POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Chimica e dei Materiali

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Chimica e dei Processi Sostenibili

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi CFD di un sistema di accumulo termico latente (PCMs) per integrazione con pompa di calore aria-acqua



Relatore Prof. Davide PAPURELLO

> Candidato Piera DI PRIMA

Ottobre 2020

Sommario

La crescente richiesta di energia e la contemporanea necessità di ridurre l'utilizzo delle risorse fossili ha accelerato l'integrazione delle fonti energetiche rinnovabili. Tuttavia, la discontinuità dell'energia prodotta da fonti rinnovabili e la variazione della domanda energetica giornaliera rende necessario lo sviluppo di tecnologie efficienti e sostenibili per l'accumulo energetico. In tale contesto, l'uso di tecnologie per l'accumulo di energia termica (Thermal Energy Storage- TES) sta ricevendo sempre più attenzione, poiché si ritiene che siano una delle più promettenti soluzioni per correggere la discrepanza tra l'energia fornita da fonti rinnovabili e quella richiesta dagli utenti. Il presente lavoro di tesi è stato sviluppato in collaborazione con i-TES, una startup che si occupa dello sviluppo di nuove soluzioni per lo stoccaggio termico mediante l'utilizzo di PCM.

L'obiettivo della tesi è la realizzazione di un modello numerico in grado di simulare la fase di scarica di un serbatoio per accumulo termico tramite materiale a cambiamento di fase (PCM) da integrare ad un pompa di calore aria-acqua. In questi sistemi il materiale di accumulo rilascia o assorbe calore latente, in condizioni isoterme, durate il passaggio di stato. Definita la geometria, lo studio è stato condotto per mezzo di un modello computazione fluidodinamico a elementi finiti utilizzando il software per l'analisi e la simulazione COMSOL Multhiphysics[®]. Il modello numerico sviluppato è stato infine sottoposto ad una procedura di verifica e validazione sperimentale. A tal fine, è stato costruito e testato presso i laboratori di i-TES un prototipo del sistema di accumulo. Sulla base dei risultati ottenuti, è possibile affermare che il modello numerico sviluppato è in grado di simulare in maniera adeguata i fenomeni di scambio termico coinvolti. In particolare, riferendosi ai dati sperimentali raccolti nel mese di marzo il valore di temperatura media in uscita dall'accumulo ha uno scostamento massimo tra i valori CFD e valori sperimentali di 1.15 °C. In conclusione, è possibile affermare che il modello numerico sviluppato è in grado di simulare in maniera adeguata il processo di scarica del PCM costituendo un valido strumento di supporto per la progettazione del sistema di accumulo in questione.

Indice

E	lenco	delle	tabelle	VI
$\mathbf{E}^{\mathbf{I}}$	lenco	delle	figure	VII
A	croni	mi		х
1	Intr	oduzio	one	1
	1.1	Obiet	tivi della tesi	4
2	Sist	emi di	accumulo termico	5
	2.1	Accun	nulo di calore sensibile	6
	2.2	Accun	nulo di calore latente	8
		2.2.1	Materiali a cambiamento di fase organici	10
		2.2.2	Materiali a cambiamento di fase inorganici	11
		2.2.3	Materiali a cambiamento di fase eutettici	13
	2.3	Accun	nulo termochimico	13
3	Pon	npa di	calore con LTES	14
	3.1	Pomp	a di calore aria-acqua	14
		3.1.1	Principio di funzionamento	14
		3.1.2	Efficienza energetica	16
		3.1.3	Caso studio: integrazione dell'accumulo alla pompa di calore	18
		3.1.4	Dimensionamento preliminare dell'accumulo	20
	3.2	Sisten	ni di accumulo termico a calore latente	21
4	Mo	dellizz	azione numerica	37
	4.1	Model	lli matematici	38
		4.1.1	Metodi entalpici	40
	4.2	Model	llizzazione CFD	41
		4.2.1	Semplificazioni modello	43
		4.2.2	Modello su COMSOL Multiphysics [®] $\ldots \ldots \ldots \ldots \ldots$	46

	4.3	Verific	a e Validazione del modello numerico	52
		4.3.1	Studio di indipendenza dalla mesh	53
		4.3.2	Validazione del modello CFD	56
	4.4	Applic	azioni del modello	60
		4.4.1	Variazione della portata	60
		4.4.2	Variazione della temperatura dell'HTF	61
_	~			
5	Con	nclusio	ni	63
D	ibliog	rrafia		65
D.	IDHOE	grana		05

Elenco delle tabelle

1.1	Valori tipici internazionali delle caratteristiche chiave dei sistemi di accumulo termico. Dati ottenuti da IRENA-International Renewable Energy Agency	3
2.1	Lista materiali allo stato solido e liquido utilizzati nei sistemi di accumulo di calore sensibile [4]	7
2.2	Proprietà termofisiche delle paraffine [11]	10
2.3	Proprietà termofisiche di alcuni acidi grassi comuni [14]	11
3.1	Esempio andamento COP e COP_{CR} al variare della temperatura esterna per la pompa di calore BLUE-BOX TAU MAX 50. L'acqua viene fornita a 40°C e la potenza assorbita è di 12.65 kW. Dati	
	ottenuti da $[19]$	18
3.2	Proprietà termofisiche del materiale a cambiamento di fase	19
3.3	Proprietà termofisiche del grasso di maiale [33]	33

Elenco delle figure

1.1	Consumo energia primaria in Europa nel 2018 [2]	1
2.1 2.2 2.3	Principio di funzionamento dei sistemi di l'accumulo termico Panoramica delle principali tecniche di l'accumulo termico	5 6
2.0	a cambiamento di fase	9
2.4	Schema dei diversi materiali a cambiamento di fase	9
3.1	Schema semplificato del principio di funzionamento di una pompa	
	di calore a compressione di vapore	15
3.2	Rappresentazione grafica dei dati riportati nella tabella 3.1	18
3.3	Schema del sistema integrato con LTES	19
3.4	Proprietà termiche del materiale ottenute con calorimetria differen-	
	ziale a scansione	20
3.5	Possibili configurazioni degli scambiatori a fascio tubiero	22
3.6	Scambiatore a tubi concentrici.	22
3.7	Influenza del numero di Reynolds durante la fase di liquefazione	
	PCM. Dati ottenuti da [25]	25
3.8	Influenza del numero di Reynolds durante la fase di solidificazione	
	PCM. Dati ottenuti da [25]	25
3.9	Influenza della temperatura in ingresso del fluido termovettore sulla	
	Frazione liquida media del PCM (a) e sulla temperatura media del	
	PCM (b) [27]	26
3.10	Influenza della temperatura in ingresso del fluido termovettore sulla	~ -
	sulla quantità di energia accumulata nei due PCM [28]	27
3.11	Influenza della temperatura in ingresso del fluido termovettore sul	
	tempo di fusione dei due PCM. Dati estrapolati da [28]	28
3.12	Proprietà termofisiche dei PCM utilizzati negli accumuli per la	0.1
	produzione di acqua calda (tra 29 e 60° C) [30]	31
3.13	Frazione di PCM fuso (MP) in presenza e in assenza di nanoparticelle	- ·
	di ossido di rame $[34]$	34

4.1	Illustrazione schematica del problema di Stefan (immagine riadattata da [37])	38
4.2	Bappresentazione dello scambiatore (a) e di una piastra (b)	43
4.3	Profili di velocità (sinistra) e di temperatura(destra) nel caso in cui	10
1.0	si instaurano i moti convettivi [38]	44
44	Albero descrittivo del modello	46
4.5	Interpolazione della temperatura in ingresso con i dati della pompa	10
1.0	di calore relativi al 20 Aprile	47
4.6	Calore specifico del PCM con il contributo del calore latente di fusione	51
4.7	Velocità in uscita e ΔP al variare del numero di elementi della mesh	01
1.1	relativa al dominio dell'acqua	54
4.8	Temperatura media in uscita e frazione solida di PCM al variare del	
1.0	numero di elementi della mesh relativa al dominio del PCM	55
4.9	Mesh finale del componente	55
4.10	Datalogger Hobo Bluetooth Temperatura versione con sensore di	
-	temperatura integrato (a), Termocoppia tipo T (b)	56
4.11	Confronto tra i risultati ottenuti con la simulazione (linee continue)	
	e i dati sperimentali (punti) raccolti il 25 Marzo . La curva blu	
	rappresenta la temperatura in ingresso allo scambiatore, mentre	
	quella arancione la temperatura in uscita	57
4.12	Confronto tra i risultati ottenuti con la simulazione (linee continue)	
	e i dati sperimentali (punti) raccolti il 20 Aprile . La curva blu	
	rappresenta la temperatura in ingresso allo scambiatore, mentre	
	quella arancione la temperatura in uscita	58
4.13	Profilo di temperatura (a) e frazione di PCM solido (b) dopo 2 ore.	
	Dati relativi al mese di Marzo	59
4.14	Confronto tra i risultati ottenuti con la simulazione (linee continue)	
	e i dati sperimentali (punti) raccolti il 20 Aprile . La curva blu	
	rappresenta la temperatura in ingresso allo scambiatore, mentre	
	quella arancione la temperatura in uscita	59
4.15	Effetto della variazione di portata dell'HTF durante la fase di scarica	60
4.16	Effetto della variazione di temperatura dell'HTF durante la fase di	
	scarica	62

Acronimi

TES

Thermal Energy Storage

\mathbf{PCMs}

Phase Change Materials

LTES

Latent Thermal Energy Storage

\mathbf{COP}

Coefficient Of Performance

\mathbf{HTF}

Heat Transfer Fluid

CFD

Computational Fluid Dynamics

Capitolo 1 Introduzione

Le attività svolte quotidianamente dagli uomini richiedono un'enorme quantità di energia. Sulla base dei piani e delle politiche dichiarate in tutto il mondo, il World Economic Outlook (WEO) 2019 afferma che il fabbisogno energetico globale continuerà ad aumentare dell'1% all'anno fino al 2040[1]. La crescente richiesta di energia e la contemporanea necessità di ridurre l'utilizzo delle risorse fossili ha accelerato l'integrazione delle fonti energetiche rinnovabili. Tuttavia, la discontinuità dell'energia prodotta da fonti rinnovabili e la variazione della domanda energetica giornaliera rende necessario lo sviluppo di tecnologie efficienti e sostenibili per l'accumulo energetico.



Consumo energia primaria EU

Figura 1.1: Consumo energia primaria in Europa nel 2018 [2]

Analizzando i dati riportati dall'International Energy Agency (IEA) nel World Energy Outlook 2019 l'energia impiegata per il riscaldamento, l'acqua calda sanitaria e il raffrescamento estivo rappresenta il 50% del consumo energetico globale nel 2018, ed è responsabile del 40% delle emissioni di anidride carbonica. Circa il 50%del calore totale prodotto è utilizzato per i processi industriali, il 46% nel settore residenziale, principalmente per il riscaldamento degli ambienti e dell'acqua, e la restante percentuale è utilizzata nell'agricoltura^[2]. In tale contesto, tra le fonti energetiche rinnovabili le pompe di calore stanno assumendo progressivamente maggiore rilevanza entrando a far parte delle tecnologie con il maggior potenziale a lungo termine per la riduzione delle emissioni di anidride carbonica. La pompa di calore, comunemente e usata per la climatizzazione degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria, è una particolare macchina in grado di "eludere" le leggi della natura in merito alla trasmissione di calore permettendo trasferire calore da una sorgente termica a bassa temperatura ad una a temperatura maggiore. Questo processo, non essendo spontaneo, richiede un certo apporto energetico comunemente rappresentato da energia elettrica, da un combustibile o da altra fonte di calore ad alta temperatura. Tolta la quota parte di energia necessaria per il funzionamento che in alcuni paesi è ottenuta da fonti fossili, le pompe di calore utilizzano l'energia rinnovabile presente nell'ambiente circostante (aria, terreno e acqua) raggiungendo efficienze maggiori del 100% ovvero producendo più energia di quella consumata. Per questo motivo, sono classificate tra le fonti di energia rinnovabili nella Direttiva per la promozione dell'uso di fonti energetiche rinnovabili (2009/28/EC) [3].

L'uso di tecnologie per l'accumulo di energia termica (Thermal Energy Storage-TES) per applicazioni termiche come la climatizzazione degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria sta ricevendo sempre più attenzione, poiché si ritiene che sono una delle più promettenti soluzioni per correggere la discrepanza tra l'energia fornita da fonti rinnovabili e quella richiesta dagli utenti.

Tali tecnologie consentono di stoccare l'energia termica sotto forma di caldo o freddo, quando la produzione eccede la domanda, rendendola disponibile in un secondo momento sia per applicazioni di riscaldamento/raffrescamento che per la produzione di energia [4].

L'impatto ambientale dei sistemi di accumulo di calore è limitato. Infatti, i materiali impiegati, come le zeoliti, Sali e le paraffine, non presentano particolari problematiche dal punto di vista del consumo di materie prime e non rilasciano elementi inquinanti. Inoltre, tali sistemi permettono di incrementare la capacità di sfruttamento di fonti rinnovabili di energia termica, contribuendo alla riduzione di emissioni da fonti fossili tradizionali. Le emissioni di anidride carbonica dei sistemi di accumulo termico risultano nulle, le emissioni evitate dipendono dalle condizioni operative. Ad esempio, nel caso di una comune lavastoviglie in una prospettiva di impiego di 10 anni, si potrebbero limitare le emissioni per un totale di 526500 tonnellate di CO_2 grazie al risparmio energetico indotto dall'implementazione di un accumulo termochimico [5]. I sistemi di accumulo termico si distinguono in tre diverse tecnologie: sistemi a calore sensibile, sistemi a calore termochimico e sistemi a calore latente. La scelta, tra queste, dipende principalmente dal periodo di stoccaggio richiesto, dalla fattibilità economica e dalle condizioni operative. La tabella sottostante riporta i parametri chiave dei sistemi di accumulo termico, delle informazioni più dettagliate saranno fornite nel secondo capitolo dell'elaborato.

	Sensibile	Latente	Termochimico
Capacità di accumulo (KWh/t)	10-50	50-150	120-150
Potenza termica (MW)	0.001-10	0.001-1	0.01-1
Efficienza %	50-90	75-90	75-100
Costo (€/kWh)	0.1-10	10-50	8-100

Tabella 1.1: Valori tipici internazionali delle caratteristiche chiave dei sistemi di accumulo termico. Dati ottenuti da IRENA-International Renewable Energy Agency

1.1 Obiettivi della tesi

Lo scopo del presente lavoro è quello di progettare un accumulo termico tramite materiale a cambiamento di fase (PCM) da integrare ad un pompa di calore ariaacqua. Il presente lavoro di tesi è stato sviluppato in collaborazione con i-TES [6], società incubata presso il 2i3t. i-TES, iscritta dal marzo 2017 nel registro delle imprese Start up innovative, si occupa dello sviluppo di nuove soluzioni per lo stoccaggio termico mediante l'utilizzo di materiali a cambiamento di fase. Di seguito si espone schematicamente il susseguirsi dei diversi capitoli sviluppati nell'elaborato completi di una breve spiegazione dei contenuti.

- Capitolo 2: Descrizione dei diversi sistemi di accumulo termico (calore sensibile, calore latente, accumulo termochimico) e del principio base del funzionamento di un accumulo indipendentemente dalla tecnologia usata.
- Capitolo 3: Sono illustrate le nozioni teoriche base del funzionamento della pompa di calore aria-acqua, mostrando in una seconda parte l'integrazione del sistema di accumulo di calore latente. Infine, vengono mostrate le diverse configurazioni degli scambiatori per l'accumulo di calore latente mettendo in luce i vari parametri che influenzano la progettazione ottimale di quest'ultimi.
- Capitolo 4: Descrizione del modello numerico utilizzato per riprodurre il comportamento del sistema in esame, illustrando inizialmente il problema matematico e i differenti metodi sviluppati per la sua risoluzione. Infine, saranno validati i risultati numerici ottenuti con i dati sperimentali e verrà svolta una breve analisi dei parametri operativi in gioco.

Capitolo 2 Sistemi di accumulo termico

Il principio alla base del funzionamento di un accumulo termico è indipendente dalla tecnologia impiegata: durante il periodo di carica il calore prodotto in eccesso viene trasferito al mezzo di accumulo, successivamente viene rilasciato, quando necessario, durante il processo di scarica. Più precisamente il processo completo prevede tre fasi: carica, accumulo, scarica. A livello schematico è possibile rappresentarlo come proposto in figura 2.1.



Figura 2.1: Principio di funzionamento dei sistemi di l'accumulo termico.

Mediante l'utilizzo di tecnologie per l'accumulo di calore sensibile, termochimico e latente l'energia termica può essere stoccata a temperature che vanno dai -40°C a più di 400°C [4]. I sistemi di accumulo termico a calore sensibile assorbono e successivamente rilasciano calore attraverso la variazione di temperatura di un mezzo di accumulo che può trovarsi sia allo stato solido che allo stato liquido. Questa tecnologia è la più sviluppata e commerciale tra le tre, ed è ampiamente utilizzata sia per le applicazioni civili che per quelle industriali. Tuttavia, tali sistemi offrono una capacità di accumulo limitata e strettamente correlata al calore specifico del mezzo utilizzato. I materiali a cambiamento di fase (PCMs-Phase Change Materials) sono in grado di fornire una maggiore capacità di accumulo, sfruttando l'energia termica latente scambiata a temperatura costante durante i cambiamenti di fase. I sistemi di accumulo termico a calore latente sono in evoluzione sia da un punto di vista dello sviluppo dei materiali che dei sistemi. L'accumulo termochimico può offrire capacità ancor maggiori. In questo caso viene sfruttata l'energia assorbita e rilasciata durante la rottura e la formazione dei legami chimici nel corso di una reazione completamente reversibile. Tali sistemi sono in fase di sviluppo (esistono solo piccole applicazioni già commercializzate) e attualmente i costi elevati ne bloccano la diffusione sul mercato.



