato con le simulazioni senza modello monodimensionale. Le simulazioni condotte hanno evidenziato la ottima corrispondenza tra i risultati ottenuti dal modello proposto rispetto a quanto ottenuto dal modello più complesso (vedi Figura 4)

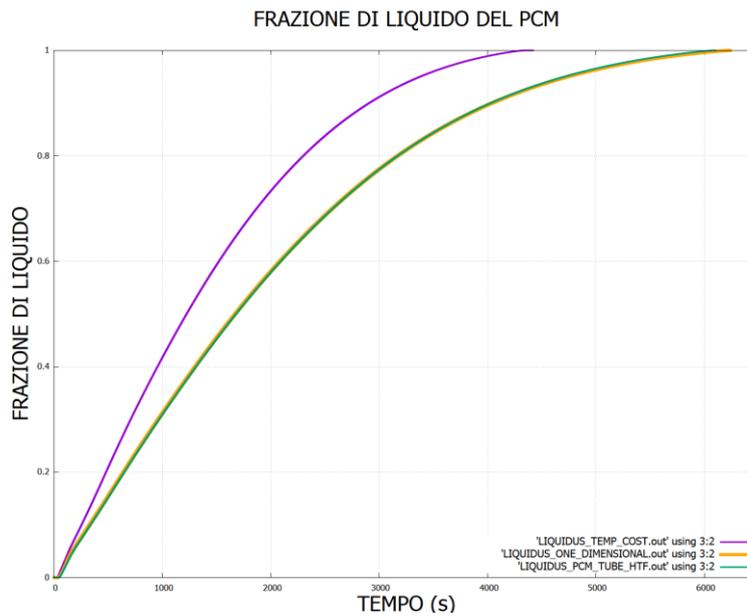


Figura 4. Andamento della frazione di liquido nel tempo il caso con temperatura della parete costante, modello unidimensionale e soluzione completa dell'HTF.

L'applicazione al caso ENEA-TES-LH02 ha comportato la semplificazione del problema reale ad un problema di tipo modulare. In Figura 5 viene rappresentato schematicamente come il problema complessivo sia stato semplificato come sistema a moduli collegati in serie, in cui l'output ottenuto dalla simulazione del modulo precedente è utilizzato come input del modulo successivo.

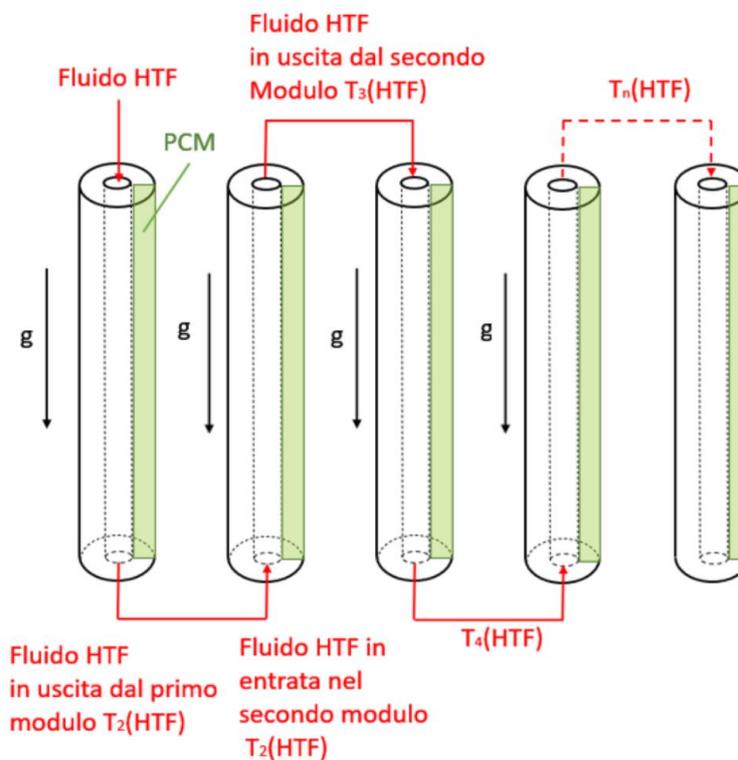


Figura 5. Schema relativo alla schematizzazione del problema reale per la risoluzione del problema tramite modello semplificato.

Sono state quindi condotte le simulazioni relative ai primi quattro attraversamenti del fluido HTF all'interno del PCM durante la fase di carica del sistema. È stata quindi rilevata la potenza termica scambiata nel tempo sovrapponendo allo stesso istante di tempo i diversi contributi dei singoli moduli (vedi Figura 6). Il raffreddamento del fluido durante l'attraversamento del modulo comporta quindi una differenza di potenza termica scambiata tra i diversi moduli. L'andamento temporale della potenza trasmessa risulta molto influenzato dalle caratteristiche del sistema di accumulo scelto, in particolare dal volume totale del materiale di accumulo e dai parametri fisici operativi del sistema, come la temperatura di ingresso HTF rispetto alle temperature di funzionamento del PCM. La differenza appare massima in corrispondenza della potenza massima scambiata all'inizio del processo di carica, dipendente dalla maggiore differenza di temperatura tra il fluido HTF e il materiale di accumulo. Si nota come la differenza di potenza termica scambiata tra modulo 1 e 2 sia maggiore rispetto a quanto è possibile apprezzare tra i moduli 2 e 3. L'analisi dimostra quindi, relativamente ai primi 4 moduli del sistema, una uniformità di comportamento propedeutico ad una ulteriore semplificazione del modello di predizione del comportamento del sistema.

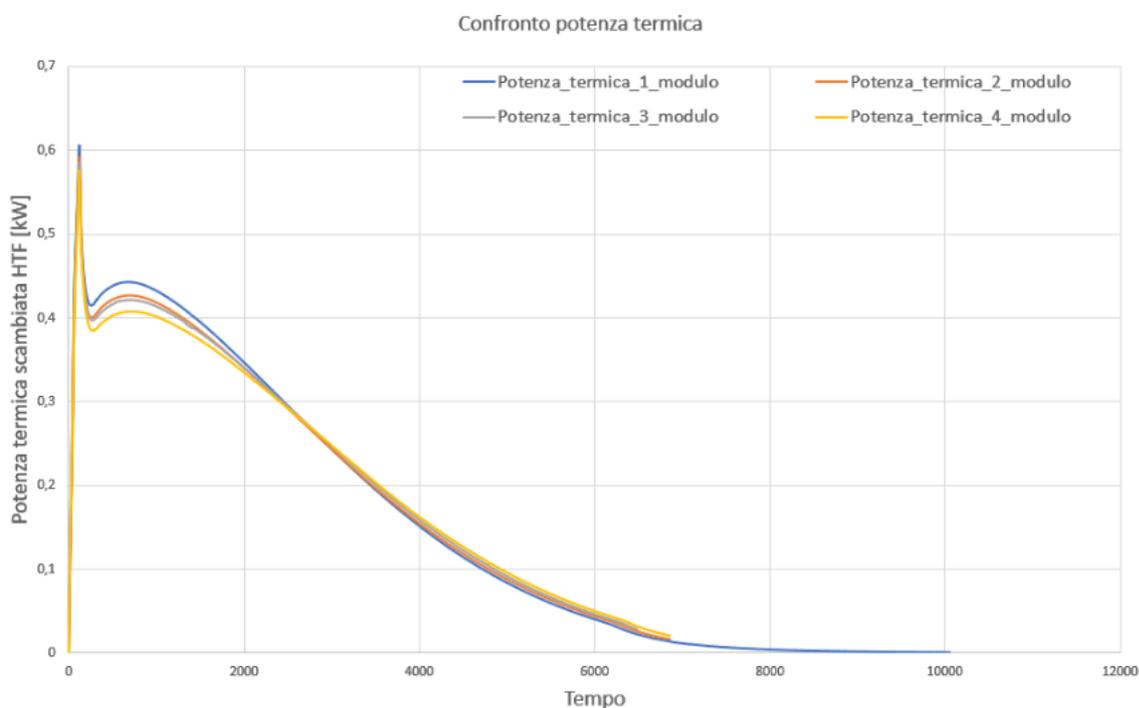


Figura 6. Potenza termica scambiata dai singoli moduli HTF all'interno del PCM. Il modulo 1 rappresenta l'ingresso HTF nel LHTES, a seguire i diversi moduli posti in serie.

Le considerazioni fatte sulla potenza termica scambiata si ripercuotono inevitabilmente sull'andamento della temperatura della parete di scambio termico che assume un ruolo significativo nel processo di accumulo termico. È stata quindi calcolata la temperatura media della parete di scambio termico e riportata al variare del tempo per tutti i moduli analizzati. I risultati sono riportati in Figura 7 e mostrano come il comportamento dei diversi moduli sia omogeneo con una maggiore differenza tra i vari moduli all'inizio del processo di carica, come descritto in precedenza. Infine, l'andamento del processo di liquefazione nelle zone d'influenza dei moduli considerati non mostra particolari differenze tra i diversi moduli (vedi Figura 8).

