

LORENZO WIDMANN

OTTIMIZZAZIONE SCAMBIATORI DI CALORE
CON PCM PER LA CLIMATIZZAZIONE DEGLI
AMBIENTI

INDICE

- 1 SCAMBIATORI DI CALORE
 - 1.1 Tipologie di scambiatori di calore
 - 1.2 Coefficiente globale di scambio termico e potenza termica scambiata
 - 1.3 Il fattore di sporramento o incrostazione
 - 1.4 Il dimensionamento degli scambiatori di calore
 - 1.4.1 Ipotesi di funzionamento scambiatori di calore
 - 1.4.2 Potenze termiche scambiate tra i due fluidi
 - 1.4.3 Il metodo della differenza medio logaritmica di temperatura
 - 1.4.4 il metodo ε -NTU
- 2 LA SCELTA DI UNO SCAMBIATORE DI CALORE
- 3 ACCUMULI LATENTI DI CALORE NEGLI SCAMBIATORI (LHTES)
 - 3.1 Sistemi di accumulo termico
 - 3.2 Phase Change Material (PCM)
 - 3.2.1 PCM organici
 - 3.2.2 PCM inorganici
 - 3.3 Scelta del PCM
- 4 CLIMATIZZAZIONE DEGLI AMBIENTI
- 5 OTTIMIZZAZIONE DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE
 - 5.1 Miglioramento della configurazione dell'unità di scambio termico
 - 5.1.1 Influenza della densità di alette per unità di misura
 - 5.1.2 Influenza della disposizione del PCM
 - 5.1.3 Conclusioni e contesti applicativi
 - 5.2 Miglioramento della conducibilità termica del PCM
 - 5.2.1 PCM con additivi al carbonio
 - 5.2.2 PCM con additivi metallici
 - 5.2.3 Conclusioni e contesti applicativi
 - 5.3 Miglioramento delle condizioni operative del fluido termovettore
 - 5.3.1 Tempi di cambiamento di fase
 - 5.3.2 Velocità di trasferimento del calore
 - 5.3.3 Efficienza di stoccaggio dell'energia
- 6 CONCLUSIONI

INTRODUZIONE

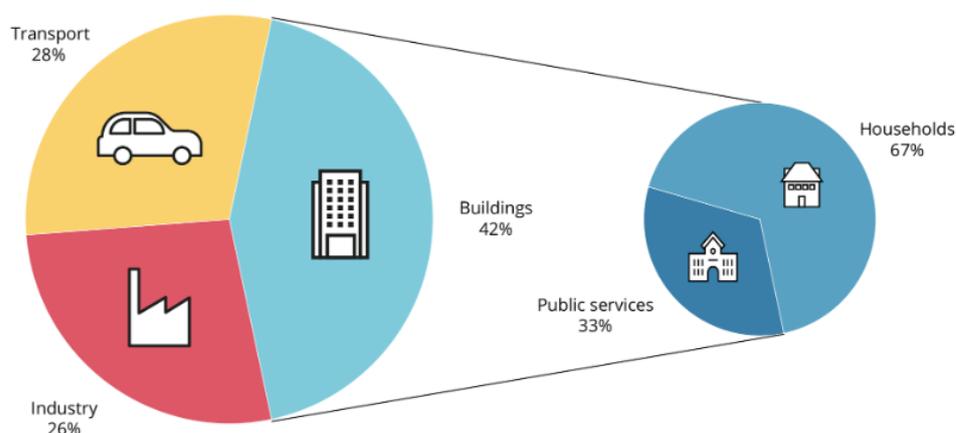
OBIETTIVI DI EFFICIENZA ENERGETICA EU

Nell'ultimo decennio, il consumo e l'efficienza energetica sono emersi come temi centrali, guidando gli ambiziosi obiettivi delle principali nazioni e potenze mondiali aderenti verso un futuro sostenibile.

Un esempio di questi obiettivi è quello stipulato dall'Unione Europea il 25 luglio 2023, in cui l'istituzione si è posta l'ambizioso traguardo di ridurre il consumo di energia finale sul suo territorio di almeno 11,7% entro il 2030, rispetto allo scenario calcolato con le previsioni di consumo basate sul 2020. Se l'UE riuscisse in quanto dichiarato, il consumo di energia primaria passerebbe a 992,5 milioni di tonnellate di petrolio equivalenti (Mtoe) e quello finale, ovvero quello veramente consumato dai cittadini, a sole 763 Mtoe [\(1\)](#).

Questo, oltre a ridurre l'impatto ambientale dell'UE, si tradurrebbe in un minore costo dell'energia per i cittadini europei e nella riduzione della dipendenza dell'Unione da fornitori di petrolio e gas esteri, permettendo di conseguenza una maggiore crescita economica.

Per il raggiungimento di questi traguardi il focus principale va puntato sulla riduzione degli sprechi e di conseguenza sul migliorare l'efficienza energetica della filiera. Partendo con questo pretesto i settori che richiedono maggiore attenzione sono quello edilizio e in particolar modo per quanto riguarda la loro climatizzazione, quello delle industrie e quello dei trasporti. Come affermato dalla stessa European Environment Agency nell'articolo "Decarbonising heating and cooling - a climate imperative" [\(2\)](#) sulla base di dati raccolti nel 2020.



Img 1: European Environment Agency, Art: "Decarbonising heating and cooling - a climate imperative"

Un ulteriore beneficio derivante dal miglioramento dell'efficienza energetica della filiera sarebbe la possibilità di aumentare l'approvvigionamento dalle fonti di energia rinnovabile. Modalità di approvvigionamento fondamentale per il raggiungimento degli obiettivi Net0 prefissati dalla stessa European Environment Agency [\(3\)](#).

L'obiettivo di questa tesi è quello di studiare come ottimizzare la climatizzazione degli ambienti, che come affermato dalla European Environment Agency, rappresentano la maggior parte del consumo energetico finale. Analizzando come uno scambiatore di calore possa essere appositamente modificato tramite dei materiali appositi, noti come PCM, per consentire un accumulo energetico sotto forma di calore latente. Elencando inoltre varie strategie di ottimizzazione e di risoluzione di problemi, che questi scambiatori possono presentare.

1 SCAMBIATORI DI CALORE

Questo primo capitolo vuole definire cosa sono gli scambiatori di calore e il loro funzionamento e discutere quali sono le principali due metodologie approssimative di dimensionamento. Tutte le informazioni e le formule sotto riportate sono state prese dalla terza edizione del libro “Termodinamica e trasmissione del calore” di Yunus A. Çengel, in particolare dal capitolo 19 (4).

Definiamo uno scambiatore di calore come una particolare macchina che ha come compito principale lo scambio di calore tra due fluidi di diverse temperature. La loro applicazione pratica varia tra diversi settori: dalla produzione di energia, all’industria automobilistica e aeronautica, fino alla climatizzazione di ambienti domestici.

Il calore negli scambiatori viene trasmesso per convezione nei due fluidi e per conduzione attraverso la parete che li tiene separati. La parete impedisce ai due fluidi di mescolarsi, caratteristica che li rende differenti dai miscelatori. Di conseguenza nel loro studio è opportuno riferirsi al coefficiente globale di scambio termico U che tiene conto delle diverse modalità di scambio del calore.

1.1 TIPOLOGIE DI SCAMBIATORI DI CALORE

Esistono diversi tipi di scambiatori di calore, ognuna delle quali presenta le proprie caratteristiche. Le principali sono:

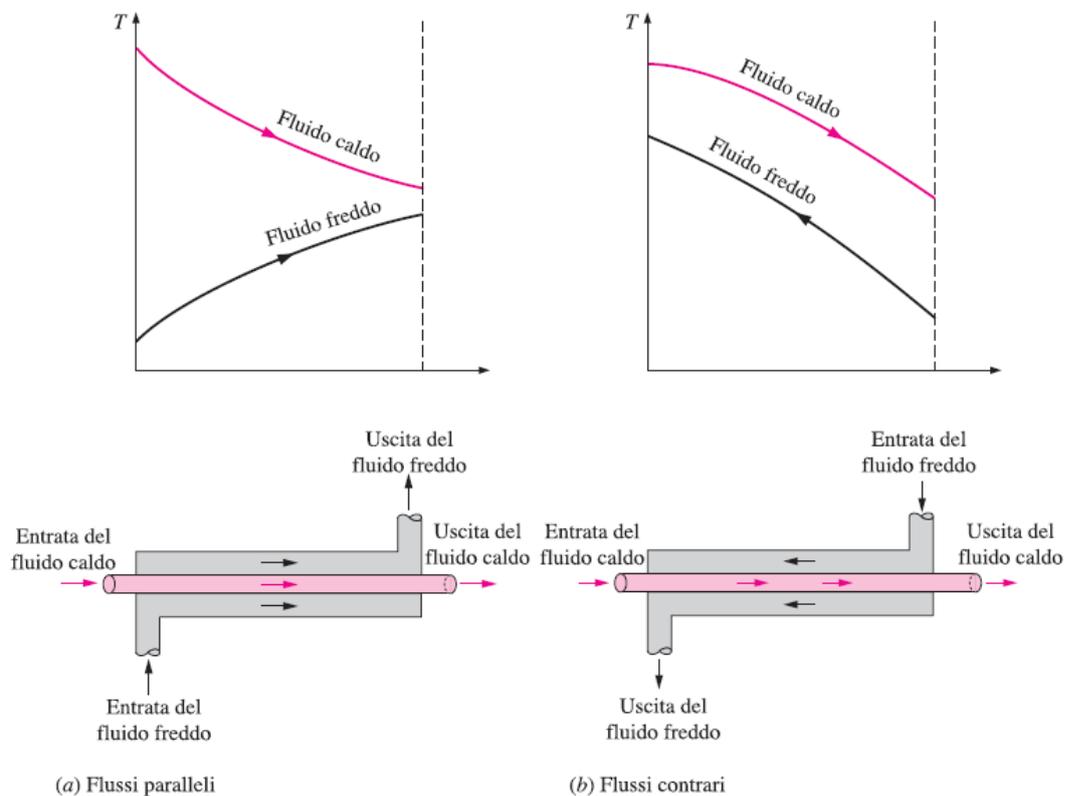
- 1) Scambiatore tubo in tubo: Tipologia tra le più semplici, formata da un doppio tubo in cui scorrono i due differenti fluidi.
- 2) Scambiatore a superficie: scambiatore appositamente progettato per consentire lo scambio termico attraverso una superficie piana di grandi dimensioni.
- 3) Scambiatore compatto: caratterizzato da alti valori di densità dell’area di scambio (β).

Un esempio di scambiatori compatti sono quelli presenti nelle automobili, in cui l’elevata superficie di scambio è ottenuta ponendo a distanza ravvicinata dei lamierini di spessore contenuto o delle alette corrugate.

$$\beta = \frac{\text{Superficie di scambio}}{\text{Volume dello scambiatore}} \quad \left(\frac{m^2}{m^3}\right)$$

L'elevata superficie di scambio permette di trasmettere una grande quantità di calore anche tra due fluidi che presentano un basso valore del coefficiente di convezione e quindi una bassa tendenza a trasmettere la propria energia termica.

Una seconda distinzione degli scambiatori di calore la si può fare sulla base della direzione di andamento dei due fluidi. Definiamo uno scambiatore in equicorrente se i due fluidi scorrono nella stessa direzione e controcorrente se invece scorrono in direzioni opposte. Sulla base di questa distinzione bisogna riconoscere che uno scambiatore in controcorrente, a parità di altre condizioni, permette uno scambio di calore maggiore rispetto ad uno in equicorrente. Dato che solo in questo caso la temperatura in uscita del fluido freddo può essere maggiore della temperatura in uscita del fluido caldo. Come possiamo osservare nelle seguenti immagini sottostanti:



Img 2: Termodinamica e trasmissione del calore 3/ed Yunus A. Çengel (Cap. 19)

Esiste una terza categoria di scambiatori, sempre in funzione della direzione di marcia dei fluidi, denominata a flussi incrociati. In questo caso due fluidi fluiscono in direzione perpendicolare l'uno rispetto all'altro. Un esempio di scambiatori a flussi incrociati sono i radiatori degli autoveicoli, in cui il liquido refrigerante scorre in colonne verticali, mentre l'aria scorre orizzontalmente verso lo scambiatore stesso.

1.2 COEFFICIENTE GLOBALE DI SCAMBIO TERMICO E POTENZA TERMICA SCAMBIATA

Prima di calcolare il coefficiente globale di scambio termico occorre introdurre la resistenza termica di uno scambiatore. Dato che il calore si muove sempre dalla sorgente calda a quella fredda, possiamo affermare che il calore viene prima trasmesso dal fluido caldo alla parete per convezione, poi attraverso la parete per conduzione e infine dalla parete al fluido freddo nuovamente per convezione. Di conseguenza la resistenza termica complessiva tiene conto di due resistenze di convezione e una di conduzione.

Prendiamo l'esempio di uno scambiatore tubo in tubo, essendo questo il caso più semplice da studiare, la resistenza termica della parete è pari a:

$$R_{parete} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi\lambda L} \quad \left(\frac{K}{W}\right)$$

D_e = diametro tubo esterno (m)

D_i = diametro tubo interno (m)

λ = conducibilità termica della parete (W/mK)

L = Lunghezza tubo (m)

Mentre la resistenza termica di uno dei due fluidi è dettata dall'equazione:

$$R_{fluido} = \frac{1}{hA} \quad \left(\frac{K}{W}\right)$$

A = superficie lungo la quale avviene lo scambio termico (m²)

h = coefficiente scambio termico convettivo (W/m²K)

Possiamo quindi affermare che la resistenza termica complessiva di uno scambiatore di calore a doppio tubo, sempre misurata in K/W è:

$$R = R_{tot} = R_{fluido\ i} + R_{parete} + R_{fluido\ e} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{h_e A_e}$$

Determinata la resistenza dello scambiatore e la differenza di temperatura tra i due fluidi in un determinato istante, la potenza termica scambiata risulta essere:

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_e A_e \Delta T \quad (W)$$

$$U = \text{coefficiente globale di scambio termico} \left(\frac{W}{m^2 K} \right)$$

$$\Delta T = \text{differenza di temperatura (K)}$$

Dalla relazione precedente notiamo che la resistenza termica è inversamente proporzionale al coefficiente globale di scambio termico e alla superficie di scambio (A). Di conseguenza se abbiamo a che fare con fluidi con un basso coefficiente di scambio termico (U) conviene aumentare la superficie di scambio (A) per contenere il valore della resistenza termica.

Nel caso in cui avessimo a che fare con uno scambiatore di calore che lavora con un fluido in cambiamento di fase, il prodotto tra superficie di scambio e il coefficiente globale di scambio termico tende ad arrivare a valori molto elevati. Questo perché il coefficiente di scambio termico stesso nel caso di un cambiamento di fase risulta essere molto elevato. Questa proprietà torna utile qualora si volessero mantenere contenute le dimensioni dello scambiatore a parità di potenza termica scambiata.

Nella seguente tabella, possiamo osservare il valore del coefficiente di scambio termico per i fluidi di lavoro più utilizzati negli scambiatori.

| Type of heat exchanger | $U, W/m^2 \cdot C^*$ |
|---|----------------------|
| Water-to-water | 850–1700 |
| Water-to-oil | 100–350 |
| Water-to-gasoline or kerosene | 300–1000 |
| Feedwater heaters | 1000–8500 |
| Steam-to-light fuel oil | 200–400 |
| Steam-to-heavy fuel oil | 50–200 |
| Steam condenser | 1000–6000 |
| Freon condenser (water cooled) | 300–1000 |
| Ammonia condenser (water cooled) | 800–1400 |
| Alcohol condensers (water cooled) | 250–700 |
| Gas-to-gas | 10–40 |
| Water-to-air in finned tubes (water in tubes) | 30–60† |
| | 400–850† |
| Steam-to-air in finned tubes (steam in tubes) | 30–300† |
| | 400–4000‡ |

Img 3: Termodinamica e trasmissione del calore 3/ed Yunus A. Çengel (Cap. 19)

1.3 IL FATTORE DI SPORCAMENTO O INCROSTAZIONE

Definiamo fattore di incrostazione il deposito di materiali solidi sulle tubazioni dello scambiatore. Esempi tipici di questo fenomeno sono la formazione di calcare e la crescita di alghe. Tali incrostazioni agiscono negativamente sulle prestazioni dello scambiatore dato che ne aumentano la resistenza termica, diminuendo di conseguenza la potenza che lo scambiatore riesce a scambiare.

La resistenza termica complessiva nel caso in cui si tenga conto del fattore di sporcamento diventa:

$$\begin{aligned} R_{tot} &= \\ &= R_{fluido\ i} + R_{sporramento\ i} + R_{conduzione} + R_{sporramento\ e} + R_{fluido\ e} = \\ &= \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{d,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi\lambda L} + \frac{R_{d,e}}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e} \end{aligned}$$

R_d = fattore di incrostazione o sporcamento

1.4 IL DIMENSIONAMENTO DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE

Con dimensionamento di uno scambiatore di calore intendiamo la determinazione delle dimensioni delle superfici lungo le quali avviene lo scambio termico, in modo da ottenere il trasferimento di energia desiderato. L'operazione può essere effettuata tramite due metodi principali:

- Metodo della differenza media logaritmica (LMTD).
- Metodo ϵ – NTU

1.4.1 IPOTESI DI FUNZIONAMENTO SCAMBIATORI DI CALORE

Prima di procedere con la definizione dei due metodi di dimensionamento, è essenziale stabilire delle ipotesi riguardanti il funzionamento degli scambiatori di calore. Queste ipotesi sono fondamentali poiché semplificano l'analisi consentendo il dimensionamento. Le ipotesi sono:

- 1) Funzionamento in condizioni stazionarie: Dato che gli scambiatori rimangono in funzione per lunghi periodi di tempo senza variare le loro condizioni operative, possiamo studiarli come se fossero in condizioni stazionarie. Questa ipotesi permette di considerare le velocità e le temperature dei due fluidi costanti nel tempo.
- 2) Calori specifici costanti: I calori specifici dei fluidi possono essere considerati costanti e pari ad un valore medio calcolato sulla base della temperatura operativa dei due fluidi.
- 3) Superficie esterna isoterma: possiamo considerare la superficie esterna di scambio del calore come perfettamente isolata dal punto di vista termico, ne consegue che lo scambio di calore avviene esclusivamente tra il fluido caldo e il fluido freddo.

