



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



Ministero della Transizione Ecologica



Ricerca di Sistema elettrico

# Modelli numerici di un sistema di accumulo termico a sali fusi termoclineo per CSP con doppio scambiatore

M. Capocelli, M. De Falco, L. Di Paola, V. Piemonte



Report RdS/PTR(2020)/242

Modelli numerici di un sistema di accumulo termico a sali fusi termoclino per CSP con doppio scambiatore

M. Capocelli, M. De Falco, L. Di Paola, V. Piemonte (Università Campus Bio-Medico di Roma)

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 1.28 - *Sviluppo di componentistica avanzata per impianti CSP: modellazione di sistema di accumulo termico termoclino a sali fusi a doppio scambiatore*

Responsabile del Progetto: Alberto Giaconia, ENEA

Responsabile scientifico Università "Campus Bio-Medico" di Roma: Marcello De Falco

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE.....	5
2 DESCRIZIONE DELLE ATTIVITÀ SVOLTE E RISULTATI.....	6
2.1 MODELLI DI SCAMBIO TERMICO .....	6
2.2 MODELLI ANALITICI E DI ORDINE RIDOTTO .....	12
2.3 STIMA DI PARAMETRI CON MODELLO RIGOROSO IN G-PROMS.....	20
2.4 PREPARAZIONE MODELLO COMSOL-MULTIPHYSICS 3D.....	22
3 CONCLUSIONI .....	23
4 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI.....	23
5 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI .....	24
6 BREVE CV DEI RICERCATORI COINVOLTI NEL PROGETTO .....	25

## Sommario

*Nel seguente documento si presenta la progettazione ed i primi risultati di un'analisi di modellazione condotta su dati sperimentali dell'impianto di stoccaggio termico ENEA (Thermal Energy Storage - TES). In primo luogo, sarà descritto un modello di scambio termico riferito ad uno scambiatore equivalente shell & tube in grado di riprodurre perfettamente le performance dello scambiatore spiroidale installato nel TES. Il modello di scambio termico, una volta testato con ulteriori dati, sarà disponibile per analisi di processo, analisi di sensitività, eventuali modifiche impiantistiche e/o inserito come sotto modello nelle simulazioni termo-fluidodinamiche. Attraverso la regressione dei dati sperimentali, verrà validato un modello di primo ordine in grado di fornire una funzione analitica del termoclino utile ai fini della valutazione di performances, del confronto con altri sistemi e dell'implementazioni in simulazioni di sistemi integrati (a.e. power plants). Verrà inoltre impostato il lavoro teorico (descrizione dell'equazioni e degli algoritmi risolutivi) per una soluzione analitica del sistema di carico e scarico in contemporanea e soprattutto per la simulazione termo-fluidodinamica rigorosa con software commerciali quali GProms e Comsol Multiphysics. Quest'ultima analisi sarà oggetto principale delle prossime attività di modellazione.*

## 1 Introduzione

Per la simulazione delle performance del sistema Thermal Energy Storage (TES) di ENEA, l'Unità di Ricerca "Ingegneria di Processo" dell'Università "Campus Bio-medico" di Roma (UCBM) ha utilizzato diversi strumenti fisico-matematici per interpretare le prove sperimentali condotte su scala pilota in fase di carica e scarica. Dall'analisi della letteratura scientifica in materia è stato possibile individuare e classificare le attività di modellazione caratteristiche di un tale sistema:

- i)* di tipo analitico,
- ii)* di natura empirica o semi-empirica
- iii)* di tipo termo-fluidodinamico/computazionale.

Quest'ultimo approccio (*iii*) è tipicamente bi-dimensionale ai fini della valutazione della circolazione naturale e del profilo di temperatura sotto l'ipotesi di simmetria radiale. Tale approccio, se utilizzato correttamente, permette di avere informazioni chiare sulla fenomenologia del TES ma richiede anche un sistema di rilevamento dati (necessario per la validazione) affidabile e molto dettagliato (e quindi una maggiore complessità dell'impianto sperimentale). È da notare inoltre che il particolare il sistema di stoccaggio ENEA, con scambiatori spirodali asimmetrici e tubi di risalita coibentati, presenta un unicum dal punto di vista della fluidodinamica e quindi della risposta a flussi di calore in ingresso ed in uscita. Data la complessità fenomenologia dei sistemi TES, di natura dinamica nello scambio di calore e quantità di moto, le soluzioni analitiche e le correlazioni di dati sperimentali con modelli semi-empirici (*i* e *ii*) sono solitamente di ordine ridotto e quindi si basano su soluzioni stazionarie e monodimensionali (o non-dimensionali). Tali modelli, inoltre, come verrà sottolineato nel seguito, possono fornire risultati propedeutici all'impostazione delle simulazioni più complesse (*iii*).

Per tale motivo si è pensato di predisporre un piano di lavoro per *step* successivi in modo da seguire l'attività sperimentale e che renda possibile la validazione di modelli via via più dettagliati. Si ritiene che con tale metodologia sia possibile approcciare in maniera corretta la complessa fenomenologia del sistema, ottenendo risultati ed informazioni utili con sempre maggior dettaglio e precisione in modo tale da validare modelli sempre accurati e/o focalizzati su particolari aspetti del TES. Inoltre, con una analisi modellistica di natura "progressiva", sarà possibile seguire in maniera dinamica le prove sperimentali (modificando il modello e le prove) sotto diversi aspetti e diversi livelli di dettaglio.

Le attività descritte sono schematizzate in Figura 1 e prevedono l'utilizzo di software di simulazione e la continua interconnessione con le prove sperimentali. Queste ultime rappresentano il principale input dei modelli fisico-matematici, i quali a loro volta sono guidati dalle analisi teoriche che a loro volta richiedono nuovi dati e/o il monitoraggio di nuove variabili. Tale piano di lavoro, per l'ottenimento di simulazioni affidabili, validate su numerosi dati sperimentali, ha una durata minima prevista di due anni. Al termine dell'intero programma, sarà possibile implementare modelli di simulazioni del TES per l'estensione dei dati sperimentali, nell'analisi di processo di CSP, nello scale-up dell'impianto pilota e per la simulazione di eventuale revamping/modifiche geometriche.

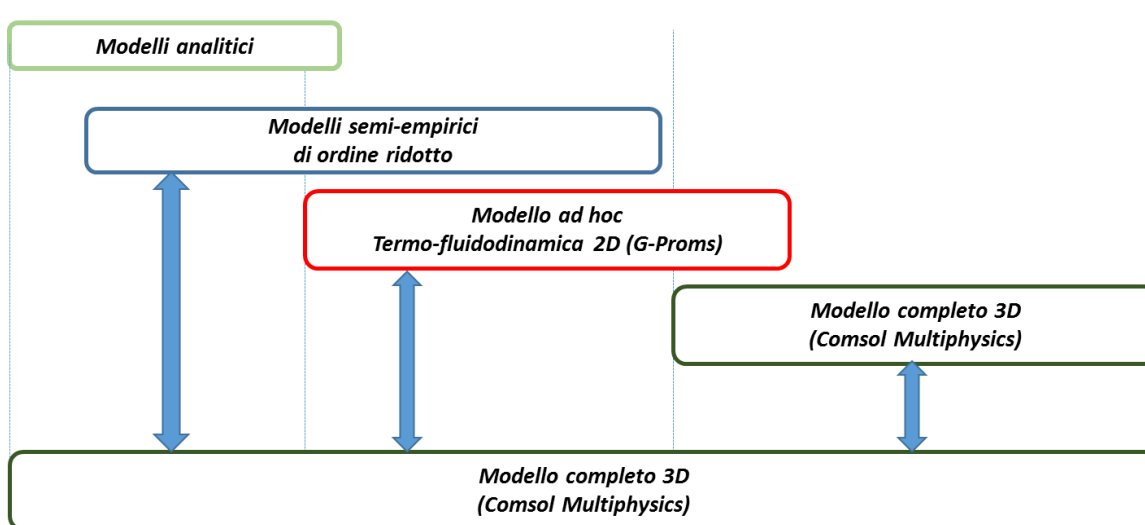


Figura 1. Piano di lavoro pluriennale

Nella seguente relazione, vengono descritte le attività del primo anno svolte dal team di Ingegneria di Processo dell'UCBM facendo riferimento ai quattro macro-settori riportati in Figura 1:

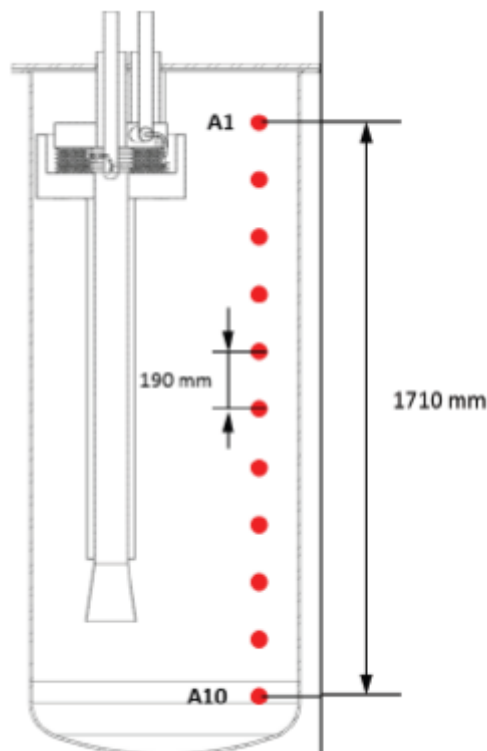
- 1) Modelli analitici;
- 2) Modelli semi-empirici;
- 3) Modellazione termo-fluidodinamica *ad hoc*;
- 4) Modellazione completa con software commerciale CFD;

## 2 Descrizione delle attività svolte e risultati

### 2.1 Modelli di scambio termico

In primo luogo, avendo a disposizione temperatura e portata dell'olio nel circuito degli scambiatori, è stato possibile validare un modello di scambio termico capace di mettere in relazione la classica trattazione di Kern [1] per gli scambiatori di calore di tipo *Shell&Tube* con lo scambiatore spirale installato all'interno del TES.

L'istaurarsi della circolazione naturale all'interno del TES nei due test sperimentali condotti da ENEA ha permesso di misurare una potenza termica scambiata ed una portata di olio stazionarie. Il profilo di temperatura nel serbatoio è rilevato in prossimità del tubo di risalita tramite 9 termocoppie visibili in Figura 2. Le temperature sono rilevate per intervalli temporali dell'ordine di grandezza del minuto.



**Figura 2. Posizionamento delle termocoppie nel serbatoio di stoccaggio**

La linearizzazione dello scambiatore che permette di stabilire un'analogia nello scambio termico è rappresentata dallo scambiatore equivalente Tubi & Mantello riportato in Figura 3. Tale meccanismo di circolazione, per le portate stimate e la sezione di passaggio trasversale al fascio tubiero (evidenziata nel dettaglio di Figura 3), permette l'istaurarsi di un meccanismo di scambio assimilabile alla convezione forzata in entrambi i lati (tubi e mantello) per il quale verranno testate le correlazioni semi-empiriche proposte dalla trattazione del libro *Process Heat Trasfer* di D. Q.Kern [1]. Applicando i bilanci di energia lato olio e lato sali è stato possibile in primo luogo verificare le portate massiche in gioco. Il modello matematico dello scambio termico è esplicitato dalle equazioni 1 – 8:

$$U_D = \frac{Q}{LMTD \cdot Ft \cdot A} \quad (1)$$

$$U_C = \left( \frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} \quad (2)$$

$$Nu_t = \frac{h_i ID_t}{k_o} = 0.023 \cdot Re_o^{0.8} Pr_o^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (3)$$

$$Nu_s = \frac{h_o D_e}{k_{MS}} = 1.86 \cdot Re_{MS}^{0.33} Pr_{MS}^{0.33} \left( \frac{r}{L} \right)^{0.1} \quad (4)$$

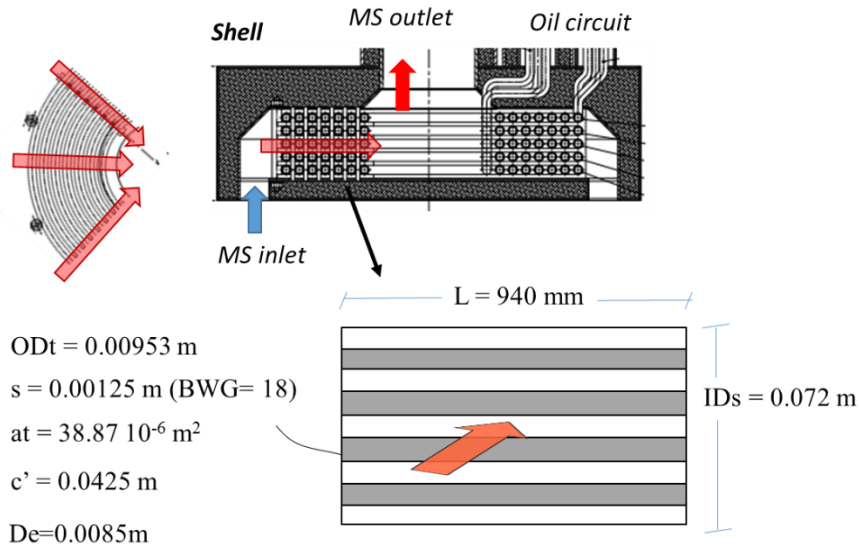
$$Re_t = \frac{ID_t \rho_o v_o}{\mu_o} \quad (5)$$

$$Re_s = \frac{ID_t \rho_{MS} v_{MS}}{\mu_{MS}} \quad (6)$$

$$Pr_s = \frac{\mu c_p}{k} \tag{7}$$

$$Pr_t = \frac{\mu c_p}{k} \tag{8}$$

La validazione viene effettuata attraverso il calcolo del coefficiente di scambio  $U_C$  ed il confronto dello stesso con il valore misurabile  $U_D$  (stimato dal bilancio di energia in eq. 1) come nel classico algoritmo di progetto di Kern.



**Figura 3. Sezione dello scambiatore e modello di scambiatore equivalente di tipo Shell & Tube**

I valori sono stati calcolati per ogni intervallo di tempo sperimentale in ipotesi di stazionarietà. Il fattore correttivo  $F_t$  che, in base all’effettivo profilo di scambio termico, riduce il delta medio logaritmico (LMTD) è stimato in base al modello di tipo cross-flow *Trombone-cooler* ed è pari a 0.97 per entrambe le prove. Per il calcolo del LMTD, sono state utilizzate le misure nel tempo della temperatura dei sali di fondo (termocoppia A9) e di testa rilevata sulla termocoppia A2. Questa è coincidente, per ipotesi di adiabaticità nei tubi di risalita/discesa, con quella di uscita dallo scambiatore (/ingresso nel tubo di risalita).

I coefficienti di scambio lato *shell*,  $h_o$  e lato *tube*,  $h_i$  sono stimati dalle relazioni per il calcolo del numero di Nusselt,  $Nu$  (eqs. 3,4). Le equazioni di scambio termico in convezione forzata dipendono dalle proprietà fisiche dei fluidi riportate (valori medi) nella Tabella 1 e dalla portata volumetrica dei sali all’interno delle spire (cioè dalla potenza termica scambiata con l’olio).

**Tabella 1. Proprietà fisiche dei fluidi alle temperature medie**

	OLIO	SALI
$c_p$ [kJ/kg K]	2.35	1.56
$\rho$ [kg/m³]	810	1940
$\mu$ [Pa s]	$0.25 \cdot 10^{-3}$	$7.50 \cdot 10^{-3}$



<b>k [W /mK]</b>	0.09	0.435
------------------	------	-------

Per il calcolo dei coefficienti di scambio si è ipotizzata una velocità della miscela di sali, dipendente dalla circolazione naturale, che soddisfacesse il bilancio di energia riportato nella seguente equazione:

$$w_{MS} = \frac{Q}{c_p \cdot (t_{in} - t_{out})} \quad (9)$$

Come sezione di passaggio è stata assunta un'area di attraversamento trasversale di passaggio tra le spire evidenziate in Figura (modello scambiatore equivalente con tubi in grigio e sezione di passaggio in bianco).

$$A_t = L \cdot (ID_s - 5 \cdot OD_t) \quad (10)$$

La velocità del sale fuso è stata poi calcolata con la semplice equazione:

$$v_{MS} = \frac{w_{MS}}{\rho_{MS} A_t} \quad (11)$$

Nell'ipotesi di flusso radiale, le superfici si riducono durante il passaggio del sale all'interno dello scambiatore e la velocità (e quindi  $Re$  e  $Nu$ ) assume valori maggiori all'uscita dello scambiatore cioè all'ingresso del tubo di risalita/discesa. I calcoli qui riportati sono stati ripetuti con diversi valori di velocità, il risultato migliore, di seguito riportato, coincide con l'assunzione di una velocità "media" corrispondente ad una circonferenza di lunghezza pari a  $L = 0.650m$  (= lunghezza dello scambiatore equivalente di Figura 3).