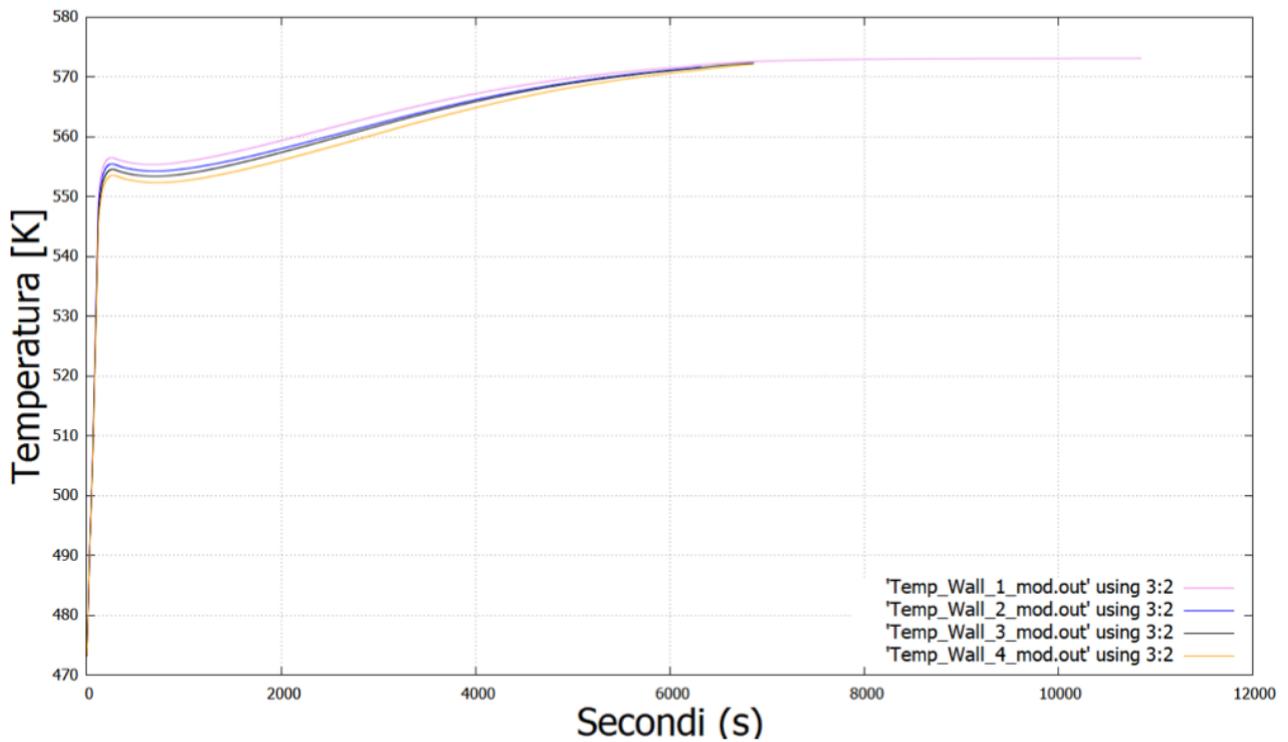


Figura 7. Andamento della temperatura media della parete di scambio termico rispetto al tempo per i moduli da 1-4.

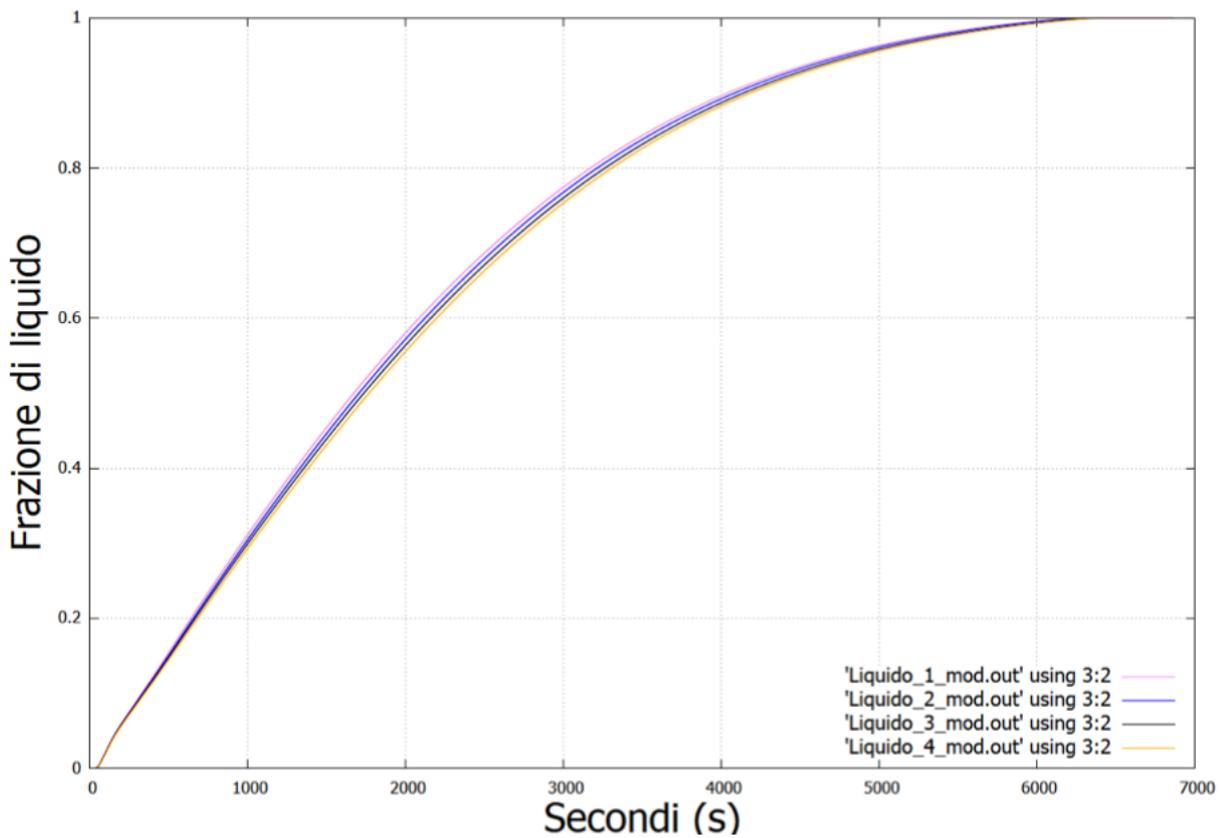


Figura 8. Andamento della frazione di liquido all'interno della zona di influenza definita per i diversi moduli considerati.

2.2.2 Modello matematico semplificato del fluido di accumulo termico (PCM)

In relazione a quanto descritto nel paragrafo precedente, il comportamento del fluido HTF, all'interno dei singoli attraversamenti del sistema di accumulo, risulta avere delle caratteristiche di variabilità spaziale e temporale che possono essere facilmente modellizzate. L'analisi del problema è quindi partita da delle ipotesi di lavoro compatibili con quanto emerso dagli studi preliminari finora condotti. Il problema oggetto del presente lavoro prende in considerazione un processo di scambio termico con passaggio di fase solido-liquido e viceversa che coinvolge due principali meccanismi di scambio termico: la conduzione e la convezione. Il trasferimento per *conduzione* avviene tra corpi che sono a contatto e che si trovano a temperature diverse. Esso è causato dal trasferimento di energia da una molecola a quella adiacente che possiede un'energia minore. La potenza termica scambiata attraverso uno spessore costante Δx è direttamente proporzionale alla superficie di scambio termico A e dalla differenza di temperatura ΔT , mentre risulta essere inversamente proporzionale allo spessore dello strato:

$$\dot{Q}_{\text{cond}} = \lambda A \frac{\Delta T}{\Delta x}$$

dove λ è la conduttività termica del materiale. La *convezione* ha luogo quando uno dei due corpi interessati dallo scambio termico è un fluido (liquido o gassoso). Il fenomeno della convezione termica si ottiene quando il fluido entra in contatto con un corpo la cui temperatura è maggiore di quella del fluido stesso. Aumentando di temperatura per conduzione, il fluido a contatto con l'oggetto si espande e diminuisce la sua densità, e a causa di tale variazione di densità le particelle di fluido tendono a muoversi generando i cosiddetti moti convettivi. Questo meccanismo è denominato *convezione naturale*. La presenza di trasporto di massa, e quindi la presenza di velocità relativa tra fluido e superficie, aumenta la quantità di calore trasmesso tra la superficie solida e il fluido. Quando invece i movimenti delle particelle del fluido sono imposti essenzialmente da cause meccaniche, il fenomeno prende il nome di *convezione forzata*. La potenza termica trasmessa per convezione è calcolata per mezzo dell'equazione:

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = hA_{\text{spf}}(T_{\text{spf}} - T_{\text{inf}})$$

dove:

- h è il coefficiente di trasmissione del calore per convezione in $W/m^2 \text{ } ^\circ\text{C}$
- A_{spf} è l'area di scambio termico dove avviene la trasmissione di calore
- T_{spf} è la temperatura della superficie
- T_{∞} è la temperatura del fluido in un punto distante dalla superficie

Nel caso qui studiato non verrà considerato lo scambio termico associato all'*irraggiamento*. Nell'*irraggiamento* il calore viene scambiato mediante emissione e assorbimento di radiazione elettromagnetica come risultato delle modificazioni nelle configurazioni elettroniche degli atomi o delle molecole. A differenza delle altre due modalità di scambio termico, l'irraggiamento non richiede la presenza di un mezzo perché vi sia trasmissione di energia. La potenza termica scambiata per irraggiamento è:

$$\dot{Q}_{\text{irr}} = a\epsilon_0 T^4$$

dove ϵ è la costante di Boltzmann, e vale $5,67 \times 10^{-8}$, mentre a è il coefficiente di assorbimento, per i corpi che non sono neri. Tale coefficiente è inferiore a 1. Al fine di studiare un modello semplificato di scambio termico all'interno del sistema di accumulo vengono preventivamente introdotti dei parametri adimensionali comunemente usati nello studio nei processi termodinamici di scambio termico. Il *numero di Nusselt* (Nu) esprime il coefficiente di convezione (h) adimensionalizzato. Esso vale:

$$Nu = \frac{h L_c}{\lambda}$$

dove L_c rappresenta la lunghezza caratteristica e λ è la conducibilità termica del fluido.

Il numero di Nusselt rappresenta l'incremento della potenza termica trasmessa per convezione attraverso uno strato di fluido rispetto a quella trasmessa per conduzione attraverso lo stesso strato. Il valore unitario ($Nu=1$) è caratteristico della trasmissione del calore per conduzione pura attraverso lo strato fluido. All'aumentare del valore Nu il fenomeno della convezione risulta predominante rispetto a quello di conduzione. Le particelle di fluido a contatto con la superficie saranno ferme. Allontanandosi dalla superficie, la velocità del fluido aumenta. Questo fenomeno dà luogo al cosiddetto strato limite. Nello stesso modo si crea uno strato limite di temperatura. La zona di fluido, che presenta una variazione significativa della temperatura nella direzione ortogonale rispetto alla superficie, è chiamata strato limite di temperatura.

Gli spessori degli strati limite di velocità e temperatura sono meglio descritti dal parametro adimensionale detto numero di Prandtl:

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

dove ν , la diffusività cinetica, è calcolata come $\nu = \frac{\mu}{\rho}$, mentre $\alpha = \frac{k}{c_p \rho}$ rappresenta la diffusività termica. Il numero di Prandtl è proporzionale alla viscosità dinamica (μ) e al calore specifico (c_p), ed inversamente proporzionale alla conduttività termica (k). Dal punto di vista fisico questo numero esprime l'importanza che ha la diffusione delle forze di attrito rispetto alla diffusione termica. In sostanza Pr indica la tendenza di un fluido a trasportare quantità di moto piuttosto che calore. Il numero di Grashof esprime il rapporto tra le forze di galleggiamento e le forze viscosive. Il numero di Grashof è calcolato come il rapporto tra il numero di Rayleigh e quello di Prandtl. A sua volta, il numero di Rayleigh, caratterizza il regime di moto del fluido in convezione naturale. Al di sopra di un certo valore indica un moto turbolento, mentre al di sotto di tale valore indica un moto laminare. È calcolato come:

$$Ra = \frac{g L^3 \beta (T_s - T_\infty)}{\nu \alpha}$$

Conoscendo il numero di Prandtl, il numero di Grashof può essere calcolato come:

$$Gr = \frac{g L^3 \beta (T_s - T_\infty)}{\nu^2}$$

dove:

g = l'accelerazione di gravità ($9,806 \text{ m/s}^2$);

β = coefficiente di espansione volumetrica [1/K];

L = lunghezza caratteristica [m];

ν = diffusività cinetica [m/s²];

T_s = temperatura della superficie [K];

T_∞ = temperatura del fluido [K].

Alla luce delle analisi effettuate sul modello completo e successivamente sul modello semplificato del solo HTF è stato quindi sviluppato un modello di predizione modulare relativo alle caratteristiche geometriche e fisiche del singolo modulo presente all'interno del sistema di accumulo. Tale approccio permette una flessibilità nella predizione del comportamento del sistema di accumulo specifico indicato nel presente studio, sia effettuare un'analisi su sistemi di accumulo generici. Questo consentirà un'analisi parametrica sulle performance del sistema in grado di fornire uno strumento adatto ad un processo di ottimizzazione del componente. Il modello si basa su un approccio di bilancio energetico in funzione dei parametri caratteristici del sistema. Il tempo completo di fusione del PCM è stimato considerando un coefficiente (h) medio costante per lo scambio termico convettivo tra la parete riscaldata e il PCM. Inoltre, per descrivere la sola influenza della geometria, è stata considerata una temperatura costante sulla parete esterna del modulo (T_w) mentre il guscio esterno è stato considerato adiabatico. I modelli sono stati differenziati per la fase di carica e scarica del sistema. Nella fase di carica si è considerato uno scambio termico a parete di tipo convettivo. Questo è avvalorato dalle condizioni operative che prevedono una temperatura del fluido termovettore HTF costantemente al di sopra della temperatura di scioglimento del materiale di accumulo termico. La potenza termica scambiata risulta:

$$\dot{Q}_{conv} = hA(T_w - T_{f-PCM})$$

dove h è il coefficiente di scambio termico convettivo, A è la superficie di scambio termico, T_{f-PCM} è la temperatura del PCM fuso e T_w è la temperatura della parete di scambio termico. Il calore accumulato è la somma di tre contributi: il riscaldamento in fase solida partendo da una temperatura iniziale (T_{in}), il calore latente di fusione e il riscaldamento in fase liquida fino ad una temperatura finale (T_{fin}). Ogni contributo può essere espresso in forma differenziale come:

$$dQ_s = mc_p dT$$

$$dQ_m = dm\Lambda$$

$$dQ_L = mc_p dT$$

Uguagliando il calore accumulato nelle varie fasi alla potenza termica moltiplicata per dt si ottiene:

$$hA(T_w - T)dt = mc_p dT$$

$$hA(T_w - T)dt = dm\Lambda$$

$$hA(T_w - T)dt = mc_p dT$$

Integrando nel tempo e dividendo ambo i membri per $hA(T_w - T)$ delle tre equazioni precedenti, si ottiene:

$$t_s = \frac{mc_p}{hA} \int_{T_{in}}^{T_{sol}} \frac{dT}{T_w - T}$$

$$t_m = \frac{mc_p}{hA} \frac{\Lambda}{c_p(T_w - T_{liq})}$$

$$t_L = \frac{mc_p}{hA} \int_{T_{liq}}^{T_{fin}} \frac{dT}{T_w - T}$$

dove t_s , t_m e t_L sono rispettivamente il tempo di riscaldamento del PCM solido da T_{in} a T_{sol} , il tempo per sciogliere completamente il PCM e il tempo di riscaldamento del PCM liquido da T_{liq} a T_{fin} . Sommando questi tre contributi, si può stimare il tempo totale di carica come:

$$t_{ref} = t_s + t_m + t_L = \frac{mc_p}{hA} \left[\int_{T_{in}}^{T_{sol}} \frac{dT}{T_w - T} + \frac{\Lambda}{c_p(T_w - T_{liq})} + \int_{T_{liq}}^{T_{fin}} \frac{dT}{T_w - T} \right]$$

Introducendo il numero di Stefan

$$Ste = \frac{c_p(T_w - T_{liq})}{\Lambda}$$

e cambiando gli estremi di integrazione da dT a $d(T - T_w)$ l'equazione precedente può essere riscritta come:

$$t_{ref} = \frac{mc_p}{hA} \left[\int_{T_{sol}-T_w}^{T_{in}-T_w} \frac{d(T - T_w)}{T_w - T} + \frac{1}{Ste} + \int_{T_{fin}-T_w}^{T_{liq}-T_w} \frac{d(T - T_w)}{T_w - T} \right]$$

Infine, ricordando le definizioni del numero di Nusselt del coefficiente di diffusività termica il tempo totale di carica risulta:

$$t_{ref} = \frac{(V/A)L}{\alpha} \frac{1}{Nu} \left[\ln \left(\frac{T_{in} - T_w}{T_{sol} - T_w} \right) + \frac{1}{Ste} + \ln \left(\frac{T_{liq} - T_w}{T_{fin} - T_w} \right) \right]$$