Queste ipotesi, pur semplificando lo studio, non rendono il dimensionamento degli scambiatori eccessivamente impreciso, poiché le condizioni reali di funzionamento sono molto vicine a quelle ipotizzate.

1.4.2 POTENZE TERMICHE SCAMBIATE TRA I DUE FLUIDI

Le ipotesi, oltre che permettere il dimensionamento in modo semplice, consentono anche di definire la potenza termica scambiata tra i due fluidi, senza considerare il coefficiente globale di scambio termico.

Dal primo principio della termodinamica è noto che la variazione di energia interna di un sistema è pari alla differenza di calore che il sistema assorbe e il lavoro che il sistema stesso compie sull'ambiente. Essendo la funzione di variazione dell'energia interna di un sistema termodinamico una funzione di stato e dato che è possibile considerare il regime di lavoro dello scambiatore come stazionario, ovvero privo di lavoro compiuto, è possibile affermare che la variazione di energia interna di uno dei due fluidi è pari solamente al calore che il fluido assorbe (se si tratta del fluido freddo) oppure cede (se si tratta del fluido caldo). Segue che la potenza termica scambiata dai due fluidi può essere definita come:

$$\dot{Q} = Q_{\text{assorbito}} = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,u} - T_{f,e}) \quad (W) \quad \text{Fluido freddo}$$

$$\dot{Q} = Q_{\text{ceduto}} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,e} - T_{c,u}) \quad (W) \quad \text{Fluido caldo}$$

$f, c = \text{fluido freddo, fluido caldo}$

$\dot{m} = \text{portata di massa (kg/s)}$

$c_p = \text{calori specifici a pressione costante (J/kgK)}$

$T_u = \text{temperatura in uscita (K)}$

$T_e = \text{temperatura in entrata (K)}$

È possibile definire la capacità termica riferita all'unità di tempo come il prodotto tra calore specifico del fluido e la portata di massa del fluido. La capacità termica rappresenta la potenza termica necessaria a variare la temperatura di 1°C (o K) nel passaggio attraverso lo scambiatore.

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} \quad (W/K) \quad (\text{Definita in questo caso per il fluido freddo})$$

Di conseguenza la potenza termica scambiata per il fluido freddo diventa:

$$\dot{Q} = C_f (T_{f,u} - T_{f,e}) \quad (W)$$

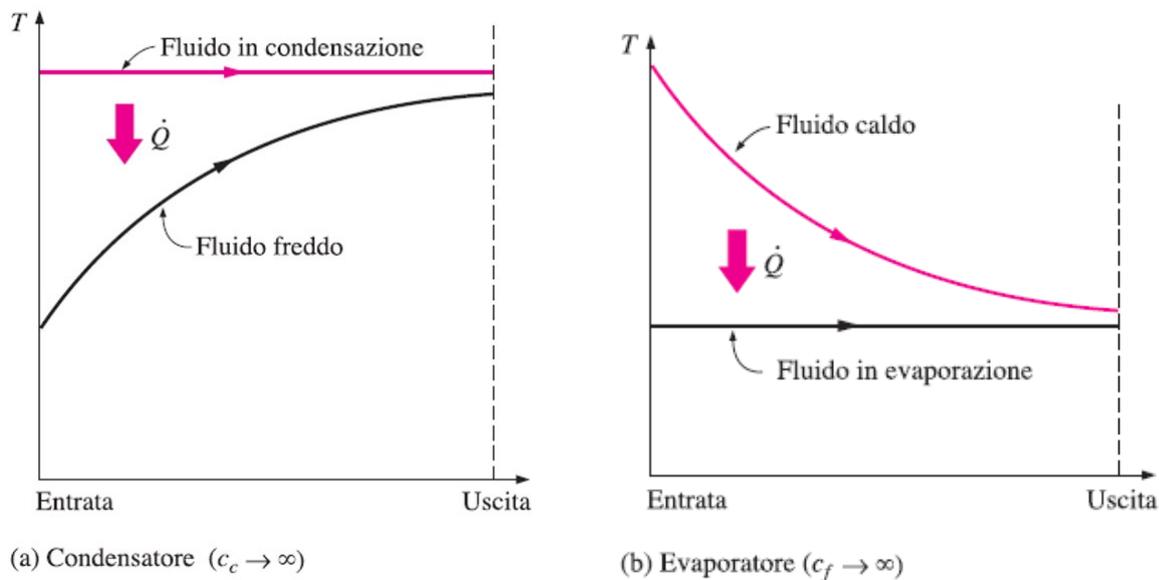
La definizione per il fluido caldo risulta analoga.

Se uno dei due fluidi lavora in cambiamento di fase il calore verrà assorbito sotto forma di calore latente. Il calore latente si differenzia dal calore sensibile in quanto non produce alcuna variazione di temperatura nel fluido, e perché viene assorbito o rilasciato esclusivamente per la modifica dei legami chimici dello stato della sostanza. In questo caso non è più possibile basarsi sulla differenza di temperatura tra l'ingresso e l'uscita per determinare la potenza termica scambiata, ma occorre ricorrere all'entalpia, che definisce la seguente relazione:

$$\dot{Q} = \dot{m}h \quad (W)$$

$h =$

entalpia di vaporizzazione o condensazione del fluido ad una determinata pressione e temperatura (J/kg)



Img 4: Termodinamica e trasmissione del calore 3/ed Yunus A. Çengel (Cap. 19)

1.4.3 IL METODO DELLA DIFFERENZA MEDIO LOGARITMICA DI TEMPERATURA

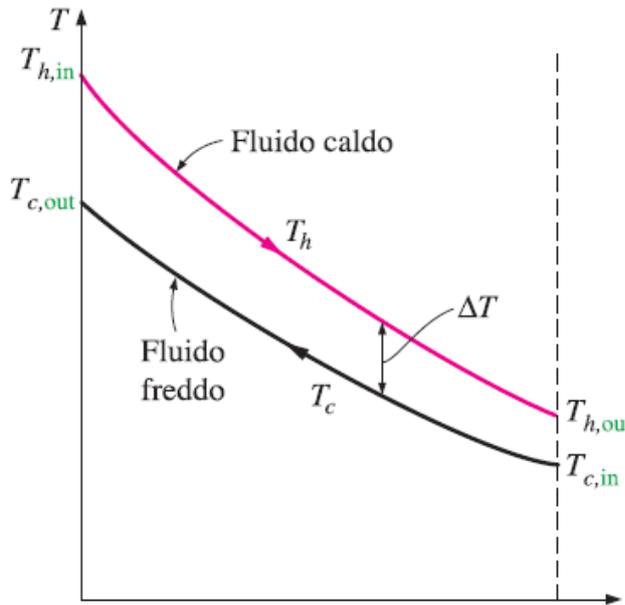
Poiché lo scopo principale di uno scambiatore di calore è quello di provocare un salto termico in un fluido, è inevitabile che le temperature dei fluidi varino lungo la lunghezza dello scambiatore stesso. Per utilizzare correttamente la relazione che ci consente di calcolare la potenza termica scambiata, è quindi necessario adoperare una temperatura media.

Tuttavia, l'andamento della temperatura all'interno dello scambiatore per entrambi i fluidi, almeno che uno di questi due non si trovi in cambiamento di fase, non varia in modo lineare, ma in modo logaritmico. Di conseguenza per determinare la differenza media di temperatura ci basiamo sulla differenza medio logaritmica, definita tramite la seguente formula:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (K)$$

ΔT_1 o ΔT_2 = differenza temperatura fluidi in ingresso

ΔT_1 o ΔT_2 = differenza temperatura fluidi in uscita



Img 5: Termodinamica e trasmissione del calore 3/ed Yunus A. Çengel (Cap. 19)

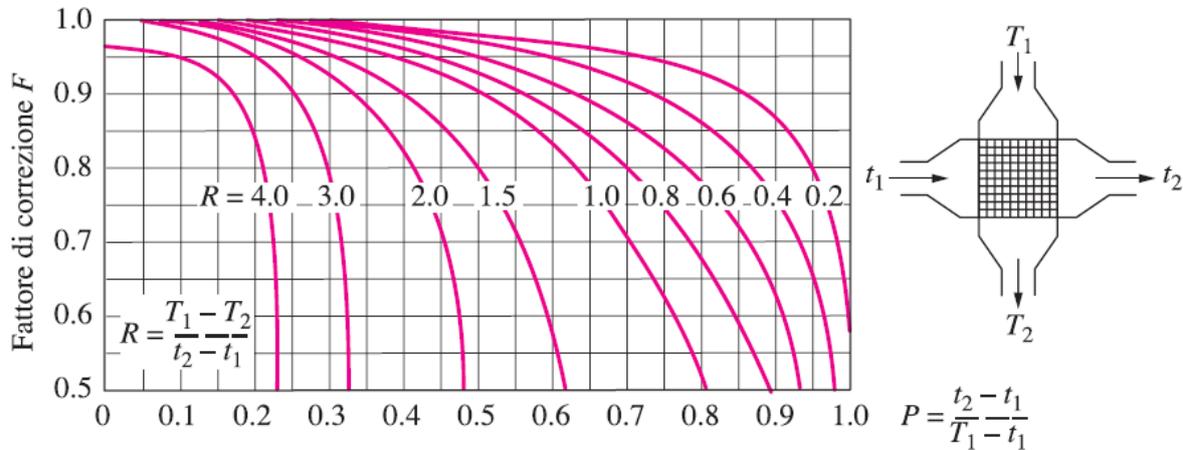
La relazione della differenza di temperatura medio logaritmica può essere usata in modo analogo sia per uno scambiatore in controcorrente che per uno in equicorrente, purché ΔT sia calcolato sempre come differenza tra i due fluidi in ingresso per ΔT_1 e due fluidi in uscita per ΔT_2 o viceversa. Anche se va notato che la differenza di temperatura medio logaritmica tra due fluidi in controcorrente risulta sempre maggiore rispetto al caso di equicorrente a parità di temperature.

Uno scambiatore che lavora in cambiamento di fase può essere considerato sia come uno scambiatore che lavora in controcorrente che uno scambiatore che lavora in equicorrente con gli stessi risultati.

Nel caso in cui si abbia a che fare con scambiatori di calore a più passaggi o a flussi incrociati le diverse condizioni di flusso renderebbero l'utilizzo di questo metodo più complicato. In questi casi si procede calcolando la differenza media logaritmica per scambiatori di calore in controcorrente ($\Delta T_{ml,cc}$) e poi si trova la differenza medio logaritmica reale per mezzo di un fattore di correzione F :

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,cc}$$

Il fattore di correzione F dipende dalla geometria dello scambiatore di calore e dalla temperatura in ingresso e in uscita dei due fluidi, ed è determinabile tramite grafici specifici per quello scambiatore.



(c) Flussi incrociati a passaggio singolo entrambi *puri*.

Img 6: Termodinamica e trasmissione del calore 3/ed Yunus A. Çengel (Cap. 19)

Se uno dei due fluidi è in cambiamento di fase, il rapporto tra le temperature R è nullo o tendente ad infinito. Ne consegue il fatto che il fattore di correlazione F è unitario per uno scambiatore che lavora in cambiamento di fase e che la differenza medio logaritmica per quello scambiatore che lavora a flussi incrociati è pari al caso con flussi in controcorrente.

Nota la differenza media logaritmica, la potenza termica scambiata (determinata tramite la relazione tra capacità termica e variazione di temperatura descritta nel paragrafo 1.4.2) e il coefficiente globale di scambio termico, la superficie di scambio termico dello scambiatore può essere determinata con la relazione seguente:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml}$$

In conclusione, possiamo affermare che il metodo della differenza medio logaritmica, può essere usato per scegliere uno scambiatore che soddisfa determinate esigenze di scambio termico tramite la procedura seguente:

- 1) Scelta della tipologia di scambiatore adatta all'applicazione
- 2) Determinazione delle temperature incognite di ingresso e uscita dei fluidi ricorrendo ad un bilancio termico.

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_c \rightarrow C_f \Delta T_f = C_c \Delta T_c$$

- 3) Determinazione della differenza medio logaritmica e del coefficiente di correlazione qualora necessario
- 4) Individuare se fornito o calcolare il fattore globale di scambio termico U
- 5) Calcolare la superficie di scambio termico A e scegliere lo scambiatore di conseguenza.

1.4.4 IL METODO ϵ -NTU

Il metodo della differenza medio logaritmica risulta di facile applicazione qualora le temperature di ingresso e di uscita dei fluidi dallo scambiatore siano note o facilmente determinabili. Al contrario nel caso in cui la superficie dello scambiatore sia nota, ma le temperature di uscita dei fluidi non lo siano, risulta vantaggioso adottare il metodo ϵ -NTU.

Tale metodo si basa su un parametro adimensionale chiamato efficacia dello scambiatore di calore (ϵ), che viene definito nel seguente modo:

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{potenza termica realmente scambiata}}{\text{massima potenza termica scambiabile}}$$

La massima potenza termica scambiabile (\dot{Q}_{max}) è definita in funzione della differenza massima di temperatura che i due fluidi possono scambiare, ovvero la differenza tra le due temperature note, temperatura in ingresso del fluido caldo e temperatura in ingresso del fluido freddo.

$$\Delta T_{max} = T_{c,e} - T_{f,e}$$

Lo scambio termico di uno scambiatore risulterà massimo se il fluido freddo viene riscaldato fino alla temperatura di ingresso del fluido caldo oppure se il fluido caldo viene raffreddato fino alla temperatura di ingresso del fluido freddo. Queste due condizioni limite non si possono verificare in contemporanea, almeno che la capacità termica riferite all'unità di tempo dei due fluidi non siano identiche, ovvero nel caso in cui fluido freddo e caldo siano uguali. Nel caso generale il fluido con la capacità termica inferiore subirà la variazione di temperatura maggiore. Di conseguenza la differenza di temperatura massima ΔT_{max} potrà verificarsi, in linea teorica, nel fluido con capacità termica inferiore. Diretta conseguenza di questo è che la massima potenza termica scambiabile in uno scambiatore va determinata usando la capacità termica minore tra i due fluidi:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(T_{c,e} - T_{f,e}) \quad (W)$$

Qualora fosse nota anche l'efficacia di uno scambiatore la potenza termica effettivamente scambiata dallo scambiatore risulta pari a:

$$\dot{Q} = \varepsilon \dot{Q}_{max} \quad (W)$$

L'efficacia di uno scambiatore è funzione della sua geometria e dalla sua tipologia, e nel caso in cui non fosse nota è determinabile tramite una relazione tra due quantità adimensionali, il rapporto di capacità C e il numero di unità di scambio termico NTU :

$$\varepsilon = f(NTU, C)$$

Il numero di unità di scambio termico NTU è definito come:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{min}}$$

U = coefficiente globale di scambio termico

A = superficie di scambio termico

Mentre il rapporto di capacità C corrisponde a:

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Il rapporto di capacità può assumere un minimo di 0 e arrivare fino ad un massimo di 1.

In letteratura esistono dei diagrammi che permettono di determinare l'efficacia di uno scambiatore al variare dei due parametri adimensionali, tuttavia, anche in questo caso i diagrammi variano a seconda del tipo di scambiatore.

Possiamo affermare che fissato un certo valore di NTU , l'efficacia dello scambiatore di calore raggiunge valore massimo per $C = 0$ e minimo per $C = 1$. Il rapporto di capacità può assumere un valore nullo solo quando $C_{max} \rightarrow \infty$, ovvero quando si presenta un cambiamento di fase di uno dei due fluidi. In questo caso limite la relazione per calcolare l'efficacia dello scambiatore è la seguente, ed è valida a prescindere dal tipo dello scambiatore:

$$\varepsilon = \varepsilon_{max} = 1 - \exp(-NTU)$$

Nella seguente tabella si possono leggere le relazioni per definire l'efficacia dei principali tipi di scambiatore:

| Heat exchanger type | Effectiveness relation |
|--|--|
| 1 <i>Double pipe:</i> Parallel-flow | $\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1+c)]}{1+c}$ |
| Counter-flow | $\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1-c)]}{1 - c \exp[-NTU(1-c)]}$ |
| 2 <i>Shell-and-tube:</i> One-shell pass 2, 4, . . . tube passes | $\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + \sqrt{1+c^2} \frac{1 + \exp[-NTU\sqrt{1+c^2}]}{1 - \exp[-NTU\sqrt{1+c^2}]} \right\}^{-1}$ |
| 3 <i>Cross-flow</i> (single-pass) Both fluids unmixed | $\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0.22}}{c} \left[\exp(-c NTU^{0.78}) - 1 \right] \right\}$ |
| C_{\max} mixed, C_{\min} unmixed | $\varepsilon = \frac{1}{c} \left(1 - \exp \left\{ -c \left[1 - \exp(-NTU) \right] \right\} \right)$ |
| C_{\min} mixed, C_{\max} unmixed | $\varepsilon = 1 - \exp \left\{ -\frac{1}{c} \left[1 - \exp(-c NTU) \right] \right\}$ |
| 4 <i>All heat exchangers with $c = 0$</i> | $\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$ |

From W. M. Kays and A. L. London. *Compact Heat Exchangers*, 3/e. McGraw-Hill, 1984. Reprinted by permission of William M. Kays.