Figura 2.2: Panoramica delle principali tecniche di l'accumulo termico.

2.1 Accumulo di calore sensibile

I sistemi di accumulo a calore sensibile sono particolarmente semplici in quanto il loro funzionamento si basa sulla variazione di temperatura di una sostanza senza che ciò provochi un passaggio di stato. La capacità di accumulo dei sistemi a calore sensibile è proporzionale al salto di temperatura subito dal materiale, alla massa e alla capacità termica di quest'ultimo.

$$Q = mc_p \Delta T = \rho V c_p \Delta T \tag{2.1}$$

È interessante notare che una capacità termica relativamente bassa del materiale è generalmente bilanciata dalla differenza di temperatura. Per questo motivo l'accumulo di calore sensibile è in gran parte preferito per applicazioni ad alta temperatura.

I materiali che possono essere selezionati come mezzi termoaccumulatori a calore sensibile si dividono essenzialmente in due categorie: solidi e liquidi. In un range di temperatura compreso tra i 0°C e i 100°C l'acqua è il materiale di accumulo maggiormente impiegato in quanto oltre ad essere facilmente reperibile e relativamente economica, possiede un elevata capacità termica. Per temperature superiori ai 100°C è preferibile utilizzare metalli liquidi, oli e sali fusi [7]. I mezzi solidi sono generalmente utilizzati per il condizionamento degli ambienti. Questo tipo di sistema una la capacità termica di un materiale solido a pezzi, stivato in maniera compatta attraverso cui circola un fluido che apporta o preleva calore [8]. Oltre alla possibilità di lavorare a temperature maggiori i mezzi solidi riducono i rischi legati al rilascio del medium, tuttavia hanno capacità termiche inferiori e una minore densità di accumulo termico. Nella seguente tabella vengono riportate le principali proprietà dei materiali maggiormente impiegati per le applicazioni di accumulo sensibile.

Medium	Tipo di fluido	Range di T (°C)	$ ho ~(kg/m^3)$	$c_p(J/kgK)$
Sabbia	-	20	1555	800
Roccia	-	20	2560	879
Cemento	-	20	1600	840
Granito	-	20	2640	820
Alluminio	-	20	2707	896
Ghisa	-	20	7900	837
Acqua	-	0-100	1000	4190
Calorie HT43	Olio	12-260	867	2200
Etanolo	Liq. organico	≤ 78	790	2400
Propano	Liq. organico	≤ 97	800	2500
Butano	Liq. organico	≤ 118	809	2400
Isobutanolo	Liq. organico	≤ 100	808	3000
Isopentanolo	Liq. organico	≤ 148	831	2200
Ottano	Liq. organico	≤ 126	704	2400

Tabella 2.1: Lista materiali allo stato solido e liquido utilizzati nei sistemi di accumulo di calore sensibile [4]

2.2 Accumulo di calore latente

I sistemi a calore sensibile sono caratterizzati da una limitata capacità di accumulo per unità di volume, ciò rende necessario l'utilizzo di serbatoi di notevoli dimensioni che di conseguenza hanno un peso generalmente elevato, risultando inoltre ingombranti e costosi. La capacità di accumulo termico legata al calore latente è di molto superiore, di conseguenza è possibile ridurre notevolmente le dimensioni del sistema a parità di energia accumulata. Per questa ragione i sistemi di accumulo a calore latente stanno progressivamente assumendo maggiore rilevanza.

In questi sistemi il materiale di accumulo rilascia o assorbe calore latente, in condizioni isoterme, durate il passaggio di stato. Il cambiamento di fase che trova maggiore applicazione è la transizione solido-liquido, grazie all'elevata densità di accumulo di calore e alle piccole variazioni di volume tra le fasi. La transizione solido-gas, nonostante esibisce una maggiore capacità di accumulo termico per unità di massa, comporta grandi cambiamenti di volume e problemi connessi con l'aumento di pressione. I materiali comunemente usati per l'accumulo di calore latente sono conosciuti come materiali a cambiamento di fase o Phase Change Materials (PCMs). Esistono una serie di fattori che possono influenzare l'efficacia e l'applicazione dei PCMs. Per esempio, un materiale presenta buone proprietà termiche quando è caratterizzato da un'adeguata temperatura di transizione di fase, un elevato calore latente per unità di peso, elevate conducibilità e capacità termica specifica. Dal punto di vista fisico, i PCMs devono avere un equilibrio di fase favorevole, un'alta densità, una bassa tensione di vapore alla temperatura di esercizio e mostrare piccole variazioni di volume durante la transizione di fase. Essi devono inoltre possedere buone proprietà chimiche per essere in grado di completare un ciclo di solidificazione/fusione reversibile, devono quindi essere chimicamente stabili a lungo termine, non corrosivi e atossici. Queste proprietà saranno pertanto riesaminate nella sezione seguente per i diversi tipi di PCMs organici e inorganici. Dal punto di vista termodinamico la capacità termica di accumulo a calore latente può essere espressa come segue:

$$Q = m[(c_p \Delta T)_{sensibile} + H + (c_p \Delta T)_{sensibile}]$$
(2.2)

Il primo e l'ultimo termine rappresentano il calore sensibile del materiale allo stato solido e allo stato liquido, mentre H rappresenta l'entalpia di fusione ovvero la quantità di energia scambiata durante la transizione di fase. La figura 3.6 mostra il fenomeno di transizione di fase solido-liquido e liquido-solido di un materiale per l'accumulo termico evidenziando al contempo i trasferimenti di calore sensibile che hanno luogo durante il processo. Quest'ultimo, può essere suddiviso in tre fasi: una fase iniziale e una finale dove si ha il trasferimento di calore sensibile con conseguente aumento o decremento della temperatura, e una fase intermedia, rappresentata dalla linea orizzontale, in cui avviene il cambiamento di fase e dunque il trasferimento di energia sotto forma di calore latente.



Figura 2.3: Variazione della temperatura in funzione del tempo di un materiale a cambiamento di fase

I materiali a cambiamento di fase possono essere suddivisi in tre famiglie: composti organici, inorganici e nei loro eutettici (figura 2.4). I composti organici sono chimicamente stabili e non corrosivi, non vanno incontro a soprafusione, hanno elevate entalpie di fusione e sono riciclabili. I materiali inorganici sono generalmente caratterizzati da più elevati calori latenti di fusione per unità di volume, maggiori conduttività termiche e sono anch'essi riciclabili. Tuttavia, contrariamente ai materiali organici sono soggetti a soprafusione e possono dunque andare incontro alla separazione di fase. Fanno eccezione i materiali metallici, che rappresentano una potenziale soluzione per accumuli ad elevata temperatura. [9] I PCMs eutettici sono miscele di diverse sostanze il cui punto di fusione è inferiore a quello delle singole sostanze stesse. Una miscela di questo tipo ha il vantaggio di ottenere punti di fusione diversi da quelli dei materiali originari , ciononostante sono poco applicati dati i costi ancora estremamente elevati.



Figura 2.4: Schema dei diversi materiali a cambiamento di fase

2.2.1 Materiali a cambiamento di fase organici

Paraffine

Le paraffine, meglio conosciute in chimica organica sotto il nome di alcani, sono idrocarburi alifatici saturi derivati dalla distillazione del petrolio. Sono caratterizzate da una consistenza cerosa a temperatura ambiente, con temperatura di transizione di fase fra i -12 ed i 76 °C. Hanno una buona capacità di accumulo termico, solidificano senza essere soggetti a soprafusione e inoltre possiedono un'elevata stabilità chimica anche dopo innumerevoli cicli di solidificazione e fusione. A tal proposito, si riportano a titolo di esempio i dati ottenuti da uno studio sperimentale [10]in cui una paraffina commerciale è stata sottoposta a ben 10.000 cicli termici per valutare l'influenza di quest'ultimi sulla temperatura di transizione solido-liquido e sul calore latente di fusione. I risultati sperimentali mostrano che dopo 10000 cicli termici il calore latente di fusione è variato di circa il 9.1%, mentre la variazione del punto di fusione è ritenuta trascurabile. Pertanto, sarebbe un PCM molto promettente utilizzato nel sistema TES latente che richiede l'assorbimento e il rilascio di energia frequentemente. Hanno di contro una gamma limitata dei punti di fusione (la temperatura di fusione aumenta generalmente con la lunghezza della catena) e oltre ad avere un impatto ambientale non trascurabile hanno costi variabili strettamente legati a quello del petrolio. Possiedono infine una bassa conduttività termica e sono composti infiammabili. Nella tabella 2.2 vengono riportate le principali proprietà termofisiche delle paraffine comunemente impiegate nell'accumulo a calore latente.

Formula chimica	T_m (°C)	H (kJ/kg)
$C_{12}H_{26}$	-12	216
$C_{14}H_{30}$	4.5-4.6	231
$C_{15}H_{32}$	10	207
$C_{16}H_{34}$	18.2	238
$C_{17}H_{36}$	22	215
C ₁₈ H ₃₈	28.2	245
$C_{19}H_{40}$	31.9	222
$C_{20}H_{42}$	37	247
$C_{21}H_{44}$	41	215
$C_{22}H_{46}$	44	249
$C_{23}H_{48}$	47	234
$C_{24}H_{50}$	51	255
$C_{25}H_{52}$	54	238
$C_{26}H_{54}$	56	257

Tabella 2.2: Proprietà termofisiche delle paraffine [11]

Non-Paraffine

Questo gruppo comprende numerose classi di composti organici quali gli esteri, gli acidi grassi, gli alcoli e i glicoli. Generalmente, le non-paraffine vengono suddivise in due sottogruppi, un dei quali è costituito dai soli acidi grassi mentre l'altro contiene i restanti composti. Questi materiali sono infiammabili e dovrebbero non essere esposti ad elevate temperature, fiamme o altri agenti ossidanti. Gli acidi grassi hanno elevati calori latenti di fusione comparabili a quelli delle paraffine, inoltre anch'essi non sono soggetti a sottoraffreddamento. Il principale svantaggio di quest'ultimi è rappresentato dal prezzo che è generalmente maggiore di quello delle paraffine [12].

Nel passato il mercato dei materiali a cambiamento di fase è stato principalmente dominato dalle paraffine. Tuttavia, l'uso di bio-composti sta diventando sempre più diffuso grazie alle prestazioni e al prezzo competitivo rispetto alle paraffine. I composti di origine biologica sono ottenuti da materie prime poco utilizzate quali olio di soia, olio di cocco, olio di palma e sego. Sono idrocarburi atossici e completamente idrogenati, possono quindi essere utilizzati per migliaia di cicli rimanendo stabili e senza correre il rischio dell'ossidazione. Inoltre sono in grado di assorbire, accumulare e rilasciare grandi quantità di calore latente e hanno temperature di transizione di fase comprese fra i –22.7 ed i 78.33 °C. Tuttavia, come gli altri composti organici non paraffinici, sono anch'essi caratterizzati da bassi valori di conduttività termica. Per migliorare le proprietà termiche, e ampliare dunque il campo di applicazione, è possibile l'uso di bio-composti riempiti da materiali ad elevata conducibilità termica come le nanoparticelle a base di carbonio [13].

Nome comune	T_m (°C)	H (kJ/kg)
Acido caprilico	16.1	144.2
Acido caprico	31.5	155.5
Acido laurico	43.6	184.4
Acido miristico	57.7	189.7
Acido palmitico	61.3	197.9
Acido stearico	66.8	259

Tabella 2.3: Proprietà termofisiche di alcuni acidi grassi comuni [14]

2.2.2 Materiali a cambiamento di fase inorganici

Sali idrati

Un sale idrato è un composto ionico che contiene all'interno del suo reticolo cristallino un certo numero di molecole d'acqua attratte dagli ioni. La formula generale di un sale idratato è $M_x N_y \cdot nH_2 O$. Le molecole di acqua di "idratazione" all'interno dei cristalli di un idrato producono principalmente legami covalenti coordinati e legami idrogeno con gli ioni metallici (cationi) del sale. Durante il riscaldamento, il sale perde l'acqua inglobata assorbendo una certa quantità di energia, chiamata entalpia di disidratazione (ΔH_{disidr}). Durante il raffreddamento o l'esposizione all'atmosfera, le molecole d'acqua provenienti dall'ambiente circostante vengono catturate facilmente dai cristalli di sale che rilasciano un'energia termica corrispondente a ΔH_{idr} . I processi di disidratazione e idratazione sono termodinamicamente simili alla fusione e al congelamento. Le proprietà più interessanti dei sali idrati sono:

- elevato calore latente di transizione di fase per unità di volume;
- conducibilità termica relativamente alta (quasi il doppio di quella delle comuni paraffine);
- piccole variazioni di volume su disidratazione e idratazione;
- non tossicità.

Inoltre, molti sono sufficientemente economici. Tuttavia, i sali idrati possiedono anche notevoli svantaggi che limitano la loro applicazione nelle tecnologie per l'accumulo termico. La principale difficoltà risiede nella fusione "incongruente" o "semi-congruente". Contrariamente alla disidratazione congruente, che si verifica se il sale anidro è completamente solubile in acqua alla temperatura di fusione [12], durante la fusione incongruente e semi-congruente la quantità di acqua rilasciata dal sale idratato non è sufficiente per dissolvere i cristalli di sale, quindi si ottiene una miscela sovrasatura in cui i cristalli di sale si separano dalla fase acquosa. Di conseguenza, durante il congelamento non avviene il processo di idratazione. Questa disidratazione irreversibile provoca la perdita di efficacia termica del sale idratato [15]. Altri svantaggi dei sali idrati la difficoltà nella nucleazione dei cristalli che li rende vulnerabili al sottoraffreddamento, e la corrosività e tossicità di alcuni sali idrati.

Metalli

I PCMs metallici includono metalli a basso punto di fusione e le loro leghe. Questa categoria offre il potenziale per l'accumulo di calore ad alta densità e ad alta temperatura. I materiali a cambiamento di fase metallici hanno un'elevata conducibilità termica, e dunque velocità di carica e scarica elevate, e possono funzionare a temperature superiori a 560°C. Hanno anche un'alta diffusività termica, che elimina la necessità di grandi superfici di scambio termico. Considerando il calore latente, i PCMs metallici hanno valori minori rispetto ai sali idrati. Tuttavia, grazie alla

loro alta densità raggiungono un calore latente per volume unitario relativamente alto [11]. Grandi masse, a parità di volume permettono di accumulare maggiori quantità di energia termica.

Cionondimeno, questi materiali presentano diverse problematiche che ne limitano l'impiego quali: sottoraffreddamento, reazioni indesiderate durante il cambiamento di fase, segregazione e cambiamenti nella composizione e microstruttura con il sussegursi dei cicli termici [16]. Inoltre, da un punto di vista economico, molti materiali hanno costi elevati.

2.2.3 Materiali a cambiamento di fase eutettici

Gli eutettici sono combinazioni di due o più materiali con punti di fusione e congelamento simili, che fondono a temperatura inferiore rispetto a quella dei singoli materiali che li compongono. Variando le percentuali in massa dei diversi materiali si possono ottenere una vasta gamma di temperature di fusione e solidificazione. Per questo motivo ,nonostante attualmente sono la classe di materiali meno utilizzata nell'accumulo termico a causa delle basse capacità termiche e calori latenti di fusione, essi rappresentano una buona alternativa per applicazioni future [17].

2.3 Accumulo termochimico

L'accumulo di energia termica termochimica si basa sull'energia assorbita e rilasciata durante la rottura e la formazione dei legami molecolari durante una reazione chimica completamente reversibile. Dunque, è possibile descriverlo con la seguente correlazione generale:

$$Reagenti \rightleftharpoons Prodotti + \Delta H \tag{2.3}$$

Sulla base della relazione 2.3, durante la fase di carica del sistema di stoccaggio termochimico si verifica uno spostamento dell'equilibrio della reazione a sinistra caratterizzato da assorbimento di calore (reazione endotermica). Viceversa, durante la scarica si ha uno spostamento verso destra dell'equilibrio con conseguente rilascio di energia termica. I reagenti chimici, così come i prodotti, devono essere sostanze facilmente accumulabili in condizioni ambientali standard per il maggior tempo possibile, sono dunque privilegiate le reazioni reversibili con reagenti e prodotti facilmente accumulabili in forma liquida o solida.

I sistemi di acculo termochimico possiedono molti vantaggi, tra i più importanti troviamo la perdita di calore nulla o trascurabile e alte densità energetiche che permettono la costruzione di sistemi di accumulo più compatti. Tuttavia, ad oggi questi sistemi sono ancora poco diffusi e necessitano degli studi più approfonditi.

Capitolo 3 Pompa di calore con LTES

Questo capitolo illustra le nozioni teoriche base del funzionamento della pompa di calore aria-acqua presa in considerazione per la progettazione del sistema di accumulo termico a calore latente, mostrando in una seconda parte l'integrazione di quest'ultimo. Inoltre, verranno esaminate le diverse configurazioni degli scambiatori generalmente impiegati per i sistemi di accumulo mettendo in luce i vari parametri che ne influenzano la progettazione.