Per valutare il numero di Nusselt si considera una correlazione con il numero di Rayleigh. L'approccio più semplice consiste nel considerare una correlazione di tipo "flat plate" per un piano piatto verticale in regime laminare: in questo caso il numero di Nusselt, indicato con $Nu_{fp,1}$, risulta:

$$Nu_{fp,1} = 0.59Ra^{0.25}$$

Una relazione più accurata valida sempre per la condizione di “flat plate” è stata proposta da Churchill e Chu [1]:

$$Nu_{fp,2} = 0.68 + \frac{0.67Ra^{0.25}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{4/9}}$$

Tuttavia, un cilindro verticale riscaldato può essere trattato come una parete piana verticale se la sua geometria rispetta la seguente condizione:

$$r_i \geq r_i^{min} = \frac{f(Pr) L}{2 Gr^{0.25}}$$

$$f(Pr) = 11.474 + \frac{48.92}{Pr^{0.5}} - \frac{0.006085}{Pr^2}$$

Al di sotto di r_i^{min} , cioè quando gli effetti della curvatura non sono trascurabili, si considera la condizione di “slender cylinder” (cilindro allungato). Per geometrie cilindriche con $0.01 < Pr < 100$, il numero di Nusselt viene meglio approssimato dalla formula di Cebeci [2]:

$$Nu = 1 + B \left[32^{0.5} \frac{Ra^{-0.25} L}{Pr 2r_i} \right]^C Nu_{fp,2}$$

$$B = 0.0571322 + 0.20305Pr^{-0.43}$$

$$C = 0.9165 - 0.0043Pr^{0.5} + 0.01333 \ln(Pr) + \frac{0.0004809}{Pr}$$

Nel complesso, la fase di carica è un processo non stazionario, in quanto il trasferimento di calore avviene in modo quasi costante durante la maggior parte del processo, tranne che nelle fasi iniziale e finale, quando dovrebbe essere considerato un riscaldamento monofase a temperatura variabile.

Di conseguenza, il numero di Rayleigh effettivo è variabile, ma in questa trattazione è stato considerato costante valutandolo come media tra Rayleigh calcolato per $T_m = (T_{fus} + T_w)/2$ e $T_m = T_{fin}$ ($Ra \approx 0$). T_{fus} corrisponde alla temperatura media di fusione, calcolata come

$$T_{fus} = \frac{T_{liq} + T_{sol}}{2}$$

Pertanto, il numero di Rayleigh utilizzato è definito come:

$$Ra = \frac{g\beta L^3 \left(T_w - \frac{T_m + T_{fus}}{2} \right)}{\nu\alpha}$$

Al fine di non cambiare la capacità termica complessiva del dispositivo di accumulo termico, sono stati mantenuti costanti sia il volume di PCM ($V = 1.82 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$) sia l'area di scambio termico ($A = 2.51 \cdot 10^{-2} \text{ m}^2$). Tali vincoli geometrici portano ad una relazione fissa tra il rapporto r_e/r_i e l'altezza del dispositivo, infatti:

$$\text{volume del dispositivo: } V = \pi(r_e^2 - r_i^2)L$$

$$\text{area di scambio termico: } A = 2\pi r_i L$$

da cui si ricava:

$$L = \left[\left(\frac{r_e}{r_i} \right)^2 - 1 \right] \frac{A^2}{4\pi V}$$

Al fine di verificare la correttezza del modello proposto sono state quindi considerate diverse geometrie del singolo modulo. I fluidi PCM e HTF utilizzati sono stati mantenuti costanti rispetto a quanto riportato in Tabella 2 e Tabella 3. Per tali geometrie, schematizzate in Figura 9.

Tabella 4. Caratteristiche geometriche delle geometrie utilizzate per i test di confronto tra modello proposto e simulazioni numeriche nel caso di carica.

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4
r_e/r_i	2	3	4.375	6
r_e [mm]	97	54	35	25
r_i [mm]	48	18	8	4
L [mm]	83	221	500	965
V/A [m]	0.725			
$r_e - r_i$ [mm]	49	36	27	21
$L/(r_e - r_i)$	1.69	6.1	18.5	45.9

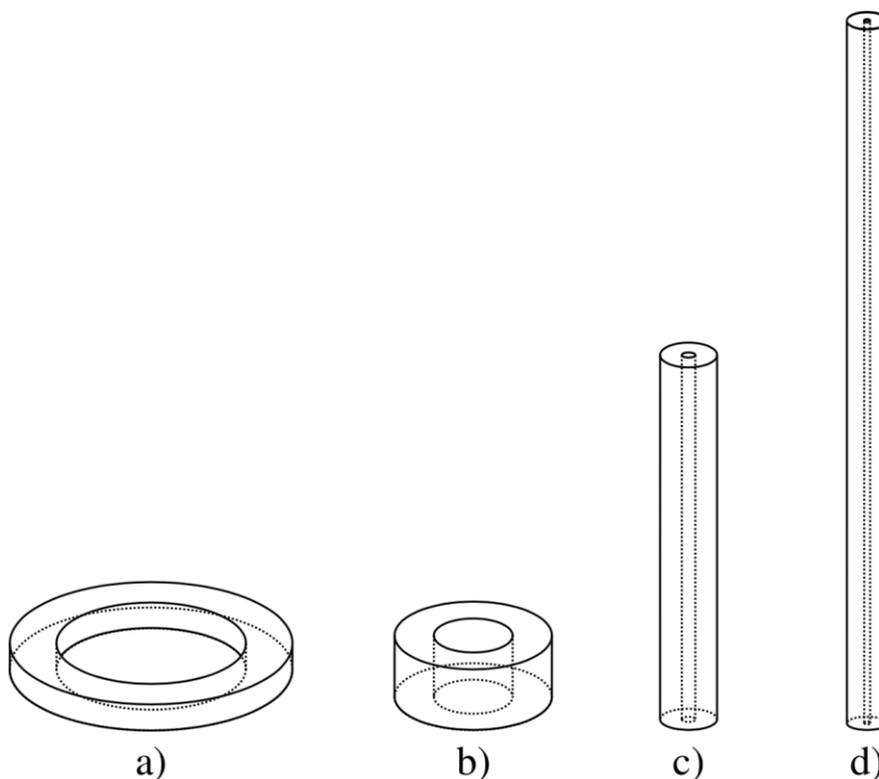


Figura 9. Schematizzazione delle geometrie considerate al fine di verificare la validità del modello predittivo. a) caso1, b) caso2, c) caso3, d) caso4.

I risultati del modello proposto sono stati quindi confrontati con i risultati di riferimento ottenuti tramite simulazioni numeriche e riportati in Figura 10. I tempi di carica risultano essere, rispetto al rapporto tra il raggio esterno ed il raggio interno del cilindro contenente il PCM, dipendenti, ma secondo un andamento non lineare. Questo porta un rapido incremento del tempo di carica per bassi rapporti dei raggi, mentre all'aumentare di quest'ultimo l'aumento risulta meno accentuato fino al caso con rapporto dei raggi pari a 6, per il quale il tempo di carica del sistema tende a diminuire. Esiste quindi una condizione di massimo tempo di carica nel range di configurazioni qui analizzato. Per i casi 1, 2 e 3 la configurazione geometrica consente l'utilizzo di una correlazione Nu-Ra semplificata, del tipo piastra piana. Il caso 4 ricade nella configurazione in cui il raggio di curvatura del tubo HTF influenza lo scambio termico. Per quest'ultimo caso la correlazione di tipo Cebeci risulta quella che meglio approssima il tempo di carica misurato. Complessivamente la correlazione di Cebeci è quella che garantisce una buona approssimazione su tutto il range di rapporti di raggi valutati.

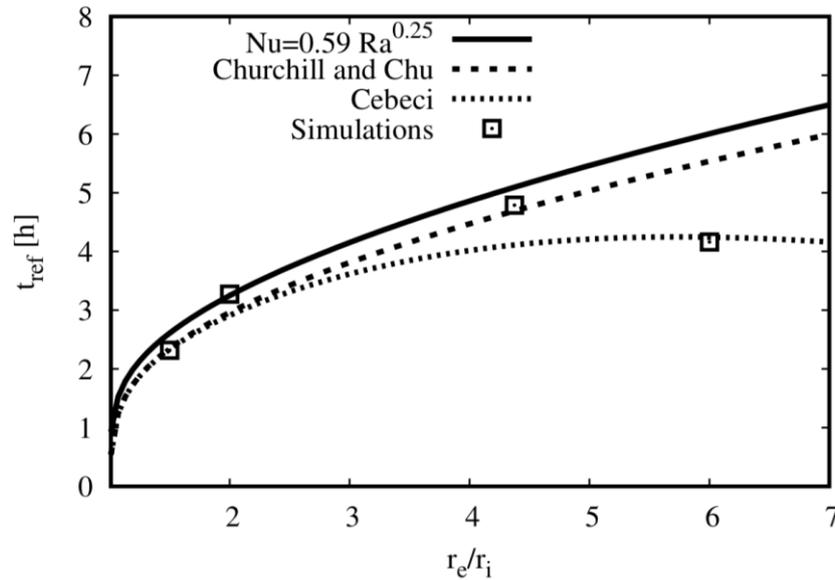


Figura 10. Confronto tra i tempi di carica completi ottenuti tramite modelli complessi di simulazione numerica e riferiti ai casi 1, 2, 3 e 4 e i risultati del modello di predizione al variare della correlazione Nu-Ra adottata.