I risultati della validazione del modello di scambio sono esplicitati in Figura 4-5 dove si fa il confronto tra il coefficiente di scambio calcolato  $U_c$  e quello che si evince dai dati sperimentali  $U_D$ , rispettivamente per i TEST 1-2 (prove di scarico). Le figure evidenziano un'ottima corrispondenza tra il modello e i dati sperimentali. Data la scarsità dei dati e la leggera inversione di tendenza osservata nel test 2 ( $U_D > U_c$ ) non si è ritenuto opportuno l'inserimento di una stima dei *fouling factor*  $R_D$  (Eq. 12), destinata ad una fase successiva alla più estesa validazione del modello:

$$R_D = \left( \frac{1}{U_D} - \frac{1}{U_c} \right) \quad (12)$$

I parametri delle simulazioni per il calcolo dei coefficienti di scambio visibili in Figura 4-5, mediati nell'intervallo temporale di ogni test sperimentale, sono riportati in Tabella 2.

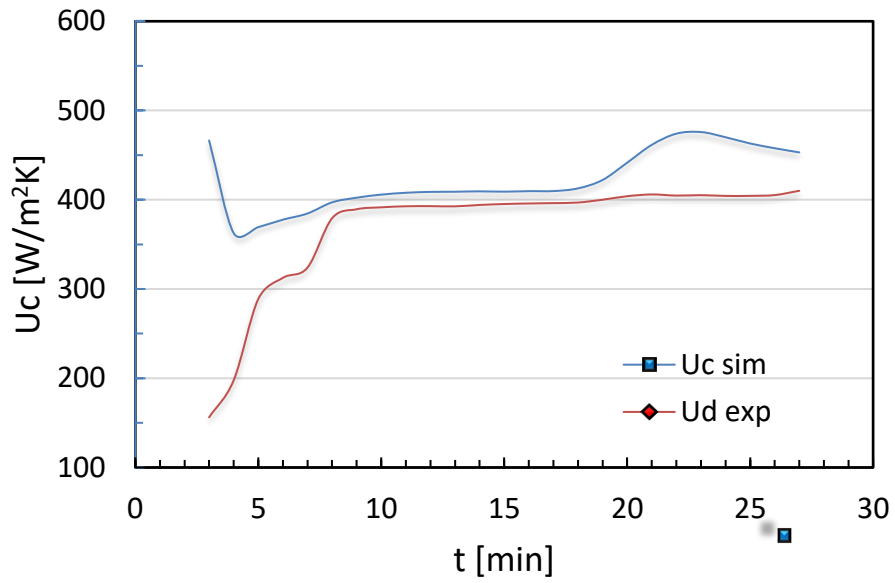


Figura 4. Confronto tra coefficiente globale di scambio misurato e calcolato (Test-1)

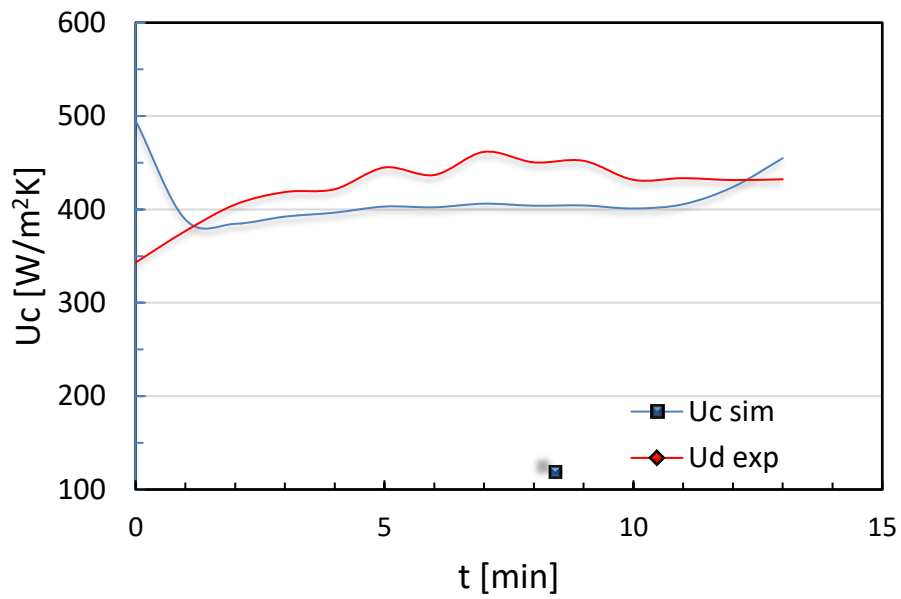
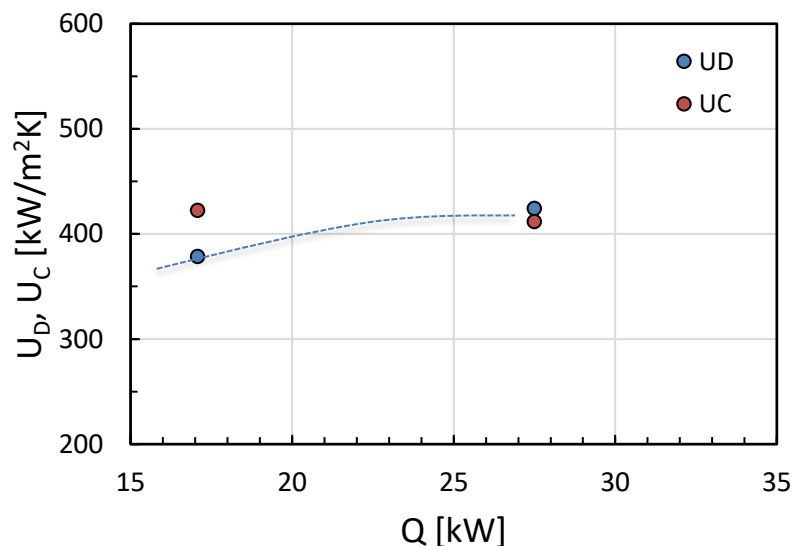


Figura 5. Confronto tra coefficiente globale di scambio misurato e calcolato (Test-2)

**Tabella 2. Parametri medi calcolati nelle simulazioni**

TEST	$Q$ [kW]	LMTD [°C]	$U_D$ [W/m <sup>2</sup> K]	$Re$	$Pr$	$Nu$	$h_i$ [W/m <sup>2</sup> K]	$Re$	$Pr$	$Nu$	$h_o$ [W/m <sup>2</sup> K]	$U_c$ [W/m <sup>2</sup> K]
DIS-1	17	66	378	18917	6	127	1698	13	29	10	640	422
DIS-2	27	94	424	16495	7	118	1620	13	28	10	630	411

Nonostante le differenze tra i valori calcolati e quelli sperimentali siano molto ridotte, è necessario realizzare un piano di validazione più esteso, in grado di correlare il coefficiente di scambio in situazioni diverse, soprattutto per diverse potenze termiche e quindi diverse velocità (circolazione naturale) e numeri di Reynolds. Nella Figura 6 si rappresentano i due punti calcolati grazie alle prime prove sperimentali. Sulla base degli andamenti previsti, è possibile impostare una campagna sperimentale estesa. Dalla misura del valore  $U_D$  e dei coefficienti di sporcamento, dando per assunto il calcolo del coefficiente di scambio interno ai tubi  $h_i$ , potrà essere determinata una nuova correlazione *ad hoc* per il coefficiente di scambio esterno  $h_o$ , unica variabile controllante il regime termo-fluidodinamico del TES e caratteristica della particolare geometria dello scambiatore. Tale correlazione, fondamentale soprattutto perché ci si trova in regime di moto laminare, può essere stimata da una correlazione di almeno 10 dati sperimentali (di carica e scarica) attraverso la modellazione proposta.