3.1 Pompa di calore aria-acqua

3.1.1 Principio di funzionamento

La pompa di calore è una delle applicazioni pratiche del ciclo inverso di Carnot, che permette di estrarre calore da un ambiente a temperatura più bassa e trasferirlo ad un altro a temperatura più alta. In altre parole, seguendo il medesimo principio di funzionamento di un frigorifero domestico, questa macchina riesce ad estrarre e trasferire il calore da un ambiente freddo, chiamato tipicamente "sorgente fredda", ad uno più caldo, che prende il nome di "pozzo caldo". Questo trasferimento di calore avviene nella direzione opposta a quella che si verifica spontaneamente in natura. Conformemente al secondo principio della termodinamica, ciò è possibile solo attraverso il consumo di lavoro ovvero di energia elettrica.

Le pompe di calore si possono distinguere in base alla natura della sorgente fredda e del pozzo caldo. In particolare, la sorgente fredda può essere rappresentata dall'aria, dall'acqua o dal terreno, mentre i fluidi che vengono riscaldati sono l'aria e l'acqua. Il lavoro di progettazione del sistema di accumulo termico è stato svolto su una pompa di calore aria-acqua, per cui nelle seguenti spiegazioni si farà riferimento all'aria quando si parla di sorgente fredda, e all'acqua nel caso del fluido termovettore. Le pompe di calore aria – acqua possono essere utilizzate non solo per riscaldare e raffrescare gli ambienti, ma anche per la produzione di acqua calda sanitaria.

Nella figura 3.2 è riportato lo schema semplificato del principio di funzionamento di una pompa di calore a compressione di vapore (ciclo utilizzato tipicamente nelle pompe di calore elettriche).



Figura 3.1: Schema semplificato del principio di funzionamento di una pompa di calore a compressione di vapore

Il compressore (azionato da un motore alimentato da energia elettrica) comprime il fluido refrigerante, che si trova allo stato gassoso, aumentandone la pressione e la temperatura. Il vapore caldo generato viene quindi inviato al condensatore. Lo scopo del condensatore è quello di cedere il calore del vapore all'ambiente da riscaldare, questo quindi è composto da una batteria di scambio al cui interno circola il vapore caldo e all'esterno di essa si trova il fluido termovettore. Il vapore molto più caldo dell'acqua, rilascia calore al fluido di scambio, fino a condensare, ritornando allo stato liquido. Dal condensatore quindi il refrigerante liquido viene inviato all'organo di laminazione nel quale subisce un brusco e repentino calo di pressione. Il calo di pressione comporta come conseguenza una drastica diminuzione della temperatura del refrigerante, che viene quindi inviato all'evaporatore. Questo componente lavora in condizioni esattamente opposte a quelle del condensatore: all'interno della batteria di scambio circola il fluido refrigerante, che viene messo a contatto con la sorgente fredda (l'aria). Il refrigerante in seguito alla laminazione si trova ad una temperatura inferiore rispetto a quella dell'aria, dunque acquisisce calore da quest'ultima e si riscalda fino a evaporare nuovamente. Infine, il refrigerante tornato allo stato di vapore entra nel compressore che lo comprime per iniziare un nuovo ciclo.

3.1.2 Efficienza energetica

L'efficienza termica si può definire come rapporto tra l'energia prodotta dal dispositivo e l'energia fornita a quest'ultimo per poter funzionare. Nel caso specifico della pompa di calore l'efficienza può risultare anche maggiore di 1, perché oltre all'energia che entra nel ciclo, principalmente per il funzionamento del compressore, si ha anche l'ingresso del calore prelevato dall'aria. L'efficienza quindi può assumere valori maggiori di 1, non perché la pompa di calore può "generare" dell'energia, ma perché somma l'energia entrante per l'alimentazione del suo ciclo a quella prelevata dall'ambiente esterno. Dunque, l'efficienza sarà tanto maggiore quanto minore sarà la differenza di temperatura tra la sorgente fredda e il pozzo caldo, perché la pompa di calore sprecherà meno energia nel lavoro di pompaggio del calore da un livello di temperatura inferiore a quello superiore.

Per le pompe di calore a compressione, l'efficienza si può esprimere sotto forma di COP (coefficiente di prestazione). Il COP è calcolato come rapporto tra la potenza erogata dalla pompa di calore e l'energia utilizzata dalla pompa stessa:

$$COP = \frac{P_{term}}{P_{elet}} \tag{3.1}$$

Il consumo elettrico della pompa di calore a compressione in cui la sorgente di calore è costituita dall'aria si riferisce sia al motore del compressore elettrico, che attiva il ciclo termodinamico, sia a quello del ventilatore che richiama sulla batteria alettata dell'evaporatore l'aria dalla quale estrarre calore. Il valore assunto da questo indicatore è fortemente influenzato dalle condizioni in cui opera la macchina, in particolare dalle due temperature, di evaporazione e di condensazione, e dal fattore di carico. Per comprendere il legame con la temperatura è opportuno fare riferimento alla pompa di calore ideale che opera secondo il ciclo di Carnot inverso in cui l'efficienza dipende esclusivamente dalle temperature citate come indicato nella formula seguente:

$$COP = \frac{T_{condensazione}}{T_{condensazione} - T_{evaporazione}}$$
(3.2)

Si nota che il COP aumenta al diminuire della differenza di temperatura e quindi risulta maggiore nel caso di temperature di evaporazione elevate e temperature di condensazione ridotte. Questo è vero non solo per un ciclo ideale ma anche per una macchina reale. Quando la temperatura dell'aria esterna è particolarmente bassa, le pompe di calore ad aria registrano un decremento del COP e al contempo diminuisce la loro capacità di fornire calore. L'integrazione di un sistema di accumulo di calore latente a monte della pompa di calore permetterebbe di preriscaldare l'aria in ingresso con conseguente incremento del COP e ridurrebbe i consumi energetici. In questo contesto l'integrazione di un sistema di accumulo latente in una pompa di calore offre due vantaggi principali. In primo luogo, il calore stoccato nei PCMs potrebbe essere usato come una risorsa di calore per l'evaporatore permettendo di raggiungere temperature di evaporazioni circa costanti. Considerando le variazione non solo stagionali ma anche giornaliere della temperatura dell'aria, permetterebbe di lavorare in condizioni più stabili. Inoltre, ridurrebbe la capacità installata per il raffreddamento, gli avvi e le fermate del compressore permettendo dunque di tagliare i costi di investimento [18].

Come anticipato, le prestazioni delle pompe di calore dipendono non solo dalle temperature a cui opera il ciclo ma anche dal fattore di carico. Quando per fissate condizioni di lavoro, la pompa di calore eroga una potenza (P) superiore a quella necessaria (P_{CR}) in quelle condizioni, le prestazioni diventano una funzione del fattore di carico (capacity ratio, CR) definito da:

$$CR = \frac{P_{CR}}{P} \tag{3.3}$$

È fondamentale evidenziare come il coefficiente di prestazione fornito dai produttori è determinato alle condizioni nominali, tenendo conto delle caratteristiche costruttive della pompa di calore in un unico caso puntuale di funzionamento a pieno carico. La normativa tecnica UNI EN 14825 definisce il valore del COP a carico parziale in funzione del fattore di carico e di un secondo parametro Cc come indicato nell'equazione 3.4. Quest'ultimo parametro permette di tenere in considerazione la diminuzione dell'efficienza energetica della macchina che è costretta a ricorrere a cicli di accensione e spegnimento qualora la potenza termica richiesta dall'utenza risulti inferiore alla potenza minima che la macchina può erogare in continuo. Il valore Cc dovrebbe essere determinato individualmente per ogni pompa di calore. Sfortunatamente, tale valore spesso non viene fornito dai costruttori, il suggerimento in questo caso è di assumerlo uguale a 0,9.

$$COP_{CR} = \frac{COP_{nom} \cdot CR}{CR \cdot Cc + (1 - Cc)}$$
(3.4)

Poiché una pompa di calore funziona in base a carichi variabili dell'utenza, opera principalmente in condizioni di carico parziale e quindi con un coefficiente di prestazione inferiore rispetto a quello indicato dal costruttore. Per limitare il comportamento alternato e poco efficiente è possibile inserire un accumulo termico in cascata alla produzione di acqua calda. Attraverso questa configurazione la pompa di calore può lavorare in condizione nominale convogliando l'eccesso di

energia termica nel serbatoio di accumulo, integrandola successivamente ad uso ACS, riscaldamento o altro.

$T_{esterna}$ (°C)	$P_{richesta}$ (kW)	$P_{erogata}$ (kW)	CR	COP	COP_{CR}
0	39.3	39.3	1	3.1	3.1
10	19.65	48.31	0.407	3.82	3.32
15	9.83	53.87	0.182	4.26	2.94

Tabella 3.1: Esempio andamento COP e COP_{CR} al variare della temperatura esterna per la pompa di calore BLUE-BOX TAU MAX 50. L'acqua viene fornita a 40°C e la potenza assorbita è di 12.65 kW. Dati ottenuti da [19]



Figura 3.2: Rappresentazione grafica dei dati riportati nella tabella 3.1

3.1.3 Caso studio: integrazione dell'accumulo alla pompa di calore

In questo progetto di tesi verrà analizzata la possibilità dell'utilizzo di un sistema di accumulo termico utilizzando i materiali a cambiamento di fase, da inserire in cascata alla pompa di calore, in grado di accumulare circa 3 kWh di energia termica. Durante la fase di carica, quando la potenza termica richiesta dall'utenza è bassa, l'acqua calda prodotta dalla pompa di calore viene fatta circolare nel serbatoio di accumulo. Successivamente, durante la fase di scarica, l'energia termica accumulata potrà essere utilizzata per fornire acqua calda all'utenza. La carica e la scarica del serbatoio di accumulo avviene tenendo conto delle temperature dell'ambiente esterno. Nei periodi di minor necessità per l'utente in cui la temperatura esterna è tale da permette la produzione da parte della pompa di calore di acqua calda con una temperatura maggiore rispetto a quella di fusione del PCM avviene la fase di carica. In seguito, quando il serbatoio è carico e la pompa di calore non è in funzione avviene la fase di scarica. Nella figura seguente è illustrato uno schema della configurazione del sistema del caso studio.



Figura 3.3: Schema del sistema integrato con LTES

La scelta del tipo di materiale a cambiamento di fase per la progettazione dell'accumulo deve essere fatta in rapporto alle variazioni termiche specifiche del caso, qui dettate dalla temperatura dell'acqua di mandata e di ritorno della pompa di calore. Inoltre, molti studi mostrano che i materiali a cambiamento di fase organici hanno una maggiore stabilità ed efficienza durante i cicli di carica e scarica dell'accumulo. Di conseguenza, la scelta del materiale per questo studio è ricaduta su una paraffina, 100% a base biologica, con una una temperatura di transizione di fase di 40-42 °C. I dati tecnici di quest'ultima sono riportate nella tabella sottostante.

BioPCM Q42	
Temperatura di transizione (°C)	40-42
Calore latente (kJ/kg)	200-215
Conducibilità termica (W/mK)	0.15
Densità relativa (kg/m^3)	820-875 (T=25-35°C)
Calore specifico (J/gK)	2.50
Viscosità (Pas)	0.003

 Tabella 3.2:
 Proprietà termofisiche del materiale a cambiamento di fase

Le proprietà termiche del materiale sono state ottenute mediante un analisi con calorimetria differenziale a scansione. I risultati sono riportati nella figura 3.4. Come si evince dai picchi, la temperatura di fusione del PCM è di 40°C con un intervallo di transizione di ± 3 °C, invece la temperatura di solidificazione è di circa 42°C con un intervallo di transizione di ± 4 °C.



Figura 3.4: Proprietà termiche del materiale ottenute con calorimetria differenziale a scansione

3.1.4 Dimensionamento preliminare dell'accumulo

Per un'adeguata progettazione la scelta ottimale del quantitativo di PCM risulta essenziale al fine di ottenere elevate capacità di accumulo con un quantitativo minimo di materiale [20]. Considerando che l'energia rilasciata è proporzionale al volume del PCM nello stato fuso e che l'energia accumulata è proporzionale al volume in fase solida, ne risulta che la sovrastima della massa potrebbe aumentare il tempo necessario per la fase di carica del serbatoio e per la solidificazione completa del materiale durante la fase di scarica. Il volume del PCM dovrebbe quindi essere selezionato in modo che tutta la massa sia in grado di sciogliersi e solidificarsi, durante le rispettive fasi di cambiamento di stato.

Stabilito il materiale a cambiamento di fase da utilizzare per il caso studio, un primo dato su quelle che saranno le dimensioni dell'accumulo da integrare al circuito può essere facilmente ottenuto partendo dai dati di progetto, ovvero dalla quantità di energia che si desidera accumulare, e dalle proprietà del PCM illustrate nella tabella 3.2. L'energia che il serbatoio di accumulo deve essere in grado di gestire è di circa 3kWh, che nelle unità del Sistema Internazionale corrisponde a 10800 kJ. Dalle proprietà del materiale scelto si è in grado di risalire al volume occupato dall'accumulo utilizzando le equazioni 3.7 e 3.6 dalle quali si ottiene un volume di 0.062 m³ corrispondente ad una massa di paraffina pari a 54 kg.

$$m_{PCM} = \frac{E_{accumulo}}{\Delta h_{fusione}} \tag{3.5}$$

$$V_{PCM} = \frac{m_{PCM}}{\rho_{PCM}} \tag{3.6}$$

Dove $\Delta h_{fusione}$ rappresenta il calore latente di fusione. Una volta stabilite le dimensioni dell'accumulo, è necessario verificare che siano compatibili con gli spazi disponibili e con il tipo di scambiatore scelto. Le geometrie generalmente impiegate sono quella cilindrica e quella rettangolare. Nel caso della geometria cilindrica imponendo il vincolo sulla dimensione più stringente (altezza del cilindro o diametro) si ricava la dimensione incognita invertendo la formula per il calcolo del volume. Nel secondo caso le direzioni su cui si può intervenire sono tre. Generalmente non è vantaggioso avere un componente che sia troppo sbilanciata su una delle direzioni, quindi come primo approccio è conveniente considerare tale geometria come cubica, ricavare il valore del lato del cubo che permette di avere il volume desiderato e poi da questo tenere fisso uno o due dei lati e modificare i restanti [21].

Nel caso in esame, per incrementare l'area di scambio termico, in alternativa alla classica configurazione con tubi, sono state usate una serie di piastre in acciaio, all'interno del quale scorre il fluido termovettore (acqua),immerse nel serbatoio a contatto diretto con il materiale a cambiamento di fase. Dunque, considerando le dimensioni delle piastre seguendo il ragionamento sopra citato si è optato per un serbatoio a forma di parallelepipedo a base quadrata.

3.2 Sistemi di accumulo termico a calore latente

Le prestazioni dei sistemi di accumulo di calore latente dipendono sia dalle proprietà termofisiche del PCM che dal design dello scambiatore di calore. Quest'ultimo deve essere progettato in modo tale da consentire un rapida fase di carica e scarica fornendo un'area di trasferimento di calore ottimale. Di seguito verranno presentate le configurazioni più utilizzate e saranno analizzati i principali parametri che influenzano il processo.

Tipologie di scambiatori utilizzati per i sistemi di accumulo

Gli scambiatori di calore per l'accumulo latente analizzati in letteratura possono essere suddivisi in due principali categorie: gli scambiatori di calore a fascio tubiero e gli scambiatori a tubi concentrici. Lo scambiatore di calore a fascio tubiero può essere costituito da un singolo tubo o più tubi,inoltre il primo caso si differenzia ancora in due tipologie in relazione alla posizione del materiale a cambiamento di fase che può trovarsi lato mantello o lato tubo.



Figura 3.5: Possibili configurazioni degli scambiatori a fascio tubiero.

Lo scambiatore a tubo concentrico è costituito da tre tubi concentrici, il fluido termovettore scorre nel tubo esterno e in quello interno mentre il PCM è posizionato nel tubo centrale. Per quanto riguarda l'impiego di scambiatori a piastre nonostante offrano una maggiore efficienza di scambio termico, e di conseguenza permettono di ottenere le medesime prestazioni occupando meno spazio ,in letteratura sono presenti solo pochi articoli.



Figura 3.6: Scambiatore a tubi concentrici.

Diversi studi, tra cui quello di Lacroix [22], mostrano che le prestazioni degli scambiatori di calore per l'accumulo termico sono influenzati da vari parametri operativi e di progettazione quali: la portata, la velocità e la temperatura di ingresso dell'HTF,l'orientamento dello scambiatore di calore, il numero di tubi ecc. L'influenza dei parametri sopra menzionati sarà brevemente discussa nelle sezioni successive e in un secondo tempo, sarà ripresa alla fine dell'elaborato per valutare gli effetti legati alla variazione della portata e della temperatura dell'HTF in ingresso nel caso in esame.

Portata del fluido termovettore

Le prestazioni termiche di un sistema di accumulo a calore latente possono essere migliorate incorporando alette, matrici metalliche, anelli di riduzione nell'incapsulamento del materiale a cambiamento di fase e dalla dispersione di nanomateriali ad alta conduttività nel PCM stesso.

In alternativa, è possibile migliorare il trasferimento di calore tra il materiale a cambiamento di fase e il fluido termovettore agendo sul coefficiente di scambio termico convettivo superficiale ("h"), che può essere incrementato aumentando la velocità del fluido termovettore (HTF). Dinfatti, il meccanismo di scambio termico dominante nel sistema dal lato del fluido termovettore, sia durante il processo di solidificazione che di liquefazione del PCM, è quello convettivo. Nel meccanismo di scambio termico convettivo la trasmissione di calore è intrinsecamente legata al moto del fluido. Quest'ultimo può svilupparsi in due diversi regimi: laminare e turbolento. Nel primo, il fluido procede in modo ordinato e regolare, di conseguenza le diverse parti del sistema fluido in moto non si mescolano tra loro. Il secondo caso, regime turbolento, è invece caratterizzato da continui processi di mescolamento tra masse di fluido a causa delle traiettorie irregolari e della formazione di vortici. Il regime di moto può essere individuato da un parametro adimensionale che corrisponde al rapporto tra forze di inerzia e forze viscose, il numero di Reynolds:

$$Re = \frac{\rho LU}{\mu} \tag{3.7}$$

Dove L rappresenta la lunghezza caratteristica del sistema.