La fase di carica è risultata quindi opportunamente predetta dal modello proposto anche al variare dei parametri caratteristici del problema.

Come presentato nel modello di carica, anche per la fase di scarica è stata considerata una temperatura a parete (T_w) costante ed il guscio esterno adiabatico in modo tale da osservare la sola influenza della geometria sulla prestazione del dispositivo. Il calore trasferito dal PCM alla parete può essere considerato come la somma di tre contributi:

$$Q = m \left[\int_{T_{in}}^{T_{liq}} c_p dT + \Lambda + \int_{T_{sol}}^{T_{fin}} c_p dT \right]$$

Il primo contributo rappresenta il calore sensibile ceduto a partire dalla condizione iniziale, quando il PCM è fuso, fino alla temperatura di liquidus a cui inizia la solidificazione. Segue il calore latente di solidificazione rilasciato dal PCM durante il cambiamento di fase. Infine, una volta che il PCM è completamente solido, continua a raffreddarsi fino alla temperatura finale cedendo calore sotto forma di calore sensibile.

Avendo considerato il guscio esterno adiabatico, lo scambio termico in fase liquida è puramente convettivo e si può valutare come:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_m(T_{liq} - T)$$

dove A_m è una superficie di scambio termico media, cioè valutata come $A_m = 2\pi r_m L$, dove $r_m = (r_e + r_i)/2$ è il raggio medio che tiene in conto del fatto che l'interfaccia solido/liquido varia dalla superficie interna a quella esterna durante la prima fase del processo.

Quando il PCM è allo stato solido, lo scambio termico a parete è conduttivo e può essere valutato come:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{kA}{s} (T_w - T)$$

dove $A [m^2]$ è la superficie di scambio termico corrispondente al raggio interno e $T_w [K]$ la temperatura a parete. Il tempo totale di scarica del dispositivo può essere valutato imponendo che l'integrazione nel tempo del flusso di calore scambiato a parete sia uguale al corrispondente apporto termico Q .

Il tempo di scarica relativo al raffreddamento del PCM liquido può essere stimato come:

$$\int_0^{t_{liq}} hA_m (T_{liq} - T) dt = mc_p \int_{T_{in}}^{\frac{T_{liq}+T_{in}}{2}} dT$$

$$t_{liq} = \frac{mc_p}{hA_m} \int_{T_{in}}^{\frac{T_{liq}+T_{in}}{2}} \frac{dT}{T_{liq} - T}$$

$$t_{liq} = \frac{\rho V c_p A}{hA_m A} \int_{T_{in}}^{\frac{T_{liq}+T_{in}}{2}} \frac{dT}{T_{liq} - T}$$

Ricordando le definizioni del numero di Nusselt e del coefficiente di diffusività termica dopo alcuni passaggi algebrici si ricava:

$$t_{liq} = \frac{r_i (V/A)L}{r_m \alpha} \frac{1}{Nu} \ln \left(\frac{T_{in} - T_{liq}}{\frac{T_{liq} + T_{in}}{2} - T_{liq}} \right)$$

Il numero di Nusselt è stato valutato con la formula di Cebeci considerando $r_m = (r_e + r_i)/2$ in accordo con la posizione media del fronte di solidificazione:

$$Nu = 1 + B \left[32^{0.5} \frac{Ra^{-0.25}}{Pr} \frac{L}{2r_m} \right]^C Nu_{fp,2}$$

Il numero di Rayleigh è stato valutato considerando la differenza di temperatura media durante il raffreddamento del PCM dalle condizioni iniziali alla temperatura di inizio solidificazione:

$$Ra = \frac{g\beta L^3 \left(\frac{T_{in} + T_{liq}}{2} - T_{liq} \right)}{\nu\alpha}$$

Il tempo relativo al cambio di fase può essere valutato uguagliando il calore trasferito dalla parete al PCM per conduzione con il calore latente relativo al passaggio di fase liquido/solido:

$$\int_0^{t_{pc}} \frac{kA}{s} (T_w - T_{sol}) dt = \int_0^M \Lambda dm$$

Svolgendo semplici passaggi matematici si ricava:

$$t_{pc} = \frac{1}{Ste} \frac{1}{\alpha} \left[\frac{r_e^3 - r_i^3}{3r_i} - \frac{r_e^2 - r_i^2}{2} \right]$$

dove il numero di Stefan è definito come:

$$Ste = \frac{c_p (T_w - T_{sol})}{\Lambda}$$

L'ultimo contributo al tempo di scarica è quello relativo al raffreddamento del PCM dalla temperatura di solidificazione a quella finale:

$$\int_0^{t_{sol}} \frac{kA}{s} (T_w - T) dt = m \int_{T_{sol}}^{T_{fin}} c_p dT$$

Dopo semplici passaggi matematici si ricava:

$$t_{sol} = \frac{V}{A} \frac{1}{\alpha} \frac{r_e - r_i}{2} \ln \left(\frac{T_w - T_{sol}}{T_w - T_{fin}} \right)$$

dove T_{fin} è stata valutata conoscendo la dipendenza della temperatura all'interno del PCM in funzione della coordinata radiale:

$$T(r) = \frac{T_{sol} - T_w}{\ln \left(\frac{r_m}{r_i} \right)} \ln \left(\frac{r}{r_i} \right) + T_w$$

Il tempo totale di scarica si ricava sommando i tre singoli contributi:

$$t_{dis} = t_{liq} + t_{pc} + t_{sol}$$

$$t_{dis} = \frac{r_i}{r_m} \frac{(V/A)L}{\alpha} \frac{1}{Nu} \ln \left(\frac{T_{in} - T_{liq}}{\frac{T_{liq} + T_{in}}{2} - T_{liq}} \right) + \frac{1}{Ste} \frac{1}{\alpha} \left[\frac{r_e^3 - r_i^3}{3r_i} - \frac{r_e^2 - r_i^2}{2} \right] + \frac{V}{A} \frac{1}{\alpha} \frac{r_e - r_i}{2} \ln \left(\frac{T_w - T_{sol}}{T_w - T_{fin}} \right)$$

Al fine di verificare la validità del modello si sono analizzati dei casi studio analoghi a quelli analizzati nel caso di carica del sistema di accumulo, mantenendo gli stessi vincoli geometrici descritti in precedenza.

Tabella 5. Caratteristiche geometriche delle geometrie utilizzate per i test di confronto tra modello proposto e simulazioni numeriche nel caso di scarica

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6
r_e/r_i	2	3	4.375	5	5.5	6
r_e [mm]	97	54	35	30.2	27.3	25
r_i [mm]	48	18	8	6.04	4.96	4
L [mm]	83	221	500	661.7	806.5	965
V/A [m]	0.725					
$L/(r_e - r_i)$	1.69	6.1	18.5	27.4	36.12	45.9

Per i casi indicati in

Tabella 5 sono state quindi effettuate delle prove numeriche dettagliate i cui risultati sono stati confrontati con il modello proposto. Il tempo totale di scarica è rappresentato in forma adimensionalizzata definendo il numero di Fourier:

$$Fo = \frac{\alpha t_{dis}}{L^2}$$

Sostituendo nell'espressione del tempo di scarica del modulo si giunge alla seguente forma:

$$Fo = \frac{r_i (V/A)}{r_m L^2} \frac{1}{Nu} \left(\ln \frac{T_{in} - T_w}{T_{liq} - T_w} \right) + \frac{1}{Ste} \frac{1}{L^2} \left[\frac{(r_e^3 - r_i^3)}{3r_i} - \frac{(r_e^2 - r_i^2)}{2} \right] + \frac{V r_e - r_i}{A} \frac{1}{2L^2} \ln \frac{T_w - T_{sol}}{T_w - T_{fin}}$$

In Figura 11 il confronto mostra un buon accordo tra il modello semplificato ed i risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche. Il tempo di scarica risulta in questo caso decrescente rispetto al valore del rapporto dei raggi. Tale andamento risulta quindi opposto a quanto precedentemente analizzato durante la fase di carica, vedi Figura 10. I risultati mostrano anche come il tempo adimensionalizzato Fo sia correlato alla variabile rapporto dei raggi tramite una legge esponenziale con esponente pari a -5.5 in accordo con i vincoli geometrici indicati in premessa.