**Figura 6. Rappresentazione dei punti (sperimentali e calcolati) per le prime due prove (TEST 1 - 2)**

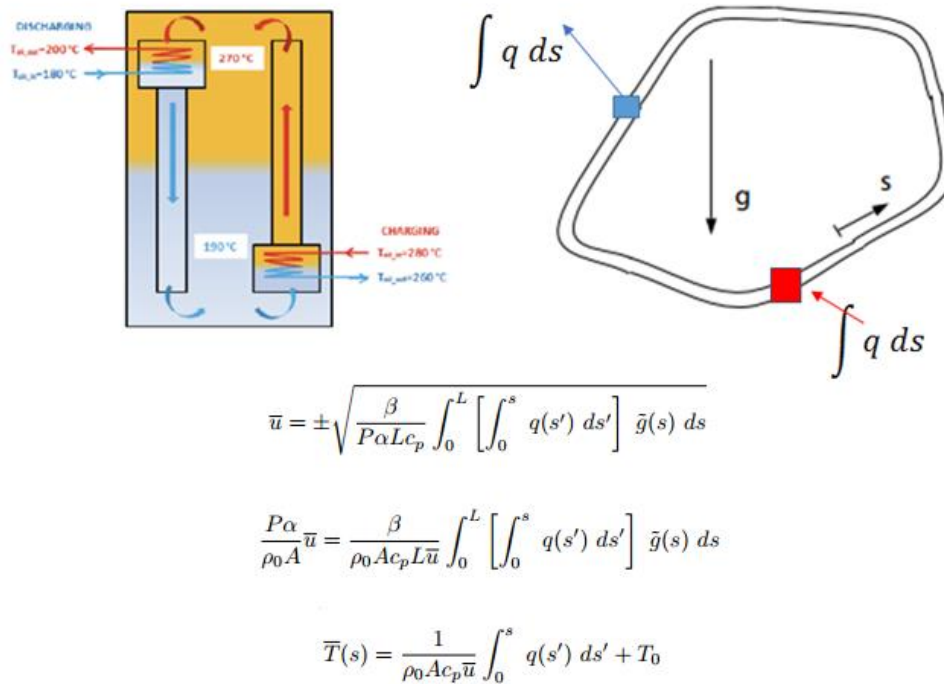
## 2.2 Modelli Analitici e di ordine ridotto

La simulazione di processo dei TES, soprattutto se calata in un sistema energetico complesso, come indicato nell'introduzione, viene spesso affrontata attraverso modelli di ordine ridotto. Tali modelli derivano dalla soluzione dell'equazione di Fourier monodimensionale (trascurando gradienti radiali) e la scrittura di numeri adimensionali per l'ottenimento di soluzioni analitiche capaci di interpolare i dati sperimentali.

Alcuni approcci basati su soluzioni semi-empiriche permettono di ottenere una robustezza accettabile con il vantaggio di una minimizzazione dello sforzo analitico e computazionale. Una volta interpretati i dati sperimentali mediante tali modelli di primo ordine (in alcuni casi di ordine zero con approcci di tipo *black-box*) è possibile:

- valutare funzioni di performance quali quelle di tipo exergetico;
- confrontare le performance con altri risultati di letteratura;
- simulare TES attraverso semplici funzioni all'interno della simulazione di interi processi (a.e. CSP).

Tra i modelli di primo ordine è stata trovata la soluzione analitica descritta schematicamente in Figura 7. Essa è data dalla soluzione delle equazioni di conservazione di materia, quantità di moto ed energia in un loop chiuso caratterizzato da zone di scambio di calore. Sebbene sia di notevole interesse poter disporre di una soluzione analitica del fenomeno, la maggiore approssimazione della soluzione proposta è quella di trascurare il volume esterno ai tubi di trasferimento e di assumere quindi un bilancio di materia chiuso nei nodi di incontro dei due tubi. La soluzione trovata per questo schema verrà testata in caso di funzionamento in contemporanea del sistema di carica e scarica del TES.



**Figura 7. Soluzione analitica di un caso particolare di TES**

Dal punto di vista della caratterizzazione analitica, può essere di maggior interesse l'utilizzo di correlazioni di tipo statistico.

Le funzioni CDF Normali o Logistiche (in particolare un caso speciale della funzione logistica corrispondente alla sigmoide in eq. 13 scritta per una fase di scarico) sono principalmente utilizzate in letteratura per descrivere l'andamento analitico del termoclino [2,3]. Bayon et al. hanno testato queste funzioni su serbatoi di tipo Andasol determinando funzioni di dipendenza del parametro di varianza S con il tempo (funzioni di degradazione del termoclino) [4]. Le funzioni sono riportate di seguito:

$$\theta = \frac{1}{1 + e^{-\frac{z^* - z_c^*}{s}}} \quad (13)$$

$$z^* = \frac{L}{z} \quad (14)$$

$$t^* = \frac{t D}{L^2} \quad (15)$$

$$z_c^* = v^* t^* \quad (16)$$

$$v^* = \frac{\rho c_p L v}{k} \quad (17)$$

$$\theta = \frac{T - T_{min}}{T_{max} - T_{min}} \quad (18)$$

dove  $\vartheta^*$ ,  $z^*$  e  $z_c^*$  sono le funzioni adimensionali rispettivamente della temperatura  $T$ , della variabile spaziale di profondità/altezza  $z$  e della posizione del termoclino,  $z_c$ . La funzione che descrive il profilo di temperatura lungo l'altezza  $z$  (eq. 13) dipende quindi dalle proprietà fisiche

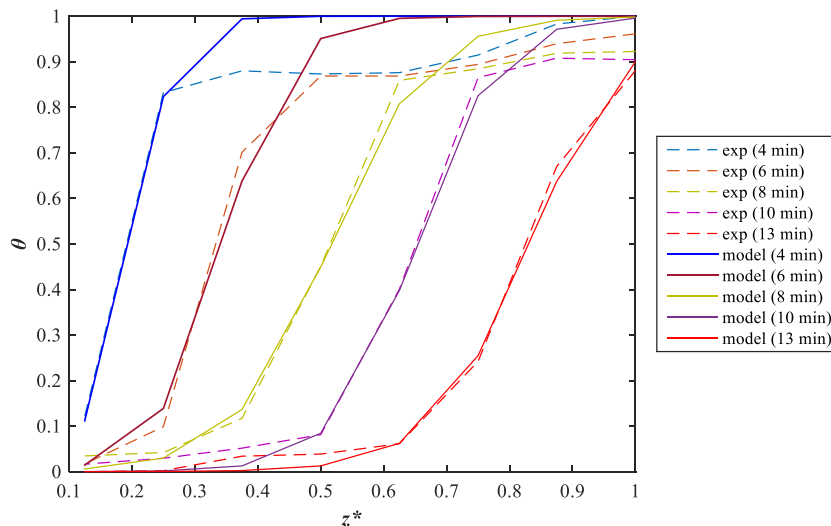
del sale fuso, dalla velocità di bulk  $v_b$  del sale all'interno del serbatoio e da una variabile di forma  $S$ , unico reale parametro di *fitting*, aggiustabile sui dati sperimentali. Sia la velocità di bulk che il parametro  $S$  possono essere correlati, per diverse soluzioni impiantistiche (disponibili in letteratura) con una variabile temporale [2-5].

Nel nostro caso è possibile scegliere la variabile tempo adimensionale  $t^*$  o il numero di Fourier ( $Fo$ ) che meglio caratterizza le peculiarità del sistema (tenendo conto della diffusività).

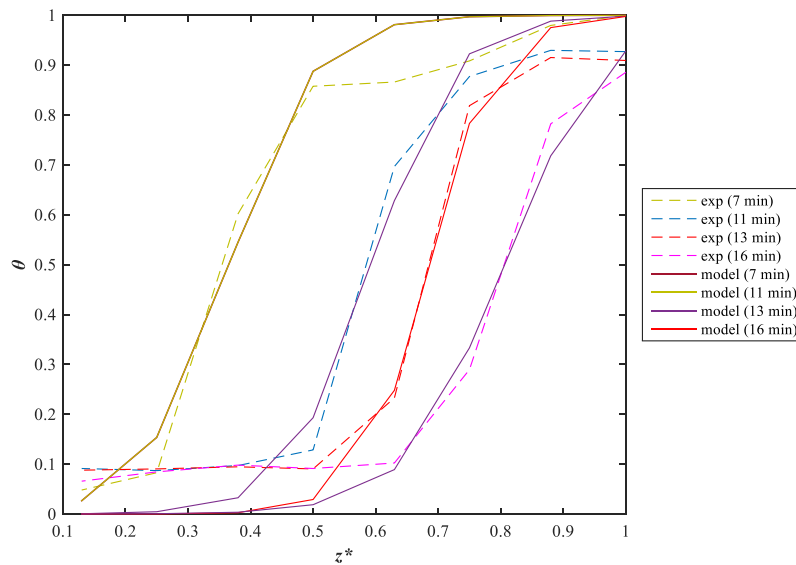
$$Fo = \frac{D t}{l^2} \tag{18}$$

Le simulazioni per entrambi i test portano a valori della velocità di bulk molto prossimi ai valori sperimentali. Quindi, nonostante sia necessario un maggior numero di correlazioni con dati sperimentali, si può affermare che un tale tipo di modello sia adattabile al sistema di stoccaggio termico in esame. In Figura 8 e 9 si riporta un confronto tra il modello di primo ordine descritto ed i dati sperimentali ottenuti per le due fasi di scarica dell'impianto pilota sperimentale.