Questi concetti sono stati richiamati in quanto il regime fluido dinamico ha un effetto significativo sul fenomeno di scambio termico. Infatti, "h" può essere scritto in termini adimensionali in funzione del numero di Nusselt, che in caso di convezione forzata è funzione del numero di Reynolds e del numero di Prandlt.

$$Nu = \frac{hL}{k} \tag{3.8}$$

$$Nu = f(Re, Pr) = CRe^a Pr^b \tag{3.9}$$

Tuttavia, è importante sottolineare che coefficiente di scambio termico convettivo non è facile da determinare dal momento che esso dipende sia dalle proprietà del fluido (viscosità, densità, conduttività termica, calore specifico) sia dalla configurazione geometrica che dalle condizioni di moto. Quindi scelto il materiale si deve considerare la geometria e analizzare il regime di moto che si instaura. La configurazione di moto turbolento è maggiormente desiderabile in applicazioni ingegneristiche. Tuttavia l'aumento dello sforzo tangenziale richiede un aumento della potenza richiesta per le pompe o i ventilatori.

Da quanto visto fin ora, appare intuibile che ad un incremento della portata del fluido termovettore in ingresso al serbatoio di accumulo termico corrisponde un maggiore velocità di trasferimento del calore. Tuttavia, ciò comporta una riduzione della differenza tra la temperatura in ingresso e la temperatura di uscita dell'HTF, il che potrebbe non essere desiderabile in alcune applicazioni come nel caso in cui lo scopo è il riscaldamento del fluido termovettore. Di conseguenza, è necessario scegliere quando possibile, ovvero quando non imposto dalle caratteristiche progettuali, un valore di portata ottimale che sarà un compromesso tra la velocità di trasferimento del calore e la diminuzione o l'aumento della temperatura del fluido termovettore.

Come accennato in precedenza, durante la scelta dei parametri di funzionamento il tempo di fusione e/o solidificazione e l'energia immagazzinata sono di fondamentale importanza. Diversi autori hanno studiato l'effetto della variazione della portata del fluido termovettore su questi due parametri.

Il primo studio in cui è stata condotta l'indagine parametrica sulle prestazioni di uno scambiatore per accumulo a calore latente è stato effettuato da Cao e Faghri [23], i quali hanno valutato la variazione del raggio di PCM fuso attorno ad un tubo al variare della portata dell'HTF. E' stato osservato che all'aumentare della portata del fluido termovettore il raggio del PCM fuso, in corrispondenza di un certo istante di tempo, è aumentato. Dunque, è possibile diminuire il tempo di fusione del PCM durante la fase di carica agendo esclusivamente sulla portata dell'HTF. Esen et al. [24] hanno analizzato numericamente il comportamento di quattro differenti PCM in varie condizioni operative. In tutti i casi è stato mostrato che i diversi materiali a cambiamento di fase si comportano in modo analogo in riferimento alla variazione della portata del fluido termovettore, mostrando una diminuzione del tempo di fusione con l'aumento della portata del fluido termovettore.

Gli autori dell'articolo [25], hanno invece valutato l'effetto del numero di Reynolds sul tempo di solidificazione e fusione di una miscela eutettica di acido laurico e acido stearico. I risultati ottenuti mostrano che il tempo di fusione della miscela è stato ridotto del 28% duplicando il numero di Reynolds, e' stato osservato inoltre che durante la fase di solidificazione l'effetto di un aumento di portata è meno significativo. I risultati ottenuti sono riportati nelle figure 3.8 e 3.7. Con T2, T3 e T7 è stata indicata la posizione delle termocoppie utilizzate per misurare la temperatura del PCM. La posizione radiale (R) indica la distanza dall'interfaccia del tubo in cui scorre l'HTF invece con la lettera A viene indicata l'altezza alla quale si trova ogni termocoppia. Nel primo grafico si nota che duplicando il numero di Reynolds il tempo di fusione è ridotto di circa il 28% nella posizione di T2, e rispettivamente del 23% e del 17% nelle posizioni di T3 e T7. Si evince inoltre, che durante la fase di carica l'aumento del numero di Reynolds ha una maggiore influenza nelle posizioni radiali esterne e nelle posizioni assiali inferiori nel PCM. Durante la fase di scarica duplicando il numero di Reynolds il tempo di solidificazione è ridotto di circa il 12% nella posizione di T2, del 16% e del 11% nelle posizioni di T3 e T7. Dunque, la variazione della portata influenza in misura minore la fase di scarica rispetto alla fase di carica dell'accumulo termico.



Figura 3.7: Influenza del numero di Reynolds durante la fase di liquefazione PCM. Dati ottenuti da [25]



Figura 3.8: Influenza del numero di Reynolds durante la fase di solidificazione PCM. Dati ottenuti da [25]
In altri studi è stato valutato l'effetto della variazione della portata del fluido termovettore sull'energia accumulata. Gong e Mujumdar [26] hanno confrontato le diverse quantità di energia termica accumulata variando la portata per lo stesso periodo di carica. I risultati mostrano che ad un aumento della portata corrisponde un incremento della quantità di energia accumulata.

Temperatura in ingresso del fluido termovettore

La differenza tra la temperatura di transizione di fase del PCM e la temperatura di ingresso del fluido termovettore è la forza motrice del trasferimento di calore tra PCM e HTF. Di conseguenza, la temperatura di ingresso del fluido termovettore avrà un effetto significativo sulla velocità di trasferimento del calore. Un aumento della differenza di temperatura si traduce in un incremento di quest'ultimo parametro e quindi in una riduzione del tempo di fusione e/o solidificazione totale.

In [27] sono state analizzate le prestazioni termiche di un sistema di accumulo a calore latente durante i processi di carica e di scarica. In particolare, viene confrontato il comportamento del sistema di accumulo utilizzando tre diversi valori di temperatura del fluido termovettore, che in questo caso è acqua, in ingresso al sistema. La Figura 3.9 mostra l'effetto della temperatura in ingresso dell'acqua sulla velocità di fusione del PCM.



Figura 3.9: Influenza della temperatura in ingresso del fluido termovettore sulla Frazione liquida media del PCM (a) e sulla temperatura media del PCM (b) [27]

Osservando il grafico sulla sinistra si nota che la temperatura dell'HTF in ingresso ha un effetto significativo sul tempo di ricarica completo. L'aumento della temperatura dell'acqua in ingresso di soli 10°C comporta una diminuzione di circa il 57% del tempo di fusione totale. Il flusso di calore trasferito al PCM risulta tanto maggiore quanto più la temperatura di ingresso dell'acqua è elevata. Pertanto, al valore di massima temperatura in ingresso corrisponde un tempo di fusione minimo.

Benmoussa et al. [28] hanno condotto uno studio numerico sul comportamento termico di un'unità di accumulo di calore latente a fascio tubiero utilizzando due materiali a cambiamento di fase: il PCM1 e il PCM2 che presenta una temperatura di fusione maggiore, e valori più elevati del calore specifico e del calore latente di fusione. Anche in questo caso, il fluido termovettore scorre attraverso il tubo interno e trasferisce il calore al PCM. Sono stati esaminati gli effetti della temperatura di ingresso dell'HTF sulla temperatura media dei PCM, sull'energia accumulata e sul tempo di fusione totale. I risultati mostrano che ad un aumento della temperatura dell'HTF in ingresso corrisponde un incremento dell'energia termica trasportata, quindi la carica totale dell'accumulo avviene in minor tempo. Inoltre, si evince che per ciascuna temperatura di ingresso del fluido termovettore il PCM2 accumula una quantità maggiore di energia termica. Infatti, la capacità di accumulo di calore è tanto più elevata quanto maggiore è il ΔT tra la temperatura di ingresso dell'HTF e il punto di fusione del materiale a cambiamento di fase. La figura mostra la quantità di energia totale accumulata in ciascun PCM per le tre diverse temperature di ingresso dell'HTF.



Figura 3.10: Influenza della temperatura in ingresso del fluido termovettore sulla sulla quantità di energia accumulata nei due PCM [28]

Gli effetti della temperatura di ingresso HTF sul tempo di fusione totale (tempo richiesto per ogni PCM per essere completamente liquefatto) sono mostrati in figura 3.11. Il tempo di fusione del PCM1 diminuisce considerevolmente, rispetto a quello del PCM2, con l'aumento della temperatura di ingresso del fluido termovettore. Si osserva infatti, che il tempo di fusione del PCM1 diminuisce da 32 minuti da 8

minuti, ovvero si riduce di circa il 73,8 %; invece il tempo di fusione del PCM2 si riduce di circa il 49,1%, mostrando ancora una volta che gli effetti dell'incremento della temperatura del fluido termovettore hanno una maggiore rilevanza per il PCM con la temperatura di fusione minore. Ciò conferma che ad una maggiore differenza di temperatura tra l'HTF in ingresso e il punto di fusione del PCM corrisponde una velocità di trasferimento del calore maggiore, quindi un tempo di fusione del PCM minore.



Figura 3.11: Influenza della temperatura in ingresso del fluido termovettore sul tempo di fusione dei due PCM. Dati estrapolati da [28]

Infine, Wang et al. [29] analizzando numericamente l'influenza della temperatura in ingresso del fluido termovettore sulla velocità di trasferimento del calore durante le fasi di carica e scarica di un sistema di accumulo hanno mostrato l'esistenza di tre differenti fasi nella variazione della temperatura del PCM prima di arrivare allo stato stazionario: aumento rapido, aumento lento e aumento più lento. Hanno osservato che la durata di tutti i periodi diminuisce con l'aumento della temperatura di ingresso dell'HTF durante la carica. Allo stesso modo, durante lo scarica riducendo la temperatura di ingresso del fluido termovettore è stato osservato una diminuzione del tempo di solidificazione.

Per concludere, si vuole sottolineare che diversi autori hanno confermato che l'effetto della differenza tra la temperatura in ingresso del fluido termovettore e la temperatura di fusione del materiale a cambiamento di fase ha una maggiore rilevanza rispetto all'effetto della variazione della portata.

Selezione del PCM

L'utilizzo ottimale di un sistema di accumulo a calore latente dipende in gran parte dal selezione del PCM, che gioca un ruolo importante nella fase di progettazione dell'accumulo. Quando si cerca di determinare il materiale adatto per una particolare applicazione, è importante confrontare le proprietà e le caratteristiche dei PCM in base a tutti i requisiti necessari. Di seguito vengono riassunte le principali proprietà di interesse dei materiali a cambiamento di fase.

Proprietà termofisiche

- Temperatura di fusione nell'intervallo di temperatura di esercizio desiderato;
- Elevato calore latente di fusione per unità di volume in modo da ottenere un volume non eccessivo del contenitore di accumulo per una data quantità di energia;
- Calore specifico elevato per fornire un accumulo di calore sensibile significativo aggiuntivo;
- Elevata conducibilità termica delle fasi solida e liquida per un migliore trasferimento di calore;
- Fusione congruente del PCM, in modo da mantenere la capacità di accumulo invariata ad ogni ciclo di solidificazione/fusione;
- Piccola variazione del volume durante la transizione di fase;

Proprietà chimiche

- Stabilità chimica;
- Ciclo di solidificazione/fusione completamente reversibile;
- Non deve essere corrosivo,tossico, infiammabile, inquinante, esplosivo;
- Assenza di degradazione anche dopo un numero elevato di cicli di carica-scarica;

Proprietà cinetiche

- Alta velocità di nucleazione per evitare il sottoraffreddamento della fase liquida;
- Alto tasso di crescita dei cristalli, in modo che il sistema possa soddisfare le richieste di accumulo termico;

Criteri economici

- Buona disponibilità e costo poco elevato;
- Facilità di riciclaggio e trattamento;

Poiché in generale nessun materiale presenta tutte le proprietà richieste per la progettazione del sistema di accumulo di interesse, bisogna identificare il materiale disponibile che meglio si presta per il caso in esame e cercare di compensare le scarse proprietà fisiche/chimiche/cinetiche con una progettazione appropriata del sistema.

In generale, è possibile affermare che i punti critici dei materiali a cambiamento di fase sono la bassa conducibilità e la stabilità termica. Infatti, i valori di conducibilità termica tipicamente variano tra 0,15 e 0,3 W/mK per i materiali organici e tra 0,4 e 0,7 W/mK per i sali idrati.

Dal punto di vista economico la scelta del PCM dipende principalmente dalla durata, dunque dalla stabilità del materiale, e dal costo. Quindi, al fine di garantire prestazioni a lungo termine e la fattibilità economica dei sistemi di accumulo a calore latente è essenziale analizzare la stabilità termica dei vari materiali a cambiamento di fase presi in esame per ogni specifico caso studio. Infatti, i materiali a cambiamento di fase possono deteriorarsi con la ripetizione dei cicli di carica/scarica. Se il PCM in esame è termicamente, chimicamente e fisicamente stabile dopo un numero ripetuto di cicli termici di funzionamento, allora si dice che è "affidabile". Un PCM termicamente stabile nelle applicazioni per accumulo a calore latente garantisce una variazione trascurabile del punto di fusione e del calore latente di fusione dopo un gran numero di cicli termici di funzionamento.

Sulla base delle temperature in gioco nel caso in esame, di seguito verranno esaminate le proprietà di diversi tipi di materiale a cambiamento di fase: sali idrati, PCM organici, grassi e gli oli vegetali. Inoltre, saranno analizzati i soli PCM con una transizione di fase solido-liquido poiché possono accumulare e dunque fornire elevate quantità di calore con una bassa variazione di volume associata alla trasformazione.

Come anticipato, il PCM più adatto deve essere selezionato sulla base delle sue proprietà. Una prima selezione viene eseguita in base alla temperatura di fusione che deve essere compatibile con le temperature di esercizio dell'impianto.Nella figura 3.13 sono riportati i PCM utilizzati per la produzione dell'acqua calda sanitaria. L'intervallo di temperatura di lavoro considerato è compreso tra 29 °C e 60 °C. Le grandi bolle mostrano che le proprietà termofisiche disponibili in letteratura non sono completamente coerenti, dunque la standardizzazione su come misurare le proprietà termofisiche del PCM sarà un punto chiave di prossime ricerche. Inoltre, si nota che la maggior parte dei materiali presenti nell'intervallo di temperatura considerato sono dei materiali organici o sali idrati. Di norma, i PCM organici sono caratterizzati da un elevato calore latente, stabilità termica e chimica e bassa corrosività. Tra i PCM organici, le paraffine sono generalmente le più utilizzate in quanto possiedono un elevato calore di fusione, hanno una buona stabilità chimica e non hanno costi elevati. Tuttavia presentano alcuni problemi come una grande variazione di volume durante il cambio di fase e una bassa conduttività termica, inoltre, poiché sono altamente infiammabili, non sono adatti per applicazioni ad alta temperatura.



Figura 3.12: Proprietà termofisiche dei PCM utilizzati negli accumuli per la produzione di acqua calda (tra 29 e 60° C) [30]

I composti inorganici come i sali idrati e i metalli mostrano alti calori specifici e calori latenti, elevate conduttività termiche, alte densità e piccole variazioni di volume. I sali idrati hanno guadagnato molta attenzione in passato per il loro basso costo e sono solitamente utilizzati a bassa temperatura poiché il loro punto di fusione è compreso tra circa 30 a 50°C. Questi composti sono solidi cristallini in cui i passaggi di stato sono in realtà la disidratazione e l'idratazione del sale. A seconda della struttura ionica del sale, c'è un numero finito di idrati che si possono formare, ma spesso solo uno o due sono termodinamicamente stabili. In quest'ultimo caso inoltre, i due sali idrati avranno temperature di fusione diverse come nel caso degli idrati del cloruro di calcio: l'esaidrato (CaCl₂ · $6H_2O$) ha un punto di fusione di circa 30°C mentre il tetraidrato (CaCl $_2 \cdot 4H_2O$) ha un punto di fusione di circa 44°C. Anch'essi, come le paraffine, mostrano alcuni problemi quali il sottoraffreddamento, la segregazione di fase e l'instabilità dopo diversi cicli termici (dovuta alla perdita di acqua durante il riscaldamento).

In [31], è stato analizzata l'applicazione degli idrati salini con temperature di cambiamento di fase nell'intervallo di 5-60°C, per applicazioni di riscaldamento e raffreddamento degli ambienti. Le proprietà degli idrati salini sono state confrontate con quelle delle paraffine con temperatura di fusione nello stesso intervallo. I risultati hanno mostrato che per l'utilizzo di PCM con una temperatura di fusione superiore a 20 °C, i sali idrati hanno più vantaggi rispetto alle paraffine inclusa una maggiore densità di energia termica: 45-120 kWh/m³ per gli idrati salini e 45-60 kWh/m³ per le paraffine. Inoltre, i sali idrati hanno un costo energetico del materiale inferiore che si aggira intorno ai 1-20 \$/kWh mentre quello delle paraffine è di circa 20-30 \$/kWh. Dunque, è stato affermato che per applicazioni con temperature sopra i 20°C, gli idrati salini rappresentano l'opzione più vantaggiosa.