Img 7: Termodinamica e trasmissione del calore 3/ed Yunus A. Çengel (Cap. 19)

2 LA SCELTA DI UNO SCAMBIATORE DI CALORE

Gli scambiatori di calore sono dispositivi complessi, quindi i risultati ottenuti attraverso il metodo della differenza medio logaritmica o il metodo ϵ -NTU devono essere interpretati con cautela, per via delle semplificazioni su cui i metodi stessi si basano. È buona norma sovradimensionare gli scambiatori, così da evitare che questi non siano in grado di svolgere il compito per cui sono stati progettati. Tuttavia, quello che si guadagna in termini di scambio termico aggiuntivo, aumentando la dimensione dello scambiatore, deve essere esaminato in funzione della maggiore perdita di carico termico che le dimensioni maggiori provocano. Generalmente per le applicazioni più importanti e di uso meno comune esistono vari software di simulazione fluidodinamica (CFD), che consentono di avere un'analisi più dettagliata di quali siano i comportamenti dello scambiatore.

La procedura di scelta di uno scambiatore di calore parte sempre dalla relazione che definisce la potenza termica necessaria allo stesso. La relazione fornisce un'indicazione riguardo alle esigenze di scambio termico da soddisfare prima ancora di selezionare la tipologia di scambiatore utile allo scopo. Nota la potenza di scambio termico, sui cataloghi esistono molte soluzioni in funzione della tipologia e della dimensione. In generale la scelta opportuna dipende da:

- 1) La potenza termica da scambiare: deve essere abbastanza elevata da realizzare le variazioni di temperatura volute.
- 2) Il costo: Oltre a considerare il costo di investimento bisogna tenere conto del costo di manutenzione e di esercizio dello scambiatore.
- 3) La potenza delle pompe di circolazione: solitamente i fluidi vengono forzati attraverso lo scambiatore con delle pompe di circolazione che comportano un consumo non irrisorio, bisogna perciò minimizzare le perdite di carico e le portate dei fluidi circolanti per ridurre i costi di esercizio. Inoltre, velocità dei fluidi basse tendono a ridurre problemi di erosione di vibrazione e di rumori nonché di perdite di carico.
- 4) Le dimensioni e il peso: caratteristica importante in alcuni settori come aeronautico e automobilistico.
- 5) La tipologia e la configurazione: varia in funzione del tipo di fluidi coinvolti, e dalla loro capacità di trasmettere l'energia termica, dal limite di peso e vincoli dimensionali e dalla presenza di processi di cambio di fase.

- 6) I materiali: devono essere scelti attentamente in funzione di pressioni e temperature di esercizio in modo che possano resistere correttamente allo stress termico e strutturale. Inoltre, vanno selezionati anche in funzione del fattore di sporcamento a cui possono essere soggetti.
- 7) Altre considerazioni: come la facilità di impiego e di manutenzione, la sicurezza e l'affidabilità.

Nella maggior parte dei casi comuni gli scambiatori vengono scelti da catalogo in base alle specifiche richieste dall'impiego, non mancano però i casi in cui caratteristiche particolari richiedono una progettazione a doc, con un conseguente aumento dei costi.

3 ACCUMULI LATENTI DI CALORE NEGLI SCAMBIATORI (LHTES)

Nel capitolo 1 è stato osservato che l'efficacia di uno scambiatore aumenta a prescindere dalla sua tipologia se uno dei due fluidi lavora in cambiamento di fase, questo perché la capacità termica di un fluido durante il cambiamento di fase, ovvero la capacità del fluido di immagazzinare calore è pressoché infinita.

Infatti, la quantità di calore trasmesso sotto forma di calore latente, ovvero la quantità di energia trasmessa da un materiale per modificare la sua fase, è molto più elevata rispetto alla quantità di energia trasmessa dalla stessa quantità di materiale sotto forma di calore sensibile, ovvero la quantità di energia usata dal materiale per variare la sua temperatura. Per fare un semplice esempio la quantità di energia necessaria per aumentare di un solo grado Kelvin o Celsius un chilogrammo di acqua è pari a 4186J, al contrario per portare un chilogrammo di acqua dallo stato solido a quello liquido bisogna fornirli un'energia pari a 333000J.

Proprio su questi principi si basano i sistemi di accumulo latente di calore, permettendo così, a parità di volume, di immagazzinare una quantità di energia superiore rispetto ai sistemi di accumulo sensibile di calore.

3.1 SISTEMI DI ACCUMULO TERMICO

Un sistema di accumulo di energia termica (TES) è un dispositivo che permette l'accumulo di energia sotto forma di calore. Si possono suddividere in due principali categorie, la prima riguarda i sistemi che immagazzinano energia sotto forma di calore sensibile, ovvero tramite l'aumento di temperatura di un qualsiasi materiale, la seconda riguarda i sistemi che immagazzinano energia sotto forma di calore latente.

Per quanto riguarda l'accumulo sensibile è possibile sfruttare un qualsiasi materiale che presenti un valore di calore specifico sufficientemente elevato, così da permettere di mantenere contenute le dimensioni del dispositivo, e un buon coefficiente di conducibilità termica. Se la conducibilità termica non risulta sufficiente si rischia di non riuscire a trasmettere l'energia termica voluta senza dover ricorrere a superfici di scambio molto elevate. La situazione per gli accumuli latenti di calore risulta più complessa; infatti, in questo caso occorre porre attenzione alle temperature di cambiamento di fase del materiale,

dato che queste devono coincidere con le temperature operative del fluido termovettore. Vengono introdotti di conseguenza i PCM (Phase-Change-Material), materiali appositi caratterizzati dall'elevato calore latente in grado di assorbire e rilasciare. La gamma di PCM disponibili risulta molto elevata e di conseguenza, nella maggior parte dei casi, è possibile una selezione in base alle temperature operative del fluido termovettore.

3.2 PHASE CHANGE MATERIAL (PCM)

Il cambiamento di fase è un fenomeno che riguarda la variazione dello stato termodinamico di un materiale. Tale fenomeno si presenta nella variazione da uno stato della materia ad un altro (ad esempio da solido e liquido), esistono tuttavia materiali che presentano un cambiamento di fase tra lo stesso stato della materia (solido-solido), comportamento che prende il nome di allotropia. L'accumulo di energia sotto forma di calore latente in linea di principio può avvenire tra qualsiasi tipo di cambiamento di fase; tuttavia, per quanto riguarda gli utilizzi di climatizzazione su cui questa tesi vuole concentrarsi, sarà sufficiente prendere in considerazione i PCM che presentano, per le temperature operative dello scambiatore, un cambiamento solido-liquido. Infatti, secondo il libro "Storing Energy" [\(5\)](#) i PCM caratterizzati da cambiamenti di fase liquido-gassoso e solido-gassoso comportano una variazione di volume molto ampia, rendendoli di difficile impiego dentro gli scambiatori. Mentre le transazioni solido-solido hanno generalmente una bassa entalpia di transazione, caratteristica che li rende meno efficaci nell'immagazzinamento di energia.

Per misurare l'energia termica che un PCM riesce ad immagazzinare durante il cambiamento di fase è possibile basarsi sulla formula definita per gli scambiatori che lavorano in cambiamento di fase. Tuttavia, occorre fare attenzione all'energia assorbita dal PCM per portarsi alla temperatura di transazione e all'energia assorbita dal PCM, qualora gli venisse fornito ancora calore, dopo che il cambiamento di fase è avvenuto. Come equazione generale, facendo l'ipotesi di variazione lineare di temperatura durante l'accumulo sensibile, è possibile considerare la seguente.

$$Q = mc_{p,1}\Delta T_1 + m\Delta h + mc_{p,2}\Delta T_2 \quad (J)$$

m = massa del materiale (kg)

ΔT_1 e ΔT_2 = variazioni di temperatura (K)

$c_{p,1}$ e $c_{p,2}$ = calori specifici a pressione costante (J/kgK)

$$\Delta h = \text{entalpia specifica di transazione (J/kg)}$$

Nel caso invece in cui la variazione di temperatura del fluido risultasse non costante, durante l'accumulo sensibile, la relazione diventa:

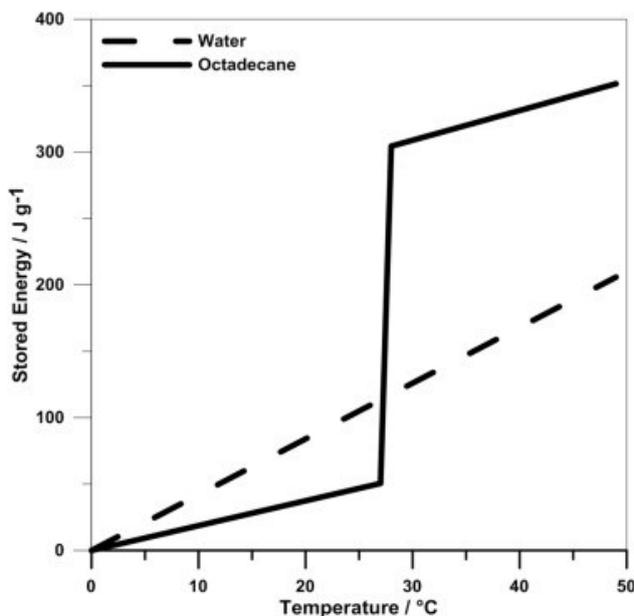
$$Q = \int_{T_1}^{T_2} mc(T)dT \quad (J)$$

$$c(T) = \text{calore specifico fluido in funzione della temperatura (J/kgK)}$$

$$T_1 \text{ e } T_2 = \text{temperatura iniziale e finale (K)}$$

Le equazioni sopra risultano valide sia per gli accumuli che per i rilasci di energia termica.

Nell'immagine seguente è possibile osservare un confronto tra l'energia accumulata sotto forma di calore sensibile nell'acqua liquida e l'energia accumulata sotto forma di calore latente nell'ottadecano, un PCM con punto di fusione intorno ai 28°C.

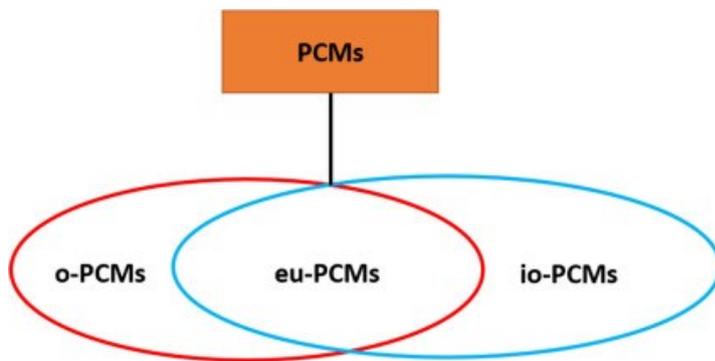


Img 8: Storing Energy John A. Noël

Sempre secondo quanto affermato da “Storing Energy” l'utilizzo dei PCM comporta un'elevata efficienza di immagazzinamento dell'energia (maggiore del 90%) dato che trattandosi di un sistema di accumulo di energia da calore a calore, evita perdite di efficienza che altri sistemi di accumulo comportano.

I PCM possono essere classificati in base alle loro caratteristiche chimiche, ovvero in base alle fasi della materia tra cui eseguono il cambiamento di fase, oppure possono essere classificati in base alle caratteristiche chimiche. Secondo quanto affermato dall'articolo "Classificazione dei materiali a cambiamento di fase" di Nowduru Ravikiran (6) è possibile classificare i PCM solido-liquido in base alle caratteristiche chimiche in:

- PCM organico (o-PCMs)
- PCM inorganico (io-PCMs)
- PCM eutettico (eu-PCMs)



Img 9: Classificazione dei materiali a cambiamento di fase di Nowduru Ravikiran

Secondo questa classificazione i due tipi principali sono PCM organici e quelli inorganici, mentre i PCM eutettici sono delle miscele dei due tipi precedenti. Le caratteristiche delle due classificazioni principali secondo quanto affermato da Ravikiran e dall'articolo "Heat storage systems" di Mary Anne (7) sono le seguenti.

3.2.1 PCM ORGANICI

Sono composti da idrocarburi e sono definiti dalla seguente formula chimica generale C_nH_{2n+2} . In questa categoria si trovano le paraffine, i lipidi e gli alcoli di zucchero.

Tra i loro vantaggi troviamo: la solidificazione con quasi la totale assenza di supercooling (fenomeno che si presenta quando un liquido arrivato al di sotto della sua temperatura di solidificazione rimanendo comunque liquido), la liquefazione omogenea, la compatibilità con i materiali da costruzione convenzionali, la stabilità, la non corrosività e la possibilità di subire cicli di solidificazione-fusione senza la perdita di calore latente.

Al contrario gli svantaggi sono: bassa conducibilità termica, soprattutto durante lo stato solido, la bassa capacità volumetrica di assorbimento del calore latente e la tendenza ad essere infiammabili.

La non corrosività e la capacità di effettuare cicli ripetitivi senza perdite di proprietà li rendono molto adatti agli scambiatori di calore, dato che una volta installati richiederanno poca o nessuna manutenzione. Infatti, un'elevata corrosività rischia di incidere sulle prestazioni dello scambiatore aumentando il relativo fattore di sporcamiento.

3.2.2 PCM INORGANICO:

Si suddividono in sali idrati ($M_xN_ynH_2O$) e in PCM metallici. I PCM inorganici metallici presentano un'elevata densità che ne limita le applicazioni, tuttavia possiedono un'elevata conducibilità, permettendo di trasportare rapidamente il calore. Un esempio di PCM metallico è il mercurio.

Per quanto riguarda i sali idrati tra i loro vantaggi si trovano: l'elevata capacità di assorbimento di calore latente, la disponibilità molto elevata, il basso costo, la non infiammabilità, l'alta temperatura di fusione, e la sostenibilità dato che sono riciclabili.

Tra gli svantaggi troviamo: la difficoltà di prevenire una fusione incongruente, la separazione delle due fasi dopo vari cicli (questo si può tradurre in perdita di capacità di assorbimento del calore latente), la corrosività (che può causare un elevato fattore di sporcamiento negli scambiatori di calore), l'elevata variazione di volume durante il cambio di fase e la presenza di supercooling nella transazione da solido a liquido.

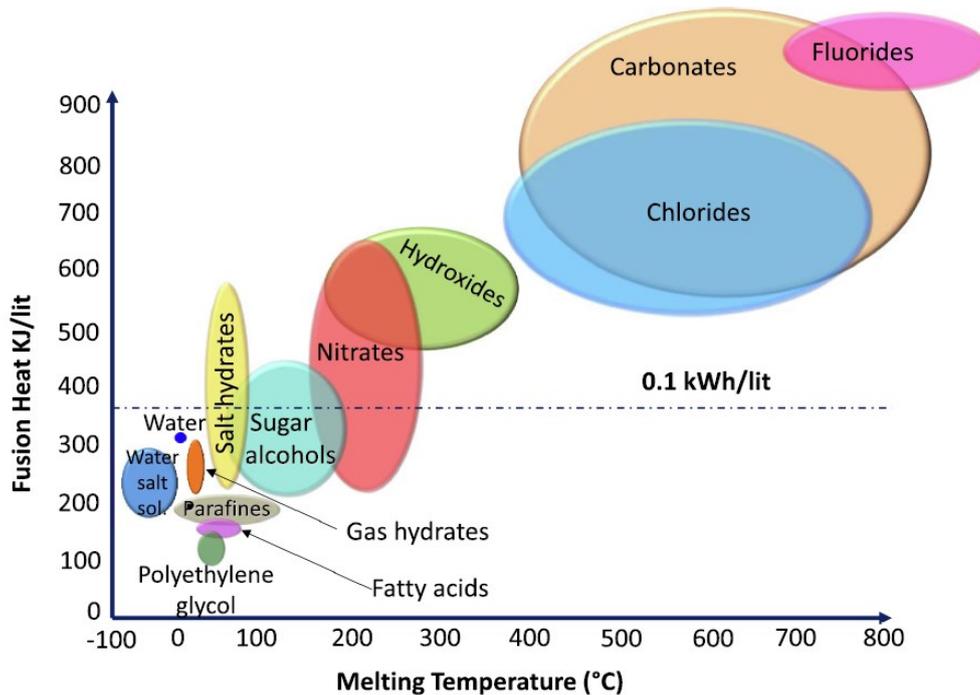
È importante sottolineare che anche i sali idrati non offrono prestazioni di conducibilità termica significative (anche se mediamente superiore rispetto alla categoria dei PCM organici). Inoltre, la presenza di fusione incongruente, la separazione delle due fasi e la corrosività, obbligano l'adozione di particolari strategie di incapsulamento prima dell'utilizzo dei PCM negli scambiatori.

3.3 SCELTA DEL PCM

Nella scelta del PCM la caratteristica principale a cui occorre porre attenzione è la temperatura di fusione. Infatti, qualora la temperatura del fluido termovettore non

permettesse di raggiungere la temperatura di transazione si avrebbe un accumulo di energia termica solo sotto forma di calore sensibile e quindi non si sfrutterebbero tutti i vantaggi che un accumulo latente comporta.

Nell'immagine seguente riportata dall'articolo "Progress in Research and Development of Phase Change Materials for Thermal Energy Storage in Concentrated Solar Power" (8) è possibile osservare i range di fusione delle principali categorie di PCM.