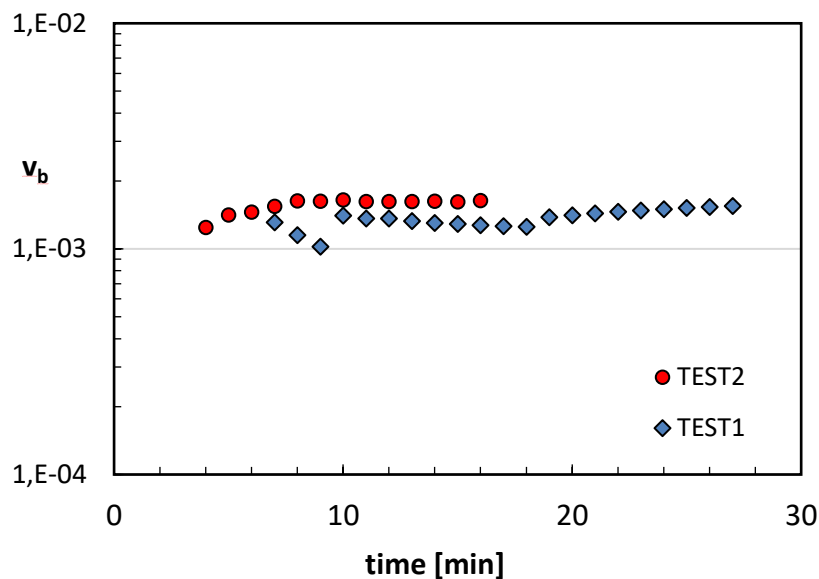
La buona sovrapposizione del modello sui dati nelle zone intermedie (nel tempo e nello spazio) lascia intuire i chiari limiti del modello nel prevedere dati transitori (errore nel tempo) ed effetti di parete o di confine (errore nello spazio per il confronto con le due termocoppie superiori). L'estensione dei dati sperimentali ed il test del modello su singole porzioni di scambiatore (escludendo o mediando il valore delle termocoppie agli estremi) permetterà di validare questa ipotesi. Ciononostante, il modello ha mostrato, in questi primi due test, un accettabile grado di affidabilità, come si evince dal seguente confronto della velocità di bulk. Il valore utilizzato nelle due simulazioni risulta comparabile, come si evince dalla Figura 10. Anche in questo caso, essendo  $v_b$  funzione della potenza termica scambiata, i valori calcolati verranno correlati con la potenza in maniera del tutto equivalente a quanto mostrato in Figura 6 per i coefficienti di scambio.



**Figura 8. confronto tra dati sperimentali e modello di ordine ridotto per la prova di scarico TEST1**



**Figura 9. Confronto tra dati sperimentali e modello di ordine ridotto per la prova TEST2**



**Figura 10. velocità di bulk  $v_b$  stimata per le due prove sperimentali di scarico**

La velocità di degradazione del termoclino è funzione del parametro di ampiezza  $S$ . È possibile valutare infatti, attraverso semplici formule statistiche, il valore dello spessore del termoclino, la *thermocline thickness* (TC), grandezza adimensionale definita come la porzione di TES  $z$  a cui corrisponde il 90% del gradiente globale di temperature (eq. 19) [5].

$$TC = 2 n S \ln(2 + \sqrt{3}) \quad (19)$$

In Figura 11 viene riportato l'andamento temporale della TC per entrambi i test effettuati. Si può notare come, sebbene esista uno *scatter* dovuto alle diverse condizioni operative (principalmente

potenza termica), il modello preveda per entrambi i casi una simile crescita “pseudo-lineare” della TC con il tempo.

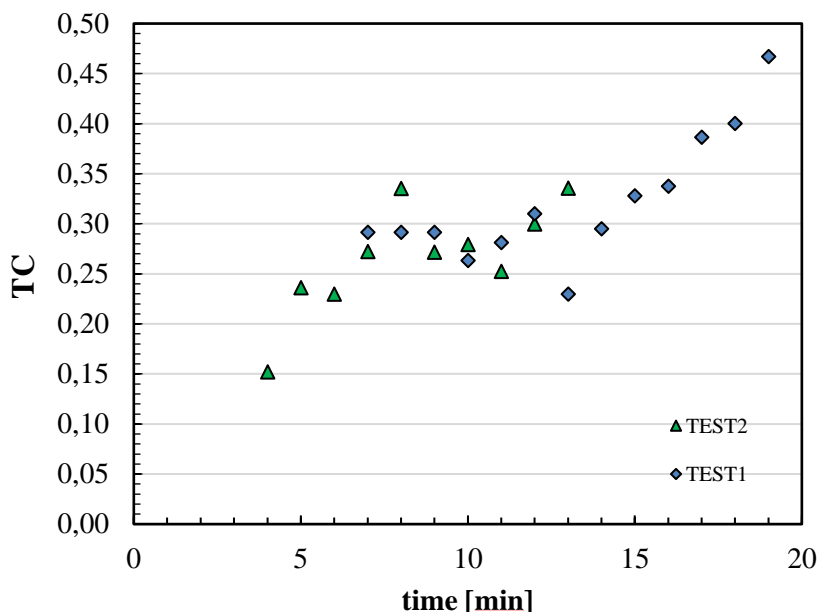


Figura 11. Andamento crescente della thermocline thickness con il tempo

Per poter meglio caratterizzare l’incremento della TC nel tempo in una chiara condizione operativa sono state trovate delle correlazioni con i numeri adimensionali di Re e Fo. L’utilizzo di tali variabili adimensionali permette di ottenere andamenti e correlazioni affidabili quali quelle mostrate in Figura 12 e 13. Le regressioni ottenute (superfici rappresentate in figura) sono descritte dai modelli di Tabella 3. La correlazione 1 con una funzione polinomiale rappresenta i dati con una buona affidabilità (SSE: 0.1835 e  $R^2=0.9308$ ) mentre la correlazione 2 secondo la funzione composta  $TC = (a+b \cdot x) \cdot y^d$  porta a valori di SSE: 0.5702 e di R-square: 0.785.