Un'alternativa ai materiali a cambiamento di fase commerciali potrebbe essere rappresentata dai grassi e oli vegetali. Negli ultimi anni parte delle ricerche sui materiali a cambiamento di fase sono state focalizzate sul potenziale utilizzo di grassi e oli vegetali, in particolare per quanto riguarda gli intervalli di temperatura di fusione medio-bassi ovvero in un range che va dai 20 ai 40°C. Di seguito vengono descritti due PCM, appartenenti a quest'ultima categoria analizzata, che presentano temperature di fusione nell'intervallo di interesse per l'accumulo in esame. In letteratura sono presenti diversi articoli che esplorano le possibili applicazioni di oli vegetali come PCM. Tra tutti, viene qui citato quello di Gideon Lawer-Yolar et al. [32] che ha fornito una prima valutazione sulla applicazione come materiale a cambiamento di fase dell'olio dei semi dell'albero della foresta tropicale Allanblackia, confrontandolo con il burro di karité e l'olio di semi di palma. La calorimetria a scansione differenziale ha mostrato che tutti gli oli erano polimorfi e quindi presentano un punto di fusione / congelamento multiplo su un ampio intervallo di temperature. Sia per i cicli di fusione che per quelli di congelamento, l'olio di Allanblackia ha mostrato un calore latente di fusione relativamente elevato (80,53 J/g) e il punto di fusione maggiore tra tutti gli oli esaminati (34,74 °C). Inoltre, l'analisi termo-gravimetrica ha mostrato che tutti i campioni di olio erano termicamente stabili e non si degradavano al di sotto della temperatura di 170°C, tuttavia l'olio di Allanblackia ha mostrato un aumento di peso intorno ai 37 $^{\circ}$ C indicando instabilità ossidativa. Tra gli oli esaminati in questo studio quello di Allanblackia è potenzialmente utilizzabile come PCM per l'accumulo di energia termica se purificato per migliorare la stabilità ossidativa.

In [33] è stata analizzata la possibilità dell'utilizzo del grasso di maiale come potenziale materiale cambiamento di fase per applicazioni fotovoltaiche. Sono stati confrontati due sistemi PV-PCM utilizzando nel primo un PCM organico e nel secondo il grasso di maiale. I risultati ottenuti hanno mostrato che non vi è alcuna differenza significativa in termini di prestazioni quando vengono confrontati i due sistemi PV-PCM considerati. Dunque, è stato dimostrato che il grasso di maiale rappresenta una potenziale alternativa all'uso di PCM organici dal punto di vista delle prestazioni. È stato anche affrontato un aspetto economico generale al fine di verificare la redditività economica del grasso di maiale come materiale a cambiamento di fase, stabilendo la possibilità di ottenere questo potenziale PCM ad un costo inferiore a $1 \notin /kg$.

Proprietà del grasso di maiale	
Temperatura di transizione (°C)	36-45
Calore latente (kJ/kg)	115-180
Conducibilità termica (W/mK)	0.317 – 0.4102
Densità liquido (kg/m^3)	910-986
Calore specifico (J/gK)	2.03/2.05

Tabella 3.3: Proprietà termofisiche del grasso di maiale [33]

Il problema principale con il grasso di maiale è quello legato alla degradazione a lungo termine delle sue proprietà fisiche che certamente richiede un'ulteriore approfondita indagine sperimentale. Tuttavia, sulla base delle proprietà termofisiche riportate nella tabella 3.3 il grasso di maiale potrebbe potenzialmente essere utilizzato come PCM nel caso studio. Confrontandolo con il PCM usato notiamo che il grasso ha una conducibilità termica leggermente più elevata, ma un calore latente inferiore.

Miglioramento della conducibilità termica dei PCM

La bassa conducibilità termica dei materiali a cambiamento di fase si traduce in un trasferimento di calore lento, che come già detto è uno dei principali svantaggi riscontrati nell'uso dei PCM per l'accumulo di energia termica. Questa sezione si concentra sui metodi sviluppati per miglioramento della conducibilità termica dei materiali a cambiamento di fase mediante l'introduzione nel PCM di nanoparticelle metalliche e a base di carbonio altamente conductive, schiume metalliche e grafite espansa.

Le nanoparticelle a base di carbonio tra cui fibra di carbonio, nanotubi di carbonio e il grafene mostrano prestazioni migliori rispetto alle nanoparticelle metalliche grazie alla minore densità e alla migliore dispersione. La conducibilità termica del materiale composito a cambiamento di fase (CPCM) dipende dalla forma, dalla dimensione e dalla concentrazione di nanoparticelle. In generale, la conducibilità termica del CPCM aumenta all'aumentare della concentrazione e delle nanoparticelle.

La schiuma metallica e la grafite espansa possiedono elevata conducibilità termica e buone proprietà termo-fisiche e prevengono anche la fuoriuscita di PCM durante la transizione di fase.

Uno studio numerico e sperimentale è stato condotto da Ebadi et al. [34] per valutare l'effetto della dispersione delle nanoparticelle di ossido di rame nel PCM RT-35 sulla velocità di fusione e sull'energia immagazzinata. Dai risultati ottenuti si evince che la dispersione delle nanoparticelle di ossido di rame nel materiale a cambiamento di fase ha aumentato la velocità di fusione grazie all'aumento della conducibilità termica del complesso PCM-nanoparticelle. Dalle simulazioni numeriche, si può constatare che la conducibilità termica migliora aumentando la frazione in peso / volume delle nanoparticelle. Tuttavia, la dispersione di elevate quantità di nanoparticelle porta ad un problema di sedimentazione. Inoltre, è stato ossevato che aggiungendo elevati quantità nanoparticelle al PCM si ha un incremento del calore specifico, ma al contempo si verifica una diminuizione del calore latente di fusione. Pertanto, la quantità di energia termica accumulata risulta inferiore rispetto al caso in cui viene utilizzato il solo PCM. Questo decremento non risulta invece significativo per basse quantità di nanoparticelle.



Figura 3.13: Frazione di PCM fuso (MP) in presenza e in assenza di nanoparticelle di ossido di rame [34]

Come già detto in precedenza, sia il tempo di fusione (carica) che la quantità di energia accumulata sono dei parametri importanti per una progettazione ottimale del sistema di accumulo, dunque è consigliato valutare la giusta quantità di nanoparticelle da utilizzare per ottenere un miglioramento della conducibilità termica senza diminuire eccessivamente la quantità di energia accumulata.

Un altro metodo abbastanza diffuso per migliorare la conducibilità termica del sistema di accumulo lato PCM, è l'uso di schiuma metallica porosa generalmente in rame o in alluminio. Grazie alla presenza di vuoti nella schiuma metallica, l'area di contatto tra il PCM e il metallo aumenta e di conseguenza anche la velocità di trasferimento del calore. Tuttavia, la matrice metallica ostacola i flussi convettivi del PCM fuso quindi la porosità della matrice influenza notevolmente il processo di carica dell'accumulo. Diversi autori hanno confrontato il tempo necessario per accumulare una determinata quantità di energia termica utilizzando matrice metalliche con diversa porosità. Dai risultati si nota che la riduzione della porosità causa lo smorzamento dell'effetto di convezione naturale. Quindi, è consigliabile l'uso di una matrice metallica con maggiore porosità e conducibilità termica più elevata. In linea con quanto detto, Atal et al. [35] hanno analizzato sperimentalmente e numericamente l'effetto della porosità della schiuma di alluminio sui tempi caratteristici di fusione e solidificazione di una paraffina utilizzata pr un sistema di accumulo. Gli esperimenti sono stati condotti su due differenti tipi di schiuma in alluminio, una avente porosità del 95% e l'altra del 77%. I risultati finali mostrano che con l'uso della matrice meno porosa è stata ottenuta una maggiore conduttività termica complessiva.

Infine, vengono riportate delle informazioni sull'utilizzo della grafite espansa per migliorare la conducibilità termica nei sistemi di accumulo con materiali a cambiamento di fase. La grafite espansa ha un'elevata conducibilità, stabilità chimica e bassa densità. In questo caso, i PCM compositi sono preparati con impregnazione del PCM fuso nella grafite espansa. Jiawei Yuan et al. [36] hanno analizzato le proprietà di un PCM composito costituito da una miscela di acido palmitico e acido stearico (PA-SA) e da graffite espansa (EG). I risultati delle analisi effettuate con microscopio ottico a scansione e la spettroscopia infrarossa indicano che la mischr risulta distribuita uniformemente nella struttura porosa della graffite espansa. Inoltre, è stato sottolineato che la miscela eutettica binaria e l'EG hanno solo interazioni fisiche senza alcuna reazione chimica. Per misurare le temperature di fusione di solidificazione è stata effettuata l'analisi calorimetrica differenziale a scansione, le temperature ottenute sono rispettivamente di 55,18 e 54,91 °C e il calore latente di fusione del PCM composito è di 175,6 J/g. Le conducibilità termiche del CPCM ottenuto sono molto più elevate di quelle della miscela eutettica pura ed è stato osservato che aumentano linearmente con la densità di impaccamento. Inoltre, il PCM composito ha una buona termostabilità e non ha mostrato segni di degradazione dopo 1500 cicli termici. Concludo sottolineando che in questa sezione

non è stato trattato uno dei metodi più diffusi per l'incremento della conducibilità dei sistemi di accumulo a calore latente che consiste nell'uso di superfici alettate. Vista la particolare configurazione dello scambiatore del caso studio questo metodo non è di interesse pratico per cui per eventuali approfondimenti si rimanda ai numerosi articoli presenti in letteratura.

Capitolo 4

Modellizzazione numerica

La modellazione dei sistemi di accumulo a calore latente risulta essere piuttosto complessa rispetto a quella dei sistemi di accumulo a calore sensibile. In generale, nel caso dei PCM durante la transizione di fase, il meccanismo di trasmissione del calore varia nel tempo: in una prima fase il solo fenomeno rilevante è quello conduttivo, successivamente a causa delle differenze di densità tra il PCM allo stato liquido e quello allo stato solido, si osserva l'instaurarsi di trasporto termico per convezione. Dunque, il problema principale risiede nel movimento dell'interfaccia solido-liquido, che è a sua volta influenzato dai moti convettivi. Inoltre, le proprietà del PCM variano nelle tre fasi, ovvero nella fase liquida, solida e liquida-solida (mushy zone). Si vuole infine sottolineare che esistono svariate configurazioni dei sistemi di accumulo al variare del tipo di applicazione per ognuna delle quali è necessario lo sviluppo di modello.

Il presente capitolo è dedicato alla descrizione del modello numerico utilizzato per riprodurre il comportamento del sistema in esame, illustrando inizialmente il problema matematico e i differenti metodi sviluppati per la sua risoluzione. Il design del sistema è stato realizzato avvalendosi del supporto di un modello di simulazione numerica agli elementi finiti, sviluppato tramite il software COMSOL Multiphysics[®]. La geometria 3D per il caso in questione, prima di essere importata sulla piattaforma di simulazione, è stata realizzata con il software CAD/CAM Autodesk[®] Fusion 360.

Lo scambiatore di calore utilizzato in questo studio è costituito da una serie di piastre in acciaio, all'interno del quale scorre il fluido termovettore (acqua), immerse in un serbatoio a contatto diretto con il materiale a cambiamento di fase. In ogni piastra sono presenti tre divisori che introducono un certo flusso incrociato nel fluido termovettore e aumentano così l'area di scambio termico.

4.1 Modelli matematici

Gli accumuli termici che prevedono l'impiego dei materiali a cambiamento di fase si basano sul processo di transizione di fase, durante il quale l'energia termica viene alternativamente accumulata o ceduta.

Lo studio analitico-numerico del meccanismo di trasferimento del calore nei sistemi di accumulo a calore latente è un argomento che dalla fine dell'800 suscita forte interesse nella comunità scientifica. La formalizzazione del problema è attribuita al fisico austriaco Josef Stefan che nel 1889 ha fornito un'equazione, che prende il suo nome, e che sostanzialmente raggruppa l'insieme dei processi cambiamento di fase solido-liquido con interfacce mobili all'interno del dominio di studio.

Le complessità del fenomeno fisico, e le caratteristiche di forte non linearità date dal movimento dell'interfaccia di cambiamento di fase hanno imposto grandi limitazioni nella determinazione di soluzioni analitiche delle equazioni matematiche che governano il problema. Il processo di transizione di fase in generale coinvolge una regione solida, una regione liquida e una regione d'interfaccia solido-liquido, che è anche conosciuta come la regione "molle o mushy". Durante la solidificazione, il calore latente viene rilasciato nella regione di interfaccia, e viene trasferito per conduzione nella fase solida, e dagli effetti combinati di conduzione e convezione nella fase liquida.



Figura 4.1: Illustrazione schematica del problema di Stefan (immagine riadattata da [37])

Il limite maggiore delle diverse soluzioni analitiche trovate per descrivere il problema di Stefan è rappresentato dall'ipotesi che durante il processo di cambiamento di fase il trasferimento di calore avvenga per sola conduzione.

Di seguito viene matematicamente affrontato il problema di Stefan riportando le equazioni di interesse per ogni fase. Le equazioni 4.1 e 4.2 descrivono il fenomeno conduttivo rispettivamente nella regione solida e nella regione liquida.

$$\frac{\delta T_s}{\delta t} = \frac{k_s}{\rho_s c_s} \frac{\delta^2 T_s}{\delta x^2} \quad per \quad t > 0 \quad e \quad 0 < x < X(t) \tag{4.1}$$

$$\frac{\delta T_l}{\delta t} = \frac{k_l}{\rho_l c_l} \frac{\delta^2 T_l}{\delta x^2} \quad per \quad t > 0 \quad e \quad X(t) < x \tag{4.2}$$

La temperatura all'interfaccia solido-liquida può essere espressa come segue:

$$T(X(t),t) = T_m \quad per \quad t > 0 \tag{4.3}$$

L'equazione 4.4, ricavata da Stefan, sorge in presenza di cambiamento di fase ed esprime la conservazione dell'energia attraverso l'interfaccia (per x=X(t)).

$$\lambda \rho \frac{(dX(t))}{dt} = k_s \frac{\delta T_s}{\delta x} - k_l \frac{\delta T_l}{\delta x} \quad per \quad t > 0 \quad e \quad x = X(t) \tag{4.4}$$

La condizione inziale e le condizioni al contorno sono le seguenti:

$$T(x,0) = T_s < T_m \quad per \quad x > 0, X(0) = 0$$
 (4.5)

$$T(0,t) = T_l > T_m \quad per \quad t > 0 \tag{4.6}$$

$$T(x,t) = T_s \quad per \quad t > 0, x \to \infty \tag{4.7}$$

Una soluzione analitica del problema esposto è stata ottenuta da Neumann. Tuttavia, la soluzione di Neumannn è valida solo nel sistema di coordinate rettangolare. Per problemi di cambiamento di fase nella coordinata cilindrica, fortunatamente Paterson ha mostrato che la soluzione esatta si ottiene se la soluzione del problema di Stefan è scelta come una funzione integrale esponenziale.

Tuttavia, le diverse soluzioni analitiche sono valide per problemi semi-infiniti con parametri costanti in ogni fase e temperatura iniziale costante ed imposta, e non sono applicabili a problemi con flusso di calore costante. Chiaramente quindi, per la maggior parte dei casi realistici, si è costretti a cercare soluzioni approssimative [37]. Nel tempo, le soluzioni analitiche del problema di Stefan sono state affiancate da numerosi modelli matematici basati su differenti approcci, ed in grado di studiare il problema del cambiamento di fase tenendo conto della complessità dei fenomeni fisici coinvolti, concentrandosi in particolare sul fenomeno di convezione innescato dai gradienti di densità nella fase liquida.

I vari modelli matematici proposti si basano su modifiche delle equazioni di bilancio che governano i fenomeni fluidodinamici e termici delle fasi coinvolte. Tra i diversi metodi adottati i più conosciuti sono i metodi detti entalpici, inizialmente sviluppati per risolvere problemi di cambiamento di fase considerando la sola conduzione e successivamente adattati alla risoluzione del problema includendo anche il fenomeno di convezione agendo in maniera opportuna sui termini sorgente dell'equazione dell'energia e della conservazione di quantità di moto.

4.1.1 Metodi entalpici

Nei metodi entalpici il bilancio energetico è stato stato riformulato introducendo come variabile principale di calcolo l'entalpia "h" al posto della temperatura:

$$\rho \frac{(\delta h)}{dt} = k \frac{\delta^2 T}{\delta x^2} \tag{4.8}$$

In seguito, l'aggiunta di un termine sorgente nel bilancio energetico ha permesso di tener conto dei fenomeni di convezione naturale accoppiando la formulazione entalpica alle tradizionali equazioni di conservazione della quantità di moto. Il termine sorgente ha lo scopo di ricondurre il comportamento del PCM liquido nella zona molle, caratterizzata dalla compresenza di fase liquida e fase solida, ad un moto descritto dalla legge di Darcy ipotizzando la matrice solida presente come mezzo poroso. Il cambiamento di fase viene in questo caso studiato mediante una formulazione entalpica a capacità termica apparente, una spiegazione più approfondita a riguardo sarà fornita in seguito nella sezione 4.1.3. Per tenere conto delle disomogeneità del mezzo poroso così descritto e della variabilità della sua permeabilità in funzione del tempo si introduce un termine α che assume il valore dato dalla frazione di liquido:

$$\begin{cases} \alpha = 0 \quad fase \quad solida \\ 0 < \alpha < 1 \quad mushy \quad zone \\ \alpha = 1 \quad fase \quad liquida \end{cases}$$
(4.9)

Secondo tale formulazione le equazioni che governano il problema sono le seguenti:

$$\rho c_p \frac{\delta T}{\delta t} + \rho c_p u \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T)$$
(4.10)

$$\frac{\rho u}{\delta t} + \rho (u \cdot \nabla) u - \nabla \cdot \left[\mu (\nabla u + (\nabla u)^T) + \nabla P = F_b + F_v \right]$$
(4.11)

$$F_b = g\rho_l(T - T_m) \tag{4.12}$$

$$F_v = -S(T) \cdot u \tag{4.13}$$

L'equazione 4.12 rappresenta la forza di galleggiamento ottenuta utilizzando l'approssimazione di Boussinesq. Nell'equazione della quantità di moto sono le forze di galleggiamento ad instaurare i moti convettivi all'interno del PCM quando questo si trova in fase liquida. Il termine sorgente S(T), formulato utilizzando l'equazione di Carman-Koseny, viene utilizzato per modellare il comportamento del flusso nella mushy zone. Nella zona liquida il termine sorgente S(T) assume valore nullo e le equazioni di conservazioni del momento sono riferite alla velocità effettiva del liquido. Nella mushy zone il valore di S(T) aumenta diventando dominante rispetto agli altri termini della 4.11 che governano il transitorio convettivo e diffusivo riducendo la formulazione 4.11 alla legge di Darcy. Infine, in corrispondenza della fase solida il termine sorgente domina su tutti gli altri termini portando a zero il valore della velocità.