Img 9: Progress in Research and Development of Phase Change Materials for Thermal Energy Storage in Concentrated Solar Power di Imran Khan

Oltre alla temperatura di transazione di fase secondo l'articolo "Phase change material-based building architecture for thermal management in residential and commercial establishments" di A. Pasupathy (9), per una scelta accurata tra i diversi PCM possiamo affidarci ai seguenti criteri:

- 1) Devono avere un calore latente per unità di volume elevato, altrimenti l'accumulo di energia termica richiederebbe un volume di PCM molto elevato.
- 2) Devono avere una bassa variazione di volume nella transazione di fase e nella finestra di temperatura operativa. Criterio che limita soprattutto la possibilità di utilizzo dei PCM inorganici dato che presentano una variazione di volume elevata.
- 3) Devono avere un elevato tasso di nucleazione, ovvero di formazione di microstrutture solide all'interno del liquido, per evitare fenomeni quali il supercooling.

- 4) Devono essere chimicamente stabili.
- 5) Il ciclo di fusione-solidificazione deve poter essere ripetibile, ovvero il materiale deve poter essere fuso e solidificato in un ciclo continuo senza perdita di massa o qualità del materiale stesso.
- 6) Devono essere il più possibile a basso costo e disponibili in modo da consentirne un uso sostenibile.

La selezione del materiale a cambiamento di fase secondo l'articolo gioca un ruolo fondamentale per l'efficiente trasferimento di calore negli scambiatori e per il successivo immagazzinamento dell'energia termica. Infatti, una selezione corretta, oltre a permetterci di immagazzinare la quantità di energia desiderata, migliora la deportazione del calore dal fluido termovettore permettendo uno scambio termico maggiore. In conclusione, la selezione del PCM corretto è quindi il fattore più importante per l'utilizzo corretto dei sistemi LHTES.

4 CLIMATIZZAZIONE DEGLI AMBIENTI

Con climatizzazione di un ambiente si intende il mantenimento della temperatura, dell'umidità e della qualità dell'aria di questo a dei livelli che siano confortevoli per gli individui o le cose che si trovano al suo interno. Il processo può coinvolgere riscaldamento, raffreddamento, ventilazione, deumidificazione e umidificazione dell'aria. Per gli obiettivi di questa tesi è sufficiente soffermarsi sul processo di riscaldamento e raffreddamento. Infatti, l'umidificazione si ottiene fornendo acqua all'ambiente tramite appositi impianti di vaporizzazione o nebulizzazione, la ventilazione è ottenibile mediante un ricambio dell'aria che garantisce la qualità di quest'ultima, e la deumidificazione è un risultato diretto del raffreddamento che si verifica qualora la temperatura della superficie di contatto dell'unità di controllo della temperatura è sufficientemente bassa da permettere la condensazione del vapore acqueo presente nell'aria umida. Mentre con il processo di riscaldamento si intende fornire calore all'ambiente qualora la temperatura fosse sotto a quella impostata, oppure asportare calore nel caso contrario.

Solitamente vengono utilizzate due strategie differenti per il riscaldamento e il raffreddamento. Il riscaldamento viene fatto attraverso degli scambiatori (noti più semplicemente in questo caso come caloriferi) che trasferiscono il calore di un fluido termovettore all'ambiente. Al contrario il raffreddamento viene effettuato attraverso un ciclo frigorifero, che tramite l'impiego di un lavoro effettuato da un compressore permette di assorbire calore dall'ambiente. La climatizzazione effettuata con gli scambiatori modificati con PCM vuole invece riuscire, tramite lo stesso componente, sia a fornire che asportare calore all'ambiente. In particolare, il processo di riscaldamento mira ad essere effettuato in modo tradizionale, ovvero attraverso un fluido termovettore che in questo caso fornirebbe la sua potenza termica direttamente al PCM, che poi in un secondo momento la fornirebbe all'ambiente. Al contrario il raffreddamento avverrebbe proprio grazie al PCM in modo passivo, ovvero qualora la temperatura dell'ambiente salisse al di sopra di quella di fusione del PCM inizierebbe un processo di fusione con conseguente assorbimento di calore latente dall'ambiente. Questo effetto può essere significativo in ambienti di piccole dimensioni solitamente soggetti ad un elevato aumento della temperatura, ma per essere osservabile in ambienti di dimensioni maggiori occorre aumentare la quantità dei PCM utilizzata. Tuttavia, affiancando lo scambiatore con PCM ad altri sistemi di raffreddamento attivi si potrebbe

raggiungere il raffreddamento dell'ambiente voluto con un impiego inferiore di lavoro da parte del compressore.

L'impiego dei PCM negli scambiatori non è sempre possibile; infatti, problemi come la scarsa conducibilità termica di questi ne limitano le applicazioni. Inoltre, il flusso d'aria deve essere utilizzato in modo molto efficiente per consentire il corretto assorbimento di calore da quest'ultimo. Proprio per risolvere questi problemi sono stati svolti vari lavori di ricerca con l'unico obiettivo di ottimizzare l'impiego dei PCM negli scambiatori.

5 OTTIMIZZAZIONE DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE

I principali parametri su cui è possibile agire per l'ottimizzazione ed aumento dell'efficacia di uno scambiatore di calore che sfrutta PCM sono i seguenti:

- La configurazione dell'unità di scambio termico
- La composizione del PCM e come il calore si diffonde in questo
- Le condizioni operative del fluido termovettore

Questo capitolo vuole definire com'è possibile agire sui tre principali parametri sopra elencati, descrivendo i risultati ottenuti da test effettuati da diversi ricercatori e soffermandosi sulle soluzioni migliori.

5.1 MIGLIORAMENTO DELLA CONFIGURAZIONE DELL'UNITA' DI SCAMBIO TERMICO

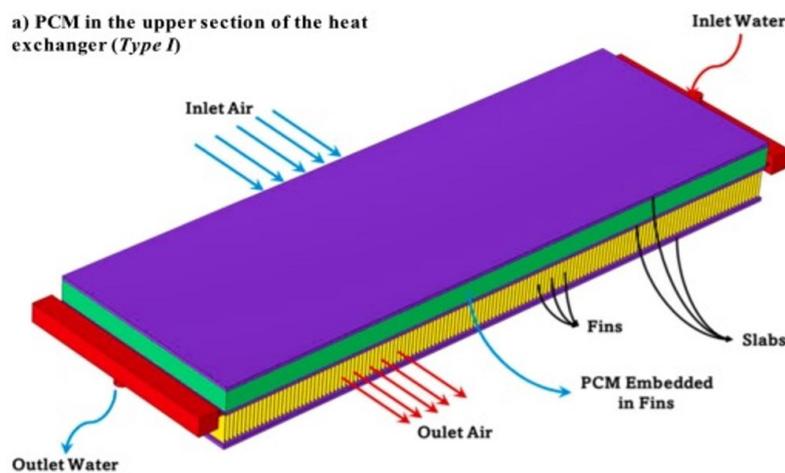
Con configurazione dell'unità di scambio termico si intende la sua composizione strutturale, ovvero la densità di alette che usa, la direzione in cui i fluidi scambiano energia e la disposizione del PCM al suo interno. È compito di questa fase definire delle soluzioni che consentono di massimizzare lo scambio termico, sia tra il fluido termovettore e il PCM, sia tra il PCM e l'ambiente. Proprio con questo obiettivo sono state svolte delle simulazioni riportate nell'articolo "Miglioramento delle prestazioni termiche e strategie di ottimizzazione degli scambiatori di calore a due fluidi a lamelle integrati con PCM per una gestione termica sostenibile" [\(10\)](#) di Saman Jalilian.

Nell'articolo il ricercatore si concentra sulle prestazioni termiche di uno scambiatore di calore PCM a lamelle che lavora a flusso incrociato (HEX) in diverse configurazioni, con l'obiettivo di determinare quella di maggior efficienza. In particolare, i parametri esaminati sono l'effetto della disposizione del PCM all'interno dell'unità, insieme alla densità delle alette e al tipo di PCM utilizzato, i risultati dell'effetto del tipo di PCM vengono riportati nel sottocapitolo successivo. In tutta la simulazione il volume di PCM complessivo tra le diverse configurazioni è stato mantenuto costante, in modo da garantire un confronto equo tra le diverse configurazioni.

Il sistema sviluppato è stato basato su uno scambiatore che trasferisce energia termica tra il liquido (acqua) e l'aria attraverso gli spazi presenti tra le alette, accumulando allo stesso tempo energia termica all'interno del PCM, in modo da prolungare il rilascio di energia con l'ambiente in fase di scarica.

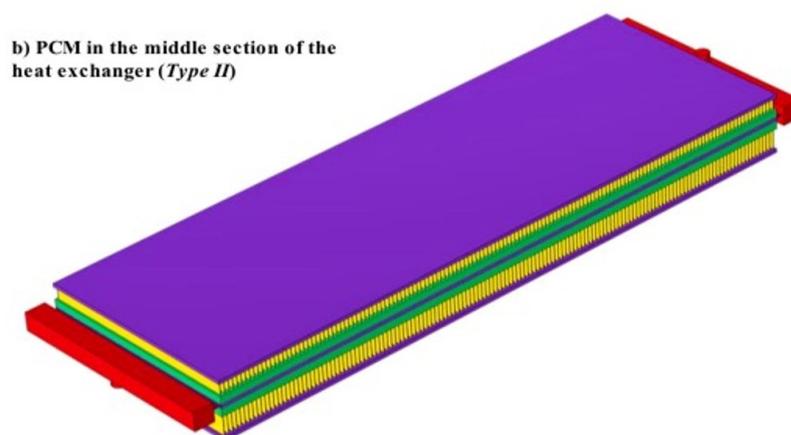
Il processo è stato valutato sia in fase di carica che di scarica. Durante il processo di carica l'acqua scorrendo riscalda contemporaneamente sia l'aria che il PCM, portando il PCM ad immagazzinare una quantità significativa di energia termica latente. Mentre durante il processo di scarica il flusso d'acqua calda viene interrotto e l'aria assorbe l'energia termica immagazzinata nel PCM. Il tutto è stato ripetuto con 3 diverse disposizioni di PCM:

1) PCM nella sezione superiore dello scambiatore (Tipo I)



Img 10: Miglioramento delle prestazioni termiche e strategie di ottimizzazione degli scambiatori di calore a due fluidi a lamelle integrati con PCM per una gestione termica sostenibile di Saman Jalilian

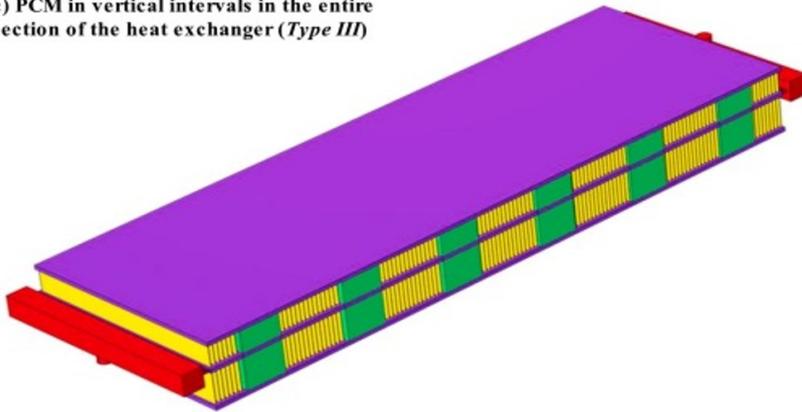
2) PCM nella sezione centrale dello scambiatore (Tipo II)



Img 11: Miglioramento delle prestazioni termiche e strategie di ottimizzazione degli scambiatori di calore a due fluidi a lamelle integrati con PCM per una gestione termica sostenibile di Saman Jalilian

3) PCM in intervalli verticali dello scambiatore (Tipo III)

c) PCM in vertical intervals in the entire section of the heat exchanger (Type III)



Img 12: Miglioramento delle prestazioni termiche e strategie di ottimizzazione degli scambiatori di calore a due fluidi a lamelle integrati con PCM per una gestione termica sostenibile di Saman Jalilian

Le prestazioni dello scambiatore sono state valutate, in fase di carica, tramite due parametri: il tempo di riscaldamento, che viene definito come il tempo necessario affinché la temperatura dell'aria in uscita dallo scambiatore raggiunga costantemente il Set Point Temperature (SPT), ovvero una temperatura minima prefissata alla quale l'aria deve essere riscaldata, e tramite la capacità del PCM di raggiungere la fase liquida all'interno di un tempo limite osservando nel mentre parametri quali la frazione di PCM solida e liquida e la temperatura media del PCM.

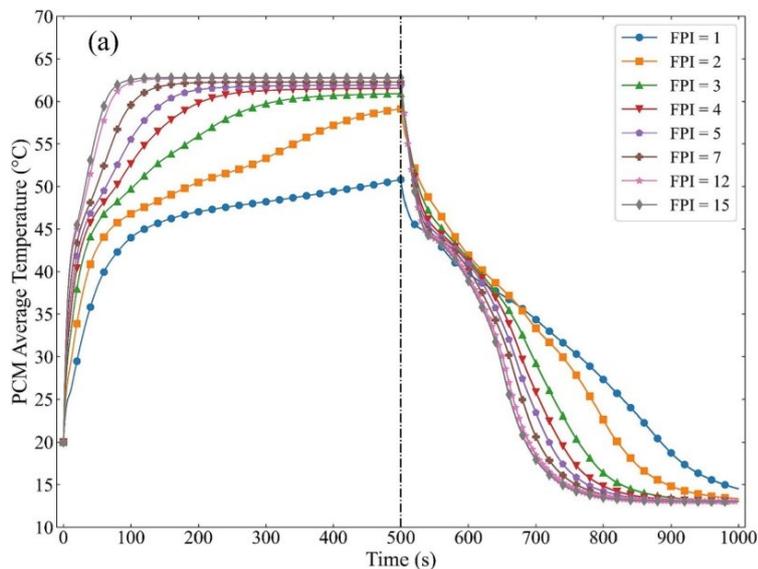
La fase di scarica è stata valutata tramite la velocità di scarica, ovvero la velocità con cui il PCM rilascia l'energia immagazzinata precedentemente, e come questa viene rilasciata.

5.1.1 INFLUENZA DELLA DENSITA' DI ALETTE PER UNITA' DI MISURA

Il primo parametro dell'unità analizzato da Jalilian riguarda la densità di alette per pollice (FPI) a contatto con il PCM. Nello specifico il valore di FPI è stato fatto variare da 1 fino a 15, mentre è stata mantenuta costante la densità di alette a diretto contatto tra acqua e aria. L'analisi è stata eseguita, usando un unico PCM a base di paraffina, il Docosane, mentre la configurazione dello scambiatore è stata fissata come nel tipo I, il tutto con una portata di massa d'aria pari a 25g/s.

Dalla simulazione sono stati ottenuti tre differenti grafici, in cui nello specifico viene osservato:

- (a) La temperatura del PCM al variare del tempo
- (b) La temperatura dell'aria in uscita al variare del tempo
- (c) La frazione solida del PCM al variare del tempo



Img 13: Miglioramento delle prestazioni termiche e strategie di ottimizzazione degli scambiatori di calore a due fluidi a lamelle integrati con PCM per una gestione termica sostenibile di Saman Jalilian

Dal grafico (a) è possibile osservare che la temperatura media del PCM subisce un incremento più lento al diminuire del valore di FPI. Questo fenomeno si presenta per via della minore superficie lungo la quale può avvenire lo scambio termico tra PCM e fluido termovettore, e per via della maggiore perdita diretta di energia termica che viene ceduta direttamente all'aria rispetto che al PCM. Il minore trasferimento di calore al PCM porta a una lenta transazione del PCM alle sue zone operative, determinando in alcuni casi un'incapacità del sistema di raggiungere lo stato liquido nel tempo limite di ricarica prefissato a 500s.