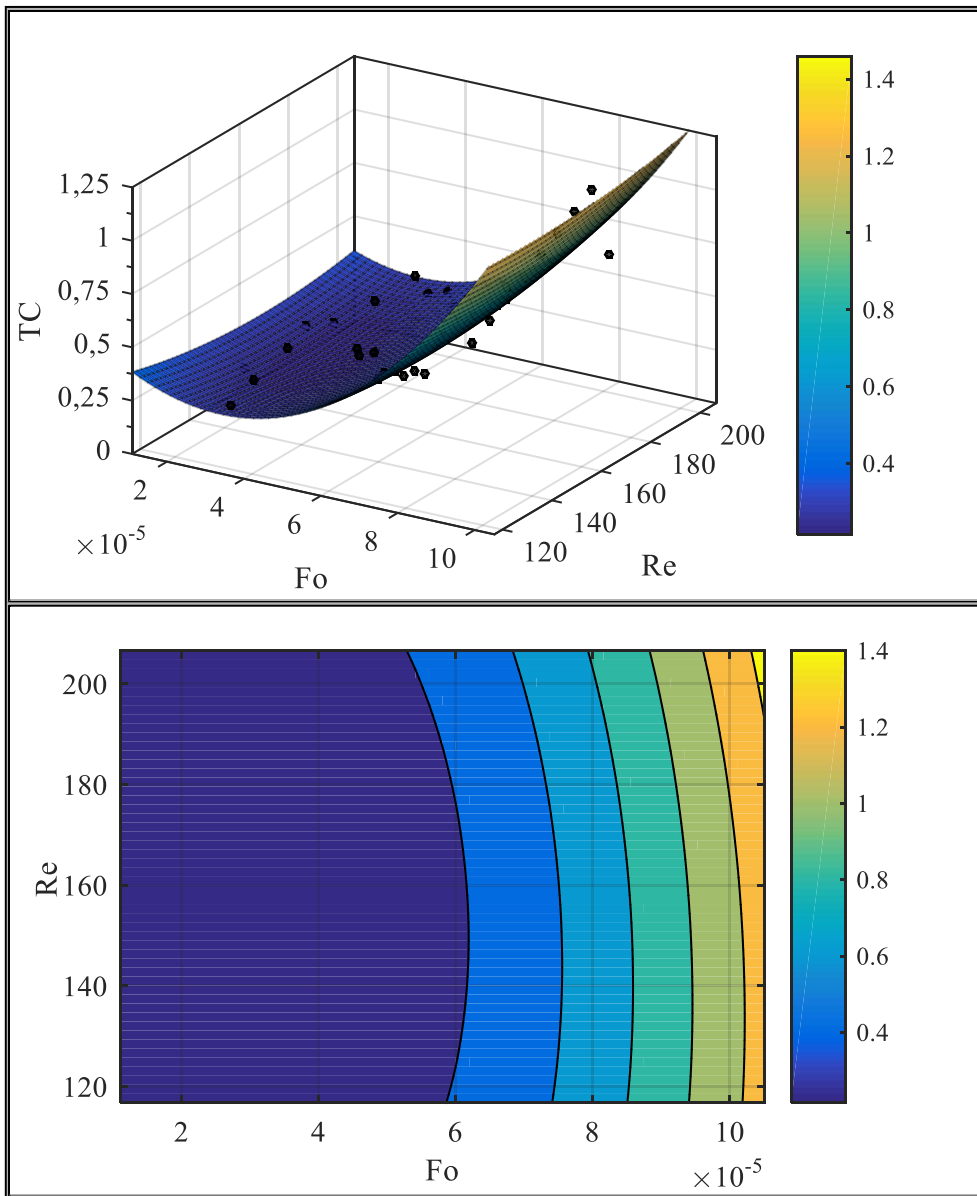


Figura 12. Correlazione 1 tra TC, Re e Fo

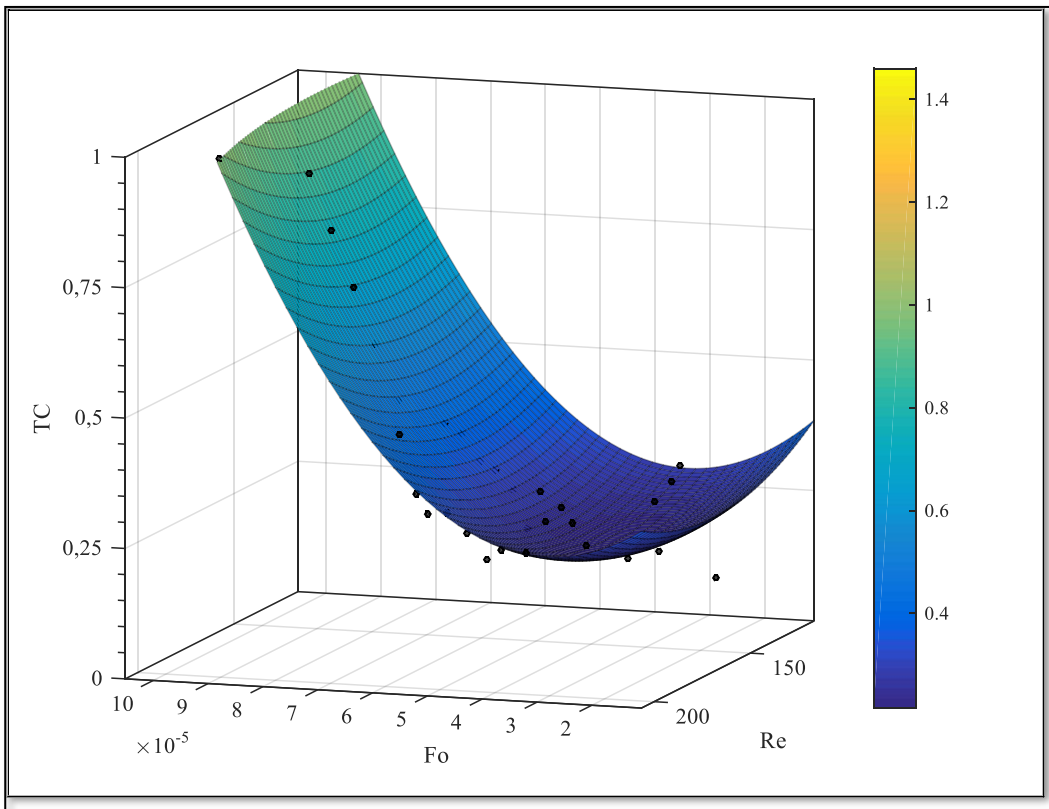


Figura 13. Correlazione2 tra TC , Re e Fo

La seguente tabella riassume i risultati ottenuti:

modello	equazione	coefficienti
CORRELAZIONE 1	TC: $f(x,y)=p00+p10*x+p01*y...+p20*x^2 + p11*x*y + p02*y^2$	$p00=1.376; p10=-1.656e+04; p01=-0.01117; p20 =1.998e+08; p11 =25.55; p02 =3.21e-05$
CORRELAZIONE 2	TC: $f(x,y) = (a + b*x)*y^d$	$a = -0.01349; b =1117; d = 0.441$

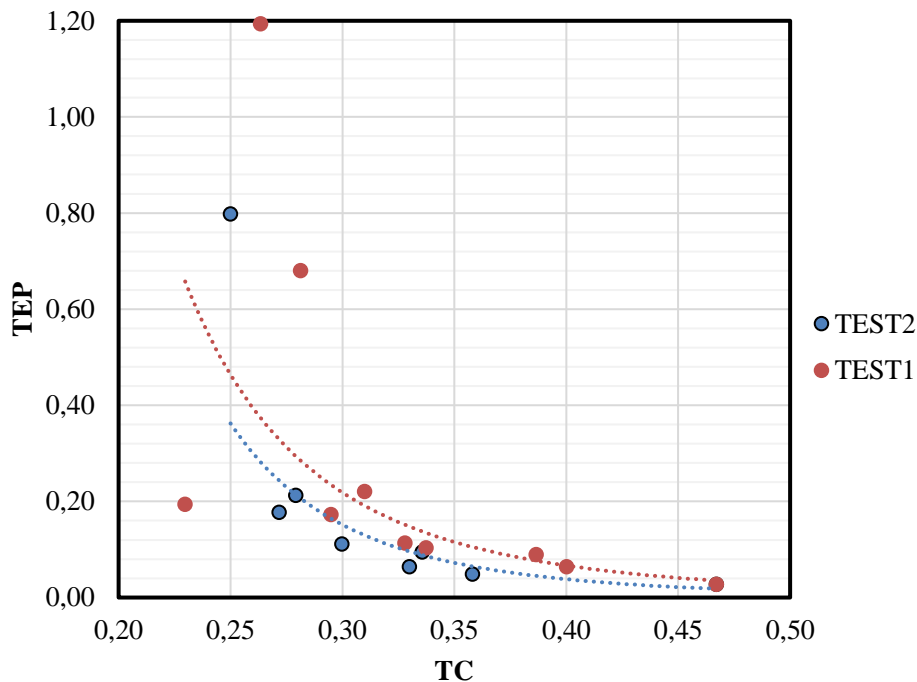
Come riportato in letteratura [5], attraverso lo studio dell’andamento temporale della TC è possibile determinare le performance di stoccaggio (Thermocline Exergetic Performance, TEP). Essa è definita in eq. 20 in funzione dello scostamento del termoclino reale da quello ideale, a cui compete una zona a  $T_{max}$  costante ed una zona a  $T_{min}$  costante, entrambe a perfetta miscelazione:

$$TEP = \frac{Ex - Ex_{fm}}{Ex_{id} - Ex_{fm}} = \frac{\int \ln(T_{fm}/T) dz}{\int \ln(T_{fm}/T_{id}) dz} \tag{20}$$

$$T_{fm} = T_{min} + (T_{max} - T_{min}) \cdot \frac{\int \theta dz^*}{\int dz^*} \tag{21}$$

L'integrale riportato nelle equazioni può essere risolto per punti conoscendo i dati sperimentali oppure, una volta validato il modello, attraverso l'integrazione della funzione  $\theta$  di eq. 13.

La Figura 13 riporta il calcolo delle performance exergetiche per entrambe le prove. All'aumentare della TC c'è un rapido decremento delle performance, il parametro TEP tende a zero per un termoclino con larghezza infinita (verso profilo *fully-mixed*) mentre tende ad infinito nel caso di funzione a gradino (termoclino ideale)



**Figura 14. Decremento della performance exergetica all'aumentare della thermocline thickness**

Sebbene la regressione con i modelli di ordine ridotto debba essere migliorata da un punto di vista analitico ed implementata con la validazione di numerosi altri dati sperimentali, è stato possibile estrapolare una correlazione tra il parametro caratteristico delle performance TC con i numeri adimensionali caratterizzanti le proprietà termiche e fluidodinamiche del sistema. L'analisi proposta può essere riassunta nello schema di Figura 14.