In ultima analisi, è importante ricordare che un metodo basato su formulazione entalpica non permette di mantenere il tracciamento diretto dell'interfaccia, per cui le sue implementazioni sviluppate nel corso degli anni lo hanno visto per lo più associato a schemi risolutivi a griglia fissa individuando l'avanzamento dei punti di passaggio di fase basandosi sulla temperatura di cambiamento di fase (T_m) .

4.2 Modellizzazione CFD

La Fluidodinamica Computazionale (CFD) è l'analisi dei sistemi interessati da fenomeni fisici, quali il movimento di fluidi, lo scambio di calore, reazioni chimiche ecc., attraverso l'uso di simulazioni numeriche al computer.

Il ricorso alla simulazione numerica in fase di progetto consente di eliminare la realizzazione di numerosi prototipi necessari quando si deve eseguire l'analisi su un elevato numero di casi studio. Inoltre, permette l'individuazione di uno o più parametri ottimali all'interno della definizione di un particolare problema. Nella pratica, questo strumento permette di valutare, in maniera relativamente le risposte dei componenti in esame a condizioni operative vicine alla realtà fisica riducendo i tempi e i costi rispetto a quanto necessario per realizzare la sperimentazione fisica.

Un generico problema fluidodinamico è definito dalle equazioni di Navier-Stokes, le quali, fatta l'ipotesi del fluido come continuo deformabile, sono la formulazione matematica dei tre principi fisici sui quali si basa la meccanica dei fluidi:

- conservazione della massa;
- bilancio della quantità di moto;

• conservazione dell'energia.

Da queste ne deriva un sistema di equazioni di bilancio, in forma differenziale alle derivate parziali, le quali si presentano con una formulazione relativamente semplice ma che, a causa della loro non linearità, non ammettono quasi mai una soluzione analitica, ma esclusivamente numerica (una soluzione approssimata con un metodo numerico) e richiedono tecniche di discretizzazione e di approssimazione numerica utilizzando, all'occorrenza, ulteriori equazioni che simulano altri aspetti, come quello della turbolenza del flusso, che chiudono il sistema delle equazioni risolutive. I metodi di discretizzazione della fluidodinamica computazionale sono:

- Metodo ai volumi finiti: fa uso della forma integrale delle equazioni di conservazione. Il dominio è suddiviso in volumi di controllo adiacenti, e le equazioni di conservazione sono applicate su ciascun volume. Si usano interpolazioni, per esprimere i valori delle variabili o dei gradienti sulle superfici delle celle. Come risultato, si ottiene un'equazione algebrica per ogni volume di controllo, e quindi un sistema di equazioni.Il principale vantaggio di questo metodo è che può essere utilizzato facilmente per ogni tipo di griglia, strutturata e non strutturata.
- Metodo agli elementi finiti: come nel metodo ai volumi finiti il dominio è suddiviso in un insieme, solitamente non strutturato, di elementi (generalmente, sono triangoli e quadrilateri in 2D, e tetraedri ed esaedri in 3D). L'aspetto distintivo di questo metodo, è l'utilizzo di funzioni di forma (che descrivono l'andamento delle variabili all'interno dell'elemento), e l'uso delle funzioni peso, per le quali va moltiplicata la funzione prima dell'integrazione nel dominio.
- Metodo alle differenze finite: è stato il primo adottato nell'ambito della fluidodinamica. Il dominio viene discretizzato tramite una griglia, ad ogni nodo della griglia, le derivate parziali dell'equazione differenziale da risolvere vengono sostitute con opportune approssimazioni. Il risultato è un'equazione algebrica per ogni nodo, che contiene l'incognita nel nodo stesso e in alcuni nodi adiacenti. Questo metodo è limitato alle griglie cartesiane e/o ortogonali, e non adatto per casi generali con geometrie 3D e griglie non uniformi.

Ricapitolando, l'approccio tipico richiede la discretizzazione del dominio in celle elementari così da ottenere una griglia di calcolo (anche detta mesh), sulla quale applicare dei metodi di risoluzione iterativi al fine di risolvere le equazioni di interesse. Il metodo agli elementi finiti è una buona scelta per risolvere equazioni alle derivate parziali su domini complicati, quando il dominio cambia (come ad esempio durante il cambiamento di fase) o quando la precisione desiderata varia su tutto il dominio. L'approccio risolutivo si basa sull'eliminazione completa dell'equazione differenziale, nel caso di problemi di stato stazionario, o sull'esposizione delle equazioni alle derivate parziali con un sistema di approssimazione di equazioni differenziali ordinarie, che vengono quindi integrate numericamente utilizzando tecniche standard come il metodo di Eulero, Runge-Kutta , ecc.

Come anticipato, il software di simulazione utlizzato per il modello del caso studio è COMSOL Multiphysics[®], in cui il sistema di PDE è discretizzato usando il metodo degli elementi finiti (FEM) per le variabili spaziali. Per problemi legati allo spazio e al tempo, viene usato il metodo delle linee, dove lo spazio è discretizzato con gli elementi finiti, formando così un sistema di equazioni differenziali ordinarie, che vengono quindi risolte utilizzando metodi impliciti ed espliciti per il passo temporale.

4.2.1 Semplificazioni modello

Lo scambiatore è costituito da una serie di piastre in acciaio, all'interno del quale scorre il fluido termovettore, immerse in un serbatoio a contatto diretto con il PCM. In ogni piastra sono presenti tre divisori che introducono un certo flusso incrociato nel fluido termovettore e aumentano così l'area di scambio termico. Nella figura 4.2 sono rappresentati lo scambiatore utilizzato e una delle piastre presenti all'interno. Ogni piastra interagisce solo con la porzione di PCM che la circonda, inoltre la portata del fluido termovettore è equamente distribuita tra le piastre. Dunque, lo studio del comportamento termico del serbatoio di accumulo può essere visto come la ripetizione di moduli elementari, le piastre, permettendo di approssimare il dominio computazionale ad una sola piastra.



Figura 4.2: Rappresentazione dello scambiatore (a) e di una piastra (b).

Al fine di ridurre ulteriormente la complessità computazionale del problema, sfruttando opportune considerazioni legate alla simmetria geometrica ed alle condizioni operative del sistema, è possibile restringere l'analisi dall'intero componente metà piastra, riducendo in tal modo le dimensioni del modello e i costi di calcolo. È importante sottolineare che la sola simmetria geometrica non è sufficiente a decretare la simmetria del modello. Tale condizione risulta soddisfatta solo nel caso in cui anche il meccanismo di scambio termico presenti la medesima caratteristica, generalmente ciò non si verifica a causa dei moti convettivi che si instaurano durante il processo di transizione di fase indotti dalle differenze di densità tra il PCM allo stato solido e quello allo stato liquido. Tale condizione è visualizzabile nell'immagine che segue.



Figura 4.3: Profili di velocità (sinistra) e di temperatura(destra) nel caso in cui si instaurano i moti convettivi. [38]

La risoluzione dei metodi matematici che tengano conto del fenomeno di convezione naturale innescato dalla presenza di gradienti di densità ha un elevato costo computazionale, per questo motivo quando possibile il cambiamento di fase viene descritto tenendo conto solo del trasporto di calore conduttivo. Diversi studi, svolti per esaminare l'instaurarsi dei fenomeni convettivi durante la transizione di fase, mostrano che durante la fase di scarica (ovvero di solidificazione) il trasporto di calore avviene prevalentemente per conduzione. Al fine di valutare i campi di temperatura e l'energia termica accumulata, è necessario risolvere l'equazione di conservazione dell'energia per il materiale a cambiamento di fase. L'instaurarsi dei moti convettivi nella parte fluida, è considerata trascurabile durante la fase di scarica, dunque il fenomeno di scambio termico può essere con buona approssimazione risolto utilizzando un modello puramente conduttivo. Tale semplificazione rende il fenomeno fisico simmetrico permettendo di effettuare l'ulteriore semplificazione del dominio. Per evitare la generazione di mesh complicate o distorte il flusso di calore attraverso la lamina metallica del guscio esterno e divisori interni, è stato modellato con la condizione al contorno di "strato sottile".

Le proprietà del fluido termovettore (acqua) presentano una dipendenza dalla temperatura molto modesta. Pertanto, sono state direttamente assunte costanti. Questa ipotesi, ha permesso di trattare separatamente il problema di scambio termico e il comportamento dinamico del fluido, in quanto le equazioni di Navier-Stokes, che descrivono il comportamento dinamico del fluido, posso essere risolte indipendentemente dalla conoscenza del profilo termico all'interno della piastra. Dal punto di vista del fenomeno fluido dinamico inoltre per tenere conto della presenza di divisori interni, e applicare l'ipotesi di non scorrimento alla parete in prossimità di quest'ultimi è stata utilizzata la condizione al contorno di "parete interna". Le equazioni fluidodinamiche per il moto dell'acqua sono state risolte ipotizzando un regime laminare. Il numero di Revnolds calcolato in diverse sezioni della geometria è risultato molto basso, tuttavia non è stato possibile trovare in letteratura valori di riferimento per delle geometrie simili a quella in esame, dunque per accettarsi della correttezza dell'ipotesi sono state svolte una serie di simulazioni incrementando di volta in volta la portata d'acqua. I risultati ottenuti hanno confermato l'ipotesi iniziale, ma al contempo hanno messo in evidenza che a causa della particolare geometria della piastra il regime di transizione tra il flusso laminare e quello turbolento si verifica per valori del numero di Reynolds decisamente inferiori rispetto al caso dei condotti cilindrici. E' necessario dunque un'attenta analisi del fenomeno ogni qual volta si intende cambiare la portata del fluido termovettore.

Infine, poiché il transitorio associato all'evoluzione delle condizioni fluidodinamiche è di molto inferiore rispetto alla scala temporale del problema, è possibile trascurare anche la dipendenza temporale del fenomeno ed eseguire uno studio stazionario. In questo modo è ulteriormente ridotto il costo computazionale del problema.

Per quanto riguarda il materiale a cambiamento di fase le ipotesi formulate sono state le seguenti:

- PCM omogeneo ed isotropo;
- Temperatura iniziale del PCM uniforme;
- Transizione di fase all'interno di un range di temperatura fissato;
- Assenza di moti convettivi interni al PCM (durante la fase di scarica);

4.2.2 Modello su COMSOL Multiphysics[®]

Le interfacce fisiche che interessano il seguente studio sono il modulo di Fluid Flow utilizzato per risolvere le equazioni di Navier-Stokes che permettono di simulare il flusso d'acqua all'interno delle piastre e il modulo di Heat Transfer per risolvere le equazioni di scambio termico che coinvolgono la transizione di fase del PCM.

Il Model tree o Model Builder (albero descrittivo del modello) è una una struttura ad albero attraverso cui è possibile controllare la procedura di modellazione e le impostazioni dello studio con la sequenza prestabilita. Prima di analizzare ogni singola parte in maniera specifica risulta utile definire le principali peculiarità del modello dello scambiatore, spiegandone la struttura complessiva. L'albero descrittivo del modello può essere diviso in quattro grandi blocchi: le definizioni globali, il componente, lo studio e i risultati. Nel caso in esame è presente un solo componente dunque ciascun elemento introdotto farà riferimento esclusivamente allo scambiatore. Il componente è il sistema geometrico sul quale effettuare lo studio e racchiude al suo interno le definizioni, la geometria, i materiali, la mesh e le fisiche implementate.

Lo studio consente di calcolare le variabili di interesse e di analizzare i fenomeni fisici in gioco. In particolare, come anticipato nella sezione precedente per il problema in esame è stato effettuato uno studio stazionario per risolvere le equazioni di Navier-Stockes, e uno transitorio per ottenere l'andamento nel tempo delle variabili legate alla trasmissione del calore e dunque alla transizione di fase del PCM.

Infine, la sezione dei risultati permette di visualizzare i valori delle variabili oggetto dello studio, attraverso l'utilizzo di grafici e diagrammi.



Figura 4.4: Albero descrittivo del modello.

Definizione dei parametri

La sezione dedicata alle definizioni globali è stata utilizzata per l'inserimento dei parametri che caratterizzano il sistema quali le proprietà fisiche del PCM, la portata e la temperatura del flusso d'acqua in ingresso. In particolare, per quanto riguarda la temperatura in ingresso essendo variabile nel tempo, è stata costruita una funzione continua mediante interpolazione. Chiaramente è stata introdotta una semplificazione, rispetto all'andamento reale della temperatura in ingresso, in quanto i dati della temperatura sono stati raccolti ogni minuto.



Figura 4.5: Interpolazione della temperatura in ingresso con i dati della pompa di calore relativi al 20 Aprile.

Selezione dei materiali

L'apposita libreria presente nel software permette di scegliere tra un elevato numero di materiali, tuttavia non essendo presenti l'acciaio AISI 304 e il PCM sono stati definiti nel software come nuovi materiali inserendo manualmente le diverse proprietà.

Flusso laminare

Come specificato precedentemente, è stato osservato che mediamente il numero di Reynolds che caratterizza il flusso all'interno della piastra è inferiore alla soglia di transizione, sulla base di questa considerazione, lo studio è stato fatto nell'ipotesi di flusso laminare. E' stata dunque selezionata la fisica "Flusso laminare" per modellare il regime fluidodinamico dell'acqua nel sistema in esame. L'unico dominio coinvolto è dunque rappresentato dalla piastra, tenendo in considerazione anche della presenza dei tre divisori in metallo.

Sotto le ipotesi di flusso incomprimibile, omogeneo e Newtoniano, e non considerando modelli di turbolenza, le equazioni di Navier-Stokes, che descrivono il problema, assumono la forma:

$$\rho \frac{\delta \vec{u}}{\delta t} + \rho (\vec{u} \cdot \nabla) \vec{u} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{u}$$
(4.14)

$$\nabla \cdot \vec{u} = 0 \tag{4.15}$$

dove \vec{u} rappresenta il campo di velocità con le tre componenti $\vec{u} = [u, v, w]$ e p il campo di pressione. Le condizioni al contorno utilizzate per la risoluzione del campo di moto di fluidi incomprimibili sono:

• Parete e Parete interna: Condizioni di no-slip, il fluido a contatto con la parete è fermo.

$$u = 0; \tag{4.16}$$

Tale condizione risulta di default per il moto laminare. Nel caso di pareti interne è necessario selezionare i contorni di interesse per poter applicare tale condizione.

- **Ingresso** : la condizione di ingresso del fluido viene tipicamente definita descrivendo il campo di velocità, in questo caso è stata inserita la portata volumetrica in ingresso.
- Uscita: descrive la condizione di uscita del flusso. L'impostazione predefinita è la prescrizione del valore della pressione.
- Simmetria: descrive correttamente i bordi di simmetria in una simulazione di un flusso di fluido. Tale scelta prevede la condizione di non penetrazione del fluido e l'assenza di sforzi viscosi sul bordo.

$$\vec{u} \cdot \vec{n} = 0 \tag{4.17}$$

$$\vec{K} - (\vec{K} \cdot \vec{n})\vec{n} = 0$$
 (4.18)

$$\vec{K} = \left[\mu(\nabla \vec{u} + (\nabla \vec{u})^T)\right]\vec{n} \tag{4.19}$$

Trasferimento di calore nei fluidi (ht)

La fisica "Trasferimento di calore nei fluidi" permette di modellare i flussi di calore e definire le temperature caratteristiche del sistema in esame. Il solo fenomeno fisico in gioco sono la conduzione e la convezione come specificato precedentemente. I domini sui quali è stata implementata la fisica riguardano tutto lo scambiatore. La formulazione dell'equazione del calore è la seguente:

$$\rho c_p \frac{\delta T}{\delta t} + \rho c_p \vec{u} \cdot \nabla T = -(\nabla \cdot \vec{q}) + Q \qquad (4.20)$$

in cui q è il calore scambiato per conduzione e Q è la fonte di calore che descrive la generazione di calore all'interno del dominio (in questo caso assente). Il termine contente il calore scambiato per conduzione può essere riscritto utilizzando la legge di Fourier che mette in evidenza la relazione tra il vettore del flusso di calore e il gradiente di temperatura.

$$q = -k\nabla T \tag{4.21}$$

dove k è la conduttività termica del fluido (W/mK). Le condizioni al contorno utilizzate per la risoluzione del problema termico sono:

• **Temperatura**: impone un valore di temperatura del fluido su un determinato bordo. Questa condizione è stata utilizzata per definire la temperatura in ingresso dell'acqua, e può essere scritta come segue:

$$T = -T_0 \tag{4.22}$$

dove T0 è la temperatura che viene specificata sul bordo.