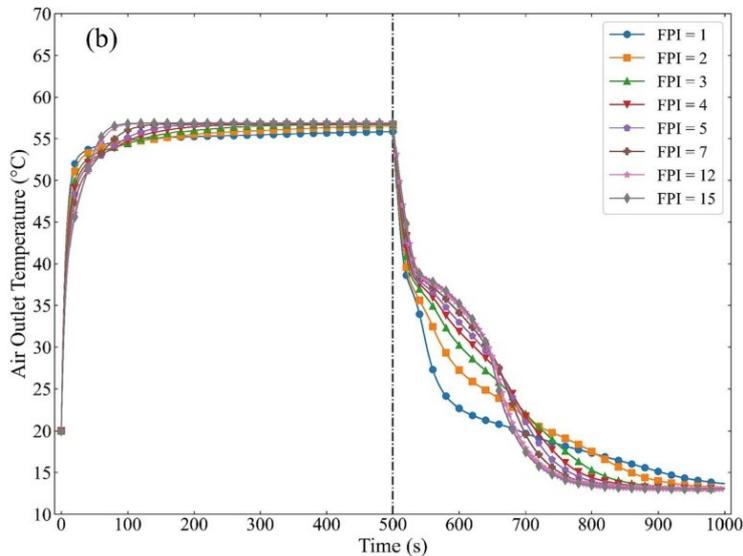
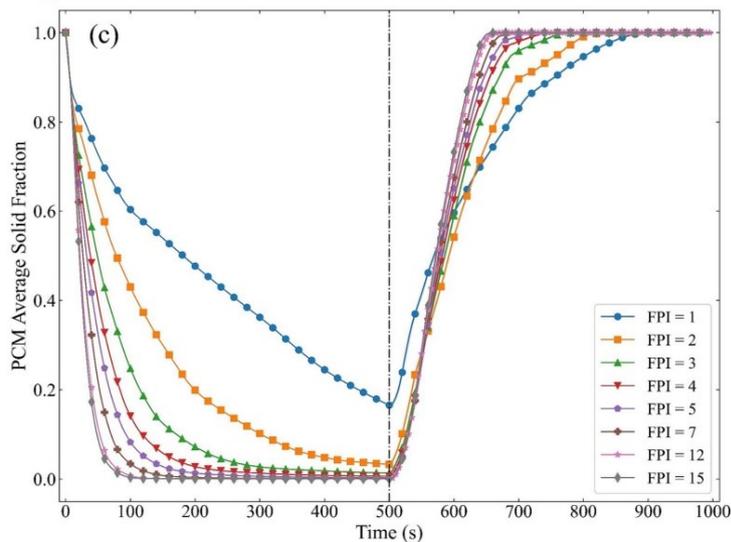


Fig 14: Miglioramento delle prestazioni termiche e strategie di ottimizzazione degli scambiatori di calore a due fluidi a lamelle integrati con PCM per una gestione termica sostenibile di Saman Jalilian

Dal grafico (b) si osserva all'inizio del processo di carica, che una diminuzione del valore della densità di alette provoca un raggiungimento di un valore stabile della temperatura dell'aria in uscita di circa 40 secondi più rapido. Questo fenomeno è sempre dovuto al minore trasferimento di calore al PCM e ad un conseguente maggiore trasferimento diretto all'aria. Durante il periodo di scarica, a causa del limitato trasferimento di calore tra il PCM e l'aria è possibile osservare un rapido calo della temperatura dell'aria stessa e di come questo venga ritardato dal calore latente fornito dal PCM solo in un secondo momento che si verifica per tutte le FPI a circa 20 secondi dopo l'inizio della fase. Da questo punto è possibile affermare che all'aumentare della densità di alette l'energia del PCM viene trasferita all'aria più rapidamente, determinando una diminuzione della temperatura iniziale più lenta, tuttavia si ha un calo complessivo anticipato della temperatura in uscita. Al contrario con un numero basso di alette l'energia termica fornita in modo meno immediato consente di avere una diminuzione complessiva della temperatura più lenta e controllata.

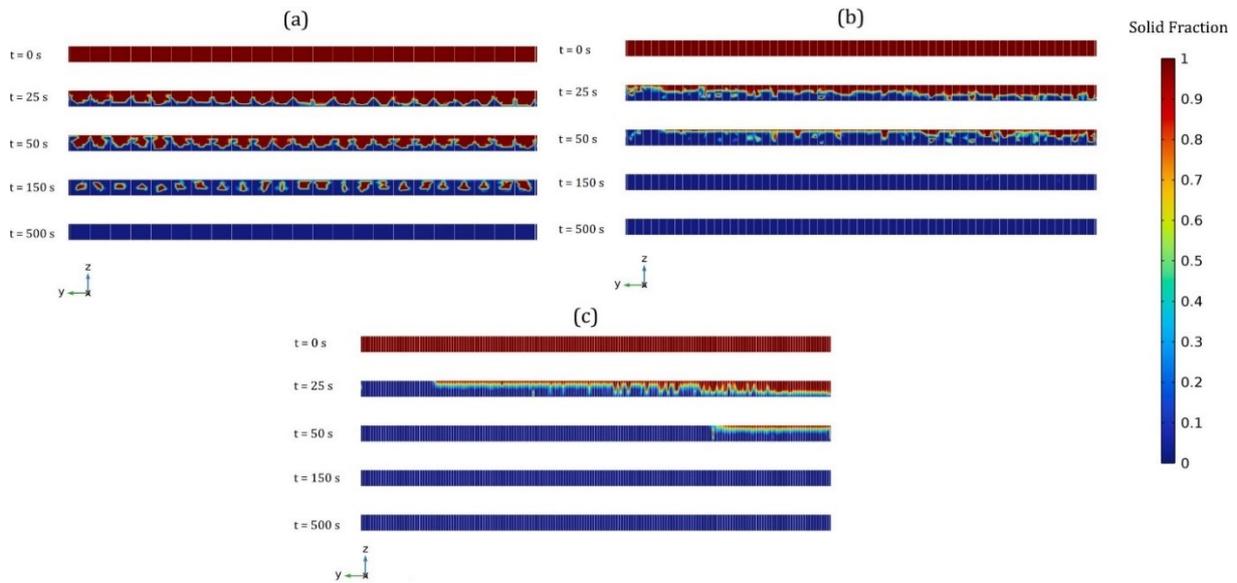
Non sempre un incremento del valore del FPI comporta una variazione sostanziale della temperatura dell'aria in uscita; infatti, per valori di densità superiori a 7 la risposta della temperatura presenta poche variazioni. Secondo quanto affermato da Jalilian questo si verifica per una saturazione della capacità dell'aria di estrarre l'energia termica dal PCM.



Img 15: Miglioramento delle prestazioni termiche e strategie di ottimizzazione degli scambiatori di calore a due fluidi a lamelle integrati con PCM per una gestione termica sostenibile di Saman Jalilian

Nel grafico (c) è possibile affermare che l'utilizzo di una FPI pari a 1 porta una riduzione della fusione del 16% rispetto ad una densità di alette pari a 3 o superiore, evidenziando così la difficoltà del PCM di attraversare completamente la zona mista all'interno del tempo limite. Ne consegue che l'aumento del valore di densità di alettatura si traduce in una migliore liquefazione del PCM e di conseguenza il PCM cambierà di fase più velocemente e con meno dispersione di calore verso l'ambiente.

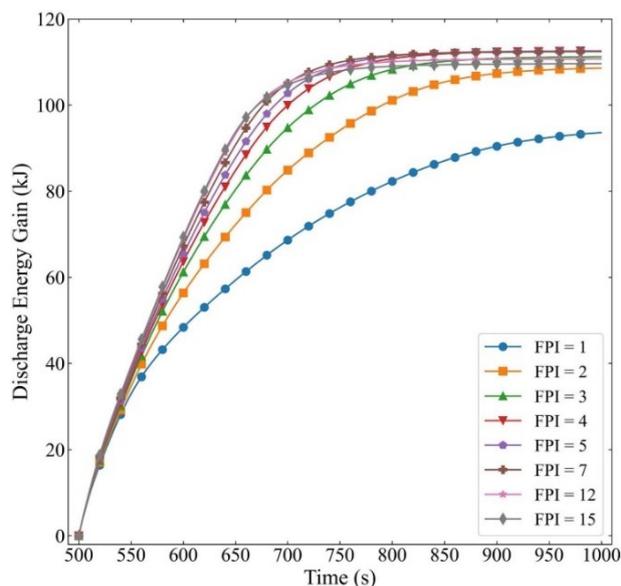
All'aumentare del valore di FPI vi è una tendenza del PCM a fondersi in modo meno uniforme, con conseguente rischio di una separazione più facile tra fase liquida e solida. Come riportato nelle seguenti immagini, è possibile osservare come un basso valore di alette (a) porti ad una congrua variazione di fase da un lato del PCM rispetto al lato opposto; situazione opposta a quella che si osserva per un elevato valore di alette, come nel caso (c). La situazione (b) presenta un valore intermedio di alette.



Img 16: Miglioramento delle prestazioni termiche e strategie di ottimizzazione degli scambiatori di calore a due fluidi a lamelle integrati con PCM per una gestione termica sostenibile di Saman Jalilian

I risultati ottenuti dimostrano che generalmente un valore di FPI maggiore può migliorare l'efficienza del trasferimento del calore tra l'acqua e il PCM durante la fase di carica, evitando che questo venga disperso direttamente nell'aria. Tuttavia, aumentando il numero complessivo di alette si riduce lo spazio disponibile al PCM, portando ad una conseguente diminuzione della capacità di accumulo dell'energia.

Le osservazioni della fase di scarica hanno preso in considerazione "l'energia di scarica" del PCM, definita come l'energia termica fornita come calore latente e assorbita dall'aria, in funzione del tempo. Ovvero la velocità con cui il PCM fornisce la sua energia termica all'aria. Definendo il seguente grafico:



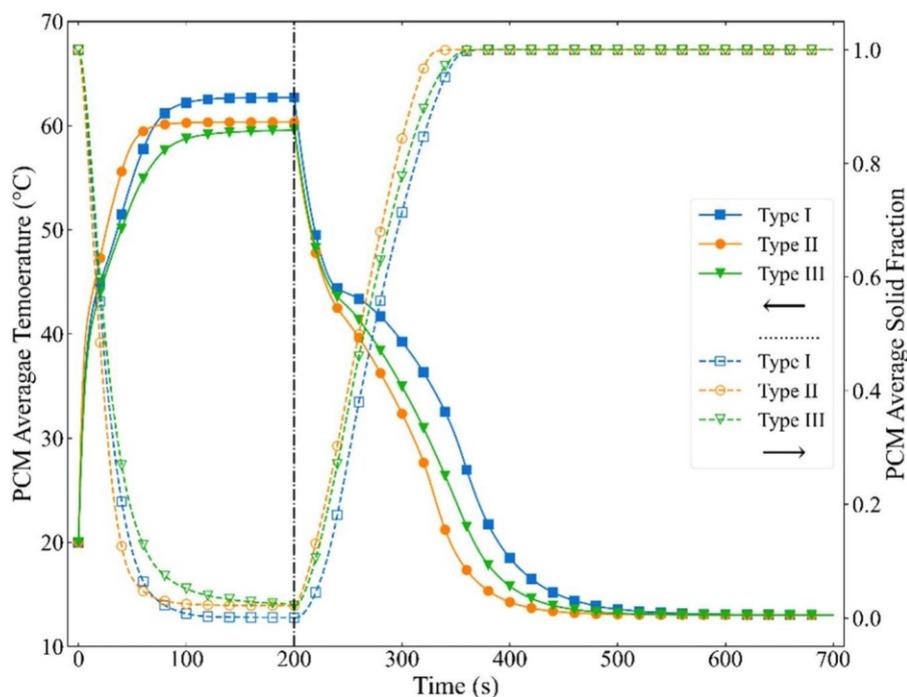
Img 17: Miglioramento delle prestazioni termiche e strategie di ottimizzazione degli scambiatori di calore a due fluidi a lamelle integrati con PCM per una gestione termica sostenibile di Saman Jalilian

Osservando quanto riportato dal grafico, l'articolo afferma che la velocità di trasferimento del calore tra PCM e aria subisce un significativo aumento nel passaggio di FPI da 1 a 4 e un aumento moderato nel passaggio da 4 a 7, al contrario aumentando sopra il 7 si osservano delle variazioni non significative nella velocità di trasferimento del calore. Questo comportamento è appunto dovuto alla diminuzione di quantità di PCM utilizzato per via del volume maggiore occupato dalle alette e ad una conseguente diminuzione della quantità di calore fornito.

5.1.2 INFLUENZA DELLA DISPOSIZIONE DEL PCM

Le disposizioni di PCM testate da Jalilian sono quelle definite ad inizio capitolo. Per quanto riguarda le altre caratteristiche il test è stato condotto scegliendo docosane come PCM, mantenendo una FPI a contatto con il PCM pari a 12 e una portata di massa dell'aria uguale a 25g/s.

I risultati della ricerca sono stati riportati nei seguenti grafici.

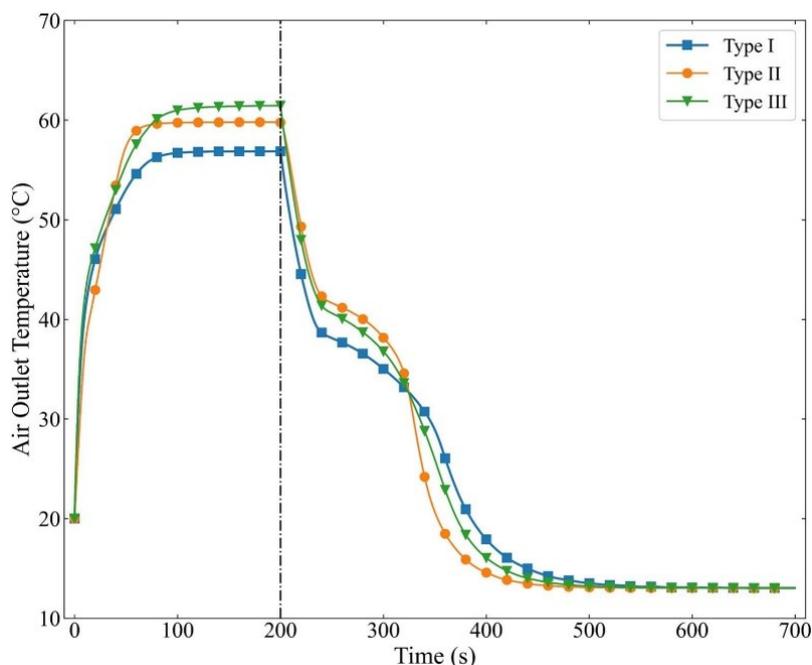


Img 18: Miglioramento delle prestazioni termiche e strategie di ottimizzazione degli scambiatori di calore a due fluidi a lamelle integrati con PCM per una gestione termica sostenibile di Saman Jalilian

Nel primo grafico è possibile osservare la variazione di temperatura e la frazione solida del PCM durante la fase di carica e di scarica per tutte e tre le configurazioni. Osserviamo che la variazione di fase per il PCM rimane circa uguale per tutti e tre i tipi, con la configurazione tipo II che risulta leggermente più veloce nel passaggio di fase sia nella fase di carica che di scarica. Questo comportamento è dovuto alla più rapida variazione di temperatura che il PCM subisce in questa disposizione durante entrambi i cambiamenti di fase, fenomeno attribuito da Jalilian al maggiore contatto che si ha in questa configurazione tra aria e PCM.

Al contrario del tipo II, il tipo I si basa su una configurazione che non promuove il contatto diretto tra l'aria e il PCM, favorendo il raggiungimento di temperature del PCM più elevate. Questa configurazione risulta efficace qualora si avesse a che fare con uno scambiatore con notevoli volumi di PCM, dato che a parità di temperatura del fluido termovettore, consente di raggiungere temperature del PCM più elevate, favorendone la fusione completa.

Infine, il tipo III ha mostrato velocità di fusione e aumento di temperatura del PCM più bassi. Jalilian attribuisce questo comportamento alla velocità di trasferimento del calore relativamente ridotta che si verifica tra il PCM e la lastra in questa disposizione, oltre che all'efficiente contatto tra il PCM e l'aria. Questi due fattori portano ad una fusione del PCM non del tutto completa all'interno del range dei 200 secondi.



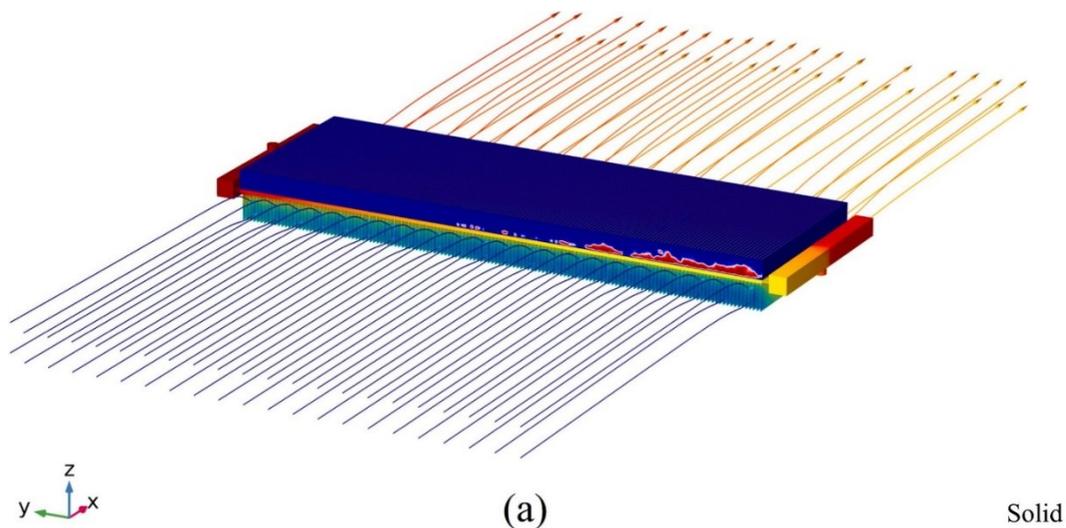
Img 19: Miglioramento delle prestazioni termiche e strategie di ottimizzazione degli scambiatori di calore a due fluidi a lamelle integrati con PCM per una gestione termica sostenibile di Saman Jalilian