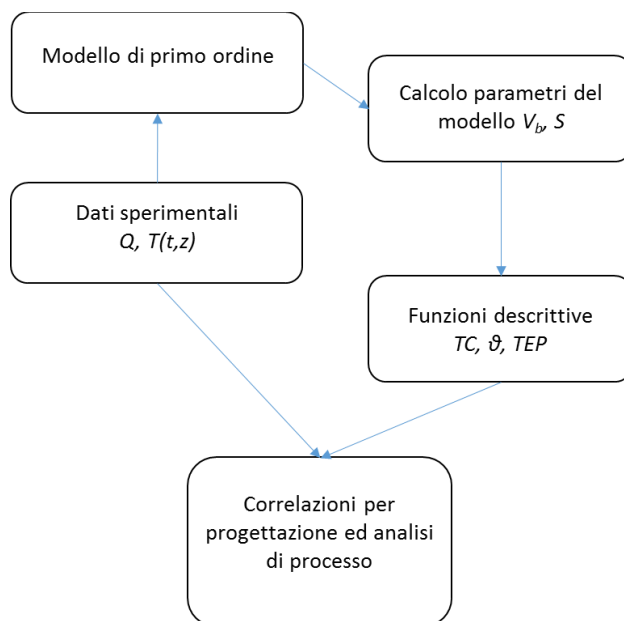


Figura 15. Schema riassuntivo della modellazione descritta

I limiti principali di tale approccio sono rappresentati dal:

- trascurare i profili radiali e le fasi transitorie;
- non funzionare quando il termoclino non è confinato interamente nel serbatoio (fasi transitorie);
- necessità di numerosi dati sperimentali (in regime stazionario ed in diverse condizioni) per effettuare regressioni affidabili e quindi modelli robusti.

### 2.3 Stima di parametri con modello rigoroso in G-Proms

La modellazione in ambito G-Proms consente lo sviluppo di processi a più unità operative interconnesse tra di loro con la possibilità di definire modelli fisico-matematici dedicati per ciascuna unità operativa.

L'intero dispositivo in esame viene dunque simulato attraverso 4 unità operative, due di scambio termico (simulate con modelli definiti nel paragrafo 2.2) e due di termoconvezione regolate da pura convezione naturale.

La convezione naturale è modellata attraverso l'approssimazione di Boussinesq: si tiene dunque conto di un campo di velocità puramente assiale regolato da variazioni di densità in seguito a diversi livelli termici in gioco. Velocità, Temperatura e Densità sono funzioni del tempo e della coordinata assiale. Ne derivano per ogni unità due bilanci unidirezionali accoppiati di energia e quantità di moto in condizioni non stazionarie.

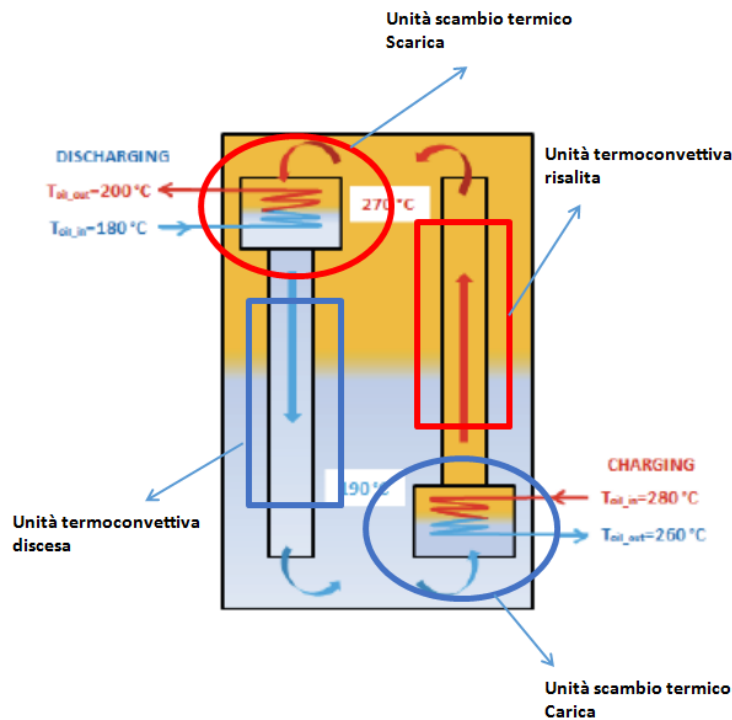


Figura 16. Schema di modellazione con unità di processo in GProms

Di seguito viene brevemente descritto il modello fisico-matematico implementato in ambiente Gproms.

Per quel che riguarda l'unità di scambio termico, si suppone la fase sali fusi perfettamente miscelata, dunque il bilancio di energia in condizioni non stazionarie risulta:

$$c_p V_{MS} \frac{d(\rho T_{MS}^{out})}{dt} = \rho(T_{in}^{MS}) Q(T_{in}^{MS}) \int_{T_R}^{(T_{in}^{MS})} c_p(T) dT - \rho(T_{out}^{MS}) Q(T_{out}^{MS}) \int_{T_R}^{(T_{out}^{MS})} c_p(T) dT + \alpha U_D A \Delta T_{ML} \quad (22)$$

con  $\alpha=1$  per la carica e  $\alpha=-1$  per la fase di scarica.

Risulta evidente dal bilancio di materia che la densità dei sali fusi ( $\rho$ ) è una funzione del tempo e della temperatura, così come la portata volumetrica ( $Q$ ). il coefficiente di scambio globale è valutato come descritto nel paragrafo 2.1.

Per quel che riguarda la circolazione naturale nei canali di salita e ridiscesa, utilizzando l'approssimazione di Boussinesq, e cioè tutte le grandezze fisiche mantenute costanti ad una  $T$  media tra ingresso ed uscita e la sola densità funzione della temperatura:

$$\rho = \bar{\rho} - \bar{\rho} \beta \Delta T \quad (23)$$

$$\text{con } \beta = \frac{1}{\rho} \left( \frac{\delta \rho}{\delta T} \right)_p$$

si può scrivere il bilancio accoppiato di energia e quantità di moto, rispettivamente, come segue:

$$c_p \frac{d(\rho T)}{dt} = k_{MS} \frac{\delta^2 T}{\delta z^2} + \alpha c_p \frac{\delta(\rho T v)}{\delta z} \quad (24)$$

$$\frac{d(\rho v)}{dt} + v \frac{\delta v}{\delta z} = -\alpha \frac{dP}{dz} + \alpha \mu \left[ \frac{1}{r} \frac{\delta}{\delta r} \left( r \frac{\delta v}{\delta r} \right) + \frac{\delta^2 v}{\delta z^2} \right] + \alpha (\bar{\rho} - \bar{\rho} \beta \Delta T) g_z \quad (25)$$

essendo  $\alpha=1$  per il canale di risalita ed  $\alpha=-1$  per il canale di discesa, con  $-\alpha \frac{dP}{dz} + \alpha \bar{\rho} g_z = 0$  avendo ipotizzato un moto in pura convezione naturale.

Ne deriva che nelle unità di convezione naturale la temperatura, la velocità assiale (v) e la densità sono funzioni punto per punto della coordinata assiale z.

I limiti principali di tale approccio risultano:

- elevata complessità computazionale. Il sistema di equazioni differenziali alle derivate parziali viene risolto con differenze finite, discretizzando il dominio assiale in n nodi (1000 in questo caso). Al crescere del numero di nodi utilizzato il tempo computazionale cresce esponenzialmente;
- la presenza di numerosi parametri aggiustabili (di *fitting*) comporta la necessità di avere un elevato numero di dati sperimentali su cui addestrare il modello.

E' auspicabile, pertanto, utilizzare modelli semplificati per individuare i range di validità dei parametri aggiustabili e poi proseguire con una regressione tramite un modello più rigoroso. L'analisi di sensitività parametrica dunque richiederebbero tempi e sforzi computazionali non giustificabili con un tale approccio.

## 2.4 Preparazione modello Comsol-Multiphysics 3D

Come previsto dal piano di lavoro, si è dato l'avvio ad una fase di simulazione termo-fluidodinamica del TES. Il software scelto, nel quale sono stati caricati i file dwg del TES-serbatoio ENEA, è *Comsol Multiphysics*. Al momento si è in fase di scelta del modello fluidodinamico e delle semplificazioni da apportare alla geometria del sistema. Nell'ottica di un progetto di ricerca che vada al di là delle attività qui descritte, è possibile assumere una soluzione del regime di moto, temperatura e pressione che non preveda alcun piano di simmetria: modello di turbolenza k-ε; discretizzazione dell'intero volume di stoccaggio 3-D con flusso termico in ingresso, trascurando la geometria dello scambiatore; discretizzazione con elementi finiti; campo velocità e di pressione del 2° ordine. Su queste ipotesi è possibile pensare al seguente piano di lavoro:

1. studio dell'indipendenza della soluzione dalla *mesh* (discretizzazione con circa  $10^6$  elementi di lato 0.25-1.5 cm);
2. validazione con prove di carica e scarica di almeno 10-20 h per valutare la stratificazione (test con diversi metodi di integrazione nel tempo);
3. verifica dell'ipotesi di modello adiabatico;
4. inserimento della geometria dei tubi;
5. inserimento delle perdite di calore e del flusso conduttivo lato tubi di risalita;

6. studio integrato del sistema carica e scarica in contemporanea;
7. eventuale studio del sistema scambiatore-tubo di risalita per il transitorio;
8. possibili modifiche alla geometria del serbatoio.