• Flusso in uscita: il gradiente di temperatura nella direzione normale è zero e non c'è radiazione. Di solito costituisce una buona approssimazione delle condizioni al contorno di uscita in un trasferimento di calore con flusso di fluido.

$$\vec{-n} \cdot \vec{q} = 0 \tag{4.23}$$

• Strato sottile : simula il trasferimento di calore in strutture a guscio sottile, permette di inserire nel modello lo spessore e la conduttività termica di un materiale resistivo presente su un bordo. Ogni strato della struttura è rappresentato da una segmento 1D. In questa dimensione extra, l'equazione risolta e le condizioni al controno sono:

$$\rho_{si}c_{p,si}\frac{\delta T_s}{\delta t} + \vec{\nabla_t} \cdot \vec{q_{si}} = \vec{Q_{si}}$$
(4.24)

$$\vec{q_{si}} = -\vec{k_{si}}(\vec{\nabla_t}T_s + \vec{\nabla_n}tT_s)$$
(4.25)

$$T_d = (T_s)_{L=0} (4.26)$$

$$T_u = (T_s)_{L=d}$$
 (4.27)

dove T_s è una variabile dipendente ausiliaria definita nello spazio prodotto, Q_{si} è la fonte di calore applicata allo strato i, e d_s è lo spessore del guscio. Il pedice "i" viene utilizzato per indicare i vari strati.

- Isolamento termico: come visto per il flusso in uscita, viene imposto che il gradiente di temperatura oltre il bordo sia nullo.
- **Simmetria**: condizione al contorno per i bordi di simmetria e indica che non c'è flusso di calore attraverso tali confini.

Per la definizione del materiale a cambiamento di fase è stato utilizzato il nodo Phase Change Material che per modellare il cambio di fase tenendo conto dell'entalpia del cambio di fase implementa la formulazione della capacità termica apparente. Nel metodo della capacità apparente, l'idea è di aumentare artificialmente la capacità di calore nella regione di fusione in modo tale che nel modello sia necessaria una maggiore quantità di energia per riscaldare il materiale. Questa maggiore energia sarà uguale al calore latente λ . Dal punto di vista matematico è possibile scrivere la seguente equazione:

$$\int_{T_s}^{T_l} c_{app} \, dT = \int_{T_s}^{T_l} c(T) \, dT + \lambda \tag{4.28}$$

Dove c_{app} è la capacità apparente. In linea di principio, la forma della funzione di capacità modificata può essere scelta liberamente. Una scelta comune è quella di impostarla costante tranne nel tratto del cambiamento di fase dove sarà presente un salto tra la temperatura del materiale allo stato solido e quella corrispondente allo stato liquido. È anche possibile applicare il metodo della capacità apparente al cambiamento di fase isotermico che avviene alla temperatura di fusione. Per quanto semplice possa essere il metodo della capacità apparente presenta un grave inconveniente. Quando gli incrementi di temperatura sono di grandi dimensioni durante il passo temporale, la temperatura della soluzione potrebbe catturare solo una parte o addirittura superare il picco di capacità apparente, di conseguenza, il cambiamento di fase non è considerato correttamente nel senso di un bilancio energetico [39].



Figura 4.6: Calore specifico del PCM con il contributo del calore latente di fusione

Studi effettuati

COMSOL Multiphysics[®] permette di effettuare numerosi tipi di studio: stazionario, transitorio e analisi in frequenza. Gli studi effettuati sullo scambiatore sono stati di tipo transitorio, caratterizzati pertanto da un'evoluzione nel tempo delle variabili in esame per la simulazione del trasferimento di calore, mentre per la simulazione del flusso d'acqua si è optato per uno studio stazionario, riducendo il tempo necessario per la simulazione. Ancora una volta si ricorda che tale scelta è stata possibile perchè il transitorio del flusso d'acqua associato al raggiungimento del flusso completamente sviluppato è trascurabile rispetto all'intera durata del problema di scambio termico. Inoltre, è possibile decidere di effettuare i vari studi anche soltanto per alcune delle fisiche implementate nell'albero del modello quindi i due studi sono stati eseguiti separatamente.

I problemi dipendenti dal tempo e stazionari possono essere non lineari e formare anche sistemi di equazioni non lineari dopo la discretizzazione. Nel caso di problemi non lineari COMSOL Multiphysics[®] fornisce la matrice Jacobiana completamente accoppiata, che indirizza il solutore non lineare verso la soluzione. In particolare per la risoluzione dei problemi non lineari viene usato il metodo di Newton smorzato, che risolve una sequenza di sistemi di equazioni lineari, usando la matrice Jacobiana per trovare la soluzione al sistema non lineare.

Per quanto riguarda i solutori proposti in generale si può optare per solver diretti e iterativi. I primi sono generalmente usati per problemi di piccole/medie dimensioni, mentre i solutori iterativi si applicano a sistemi più grandi. COMSOL Multiphysics[®] mette a disposizione quattro tipi di solutori diretti: MUMPS, PARDISO, SPOOLES e Matrice densa. Il più grande vantaggio di questi risolutori è che permettono di ottenere la stessa soluzione per tutti i problemi agli elementi finiti ben condizionati, e possono anche risolvere alcuni problemi piuttosto mal condizionati. Quindi, dal punto di vista della soluzione, la scelta tra uno di questi risolutori è del tutto irrilevante, poiché restituiranno la stessa soluzione. I risolutori diretti differiscono principalmente nella velocità di risoluzione, PARDISO tende ad essere il più veloce e SPOOLES il più lento. Per la soluzione dello studio transitorio sul modello dell'accumulo si è dunque scelto di utilizzare il risolutore PARDISO [40].

4.3 Verifica e Validazione del modello numerico

L'analisi CFD è un ottimo strumento se utilizzata con procedure e linee guida appropriate, tuttavia, qualsiasi risultato deve essere esaminato e sottoposto a verifica e validazione prima di accettare i risultati. Come abbiamo visto tutti i metodi utilizzati per risolvere le equazioni, necessarie per studiare il comportamento reale di un processo che coinvolge diversi fenomeni fisici, sono approssimativi e si basano sulle forme integrali delle equazioni della quantità di moto e dell'energia. Sebbene l'utilizzo delle simulazioni CFD nell'industria sia in rapida crescita, la credibilità dei risultati di tali calcoli è ancora un'area di preoccupazione. La maggior parte delle organizzazioni che utilizzano tali codici, nel tempo hanno sviluppato le proprie linee guida di "best practice" per ridurre al minimo le possibilità di errori critici. In generale, è possibile raggruppare gli errori come segue:

- Errori numerici / Errori di discretizzazione: rappresentano la differenza tra "soluzione esatta delle equazioni di conservazione" e "soluzione esatta dell'insieme algebrico di equazioni discretizzate". Le due strategie più efficaci per ridurre questo tipo di errori sono: aumentare la precisione dell'ordine delle approssimazioni discrete e / o ridurre la dimensione dell'elemento nelle regioni di rapida variazione della soluzione. Per evitare la presenza di questi errori viene condotto uno studio di indipendenza della mesh, che sarà affrontato nel dettaglio in seguito.
- Errori di modellazione: definiti come la differenza tra il valore reale del parametro di interesse e la soluzione esatta del modello matematico. Questo errore nasce a causa delle ipotesi fatte nel derivare l'equazione di conservazione, e in seguito alla semplificazione della geometria del dominio. Questi errori non sono noti a priori, e possono essere valutati solo confrontando soluzioni in cui gli errori di discretizzazione e convergenza sono trascurabili con dati sperimentali accurati.

• Errori di iterazione: è la differenza tra la soluzione "iterativa" e "soluzione esatta" di un'equazione algebrica discretizzata. Per ridurre al minimo questi errori è possibile sfruttare i parametri di controllo del solutore per ottenere una convergenza per diversi livelli di residuo.

Prima che il modello CFD possa essere considerato uno strumento affidabile per l'analisi del caso studio è necessario stabilire la credibilità dei risultati numerici. Dunque, è opportuno definire procedure per valutare l'errore e l'incertezza dovuti ad aspetti precedentemente citati. L'American Society of Mechanical Engineers (ASME) [41] ha messo a punto dei metodi per identificare la correttezza di un modello di fluidodinamica computazionale. ASME utilizza le seguenti definizioni:

- Validazione: la procedura per quantificare il grado di accuratezza della rappresentazione della realtà fisica da parte del modello;
- Verifica: processo di stima dell'incertezza numerica per una particolare soluzione di un problema di interesse per determinare che un modello computazionale rappresenti accuratamente gli aspetti di modellazione matematica.

Di seguito verrà in una prima parte affrontato il processo di verifica attraverso lo studio di indipependenza dalla mesh, ed in seguito il processo di validazione mediante dati sperimentali ottenuti con un prototipo del serbatoio di accumulo.

4.3.1 Studio di indipendenza dalla mesh

La costruzione di una mesh adeguata è indispensabile per ottenere risultati affidabili dal calcolo degli elementi finiti. COMSOL Multiphysics[®] permette di scegliere tra numerose tipologie di griglia. Per il modello dello scambiatore è stata utilizzata una mesh tetraedrica libera che consente la generazione di elementi di dimensioni diverse, adattati in base alla struttura geometrica del componente sul quale vengono implementate le fisiche. Per assicurarsi che i risultati ottenuti dalla simulazione non siano influenzati dall'infittimento della griglia e quindi dal numero di elementi in cui viene diviso il dominio, è opportuno operare un'analisi di sensibilità sull'andamento di una variabile. Lo studio di indipendenza dalla mesh permette di stabilire qual è il minimo numero di elementi che garantisce l'adeguata attendibilità dei risultati. La mesh ideale sarà pertanto quella a cui corrisponderanno, per il minor numero di celle, risultati sostanzialmente indipendenti dall'errore di discretizzazione. Il metodo formale per stabilire la convergenza della mesh richiede lo studio di un parametro critico in una posizione specifica al variare della densità della mesh. In generale, si raccomandano almeno 3 simulazioni per tracciare una curva che può quindi essere utilizzata per indicare come si ottiene la convergenza o quanto dista la mesh più raffinata dalla piena convergenza. Data la natura multifisica del problema, l'analisi di convergenza è stata condotta su due livelli successivi. Nel caso in esame

sono stati condotti gli studi di sensibilità sulla velocità e sulla caduta di pressione per quanto riguarda il problema fluidodinamico, mentre per il problema relativo alla transazione di fase sono stati presi in considerazione la temperatura in uscita dalla piastra e la frazione di PCM solidificata dopo un certo intervallo di tempo.

In figura 4.7 è rappresentato l'andamento della velocità media in uscita dalla piastra e della caduta di pressione che si ha tra ingresso e uscita nella piastra, per 4 mesh diverse. Si può notare come aumentando progressivamente il numero di elementi il valore della variabile cambia sensibilmente fino a un punto in cui si attesta su uno stazionario che è indipendente dalla griglia utilizzata.

Il valore della velocità non risulta molto influenzato dall'infittimento della mesh e rimane pressochè invariato pur incrementanto il numero di elementi. Contrariamente, si osserva una notevole variazione del ΔP nelle prime 3 mesh, per poi assestarsi ad un valore quasi costante nelle ultime 2. Come si può notare, nel caso di 392200 elementi, infatti, il valore finale della velocità e del ΔP è quasi uguale a quello ottenuto con 342036 elementi. Dunque quest'ultimo è stato utilizzato come riferimento per impostare la mesh di calcolo.



Figura 4.7: Velocità in uscita e ΔP al variare del numero di elementi della mesh relativa al dominio dell'acqua

In particolare, per ottenere maggior precisione di calcolo nelle zone di transizione geometrica è stata selezionata un'apposita opzione che permette il raffinamento della mesh ai vertici. L'infittimento della griglia, dovuta alla diminuzione delle dimensioni degli elementi, permette infatti al software di poter valutare meglio le discontinuità di proprietà che potrebbero esserci in tali punti. E' stata inoltre utilizzata un'opzione aggiuntiva per lo strato limite, caratterizzata da un'elevata distribuzione di elementi ,in direzione normale, lungo specifici bordi. Questo tipo di mesh è infatti particolarmente adatta per risolvere problemi fluidodinamici lungo le pareti con condizione di no-slip. Nella figura 4.8 è rappresentato l'andamento della temperatura media in uscita dalla piastra e la frazione di PCM solidificato per 3 mesh diverse. In questo caso trattandosi di un fenomeno variabile nel tempo sono riportati i valori ottenuti dopo 15 minuti di scarica dell'accumulo. E' stato scelto questo tempo in quanto è già in atto il cambiamento di fase. Al fine di cogliere il cambiamento di fase nel PCM, anche nel dominio di quest'ultimo materiale è stato inserito uno strato limite ed è stata selezionata un'apposita opzione che permette il raffinamento della mesh ai vertici. Inoltre, un ulteriore studio di sensibilità è stato svolto al variare del numero di strati limiti presenti, optato per 4 strati limiti nel dominio del PCM. Per quanto riguarda invece il numero degli strati limite, questi presentano, come prevedibile, una notevole influenza sulla caratterizzazione del problema termico. Il fenomeno di scambio termico con cambiamento di fase risulta essere descritto in maniera indipendente dalla griglia per un valore minimo del numero di celle pari a 507063.



Figura 4.8: Temperatura media in uscita e frazione solida di PCM al variare del numero di elementi della mesh relativa al dominio del PCM



Figura 4.9: Mesh finale del componente

4.3.2 Validazione del modello CFD

Set-up sperimentale

Per la raccolta dei dati sperimentali è stata utilizzata una piccola casetta all'interno del quale è stato istallato un radiatore per riscaldare l'ambiente. Per misurare la temperatura all'interno della casetta è stato utilizzato il termometro mostrato nella figura 4.10, che presenta un'accuratezza di ± 0.5 °C. Il serbatoio di accumulo termico è stato collegato alla pompa di calore e al radiatore e due termocoppie con un'accuratezza di ± 0.5 °C sono stati posti rispettivamente all'ingresso e all'uscita dell'accumulo.



Figura 4.10: Datalogger Hobo Bluetooth Temperatura versione con sensore di temperatura integrato (a), Termocoppia tipo T (b)

Il prototipo di accumulo termico realizzato per effettuare i test sperimentali è costituito da una serie di piastre in acciaio, all'interno del quale scorre l'acqua,immerse in un serbatoio a contatto diretto con il materiale a cambiamento di fase. In ogni piastra sono presenti tre divisori che aumentano l'area di scambio termico. Il PCM è il medesimo di quello utilizzato per la creazione del modello numerico ovvero il BioPCM Q42. L'apparato sperimentale è stato concepito in modo da permettere la carica e la scarica del sistema con portata di HTF costante e temperatura variabile. La carica e la scarica del serbatoio di accumulo è avvenuta tenendo conto delle temperature dell'ambiente esterno: nei momenti in cui la temperatura esterna era tale da permette la produzione da parte della pompa di calore di acqua calda con una temperatura maggiore rispetto a quella di fusione del PCM avviene la fase di carica (immaginando di utilizzare la pompa di calore nei momento di minor necessità), successivamente durante la fase di scarica, l'acqua in uscita dalla viene fatta circolare nelle piastre dell'accumulo e successivamente inviata all'utenza.

Analisi dei risultati

Per effettuare la validazione del modello numerico, è stato riportato e confrontato l'andamento della temperatura media in uscita del fluido termovettore che rappresenta un parametro cruciale per un serbatoio d'accumulo termico. Inoltre, è stato valutata la quantità di potenza termica ceduta nel tempo. Il confronto tra curve numeriche e i dati sperimentali ottenuti in due diversi giorni è mostrato nelle figure 4.11 e 4.12.

Il flusso in massa dell'acqua per le due simulazioni e durante l'esperimento è di costante e di circa 1 L/min. Le temperature in ingresso invece sono diverse in particolare si nota che la temperatura in ingresso al serbatoio dell'HTF registrata nel mese di aprile è maggiore rispetto a quella del mese di marzo, ovviamente a causa delle diverse condizioni climatiche.

Dal confronto emerge un soddisfacente accordo tra risultati ottenuti con le simulazioni e quelli sperimentali sia in termini di andamenti delle curve che di valori. Gli errori assoluti valutati durante il processo di scarica hanno un valori massimo e medio rispettivamente di 1.15° C e 0.69° C.

Dai risultati ottenuti, è possibile affermare che il modello costruito è in grado di prevedere il comportamento termico del prototipo, durante la fase di scarica dell'accumulo, in maniera attendibile.



Figura 4.11: Confronto tra i risultati ottenuti con la simulazione (linee continue) e i dati sperimentali (punti) raccolti il 25 Marzo. La curva blu rappresenta la temperatura in ingresso allo scambiatore, mentre quella arancione la temperatura in uscita



Figura 4.12: Confronto tra i risultati ottenuti con la simulazione (linee continue) e i dati sperimentali (punti) raccolti il 20 Aprile. La curva blu rappresenta la temperatura in ingresso allo scambiatore, mentre quella arancione la temperatura in uscita

L'efficienza dello scambiatore di calore è stata introdotta come rapporto tra la potenza effettiva scambiata (q) e la massima potenza termica scambiabile (q_{max}) , utilizzando la relazione seguente [42]:

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{T_{in} - T_{out}}{T_{in} - T_0} \tag{4.29}$$

dove T0 rappresenta la temperatura iniziale dell'accumulo. I risultati ottenuti per i dati raccolti il 25 marzo sono riportati nel grafico 4.14.