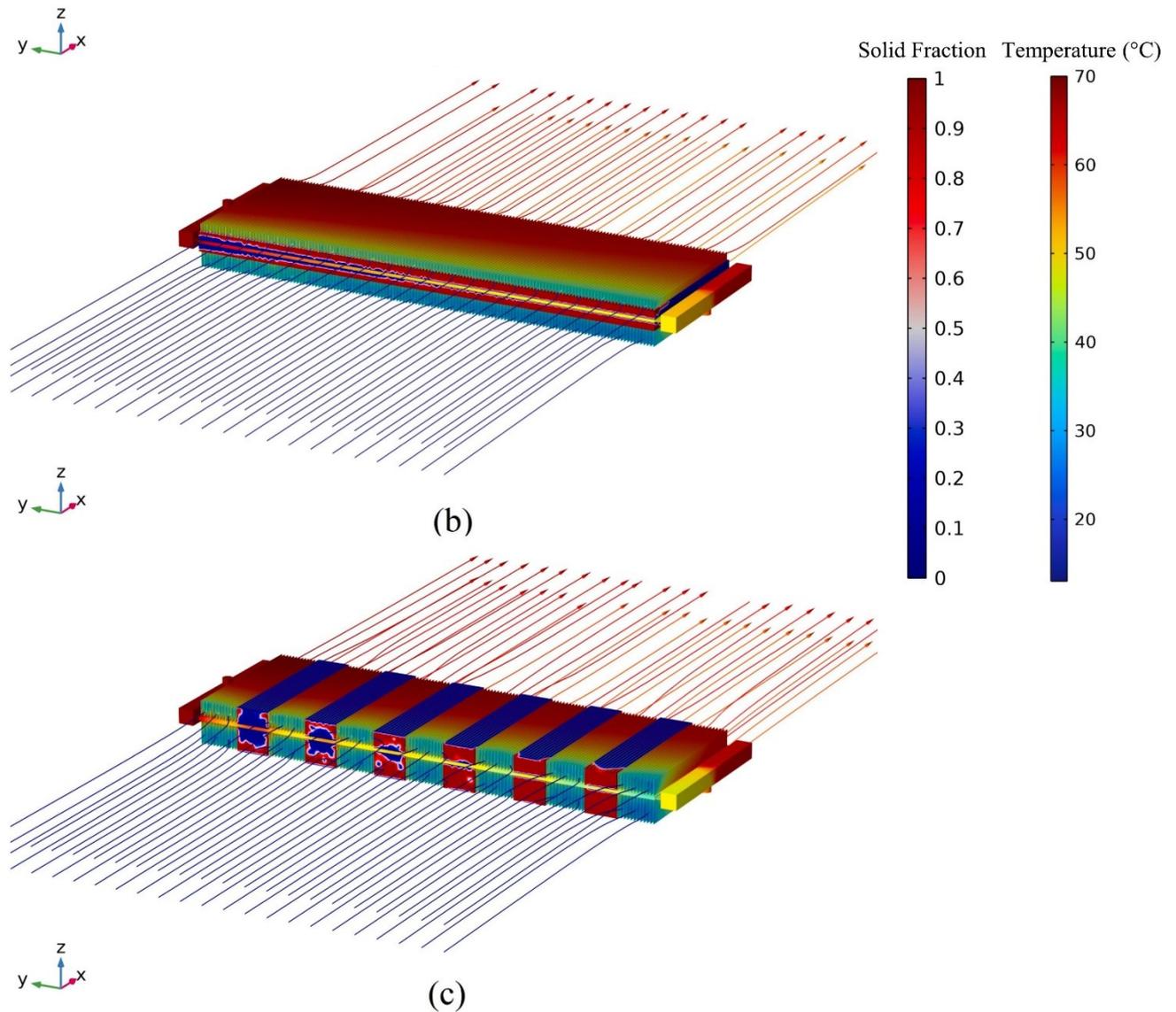
Nel secondo grafico si osserva la temperatura di uscita dell'aria dallo scambiatore sia in fase di carica che di scarica. Durante il processo di carica il tipo III è quello che presenta l'aumento più cospicuo della temperatura dell'aria in uscita, ciò è imputabile al flusso d'aria che traspira sopra e sotto la soletta in cui passa l'acqua, permettendo di assorbire in modo efficiente una quantità significativa di energia termica.

Durante il processo di scarica, la configurazione di tipo II mostra un calo di temperatura maggiore, dovuto al notevole aumento della velocità di trasferimento del calore tra aria e PCM, come visto per il grafico precedente. Al contrario il tipo I ha una diminuzione relativamente graduale della temperatura diffondendo il calore latente immagazzinato in modo più controllato.

È quindi possibile affermare che le configurazioni che presentano una connessione immediata tra aria e PCM durante il processo di carica e di scarica mostrano tassi migliori di aumento e riduzione della temperatura.

Nelle seguenti immagini sono riportate le temperature, le frazioni solide del PCM e le linee di flusso d'aria alla fine del processo di carica per le tre configurazioni.





Img 20: Miglioramento delle prestazioni termiche e strategie di ottimizzazione degli scambiatori di calore a due fluidi a lamelle integrati con PCM per una gestione termica sostenibile di Saman Jalilian

Nell'immagine (a) notiamo come le linee di flusso escono dallo scambiatore ad una temperatura minore rispetto alle altre due configurazioni, in particolare l'aria in uscita dallo scambiatore nella configurazione di tipo I è circa 10°C minore rispetto alla configurazione di tipo III, osservata nell'immagine (c). Inoltre, si può osservare che la frazione solida rimanente del PCM si concentra nella zona dove le linee di flusso dell'aria entrano nel sistema. Questo avviene perché le linee di aria fredda causano una maggiore diminuzione della temperatura nella zona di ingresso dello scambiatore, impedendo al PCM di raggiungere completamente la fase liquida. Una seconda problematica della configurazione di tipo I è la non omogeneità del calore dell'aria in uscita dallo scambiatore stesso, infatti è facilmente notabile che le linee di flusso in uscita nella parte sinistra dello scambiatore presentano una temperatura maggiore

di quelle in uscita dalla parte destra. Questo comportamento è dovuto al fatto che l'acqua avendo un contatto diretto con l'aria e con il PCM in questa configurazione si scarica velocemente, lasciando una minore energia termica per la parte finale, con conseguente minore temperatura dell'aria in uscita. In questo particolare caso la problematica è limitata dalle dimensioni ridotte dello scambiatore stesso, ma nel caso si avesse a che fare con dimensioni superiori conviene optare per configurazioni come quella di tipo III (immagine (c)).

5.1.3 CONCLUSIONI E CONTESTI APPLICATIVI

Secondo Jalilian, la serie di modelli proposti può essere efficacemente applicata in ambienti di dimensioni contenute. Tuttavia, il modello potrebbe essere ingrandito per consentirne un utilizzo efficace anche in ambienti di dimensioni maggiori. Va comunque osservato che le disposizioni proposte consentono il passaggio diretto di calore dal fluido termovettore all'aria, usando il PCM solo come un accumulatore di energia con il compito di fornire il calore in modo più graduale, e qualora si volesse immagazzinare energia per periodi di tempo superiori, aumentarne solo le dimensioni non basterebbe. Rendendo in questo caso necessario adottare soluzioni in cui non vi è contatto diretto tra fluido termovettore e aria.

Le analisi condotte hanno tuttavia rivelato alcuni aspetti di cui è possibile tenere conto qualora si volesse adottare uno scambiatore di calore con PCM. I principali sono:

- Un valore elevato di FPI tra fluido termovettore e PCM porta sì ad una fusione più rapida, ma anche ad una separazione poco uniforme delle due fasi, rischiando di deteriorare più velocemente le capacità di accumulo energetico del PCM. Di conseguenza se si ha che fare con un PCM inorganico come un sale idrato, che presenta una separazione di fase non omogenea, conviene optare per valori di FPI tali da uniformare la fusione. Ovviamente questo aspetto va analizzato in funzione dello scambiatore che stiamo adoperando e alle sue condizioni operative; infatti, qualora il fluido termovettore si trovasse a temperature basse è necessario aumentare il valore delle FPI, in modo da trasmettere più calore possibile al PCM.
- L'aumento del valore di FPI comporta un incremento della velocità di scarica del PCM molto elevato per i primi valori; tuttavia, un ulteriore aumento risulta non significativo per quelle condizioni operative, e risulta solo dannoso per via del minore volume dedicabile al PCM. È possibile quindi affermare che occorre sempre determinare il

numero di FPI ottimale in modo da massimizzare il volume di PCM, in funzione delle condizioni operative che si hanno durante la fase di scarica e di velocità con cui si vuole rilasciare il calore immagazzinato nell'ambiente.

- Una disposizione del PCM all'interno dello scambiatore in cui non vi sia diretto contatto tra PCM stesso e flusso d'aria, risulta vantaggiosa per rilasciare in modo più lento e controllato il calore, per riuscire più facilmente nella fusione completa del PCM. Tuttavia occorre porre attenzione al fatto che una configurazione di questo tipo tende a riscaldare di meno il flusso di aria in uscita, e in modo meno omogeneo rispetto ad una configurazione a fasce come quella di tipo III.

5.2 MIGLIORAMENTO DELLA CONDUCIBILITA' TERMICA DEL PCM

Come osservato nel sottocapitolo “3.2 PHASE CHANGE MATERIAL (PCM)” i PCM, ad eccezione di quelli a base metallica, presentano la problematica della bassa conducibilità termica, che di conseguenza porta ad un basso accumulo di energia e ad un basso tasso di rilascio. Caratteristica citata anche dal ricercatore Zhang nel suo articolo “Indagine sperimentale e analisi di modellazione CFD dello scambiatore di calore PCM a tubi alettati per il riscaldamento degli ambienti” [\(11\)](#), nel quale sottolinea che nonostante le proprietà promettenti dei PCM come materiali di accumulo termico nei sistemi LHTES la bassa conducibilità termica può limitare le loro capacità di fusione e di solidificazione e influire sulla loro applicabilità.

Occorre di conseguenza adottare delle soluzioni che permettano di migliorare la conducibilità termica dei PCM stessi in modo da poter ampliare la loro applicabilità. È proprio questo lo scopo del lavoro di ricerca condotto da Changlu Xu, Huan Zhang, Guiyin Fang riportato nell'articolo “Revisione sul miglioramento della conduttività termica dei materiali a cambiamento di fase con additivi migliorati per l'accumulo di energia termica” [\(12\)](#), nel quale si è cercato di capire quali siano gli effetti delle varie tecniche di miglioramento della conducibilità termica nei PCM tramite additivi.

In particolari i ricercatori hanno sviluppato una serie di PCM composti e micro-incapsulati di cui sono state valutate le prestazioni. Definiamo un PCM composto o CPCM un particolare materiale definito da una matrice esterna porosa in cui gli spazi vuoti vengono riempiti con PCM puro, al contrario definiamo un PCM micro-incapsulato o (PCM-MI) un PCM puro racchiuso all'interno di capsule di dimensioni micrometriche di vari materiali, con l'obiettivo

di migliorare sia l'efficacia ma anche di renderle più stabili ed evitare che vengano a contatto con le pareti dello scambiatore e con l'ambiente esterno. Questa seconda tecnica risulta molto efficace qualora si avesse a che fare con un PCM molto corrosivo o inquinante, permettendo la prevenzione della corrosione delle pareti dello scambiatore.

Nello specifico la ricerca è stata condotta su additivi a base di carbonio e su additivi a base metallica, per ogni CPCPM o PCM-MI creato è stata valutata la conducibilità termica sia dal punto di vista teorico che dal punto di vista sperimentale.

5.2.1 PCM CON ADDITIVI AL CARBONIO

I materiali aggiunti ai PCM dai ricercatori in questo primo caso sono:

- La grafite espansa
- La fibra di carbonio
- Nanotubi di carbonio
- Grafene

PCM con grafite espansa: Si tratta di un materiale poroso, ottenuto tramite espansione termica, che ha la caratteristica di avere una maggiore plasticità e morbidezza rispetto alla grafite tradizionale, caratteristica che permette di inserirlo anche in spazi di piccole dimensioni e quindi risultando applicabile anche in scambiatori di dimensioni ridotte e permettendo sempre un contatto ottimale tra le superfici lungo la quale avviene lo scambio termico. Il PCM è stato inserito all'interno degli spazi tramite una tecnica definita come impregnazione-compressione creando un CPCPM. Durante il test è stato constatato che aumentando il contenuto di grafite espansa si aumenta la conducibilità termica del CPCPM, con la conseguenza negativa di far diminuire il calore latente che il materiale è in grado di assorbire. I risultati ottenuti sono riportati nella seguente tabella.

Table 1
Thermal conductivity improvement of CPCPMs with expanded graphite.

| PCMs | Thermal conductivity of PCMs W/(m·K) | Carbon-based additives | Mass fraction of additives | Thermal conductivity of CPCPMs W/(m·K) | Magnification |
|--|---|---------------------------|-------------------------------|---|---------------|
| Sodium acetate trihydrate–potassium chloride–urea [15] | 0.28 | Expanded graphite | 9 wt% | 1.48 | 5.3 |
| Xylitol [16] | 0.41 | Expanded graphite | 10 wt% | 3.81 | 9.29 |
| 1-dodecyl alcohol and tetrotaxane [17] | 0.2221 | Expanded graphite | 8 wt% | 3.331 | 15 |
| Galactotol/mannitol [18] | 0.305 | Expanded graphite | 14 wt% | 9.439 | 30.95 |
| Stearic acid/benzamide [19] | 0.3396 | Expanded graphite | 12 wt% | 4.177 | 12.30 |
| Hexadecane [20] | 0.1843 | Expanded graphite | 20 wt% | 1.2402 | 6.73 |
| Stearic acid [21] | 0.26 | Expanded graphite | 6 wt% | 2.5 | 9.6 |
| Paraffin [22] | 0.22 | Expanded graphite | 30 wt% | 0.51 | 2.32 |
| MgCl ₂ ·6H ₂ O [23] | 0.694 | Expanded graphite | 16.67 wt% | 1.354 | 1.95 |
| CaCl ₂ ·6H ₂ O [24] | 0.5 | Expanded graphite | – | 2.1 | 4.2 |

Img 21: Revisione sul miglioramento della conduttività termica dei materiali a cambiamento di fase con additivi migliorati per l'accumulo di energia termica di Changlu Xu, Huan Zhang, Guiyin Fang

È possibile osservare che l'aggiunta di grafite espansa, ha migliorato la conducibilità termica per PCM anche di circa 31 volte per alcuni tipi di PCM, con una frazione in peso di solo il 14%.

PCM con reticolo di fibra di carbonio: La fibra di carbonio è una fibra inorganica ottenuta da filamenti molto sottili di carbonio. Intrecciando questi filamenti è possibile ottenere eccellenti proprietà meccaniche. In questo caso il CPCM è stato ottenuto modellando dei fogli di fibra di carbonio e nano-fibra di carbonio in modo da ottenere un reticolo tridimensionale, in cui gli spazi vuoti sono stati riempiti con i vari tipi di PCM. In un contesto applicativo occorre porre molta attenzione a come il reticolo di fibra di carbonio viene modellato, dato che l'elevata rigidità non permette flessibilità nell'adattamento del reticolo a scambiatori diversi da quello per cui è stato modellato inizialmente. I risultati ottenuti sono riportati nella seguente tabella.

Table 2
Thermal conductivity improvement of CPCM with carbon fibers.

| PCMs | Thermal conductivity of PCMs W/(m·K) | Carbon-based additives | Mass fraction of additives | Thermal conductivity of CPCM W/(m·K) | Magnification |
|-------------------|--------------------------------------|------------------------|----------------------------|--------------------------------------|---------------|
| Paraffin [27] | 0.25 | Carbon fiber | — | 1.73 | 6.92 |
| Hexadecanol [28] | 0.141 | Carbon nano fibers | 1 wt% | 0.175 | 1.24 |
| Erythritol [29] | — | Carbon fiber | 14.8 wt% | — | 32 |
| Stearic acid [30] | 0.1255 | Carbon fiber | 5 wt% | 0.4043 | 3.22 |
| Paraffin [31] | 0.27 | Carbon fibers | 8 wt% | 0.51 | 1.89 |
| Tetradecanol [32] | 0.481 | Carbon fibers | 4 wt% | 1.617 | 3.36 |
| Paraffin [33] | 0.26 | Carbon fibers | 8.3 wt% | 2.04 | 7.85 |
| Erythritol [34] | 0.77 | Carbon fibers | 10 wt% | 3.92 | 5.09 |

Img 21: Revisione sul miglioramento della conduttività termica dei materiali a cambiamento di fase con additivi migliorati per l'accumulo di energia termica di Changlu Xu, Huan Zhang, Guiyin Fang

I risultati hanno mostrato nuovamente che maggiore è la percentuale dell'additivo in peso, maggiore è la conducibilità termica del CPCM. Per l'esadecanolo sono stati usati fogli di nano-fibre di carbonio che si differenzia dalla fibra di carbonio semplice solo per via del diametro inferiore dei filamenti di cui è composta.