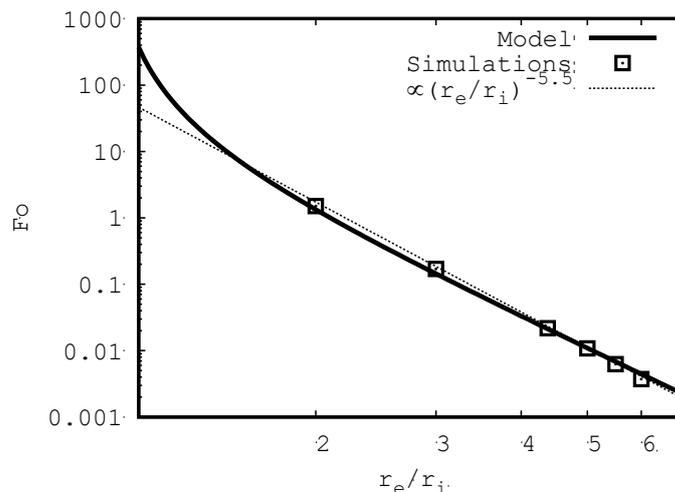


Figura 11. Tempo di scarica adimensionalizzato in funzione del rapporto dei raggi. Confronto tra i risultati dei test numerici dettagliati (Simulations) e i risultati predetti dal modello semplificato di scarica (Model).

2.3 Applicazione del modello semplificato alla geometria ENEA-TES-LH02

I modelli descritti sono stati quindi applicati alla geometria ENEA-TES-LH02 rappresentata in Figura 1 ed in particolare alla geometria del singolo attraversamento i cui principali parametri geometrici sono riportati in Tabella 1. In una prima fase si sono confrontati i risultati dei modelli di simulazione multidimensionale con i risultati predetti dal modello semplificato, vedi Figura 12. I risultati rimarkano la buona corrispondenza del modello con correlazione $Nu - Ra$ di Cebeci come i parametri geometrici del modulo ENEA suggeriscono anche se ci si aspetta una leggera sottostima dei tempi di carica rispetto al modello più complesso, come evidenziato in Figura 12.

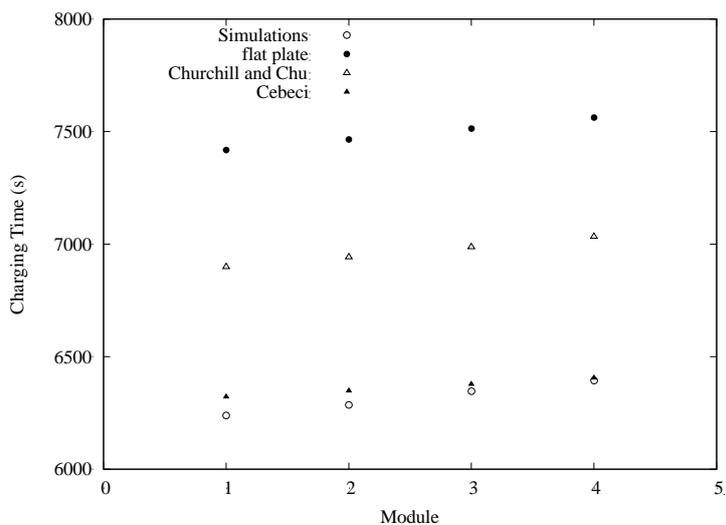


Figura 12. Confronto dei tempi di carica calcolati con il modello semplificato e i tempi calcolati in precedenza nelle simulazioni fluidodinamiche dei singoli moduli.

Il modello è stato quindi applicato ai 16 moduli previsti stimando per ciascuno la temperatura d’ingresso fluido HTF in base al flusso termico medio stimato dal modello essendo i vari moduli disposti in serie, vedi Figura 13. Il tempo di carica dell’intero sistema dipenderà quindi dal tempo di carica misurato rispetto all’ultimo modulo al quale bisognerà aggiungere il tempo necessario a liquefare il materiale di accumulo non incluso nel modello semplificato, ma presente nel sistema reale.

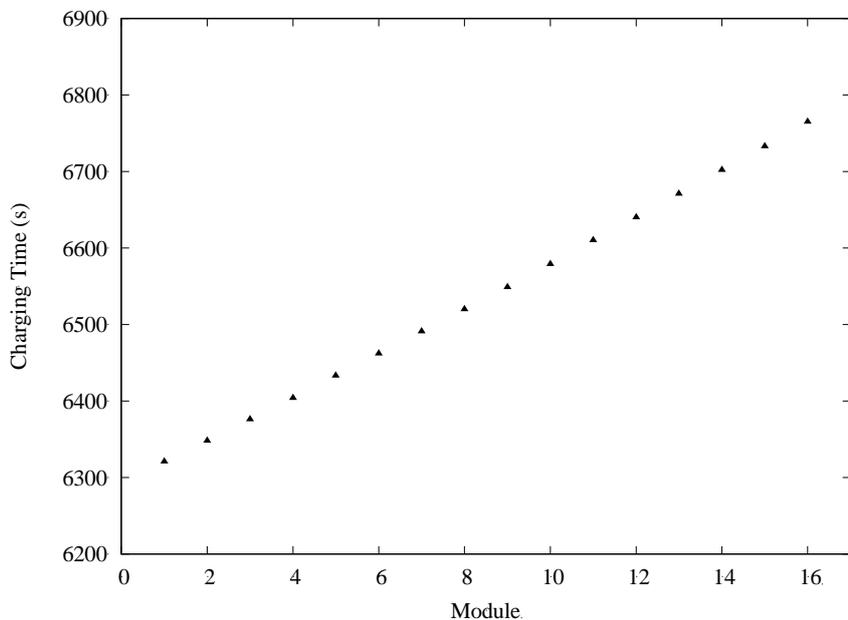


Figura 13. Tempo di carica dei singoli moduli come da modello semplificato.

Come mostrato in Figura 14, considerando i parametri geometrici del sistema, bisogna considerare un volume complessivo del PCM pari a $V_{eff} = 89 \text{ dm}^3$ mentre il volume incluso nel modello è risultato essere pari a $V_{model} = 45,2 \text{ dm}^3$.

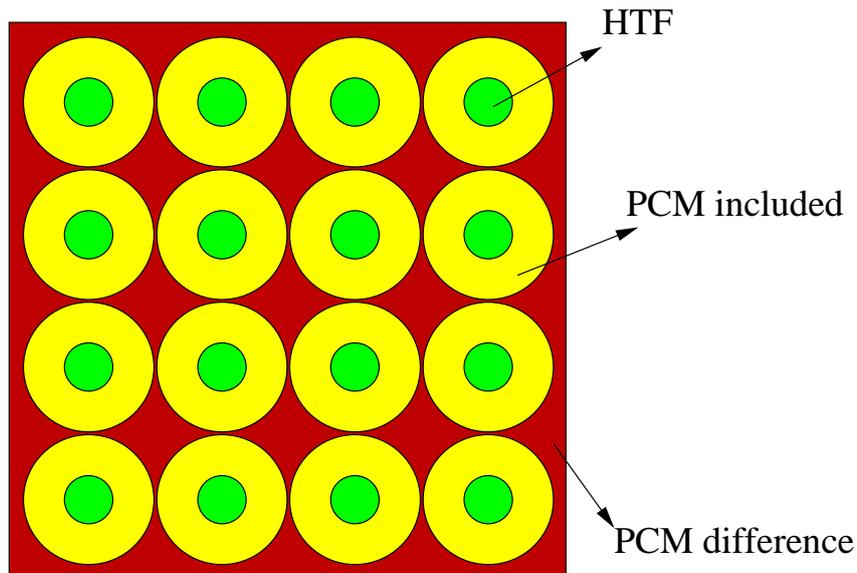


Figura 14. Vista superiore del modulo LH-TES-ENEA2 studiato con evidenziate le zone occupate dal fluido termovettore (HTF) e dal PCM incluso (included) nel calcolo semplificato e il materiale non incluso nel volume inserito nel modello (difference).

Al fine di determinare il tempo necessario al completamento di un ciclo di carica si è provveduto a calcolare la potenza termica mediamente trasmessa al fluido dai moduli, vedi Figura 15, e quindi si è rapportata tale quantità all'effettiva quantità di massa di PCM coinvolta nel processo. In tal modo si è giunti ad una stima del tempo di carica effettivo, t_{charge} , pari a:

$$t_{charge} = \frac{V_{eff}}{V_{model}} \cdot \frac{H_{tot}}{P_{tot}}$$

Dove V_{eff} rappresenta il volume effettivo di PCM presente all'interno del sistema, V_{model} il volume di PCM compreso nel modello dei 16 moduli, H_{tot} , l'entalpia totale accumulata nel sistema in fase di carica e $P_{tot} = \sum_{i=1}^{16} P_i$ la somma di tutte le potenze medie relative ai singoli moduli predette dal modello, vedi Figura 15. Nel caso specifico la fase di carica predetta dal modello semplificato si attesta su un tempo complessivo di carica pari a 13300 s.