### 3 Conclusioni

Grazie all'analisi dei dati sperimentali prodotti da ENEA è stato possibile, in primo luogo, costruire il modello di uno scambiatore equivalente shell & tube e validare le equazioni caratteristiche di progetto e verifica. Il modello di scambio termico, una volta testato con ulteriori dati, sarà disponibile per analisi di processo, analisi di sensitività, eventuali modifiche impiantistiche e/o inserito come sotto modello nelle simulazioni termo-fluidodinamiche. Attraverso la regressione dei dati sperimentali, è stato validato un modello di primo ordine in grado di fornire una funzione analitica del termoclino utile a fini della valutazione di performance, del confronto con altri sistemi e dell'implementazioni in simulazioni di sistemi integrati (*a.e. power plants*).

I primi risultati modellistici hanno portato alla pubblicazione di due lavori su riviste scientifiche internazionali [6,7]

È stato inoltre impostato il lavoro teorico (descrizione dell'equazioni e degli algoritmi risolutivi) per una soluzione analitica del sistema di carico e scarico in contemporanea e soprattutto per la simulazione termo-fluidodinamica rigorosa con software commerciali quali *GProms* e *Comsol Multiphysics*. Quest'ultima analisi sarà oggetto principale delle prossime attività di modellazione su di ulteriori dati sperimentali.

### 4 Riferimenti bibliografici

1. D.Q. Kern. Process Heat Transfer (1950) McGraw-Hill Book co, Singapore.
2. R. Bayon, E. Rojas, Analytical function describing the behaviour of a thermocline storage tank: A requirement for annual simulations of solar thermal power plants, International Journal of Heat and Mass Transfer, n. 68 (2014) 641-648.
3. R. Bayon, E. Rojas, Analytical description of thermocline tank performance in dynamic processes and stand-by periods, Energy Procedia, n. 57 (2014) 617- 626.
4. R. Bayon, E. Rivas, E. Rojas, Study of thermocline tank performance in dynamic processes and stand-by periods with an analytical function, Energy Procedia, n.49 (2014) 725-734.
5. A. Pizzolato, F. Donato, V. Verda, M. Santarelli, CFD-based reduced model for the simulation of thermocline thermal energy storage systems, Applied Thermal Engineering, n. 76 (2015) 391-399.
6. Capocelli, M., Caputo, G., De Falco, M., Balog, I., Piemonte, V. Numerical Modeling of a Novel Thermocline Thermal Storage for Concentrated Solar Power (2019) Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME 141(5),4043082.
7. Capocelli, M., Caputo, A., De Falco, M., Mazzei, D., Piemonte, V. Two-Channels Thermal Energy Storage Tank: Experiments and Short-Cut Modelling (2017) World Academy of Science, Engineering and Technology, International Journal of Energy and Environmental Engineering 11.

## 5 Abbreviazioni ed acronimi

$A$	Superficie di scambio
$A_t$	Superficie della sezione di passaggio trasversale
$c_p$	Calore specifico
$D$	Diametro
$D$	Diametro equivalente
$ID$	Diametro esterno
$ID$	Diametro interno
$Fo$	Numero di Fourier
$g$	Accelerazione gravitazionale
$h_i$	Coefficiente di scambio termico interno ai tubi
$h_{io}$	Coefficiente di scambio termico interno rapportato alla superficie esterna
$h_o$	Coefficiente di scambio termico esterno (lato mantello)
$k$	Conducibilità termica
$L$	Lunghezza dello scambiatore
$Nu$	Numero di Nusselt
$p$	Pressione
$Pr$	Numero di Prandtl
$Re$	Numero di Reynolds
$R_D$	Fattore di sporcamento
$t$	tempo
$T$	Temperatura
$U_C$	Coefficiente di scambio globale di progetto
$U_D$	Coefficiente di scambio globale in condizioni dirty
$v_b$	Velocità di bulk
$v$	velocità
$V$	volume
$w$	Portata massica
$z$	Variabile spaziale
$z_c$	Posizione del termoclino
<u>pedici</u>	
$in$	Ingresso
$out$	uscita
$o$	Relativo all'olio
$MS$	Relativo al Molten Salt
$s$	Lato shell (mantello)
$t$	Lato tubi
$w$	Relativo alla parete
<u>Greek letters</u>	
$\rho$	Densità
$\mu$	Viscosità
$\vartheta$	Temperatura adimensionale



## 6 Breve CV dei ricercatori coinvolti nel progetto

**Marcello De Falco** è un Professore Associato della Facoltà Dipartimentale di Ingegneria del Campus Bio-Medico di Roma e docente di "Dinamica e Controllo dei Processi Industriali" (Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Chimica per lo Sviluppo Sostenibile), di "Fondamenti di Impiantistica Industriale" (Corso di Laurea Triennale in Ingegneria Industriale) e di "Ingegneria delle Tecnologie Alimentari" (Corso di Laurea Magistrale in Scienze dell'Alimentazione e Nutrizione Umana).

Nel corso della sua attività di ricerca, Marcello De Falco ha pubblicato più di 100 lavori nei settori dell'impiantistica energetica, della modellazione dei reattori chimici, nell'ottimizzazione di impianti. E' stato editore di 5 libri pubblicati dalle case editrici Springer e Wiley ed è stato coordinatore di diversi progetti di ricerca regionali, nazionali ed europei.

**Mauro Capocelli**, PhD in Ingegneria Chimica all'Università dell'Aquila nel 2013, Ricercatore nel settore concorsuale 09/D3 (SSD ING-IND/25) dal 2015 e dal 2020 Professore Associato di ruolo all'Università Campus Biomedico di Roma, docente di "Processi Integrati Acqua-Energia", Tutor di "Impianti Chimici", "Fondamenti di Impiantistica Industriale" ed "Ingegneria delle Tecnologie Alimentari". Ha partecipato a vari progetti di ricerca nel campo del trattamento di effluenti gassosi e del risanamento ambientale attraverso assegni di ricerca negli anni 2012-2014 con le università Federico II di Napoli e Seconda Università di Napoli. Nel 2012 è stato ricercatore junior in visita presso il *Sonochemistry Centre* dell'Università di Coventry.

Le principali aree di interesse, testimoniate da più di 20 pubblicazioni dal 2012, sono:

- l'analisi di processo nel campo dell'ingegneria chimica ambientale, in particolare legata al settore della produzione di energia e dei combustibili alternativi,
- le tecnologie dell'acqua, dalla dissalazione al trattamento/ riuso di acque reflue.

**Vincenzo Piemonte** è un Professore Associato della Facoltà Dipartimentale di Ingegneria del Campus Bio-Medico di Roma e docente di "Principi di Bioraffinazione" (Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Chimica per lo Sviluppo Sostenibile) e di "Ingegneria degli Organi Artificiali" (Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Biomedica). E' altresì Professore a contratto presso l'università di Roma la Sapienza dove è docente del corso "Ingegneria degli Organi Artificiali (Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Biomedica). Dopo aver ottenuto il titolo di Dottore di Ricerca, durante il periodo 2008-2011, Vincenzo Piemonte è stato ricercatore del Dipartimento di Ingegneria Chimica dell'Università degli Studi di Roma "La Sapienza". La sua attività di ricerca si è focalizzata sui reattori a membrana per la produzione di idrogeno mediante la reazione di WGS. Parallelamente si è occupato di altri filoni di ricerca tra cui i processi di *bioremediation* per la rimozione di xenobiotici da reflui industriali, metodi LCA per la valutazione di impatto ambientale di bioplastiche e processi industriali, estrazione di nutraceutici da matrici solide e dispositivi di supporto epatico. Nel maggio 2011 ha vinto il concorso da ricercatore a tempo determinato e si è

trasferito all'Università di Roma "Campus Bio-Medico". Nell'ottobre 2015 ha vinto il concorso per professore associato nel settore concorsuale 09/D2 (SSD ING-IND/24), entrando in ruolo da Gennaio 2015.

**Luisa di Paola** è ricercatrice a tempo indeterminato (RTI) della Facoltà Dipartimentale di Ingegneria del Campus Bio-Medico di Roma e docente di "Principi di Ingegneria Chimica Ambientale" (Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Chimica per lo Sviluppo Sostenibile) e di "Fenomeni di Trasporto" (Corso di Laurea Triennale in Ingegneria Industriale).

Gli ambiti di ricerca su cui Luisa di Paola ha pubblicato numerosi lavori sulle principali riviste internazionali sono:

- Ingegneria degli organi artificiali
- Modelli farmacocinetici per l'imaging biomedico
- Studio di modelli di crescita di tumori
- System biology: applicazione della teoria delle reti per lo studio di strutture biomolecolari