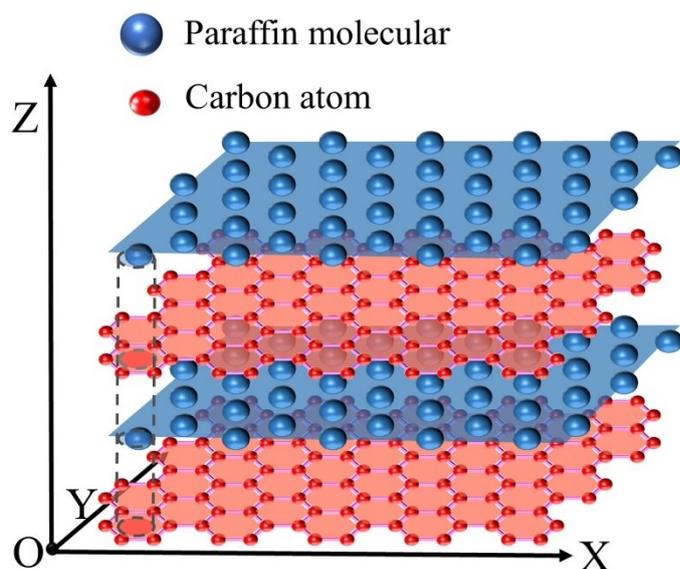
PCM con nanotubi di carbonio: si tratta di materiali nano-strutturali costituiti da una serie di atomi di carbonio disposti circolarmente e accatastati l'uno sopra l'altro in modo da formare una struttura cilindrica. In questo caso il CPCM è stato semplicemente ottenuto diffondendo al suo interno i nanotubi di carbonio. I risultati ottenuti sono riportati nella seguente tabella:

Table 3
Thermal conductivity improvement of CPCMs with carbon nanotubes.

| PCMs | Thermal conductivity of PCMs W/ (m-K) | Carbon-based additives | Mass fraction of additives | Thermal conductivity of CPCMs W/ (m-K) | Magnification |
|-------------------------------------|---------------------------------------|------------------------|----------------------------|--|---------------|
| Paraffin [36] | 0.27 | Carbon nanotubes | 2 wt% | 0.71 | 2.63 |
| Myristic acid and stearic acid [37] | 0.1726 | Carbon nanotubes | 15 wt% | 0.225 | 1.30 |
| Erythritol [38] | 0.195 | Carbon nanotubes | 1 wt% | 0.9779 | 5.015 |
| Polyethylene glycol [39] | 0.24 | Carbon nanotubes | 10 wt% | 3.43 | 14.29 |
| n-eicosane [40] | 0.15 | Carbon nanotubes | 1 wt% | 0.28 | 1.87 |
| Palmitic acid/copper foam [41] | 3.02 | Carbon nanotubes | 5 wt% | 5.51 | 1.82 |
| Paraffin [42] | 0.24 | Carbon nanotubes | 20 wt% | 0.27 | 1.125 |
| Paraffin [43] | 0.3012 | Carbon nanotubes | 2 wt% | 0.4225 | 1.4 |

Img 22: Revisione sul miglioramento della conduttività termica dei materiali a cambiamento di fase con additivi migliorati per l'accumulo di energia termica di Changlu Xu, Huan Zhang, Guiyin Fang

PCM con grafene: il grafene è un materiale costituito da un singolo strato di atomi di carbonio disposti in una struttura in due dimensioni a reticolo esagonale. Possedendo una struttura a nido d'ape, il grafene si presta molto bene all'aggiunta di PCM negli spazi vuoti, consentendo sia una migliore conducibilità termica che una migliore stabilità. Il CPCM ottenuto è composto da serie di fogli di grafene che si alternano a strati sottili di PCM, nella seguente immagine è possibile osservare una rappresentazione schematica del CPCM ottenuto dal grafene.



Img 22: Revisione sul miglioramento della conduttività termica dei materiali a cambiamento di fase con additivi migliorati per l'accumulo di energia termica di Changlu Xu, Huan Zhang, Guiyin Fang

I risultati ottenuti sono riassunti nella seguente tabella:

Table 4
Thermal conductivity improvement of CPCMs with grapheme.

| PCMs | Thermal conductivity of PCMs W/(m·K) | Carbon-based additives | Mass fraction of additives | Thermal conductivity of CPCMs W/(m·K) | Magnification |
|-------------------------------------|--------------------------------------|---|----------------------------|---------------------------------------|---------------|
| Lauric acid and stearic acid [45] | 0.21 | Graphene | 2 wt% | 0.71 | 3.38 |
| Stearic acid activated alumina [46] | 0.22 | Graphene nanoplatelets | 15.1 wt% | 0.88 | 4 |
| Palmitic acid [47] | 0.118 | Graphene | 9 wt% | 0.670 | 5.68 |
| M-erythritol [48] | 0.372 | Graphene | 8.0 wt% | 0.756 | 2.03 |
| Erythritol and mannitol [49] | 0.33 | Exluded graphite | 10 wt% | 1.66 | 5.03 |
| Palmitic acid/melamine [50] | 0.32 | Exfoliated graphite | 7.87 wt% | 1.08 | 2.375 |
| Paraffin [51] | 0.25 | Graphene oxide and graphene nanoplatelets | 1.7 wt% | 0.9 | 3.6 |
| Dodecanoic acid [52] | 0.22 | Graphene | 18.9 wt% | 0.57 | 2.6 |
| Erythritol [53] | 0.67 | Graphene | 8 wt% | 1.39 | 2.07 |
| Polyethylene glycol [54] | 0.31 | Graphene oxide and graphene nanoplatelets | 0.45 wt% | 1.43 | 4.6 |

Img 23: Revisione sul miglioramento della conduttività termica dei materiali a cambiamento di fase con additivi migliorati per l'accumulo di energia termica di Changlu Xu, Huan Zhang, Guiyin Fang

Gli additivi a base di carbonio possono essere suddivisi in strutture: monodimensionali come ad esempio in nanotubi, bidimensionali come la grafene o tridimensionali come la grafite espansa o il reticolo di fibra di carbonio, permettendo di selezionare l'additivo migliore a seconda delle esigenze strutturali del PCM. L'aggiunta di carbonio, tuttavia, provoca una riduzione dell'energia termica immagazzinabile nel materiale. Infatti, è fondamentale determinare una frazione di massa ottimale degli additivi per ottenere un bilanciamento ideale tra il miglioramento della conducibilità termica del materiale e la riduzione del calore latente che il materiale è in grado di assorbire. Un'altra caratteristica positiva degli additivi a base di carbonio è la loro leggerezza, caratteristica che gli rende utilizzabili anche negli scambiatori dei veicoli.

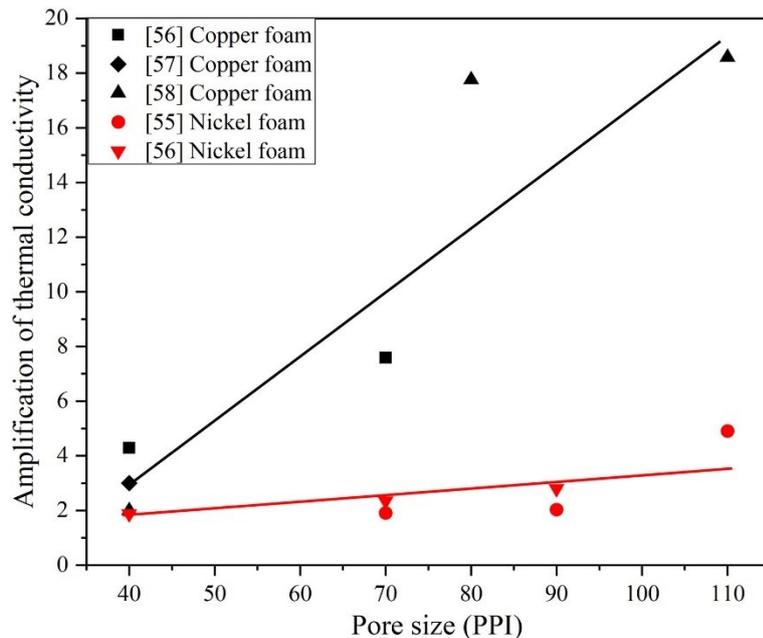
5.2.2 PCM CON ADDITIVI METALLICI

I materiali metallici per via della loro struttura cristallina offrono ottime proprietà di conduzione termica. I ricercatori hanno sviluppato e testato i seguenti additivi a base metallica:

- Schiuma metallica
- Polveri e nanoparticelle metalliche
- Ossidi metallici

PCM con schiuma metallica: Si tratta di materiali porosi composti principalmente dal metallo di partenza; possiedono una struttura a celle aperte, ovvero i pori sono interconnessi

all'ambiente circostante. Tra le loro caratteristiche meccaniche principali sono presenti la leggerezza e la rigidità. I ricercatori in questo caso hanno condotto il test sulla schiuma di rame e sulla schiuma di nichel, nelle quali sono stati aggiunti i vari PCM. In entrambi i casi è stato dimostrato che più le dimensioni dei fori della schiuma erano ridotte e maggiore era la densità dei fori, maggiore era la conducibilità termica dei CPCM. Questo comportamento è dovuto all'aumento della superficie della schiuma metallica a contatto con il PCM che si verifica all'aumento dei due parametri.



Img 23: Revisione sul miglioramento della conduttività termica dei materiali a cambiamento di fase con additivi migliorati per l'accumulo di energia termica di Changlu Xu, Huan Zhang, Guiyin Fang

Dal grafico è possibile osservare che la schiuma di rame all'aumentare del numero di fori comporta un amplificazione della conduttività termica molto superiore rispetto alla schiuma di nichel. Questo perché il rame a 25°C presenta una conducibilità termica pari a 385 W/mK contro i 90 W/mK del nichel.

PCM con polveri metalliche o nanoparticelle metalliche: In questo caso i ricercatori hanno sviluppato dei PCM micro-incapsulati in dei gusci nei quali sono state aggiunte delle polveri di ferro e di rame. Di conseguenza avendo a che fare con PCM-MI è possibile sfruttare tutti i vantaggi che il micro-incapsulamento comporta. Nuovamente le prestazioni di conducibilità termica migliori sono state riscontrate con la polvere di rame rispetto alla polvere di ferro. Comportamento imputabile sempre alla migliore conducibilità termica posseduta dal rame.

PCM con ossidi metallici e nanoparticelle di ossidi metallici: Sono stati sviluppati CPCMs utilizzando allumina o ossido di alluminio, che ha permesso un miglioramento della conducibilità termica fino a cinque volte rispetto alla paraffina pura. Tale miglioramento è stato imputato dai ricercatori alla struttura porosa che l'alluminia possiede, portando ad un'elevata capacità di assorbimento del PCM. Tuttavia anche in questo caso come per gli additivi a base di carbonio con l'aumento dell'alluminia il calore latente assorbibile del materiale composito subisce una diminuisce. In seguito sono stati sviluppati dei PCM-MI utilizzando separatamente della polvere di alluminia, dell'ossido di rame e delle polveri di ossido di titanio (Ti_4O_7).

I risultati ottenuti nel miglioramento della conducibilità termica dei PCM tramite materiali metallici sono stati riportati nella seguente tabella:

Table 5
Thermal conductivity of CPCMs with metal-based materials.

| PCMs | Thermal conductivity of PCMs W/(m·K) | Metal-based additives | Mass of fraction of additives | Thermal conductivity of CPCMs W/(m·K) | Magnification |
|--|--------------------------------------|----------------------------|-------------------------------|---------------------------------------|---------------|
| Cetyl palmitate [55] | 0.3432 | Nickel foam | – | 1.6687 | 4.86 |
| Myristyl alcohol [56] | 0.17 | Copper foam | – | 0.48 | 2.8 |
| Paraffin [57] | 0.3 | Copper foam | – | 3.0 | 10 |
| Lauric acid [58] | 0.115 | Iron foam | – | 1.071 | 9.313 |
| n-Eicosane [59] | – | Cu nanoparticles | – | 1.3926 | – |
| Nitrate hexahydrate [60] | 0.4 | Fe nanoparticles | 0.5 wt% | 0.61 | 1.525 |
| Nitrate hexahydrate [60] | 0.4 | Cu nanoparticles | 0.5 wt% | 0.63 | 1.575 |
| Paraffin [61] | 0.26 | Ag | 9.14 wt% | 1.2 | 4.62 |
| Palmitic acid [62] | 0.226 | Ag | – | 0.417 | 1.987 |
| Tetradecanol/expanded perlite [32] | 0.42 | Cu | 4 wt% | 1.3 | 3.25 |
| $Li_2CO_3/Na_2CO_3/K_2CO_3$ [63] | 0.79 | Al | 2 wt% | 1.93 | 1.45 |
| Lauric acid [64] | 0.16 | Cu | 4 wt% | 0.36 | 2.25 |
| Paraffin [65] | 0.254 | Al | 50 wt% | 1.27 | 5 |
| Lauric acid/myristic acid /stearic acid [66] | 0.262 | Aluminum oxide | 3.51 wt% | 0.671 | 2.561 |
| Palmitic acid [67] | – | Copper oxide nanoparticles | 0.3 wt% | – | 0.66 |
| Myristic acid [68] | 0.2038 | Nano-alumina | 12 wt% | 0.3972 | 1.95 |
| Polyethylene glycol [70] | 0.17 | Ti_4O_7 | 3 wt% | 0.43 | 2.53 |

Img 24: Revisione sul miglioramento della conduttività termica dei materiali a cambiamento di fase con additivi migliorati per l'accumulo di energia termica di Changlu Xu, Huan Zhang, Guiyin Fang

Il problema di usare materiali metallici come additivi risiede nella facilità di ossidazione che alcuni di questi possiedono, rendendoli inutilizzabili con PCM inorganici come i sali idrati. Un altro problema che si ha con i materiali metallici è la loro elevata densità, che tende a farli depositare sul fondo del PCM, soprattutto nel caso in cui si stiano usando polveri come additivi. Occorre quindi effettuare l'incapsulamento in modo che questo lasci poca possibilità di movimento agli additivi metallici, oppure optare per soluzioni strutturali solide, come la schiuma metallica o l'alluminia solida.

5.2.3 CONCLUSIONI E CONTESTI APPLICATIVI

È possibile affermare che esistono svariate soluzioni alla bassa conducibilità termica dei PCM, tuttavia è importante analizzare il miglioramento della conducibilità termica in funzione delle condizioni operative dello scambiatore, optando per un suo miglioramento solo nel caso in cui si rivelasse strettamente necessario.

In generale è bene procedere con gli additivi nei casi in cui fosse il PCM ad essere il fattore limitante nella conduzione del calore, optando per altre soluzioni qualora invece si trattasse dell'HTF. In ogni caso, durante un riscaldamento latente, nella fase di scarica gli additivi consentirebbero la velocizzazione del rilascio del calore da parte del PCM diminuendo il tempo in cui l'energia viene rilasciata. Mentre nella fase di carica, dato l'elevato calore del fluido termovettore, gli additivi non risultano necessari per portare a fusione il PCM, ma potrebbero aiutare in quelle configurazioni in cui per certe condizioni operative la fase liquida non viene completamente raggiunta, permettendo di ridurre il problema di separazione della fase liquida e solida di cui alcuni PCM soffrono.

5.3 MIGLIORAMENTO DELLE CONDIZIONI OPERATIVE DEL FLUIDO TERMOVETTORE

Oltre che all'unità di scambio termico e al PCM con cui il calore latente viene immagazzinato, una terza variabile su cui si può agire per ottimizzare l'accumulo e il rilascio di energia termica sono le condizioni operative del fluido termovettore. Infatti, variando la temperatura e la velocità con cui questo interagisce con il PCM, attraverso lo scambiatore, è possibile ottenere processi di carica e conseguente scarica differenti.

Sono stati svolti di conseguenza diversi lavori di ricerca nel determinare quali fossero i comportamenti al variare delle condizioni operative del HTF (Heat Transfer Fluid). Uno di questi è l'articolo precedentemente citato "Indagine sperimentale e analisi di modellazione CFD dello scambiatore di calore PCM a tubi alettati per il riscaldamento degli ambienti" di Zhang (11) in cui il ricercatore impiegando uno scambiatore di calore PCM a tubi alettati appositamente realizzato, ne ha analizzato il comportamento in diverse condizioni operative.

I tubi dello scambiatore sviluppato sono stati integrati con ottadecano A27, uno specifico PCM organico che fonde alla temperatura di 27°C. Lo scambiatore è stato successivamente inserito in un'ambiente monitorato, che ha permesso di ottenere la distribuzione di

temperatura del PCM, la velocità di trasferimento del calore e i tempi di cambiamento di fase. Il fluido termovettore utilizzato è l'aria che veniva forzata verso lo scambiatore con una ventola. Il tutto è stato successivamente ripetuto sviluppando dei modelli CFD (computational fluid dynamics).

Il processo è stato condotto facendo variare la velocità dell'HTF sia in fase di carica che in fase di scarica. Successivamente sono state valutate le seguenti caratteristiche.

- Tempi di cambiamento di fase
- Velocità di trasferimento del calore
- Efficienza di stoccaggio dell'energia

5.3.1 TEMPI DI CAMBIAMENTO DI FASE

Secondo quanto riportato da Zhang un aumento della velocità dell'HTF porta ad una diminuzione dei tempi di cambiamento di fase sia durante i processi di carica che di scarica. Il risultato è stato anche confermato dai modelli CFD, dove si osservava una notevole riduzione del tempo di fusione di circa il 10% quando la velocità aumenta da 1 m/s a 3 m/s. Tuttavia, un ulteriore aumento della velocità produce effetti insignificanti sulla riduzione del tempo di fusione, occorre quindi determinare per quale velocità dell'HTF si ha una saturazione della capacità di assorbire calore, in modo da evitare di accelerare l'HTF inutilmente. Al contrario il tempo medio di solidificazione risulta avere una riduzione ottima per la velocità massima di 7m/s; infatti, è stata osservata una riduzione rispettivamente del 3%, 7% e 6% aumentando la velocità ad ogni incremento di 2 m/s da 1 m/s fino a 7 m/s. Nella seguente immagine è possibile avere una vista frontale della frazione liquida (in rosso) sia durante la fase di carica che di scarica.