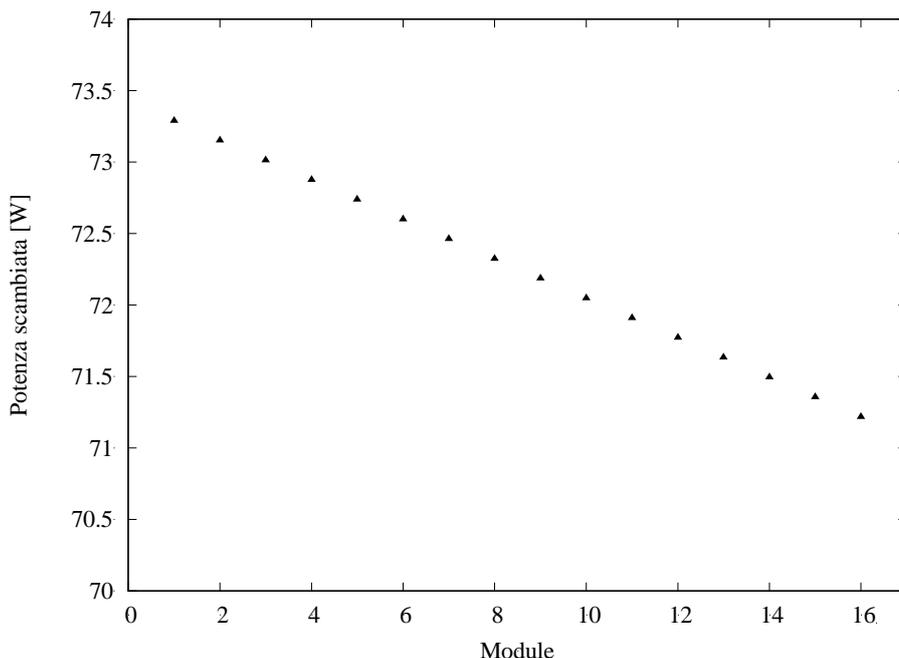


Figura 15. Potenza termica media trasmessa dal singolo modulo durante l'intero processo di carica del sistema.

È stata studiata anche la fase di carica del sistema di accumulo ENEA-TES-LH02 in relazione al modello semplificato di carica prima esposto. L'analisi effettuata ha riportato delle potenze scambiate per singolo modulo circa 4 volte più basse rispetto a quanto riportato nel caso di carica del sistema (vedi Figura 16), risultato già riscontrato in fase di validazione.

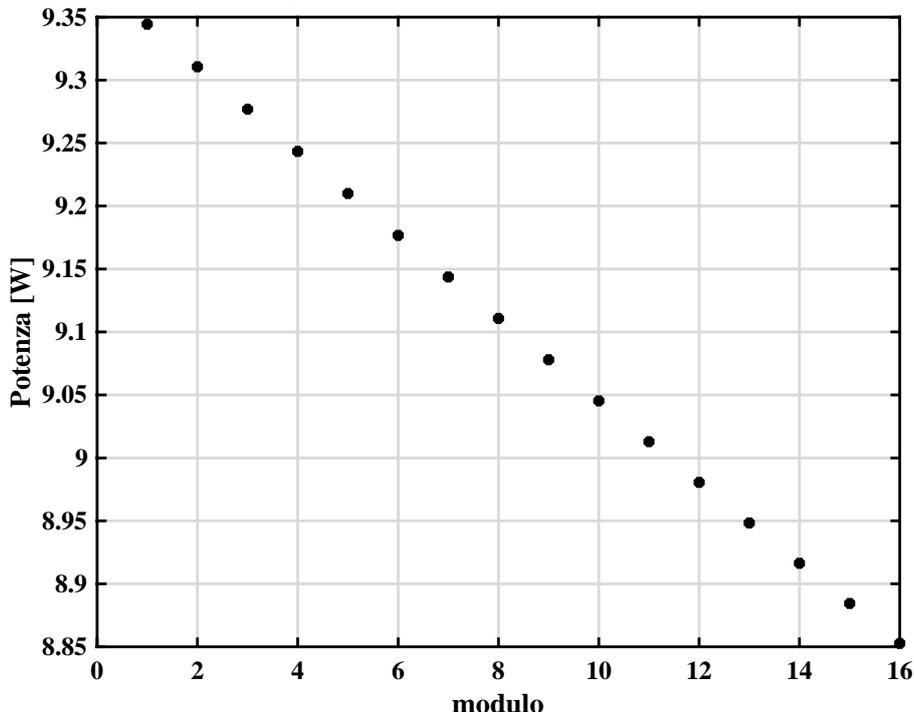


Figura 16. Potenza termica media trasmessa dal singolo modulo durante l'intero processo di scarica del sistema.

Il risultato condotto porta ad un tempo stimato di scarica completa pari a circa 15 ore come riportato in Figura 17. Il risultato evidenzia la difficoltà del sistema nel sostenere il processo di scarica in maniera efficiente. La difficoltà di scioglimento è imputabile allo strato di materiale solido che sin dall'inizio della fase

di scarica tende a coprire la serpentina limitandone la capacità scambiante con il materiale PCM ancora liquido all'interno del materiale. Per ovviare a tale problema risulterebbe necessario cercare di promuovere la trasmissione del calore verso le zone più lontane dal tubo HTF all'interno del PCM.

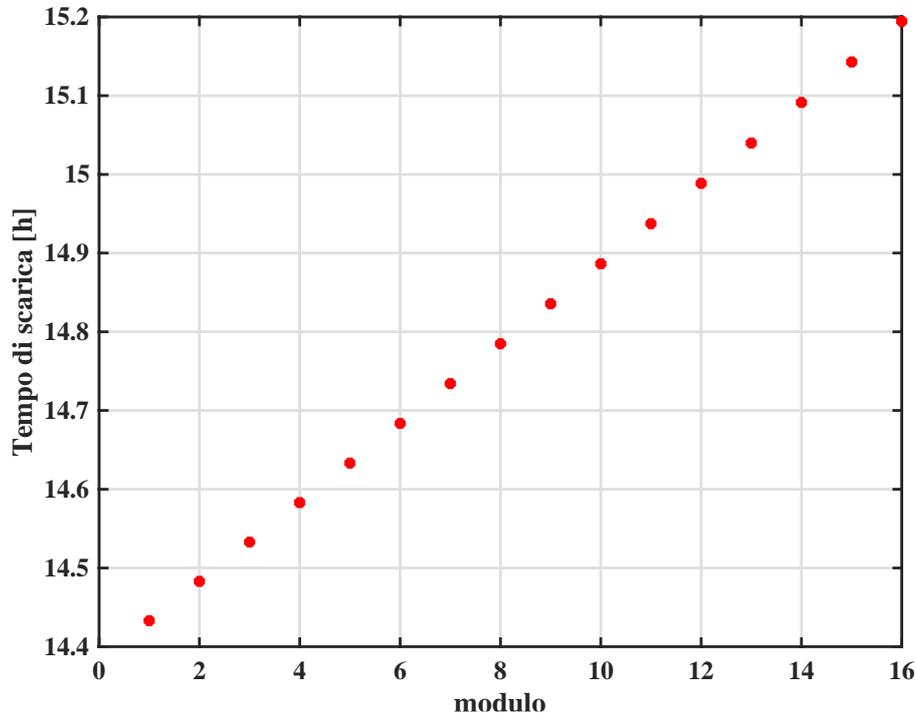


Figura 17. Tempo di scarica completa dei singoli moduli.

3 Conclusioni

Il presente studio riguarda i sistemi di accumulo termico a cambiamento di fase per applicazioni relative ai sistemi di conversione dell'energia. I sistemi studiati sono del tipo a fascio tubiero, shell-and-tube, dove il materiale di accumulo termico è attraversato da un fascio tubiero nel quale scorre il fluido termovettore, heat transfer fluid (HTF). Il problema è stato semplificato al fine di sviluppare un modello matematico in grado di predire il comportamento del sistema al variare dei parametri sia fisici, quali temperature operative, caratteristiche dei materiali utilizzati, parametri geometrici principali del sistema. Il sistema è caratterizzato da comportamenti fisici associati al fenomeno dello scambio termico accoppiato tra fluido termovettore e materiale di accumulo, passaggio di fase del materiale di accumulo, moti convettivi all'interno della fase liquida del materiale di accumulo. Questi fenomeni sono legati reciprocamente e rendono il sistema da modellizzare complesso. La stessa fenomenologia associata alla fase di carica del sistema, con passaggio di fase del materiale di accumulo da solido a liquido, e la fase di scarica, dove il materiale di accumulo torna alla fase solida a partire da quella liquida, comporta una diversa trattazione del sistema. Il modello semplificato deve quindi essere sviluppato in maniera coerente al tipo di fenomeno che si vuole considerare. Sono stati quindi proposti due modelli semplificati, uno per la fase di carica ed uno per la fase di scarica. Al fine di validare i modelli proposti si è provveduto a confrontare i risultati ottenuti dai modelli semplificati con dei risultati di riferimento che fanno capo a sperimentazioni. I risultati della validazione hanno mostrato un ottimo accordo per entrambi i modelli proposti. I risultati hanno mostrato una solidità anche al variare di alcuni parametri fondamentali del problema, evidenziandone la robustezza ed affidabilità. I modelli sono quindi stati applicati al modello di accumulo termico ENEA-TES-LH02 e sono state analizzati i risultati in termini di prestazioni relativamente all'interno sistema. Il sistema è caratterizzato da una serpentina continua interna al modulo di accumulo che è stata assimilata ad una serie di moduli ad andamento verticale dei tubi HTF. Il sistema ha quindi evidenziato dei tempi di carica dell'intero sistema di circa 4 ore, tempistiche che dipendono notevolmente dal livello di carica finale richiesto. Di contro il sistema presenta una notevole

difficoltà a poter essere scaricato, presentando dei tempi di scarica di molto superiori, anche fino a 15 ore, per una scarica completa del sistema. Anche in questo caso i tempi dipendono notevolmente dal livello di scarica richiesto. L'analisi ha quindi evidenziato come il sistema presenti una grande sensibilità alla percentuale di carica e di scarica richiesta. Tramite il modello proposto è possibile procedere a valutazioni di massima per la progettazione del sistema e per la valutazione del ciclo ottimale di carica e di scarica in grado di soddisfare le necessità dell'utenza.

4 Riferimenti bibliografici

1. S. Churchill, H. Chu, Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate, *Int. J. Heat Mass Transf.* 18 (11) (1975) 1323–1329,
2. T. Cebeci, Laminar-free-convective-heattransferfromtheoutersurfaceofavertical circular cylinder, in: *Proceedings of the 5th International Heat Transfer Conference 3 (NC 1.4)*, 1974, pp. 15–19.

5 Abbreviazioni ed acronimi

TES		Thermal Energy Storage
LHTES		Latent Heat Thermal Energy Storage
PCM		Phase Change Material
T_{sol}	[K]	Temperatura di solidus
T_{liq}	[K]	Temperatura di liquidus
T	[K]	Temperatura
H	[J/kg]	Entalpia totale
h_{ref}	[J/kg]	Entalpia di riferimento
ΔH	[J/kg]	Entalpia latente
c_p	[J/(kg K)]	Calore specifico a pressione costante
Λ	[J/kg]	Calore latente
A	[m^2]	Area scambio termico
u	[m/s]	Velocità
p	[Pa]	Pressione statica
k	[W/(m K)]	Conducibilità termica
α	[m^2/s]	Diffusività termica
Pr		Numero di Prandtl
Nu		Numero di Nusselt
Ra		Numero di Rayleigh
Gr		Numero di Grashof

Curriculum scientifico del gruppo di lavoro

Curriculum Vitae FRANCESCO FORNARELLI

Ruolo universitario

Ricercatore t.d. legge 240/10 art.24 lett. b

Settore scientifico-disciplinare

ING-IND/08 – Macchine a Fluido

Afferenza

Dipartimento di Scienze Agrarie, Alimenti, Risorse Naturali e Ingegneria Università degli Studi di Foggia

Formazione e principali esperienze scientifiche e/o professionali

2021 Ricercatore a tempo determinato tipo b presso l'Università degli Studi di Foggia

2019 Commissario esame di stato per l'abilitazione nazionale alla professione di Ingegnere

2018-2020 Ricercatore a tempo determinato tipo a presso il Politecnico di Bari

2014-2018 Assegnista di Ricerca presso il Politecnico di Bari

2008 Dottorato di ricerca in Ingegneria Civile ed Ambientale presso l'Università degli Studi di Genova

2003 Dottore in Ingegneria Meccanica presso il Politecnico di Bari

2002 Short Training Period presso il von Karman Institute for Fluid Dynamics

Attuali interessi di ricerca e recenti progetti finanziati

Responsabile scientifico progetto ENEA Ricerca di Sistema su sistemi di accumulo di energia termica

Responsabile scientifico del Politecnico di Bari progetto PON MIUR Ricerca ed Innovazione (Cod. ASR01 00849)

Principali attività scientifiche

2014 - 2016 Partecipante al progetto di Meccanica Statistica dell'Istituto Nazionale di Fisica Nucleare (INFN). Titolo: "Particles and Fields in Turbulent Flows" c/o INFN, Lecce, Gruppo IV, Progetto TV62.

2013 - 2015 Partecipante al progetto "Governing Physical Principles for Synthesis of Composite Hydrogels" (GA- 5204075127) in MISTI program (MIT International Science and Technology Initiatives) at Massachusetts Institute of Technology (USA), partner Politecnico di Bari.

Attività didattica

Docente titolare dei corsi di Sistemi Energetici II, Produzione Sostenibile dell'Energia, Modellistica e Simulazione degli Impianti Motori, Termodinamica Applicata, Calcolo Numerico

Altre experties

Revisore per numerose riviste scientifiche internazionali

Chairman e Organizzatore di convegni scientifici nel settore di appartenenza

CURRICULUM VITAE

Sergio Mario CAMPOREALE

AFFILIATION

Dept. Mechanics, Mathematics and Management, Polytechnic of Bari

BIOGRAPHY

2017 - Full Professor of Fluid Machinery, at Polytechnic of Bari (Italy)

1983, Laurea Degree (five years degree) in Mechanical Engineering, in 1983 at the University of Bari, with honours.

DIDACTIC ACTIVITY

Scientific Responsible of the 1st Bari Automotive Summer School, in cooperation with BOSCH-CVIT, Bari-Modugno

He has thought courses of "Energy Systems II", "Internal Combustion Engines", "Thermal Power Plants", "Applied Thermodynamics", "Energy Systems I", "Renewable Energy" and "Modeling and Simulation of Energy Systems"

ACADEMIC COMMITMENTS

Rector's Delegate of the Polytechnic of Bari for Education and Teaching

Member of the Scientific Board of the Doctorate in Mechanical Engineering

Head of the Master Degree in Mechanical Engineering, 3-years period 2015-2018- 2018-2021

RESEARCH GRANTS

- Program PON – "MEL – Marine Energy Lab", Responsible of Research Unit of Politecnico di Bari, Research project for design and development of an innovative offshore wind turbine (budget of Politecnico: 560,242.00 eur) Industrial Partner AVIO S.p.A.
- Program PON02_00576_3333604 "INNOVHEAD -Innovative Technologies for reducing emissions, fuel consumption and operating costs of Heavy Duty engines", responsible of the Research Objective #6 "Fluid-dynamic simulation of engine with Variable Valve Actuation", partner Centro Ricerche FIAT of Valenzano (Bari)
- Program PON "SEB – Smart Energy Boxes", responsible of research activities A1.1, 1.4 e 1.7, integrated system for power generation and energy storage. Partner: AVIO S.p.A
- Program "Industry 2015", Responsible of Research Unit of Politecnico di Bari, Project "Integration of MILD technologies in low emissions combustion systems".
- PRIN 2004-2006. Responsible of Research Unit of Politecnico di Bari. Project title: "Development and tests of a turbine for wave energy conversion" within in the National Research Program entitled "New breakwaters for coastal protection and wave energy conversion into electric energy,"
Helmholtz resonators for damping combustion instabilities"

AWARDS

- Finmeccanica "Innovation" award 2014 for the project "Helmholtz resonators for gas turbine burner", in sharing with Ansaldo Energia R&D combustion group
- **2015 Turbo Expo Best Paper Award** with the paper "GT2015-43571 - EXTERNALLY FIRED MICRO GAS TURBINE AND ORC BOTTOMING CYCLE: OPTIMAL BIOMASS/NATURAL GAS CHP CONFIGURATION FOR RESIDENTIAL ENERGY DEMAND" Author(s): Sergio Mario Camporeale, Patrizia D. Ciliberti, Antonio Pantaleo, Bernardo Fortunato & Marco Torresi

ORC 2017 - Best Paper Award for the paper "Hybrid solar-biomass combined Brayton/organic Rankine-cycle plants integrated with thermal storage: Techno-economic feasibility in selected Mediterranean areas" by Antonio M. Pantaleo, Sergio M. Camporeale, Arianna Sorrentino, Adio Miliozzi, Nilay Shah, and Christos N. Markides, <https://www.journals.elsevier.com/renewable-energy/awards/renewable-energy-article-wins-orc-2017-best-paper-award>