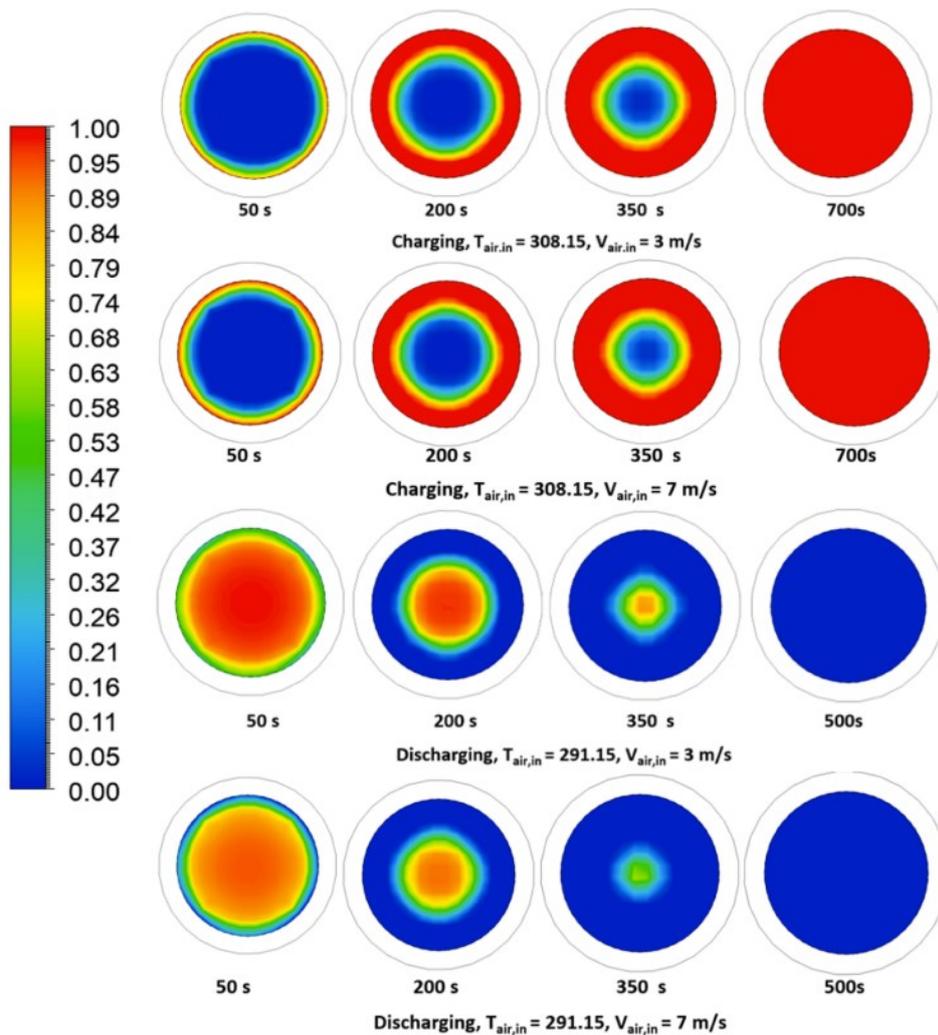
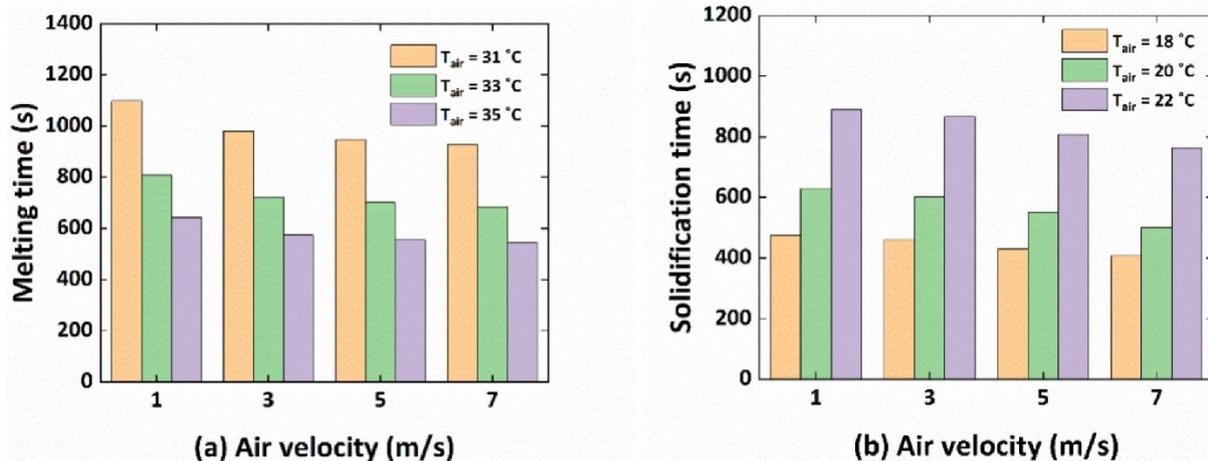


Fig. 8. Liquid fraction of PCM during phase transition period in charging and discharging processes.

Img 25: Indagine sperimentale e analisi di modellazione CFD dello scambiatore di calore PCM a tubi alettati per il riscaldamento degli ambienti di Zhang

È possibile notare come la differenza maggiore tra velocità bassa e alta la si abbia durante la fase di scarica e nella fase iniziale di carica dove dopo 50s è possibile notare una maggiore frazione liquida con velocità dell'HTF maggiori.

I ricercatori hanno anche dimostrato che il tempo di fusione e il tempo di solidificazione possono essere ridotti aumentando la differenza di temperatura tra HTF e PCM. Una riduzione media del tempo di fusione del 26% e del 15% può essere ottenuta quando la temperatura dell'HTF cambia rispettivamente da 31°C a 33°C e da 33°C a 35°C. Allo stesso modo, il tempo di solidificazione può essere ridotto in media del 31% e del 22% quando la temperatura dell'HTF viene abbassata rispettivamente da 22°C a 20°C e da 20°C a 18°C. Questo effetto risulta particolarmente accentuato per velocità basse dell'HTF sia in fase di carica che di scarica. Come è possibile osservare nei seguenti grafici:



Img 26: Indagine sperimentale e analisi di modellazione CFD dello scambiatore di calore PCM a tubi alettati per il riscaldamento degli ambienti di Zhang

5.3.2 VELOCITA' DI TRASFERIMENTO DEL CALORE

È stato dimostrato che la velocità di trasferimento del calore sia per il riscaldamento del PCM che per il suo raffreddamento può essere influenzata dalla velocità e dalla temperatura dell'HTF. La temperatura HTF più elevata contribuisce a una velocità di trasferimento del calore più elevata nel processo di carica, mentre la temperatura HTF più bassa contribuisce a una velocità di trasferimento del calore più elevata nel processo di scarica. una velocità HTF più elevata porta ad una velocità di trasferimento del calore più elevata sia in fase di carica che di scarica.

In particolare, quando la temperatura dell'aria in ingresso aumenta da 31 °C a 33 °C e da 33 °C a 35 °C, la velocità massima di trasferimento del calore per il riscaldamento del PCM può essere aumentata rispettivamente del 22% e del 18%. Mentre durante la fase di scarico quando la temperatura dell'aria in ingresso diminuisce da 22 °C a 20 °C, da 20 °C a 18 °C, la velocità di trasferimento del calore aumenta rispettivamente dell'11% e del 13%.

È possibile quindi affermare che maggiore è la differenza di temperatura tra PCM e HTF maggiore è la velocità di trasferimento del calore, conviene quindi monitorare la temperatura di ingresso del fluido termovettore per ottenere la velocità di carica-scarica desiderata. Per quanto riguarda il riscaldamento degli ambienti è preferibile una velocità di carica elevata, in modo da sfruttare l'energia termica quando questa è disponibile, sfruttando di conseguenza un fluido a temperatura molto superiore rispetto a quella del PCM, prestando sempre attenzione al limite di capacità del PCM di assorbire calore. Al contrario è preferibile un

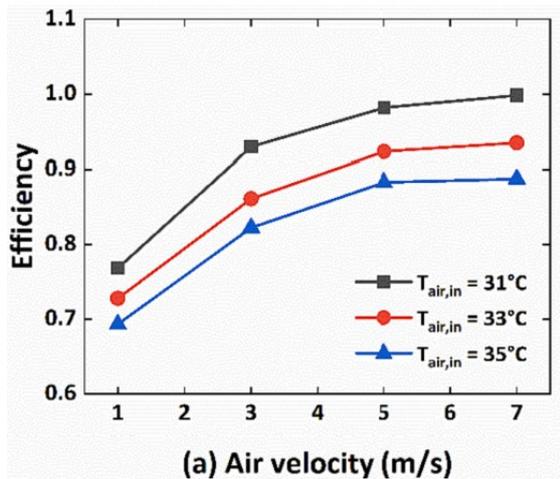
rilascio dell'energia immagazzinata più lento e graduale, sfruttando quindi un fluido in un range di temperatura poco inferiore a quello di solidificazione del PCM. Al contrario per il raffreddamento degli ambienti tramite PCM, risulta difficoltoso far aumentare la temperatura a livelli molto superiori rispetto a quello di fusione del PCM stesso, problematica che costringe ad attendere un tempo superiore per osservare una significativa diminuzione della temperatura.

5.3.3 EFFICIENZA DI IMMAGAZZINAMENTO DELL'ENERGIA

In questa fase della ricerca Zhang ha cercato di determinare per quali valori della velocità del fluido termovettore e di temperatura si avesse una maggiore efficienza di immagazzinamento e di rilascio dell'energia all'interno dell'intero scambiatore. In particolare, in fase di carica è stato valutato partendo da una temperatura dell'unità di 22°C, la potenza termica immagazzinata per le diverse condizioni operative, integrando questa curva in funzione del tempo, i ricercatori sono riusciti a determinare l'energia termica assorbita dall'unità. Mettendo a confronto l'energia immagazzinata con quella fornita è stato possibile determinare l'efficienza di carica.

In fase di scarica l'unità è stata prima caricata a 35°C e successivamente scaricata fino alla temperatura del fluido termovettore; in questo caso l'efficienza è stata valutata come rapporto tra l'energia assorbita dal HTF e quella rilasciata dal solo PCM. Ottenendo in questo caso, un rapporto maggiore di 1 dato che vi è una componente significativa di energia rilasciata dall'unità stessa, ovvero dalle componenti metalliche di cui si compone lo scambiatore che rilasciano a loro volta un'energia termica. Anche in questo caso l'energia è stata determinata integrando la curva di potenza termica rilasciata in funzione del tempo. Inoltre, sia in fase di carica che in fase di scarica la temperatura è stata fatta salire/scendere al di fuori del range in cui abbiamo un cambiamento di fase, valutando l'efficienza anche sulla base di un calore sensibile e non solo latente.

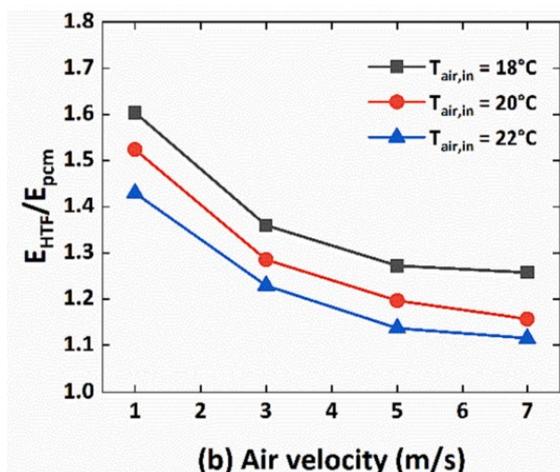
In fase di carica è stato osservato che una temperatura meno elevata e una velocità dell'HTF più elevata portano ad un'efficienza maggiore. Come è possibile osservare in questo grafico:



Img 26: Indagine sperimentale e analisi di modellazione CFD dello scambiatore di calore PCM a tubi alettati per il riscaldamento degli ambienti di Zhang

In questo caso l'efficienza minore osservabile a temperature maggiori è dovuta alla maggiore quantità di energia immagazzinata sotto forma di calore sensibile usata per portare l'unità fino alla temperatura dell'HTF. Infatti, il calore sensibile causa un basso aumento di energia termica immagazzinata provocando una minore efficienza complessiva. Ne consegue che conviene far lavorare l'unità intorno a temperature per cui si ha il cambio di fase oppure smettere di fornire calore una volta che il cambiamento di fase è stato completato per massimizzare l'efficienza e minimizzare i tempi di carica.

Durante il processo di scarica si ha la situazione opposta, l'efficienza maggiore di rilascio dal PCM la si ha per temperature più basse, ovvero per differenza di temperatura tra PCM e HTF maggiore, e per velocità del fluido termovettore minori.



Img 27: Indagine sperimentale e analisi di modellazione CFD dello scambiatore di calore PCM a tubi alettati per il riscaldamento degli ambienti di Zhang

La velocità dell'HTF ha un effetto più pronunciato sull'efficienza dello scambiatore di calore rispetto alla temperatura, ne consegue che è preferibile agire sulla temperatura dell'HTF per ottenere gli effetti desiderati, piuttosto che sulla velocità dell'HTF.

6 CONCLUSIONI

Da quanto osservato dai lavori di ricerca precedenti è possibile agire sui tempi di scarica e di carica semplicemente agendo sulla superficie a contatto con il PCM e sulla disposizione all'interno dello scambiatore. Agendo sulla geometria dell'unità è possibile anche ottenere una transazione di fase del PCM e un rilascio del calore in ambiente più omogeneo e più o meno rapido a seconda delle necessità.

La composizione chimica del PCM permette di aumentarne le prestazioni e di consentire un accumulo termico più rapido, tuttavia occorre porre attenzione alla diminuzione di capacità di immagazzinamento che l'aggiunta di additivi provoca. Di conseguenza conviene optare per questa pratica solo qualora il PCM stesso fosse il collo di bottiglia che limita le prestazioni dell'unità con la sua ridotta capacità di assorbire calore. Nel caso in cui ad essere il collo di bottiglia fosse il fluido termovettore conviene agire sulle condizioni operative di quest'ultimo, optando per velocità e temperature che consentono di ottimizzare lo scambio. Oppure qualora fosse possibile sostituire l'HTF con uno con una capacità di conduzione maggiore.

In conclusione è possibile affermare come uno scambiatore con PCM possa aiutare nella gestione del calore fornito dal fluido termovettore, permettendo di immagazzinarlo e rilasciarlo nell'ambiente in modo più controllato e dilazionato nel tempo. Tuttavia qualora si volesse utilizzare il PCM come una batteria termica, che rilasci il calore svariate ore successive dopo averlo immagazzinato, occorrerebbe usare un volume consistente di PCM che risulterebbe difficile da gestire per via delle problematiche legate alla conducibilità termiche di questi ultimi. Infatti, gli scambiatori utilizzanti PCM, come quelli definiti sopra sono particolarmente adatti ad ambienti di piccole dimensioni.

Un esempio di ambiente in cui gli scambiatori con PCM risulterebbero particolarmente efficaci è l'abitacolo di un veicolo. L'unità in questo caso permetterebbe il riscaldamento sfruttando il calore proveniente da parti liquide a contatto con il motore consentendo di trasmetterlo nell'abitacolo in modo più graduale e controllato. Al contrario consentirebbe il raffreddamento assorbendo il calore presente nell'abitacolo sotto forma di calore latente, diminuendo il carico sul compressore del condizionatore.

Qualora si volesse climatizzare ambienti di dimensione elevata, conviene optare per soluzioni che consentono di massimizzare la superficie dello scambiatore mantenendo il volume di PCM per unità di lunghezza relativamente basso. Una buona soluzione potrebbero essere dei pavimenti radianti, dove il PCM potrebbe essere disposto lungo la serpentina che compone il pavimento radiante, consentendo di avere un volume complessivo di PCM elevato ma un volume a contatto in un singolo punto della serpentina relativamente basso.

Questi sono solo alcuni degli impieghi che un PCM potrebbe fornire. In generale gli scambiatori con PCM possono essere usati ovunque si abbia un fluido con un'energia termica utilizzabile non nell'immediato, permettendo di sfruttare fonti di energia termica che altrimenti verrebbero sprecate.

BIBLIOGRAFIA

- (1) European Commission - “Energy efficiency targets”
https://energy.ec.europa.eu/topics/energy-efficiency/energy-efficiency-targets-directive-and-rules/energy-efficiency-targets_en?prefLang=it
- (2) European Environment Agency - “Decarbonising heating and cooling - a climate imperative”
<https://www.eea.europa.eu/publications/decarbonisation-heating-and-cooling>
- (3) European Environment Agency - “Renewable energy”
<https://www.eea.europa.eu/en/topics/in-depth/renewable-energy#:~:text=Renewable%20energy%20sources%20made%20up,increase%20in%20renewable%20energy%20production.>
- (4) Yunus A. Çengel - “Termodinamica e trasmissione del calore 3/ed” (Capitolo 19)
- (5) John A. Noël, Samer Kahwaji, Louis Desgrosseilliers, Dominic Groulx, Mary Anne White - “Phase change materials”
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B9780128245101000052>
- (6) Nowduru Ravikiran, Balaji Padya, Akshay Rao, Ravi Kali, Pawan Kumar Jain – “Classification of phase change materials”
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B9780323857192000043>
- (7) Mary Anne - “Heat storage systems”
- (8) “Progress in Research and Development of Phase Change Materials for Thermal Energy Storage in Concentrated Solar Power”
https://www.researchgate.net/publication/364767107_Progress_in_Research_and_Development_of_Phase_Change_Materials_for_Thermal_Energy_Storage_in_Concentrated_Solar_Power?_tp=eyJjb250ZXh0Ijp7ImZpcnN0UGFnZSI6Ii9kaXJlY3QiLCJwYWdlIjoX2RpcmVjdCJ9fQ
- (9) A. Pasupathy, R. Velraj - “Phase change material-based building architecture for thermal management in residential and commercial establishments”
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032106000724?via%3Dihub>
- (10) Saman Jalilian - “Enhancing thermal performance and optimization strategies of PCM-integrated slab-finned two-fluid heat exchangers for sustainable thermal management”

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S2352152X23029857#:~:text=Morcover%2C%20PCM%2Dintegrated%20heat%20exchangers,systems%20%5B17%2C18%5D.>

- (11) Zhang - “Indagine sperimentale e analisi di modellazione CFD dello scambiatore di calore PCM a tubi alettati per il riscaldamento degli ambienti”

<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431124003995>

- (12) Changlu Xu, Huan Zhang, Guiyin Fang - “Revisione sul miglioramento della conduttività termica dei materiali a cambiamento di fase con additivi migliorati per l'accumulo di energia termica”

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S2352152X22005850-#:~:text=The%20findings%20demonstrate%20that%20thermal,the%20same%20type%20of%20copper.>