Infine, si vuole sottolineare che in entrambi i casi non è stata raggiunta la scarica completa del serbatoio, che idealmente è possibile visualizzare nel grafico quando la curva della temperatura in ingresso al serbatoio interseca la curva della temperatura in uscita. Dunque, lo scambiatore è ancora potenzialmente in grado di erogare potenza e, quindi, energia nel tempo. Uno scambio termico più veloce, a cui di conseguenza corrisponde una maggior quantità di energia ceduta nello stesso intervallo di tempo, sarebbe possibile incrementando la differenza di temperatura tra il fluido termovettore e la temperatura di transizione del PCM o eventualmente migliorando la conducibilità termica utilizzando uno dei metodi riportati nel capitolo 3. In alternativa, potrebbero essere ridotte le dimensioni dell'accumulo e quindi i costi costi necessari per la sua realizzazione.

A titolo di esempio viene riportata in figura 4.14 il profilo di temperatura e la frazione di PCM solido relativi ai dati raccolti nel mese di marzo al termine delle 2 ore.



Figura 4.13: Profilo di temperatura (a) e frazione di PCM solido (b) dopo 2 ore. Dati relativi al mese di **Marzo**



Figura 4.14: Confronto tra i risultati ottenuti con la simulazione (linee continue) e i dati sperimentali (punti) raccolti il 20 Aprile. La curva blu rappresenta la temperatura in ingresso allo scambiatore, mentre quella arancione la temperatura in uscita

4.4 Applicazioni del modello

Di seguito il modello CFD 3D sviluppato e validato viene utilizzato per prevedere e analizzare gli effetti della variazione della portata e della temperatura del fluido termovettore in ingresso al serbatoio durante la fase di scarica dell'accumulo.

4.4.1 Variazione della portata

Come accennato in precedenza le prestazioni termiche di un sistema di accumulo di energia termica a calore latente possono essere migliorate incorporando alette, matrici metalliche ecc. o in alternativa variando la portata del fluido termovettore, infatti, il coefficiente di scambio termico convettivo superficiale può essere migliorato aumentando la velocità dell'HTF. Di seguito viene riportato il confronto tra 2 diversi studi, il primo rappresenta il modello con la portata utilizzata durante le prove mentre nel secondo la portata è stata incrementata del 20%. Entrambe le simulazioni sono state effettuate mantenendo costanti tutti gli altri parametri e fanno riferimento al profilo di temperatura in ingresso registrato nel mese di Marzo. La temperatura iniziale del PCM è stata supposta costante a 47°C, supponendo che il PCM fosse completamente liquido. Si prevede che la maggiore portata di HTF possa aumentare il trasferimento di calore e quindi accelerare il processo di scarica.



Figura 4.15: Effetto della variazione di portata dell'HTF durante la fase di scarica

L'andamento temporale della temperatura in uscita dal serbatoio per i due casi in esame è riportato in figura 4.15. Si nota che durante la fase iniziale le curve sono quasi coincidenti e che la differenza massima di temperatura che si ha tra le due curve è del 5%. Ciò si può spiegare ricordando che la resistenza termica principale è sul lato del PCM, dunque la riduzione della resistenza termica sul lato del flusso HTF a causa dell'aumento della portata ha scarso effetto sul trasferimento di calore complessivo durante questo periodo.

4.4.2 Variazione della temperatura dell'HTF

La differenza tra la temperatura del cambio di fase del PCM e la temperatura d'ingresso dell'HTF è la forza motrice del trasferimento di calore tra PCM e HTF. Di conseguenza, la temperatura di ingresso del fluido termovettore avrà a effetto significativo sulla velocità di trasferimento del calore. Un aumento della differenza di temperatura si traduce in un incremento della velocità di trasferimento del calore e quindi in una riduzione del tempo di solidificazione totale. In questo caso vengono paragonati i profili di temperatura ottenuti utilizzando come temperatura in ingresso quella registrata nelle due giornate di marzo e aprile, mantenendo costanti tutti gli altri parametri. La temperatura iniziale del PCM è stata supposta costante a 47°C, supponendo che il PCM fosse completamente liquido. Valutando la differenza tra la temperatura di transizione di fase e quella dell'HTF in ingresso, nell'arco temporale di due ore, si ha un ΔT massimo di 21,5°C e uno medio di 14,9°C per la giornata di marzo, mentre nella giornata di aprile il ΔT massimo è di 21°C e uno medio di 8,9°. Dunque in media la differenza di temperatura di aprile e circa la metà di quella di marzo. Ci si attende che la velocità di transizione di fase, e dunque la velocità di rilascio dell'energia accumulata, sia maggiore per il ΔT medio maggiore.

Per valutare l'effetto di tale parametro le temperature ottenute dalle due simulazioni sono state utilizzate per calcolare l'energia termica rilasciata in due ore, nei due diversi casi, utilizzando le seguenti relazioni:

$$Q_i = \dot{m}_{H_2O}c_p(T_{out,i} - T_{in,i})\Delta t \tag{4.30}$$

$$Q_{tot} = \sum_{t_{in}}^{t_{fin}} Q_i \tag{4.31}$$

Dove Δt rappresenta l'intervallo temporale tra una misura e la successiva. Il grafico riportato il 4.16 rappresenta la quantità di energia termica rilasciata durante la fase di scarica in 2 ore. Come si può notare la quantità di energia rilasciata nella giornata di marzo dove il ΔT medio tra PCM e HTF è maggiore, è nettamente superiore rispetto a quella rilasciata nello stesso arco temporale ad aprile.

Dunque, come previsto ad una differenza di temperatura maggiore corrisponde una velocità di trasferimento di calore superiore, e di conseguenza un rilascio di energia termica più veloce. A ciò, corrisponde anche una minore durata del periodo di transizione di fase.


Figura 4.16: Effetto della variazione di temperatura dell'HTF durante la fase di scarica

Capitolo 5 Conclusioni

L'obiettivo della tesi è stato la realizzazione di un modello numerico in grado di simulare la fase di scarica di un serbatoio per accumulo termico tramite materiale a cambiamento da integrare ad un pompa di calore aria-acqua. Nel caso in esame l'accumulo nasce per evitare un comportamento alternato della pompa di calore, infatti poiché una pompa di calore funziona in base ai carichi variabili dell'utenza, funziona principalmente sulle condizioni di carico parziale e quindi con un coefficiente di prestazione inferiore rispetto a quello indicato dal costruttore. Per limitare il comportamento alternato e poco efficiente è possibile inserire un accumulo termico in cascata alla produzione di acqua calda. Attraverso questa configurazione la pompa di calore può lavorare in condizione nominale convogliando l'eccesso di energia termica nel serbatoio di accumulo, e integrandola successivamente quando necessario.

Il lavoro comprende l'intera fase di modellizzazione, dall'analisi del problema alla verifica e validazione del modello CFD costruito.

Sono state illustrate le nozioni teoriche base del funzionamento della pompa di calore aria-acqua, e le diverse configurazioni degli scambiatori per l'accumulo di calore latente disponibili mettendo in luce i diversi parametri che influenzano la progettazione ottimale di quest'ultimi. Particolare attenzione è stata rivolta ai materiali a cambiamento di fase analizzando le proprietà chimico-fisiche e i criteri economici da utilizzare per una scelta ottimale del PCM. Sono inoltre, state esaminate le possibili tecniche per il miglioramento della conducibilità termica del PCM, che come abbiamo visto rappresenta il punto critico dei sistemi di accumulo a calore latente. Escludendo la possibilità di aggiungere dei sistemi di alettatura, in quanto la particolare configurazione delle piastre impiegate garantisce già un'elevata superficie di scambio termico.

La sfida principale legata alla progettazione del sistema di accumulo in questione è stata l'assenza di modelli simili in letteratura. Per questo motivo, la modellizzazione del sistema di accumulo illustrata nel capitolo 4 è risultata piuttosto complessa.

Il design del sistema è stato realizzato avvalendosi del supporto di un modello di simulazione numerica agli elementi finiti, sviluppato tramite il software COMSOL Multiphysics[®]. La geometria 3D per il caso in questione, prima di essere importata sulla piattaforma di simulazione, è stata realizzata con il software CAD/CAM Autodesk[®] Fusion 360.

Nella sezione 4.1.2 sono riportate nel dettaglio le varie semplificazioni introdotte per ridurre la complessità computazionale del problema e dunque anche il tempo necessario per le simulazioni numeriche. Le semplificazioni introdotte hanno riguardato principalmente la rappresentazione del dominio computazionale e l'assenza nel meccanismo di scambio termico della convezione naturale.

Il modello CFD è stato successivamente sottoposto alle procedure di verifica e validazione mostrando che il modello computazionale rappresenta accuratamente gli aspetti di modellazione matematica ed è in grado di rispecchiare con accuratezza la realtà fisica.

La procedura di validazione è stata effettuata utilizzando dei dati sperimentali ottenuti costruendo un prototipo dello scambiatore di calore utilizzato per l'accumulo termico presso i laboratori della start up i-TES.

Utilizzando il modello numerico sviluppato con COMSOL Multiphysics, è stato possibile studiare l'effetto della portata del fluido termovettore e della differenza di temperatura tra quest'ultimo e la temperatura di fusione del PCM e sulle performance termiche del sistema.

Sulla base dei risultati ottenuti il design di questo particolare configurazione per l'accumulo risulta efficiente, permettendo di ridurre notevolmente lo spazio necessario e garantendo inoltre un'elevata superficie di scambio termico, che nei sistemi a tubi tradizionali viene ottenuta utilizzando delle alettature.

Si vuole infine mettere il rilievo l'utilità del lavoro svolto che dal punto di vista pratico permette di analizzare diversi parametri dell'accumulo senza dover di volta in volta far ricorso a prove sperimentali.

Bibliografia

- International Energy Agency. World Energy Outlook 2019. 2019, p. 810. URL: https://www.oecd-ilibrary.org/content/publication/caf32f3b-en (cit. a p. 1).
- [2] IEA. Renewables 2019 Analysis and Forecasts to 2024. 2019 (cit. alle pp. 1, 2).
- [3] Directive 2009/28/EC on the promotion of the use of energy from renewable sources (cit. a p. 2).
- [4] Ioan Sarbu e Calin Sebarchievici. «A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage». In: *Sustainability 2018* 10 (2019) (cit. alle pp. 2, 5, 7).
- [5] Andreas Hauer e Fabian Fischer. «Open Adsorption System for an Energy Efficient Dishwasher». In: *Chemie-Ingenieur-Technik* 83 (2011), pp. 61–66 (cit. a p. 2).
- [6] i-TES srl, Via Gioacchino Quarello, 15, 10135 Torino TO. URL: http://www. itessrl.it/ (cit. a p. 4).
- [7] Md Hasanuzzaman e Nasrudin Abd Rahim. Energy for Sustainable Development: Demand, Supply, Conversion and Management. first. Academic Press, 2019, p. 153 (cit. a p. 7).
- [8] Nicola Giovanni Grillo. Impianti termici alimentati da energia solare. first. Geva Edizioni, 2003, pp. 118–119 (cit. a p. 7).
- [9] Luisa F. Cabeza. Advances in Thermal Energy Storage Systems Methods and Applications. first. Woodhead Publishing, 2015, p. 204 (cit. a p. 9).
- [10] Long Zhang e Jiankai Dong. «Experimental study on the thermal stability of a paraffin mixture with up to 10,000 thermal cycles». In: *Thermal Science* and Engineering Progress 1 (2017), pp. 78–87 (cit. a p. 10).
- [11] Jo Darkwa Weiguang Su e Georgios Kokogiannakis. «Review of solid-liquid phase change materials and their encapsulation technologies». In: *Renewable* and Sustainable Energy Reviews 48 (2015), pp. 373–391 (cit. alle pp. 10, 13).

- [12] C.R. Chen Atul Sharma V.V.Tyagi e D.Buddhi. «Review on thermal energy storage with phase change materials and applications». In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13 (2009), pp. 318–345 (cit. alle pp. 11, 12).
- [13] Seulgi Yu Sughwan Kim Su-Gwang Jeong Okyoung Chung e Sumin Kim. «Improvement of the thermal properties of Bio-based PCM using exfoliated graphite nanoplatelets». In: *Solar Energy Materials and Solar Cells* 117 (2015), pp. 87–92 (cit. a p. 11).
- [14] Yanping Yuan, Nan Zhang, Wenquan Tao, Xiaoling Cao e Yaling He. «Fatty acids as phase change materials: A review». In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 29.C (2014), pp. 482–498 (cit. a p. 11).
- [15] E. Onder e Nihal Sarier. «Thermal regulation finishes for textiles». In: 2015, pp. 17–98 (cit. a p. 12).
- [16] Jose Maldonado, Margalida Fullana-Puig, Marc Martín, Aran Solé, Angel G. Fernández, Alvaro de Gracia e Luisa F. Cabeza. «Phase Change Material Selection for Thermal Energy Storage at High Temperature Range between 210 °C and 270 °C». In: *Energies* 11 (2018), p. 861 (cit. a p. 13).
- [17] Ioan Sarbu, Dorca e Alexandru. «Review on heat transfer analysis in thermal energy storage using latent heat storage systems and phase change materials». In: *International Journal of Energy Research* 43 (2019), pp. 29–64 (cit. a p. 13).
- [18] Ángel Pardiñas, Maria Justo Alonso, Rubén Diz, Karoline Kvalsvik e José Fernández-Seara. «State-of-the-Art for the use of Phase-Change Materials in Tanks Coupled with Heat Pumps». In: *Energy and Buildings* 140 (gen. 2017) (cit. a p. 17).
- [19] LE POMPE DI CALORE ALLA LUCE DEL PROGETTO DI NORMA pr UNI/TS 11300-4 E DEL D.Lgs. 28/11 (RECEPIMENTO DIRETTIVA RES). URL: https://www.ordineingegneriarezzo.it/download/POMPE_ DI_CALORE.pdf (cit. a p. 18).
- [20] A.R. Gaspar P. Santos N. Soares J.J. Costa. «Review of passive PCM latent heat thermal energy storage systems towards buildings' energy efficiency». In: *Energy Build.* 59 (2013) (cit. a p. 20).
- [21] Daniele Marocco. Studio di fattibilità di un accumulo termico con PCM in ambito teleriscaldamento. Tesi di laurea magistrale. 2018 (cit. a p. 21).
- [22] M. Lacroix. «Numerical simulation of a shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit». In: *Solar Energy* 50.4 (1993), pp. 357–367 (cit. a p. 22).

- [23] Y. Cao e A. Faghri. «Performance characteristics of a thermal energy storage module: a transient PCM/forced convection conjugate analysis». In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 34.1 (1991), pp. 93–101 (cit. a p. 24).
- [24] Mehmet Esen, Aydin Durmuş e Ayla Durmuş. «Geometric design of solaraided latent heat store depending on various parameters and phase change materials». In: *Solar Energy* 62.1 (1998), pp. 19–28 (cit. a p. 24).
- [25] Ahmet Sari e Kamil Kaygusuz. «Thermal performance of a eutectic mixture of lauric and stearic acids as PCM encapsulated in the annulus of two concentric pipes». In: *Solar Energy* 72.6 (2002), pp. 493–504 (cit. alle pp. 24, 25).
- [26] Zhen-Xiang Gong e Arun S. Mujumdar. «Finite-element analysis of cyclic heat transfer in a shell-and-tube latent heat energy storage exchanger». In: *Applied Thermal Engineering* 17.6 (1997), pp. 583–591 (cit. a p. 26).
- [27] Bilal Lamrani, Ahmed Khouya e Abdeslam Draoui. «Numerical Modelling of a Latent Heat Thermal Energy Storage System Applied to Solar Drying Techniques». In: *International Journal of Energy, Environment and Economics* 25 (ago. 2019), pp. 153–167 (cit. a p. 26).
- [28] Hocine Benmoussa Fouzi Benmoussa Ahmed Benzaoui. «Thermal behavior of latent thermal energy storage unit using two phase change materials: Effects of HTF inlet temperature». In: *Case Studies in Thermal Engineering* 10 (2017), pp. 475–483 (cit. alle pp. 27, 28).
- [29] Liang-Bi Wang Ya-Ling He Wei-Wei Wang Kun Zhang. «Numerical study of the heat charging and discharging characteristics of a shell-and-tube phase change heat storage unit». In: Applied Thermal Engineering 58.1 (2013), pp. 542 –553 (cit. a p. 28).
- [30] Camila Barreneche, Helena Navarro, Susana Serrano, Luisa F. Cabeza e Ana Fernández. «New Database on Phase Change Materials for Thermal Energy Storage in Buildings to Help PCM Selection». In: *Energy Procedia* 57 (dic. 2014), pp. 2408–2415 (cit. a p. 31).
- [31] Jason Hirschey, Kyle R. Gluesenkamp, Anne Mallow e Samuel Graham. «Review of Inorganic Salt Hydrates with Phase Change Temperature in Range of 5°C to 60°C and Material Cost Comparison with Common Waxes». In: (2018) (cit. a p. 32).
- [32] «Novel phase change materials for thermal energy storage: Evaluation of tropical tree fruit oils». In: *Biotechnology Reports* 24 (2019) (cit. a p. 32).

- [33] Feyza Bilgin-Filip Grubišić-Čabo Sandro Nižetić Müslüm Arıcı. «Investigation of pork fat as potential novel phase change material for passive cooling applications in photovoltaics». In: *Journal of Cleaner Production* 170 (2018), pp. 1006 –1016 (cit. alle pp. 32, 33).
- [34] Soroush Ebadi, Mohammadhossein Hajiyan, Syeda Tasnim, Amir A. Aliabadi e Shohel Mahmud. «Effect of Dispersing Copper Oxide Nanoparticles to RT-35 filled a Circular Thermal Energy Storage System». In: 2018 (cit. a p. 34).
- [35] Aditya Atal, Yuping Wang, Mayur Harsha e Subrata Sengupta. «Effect of porosity of conducting matrix on a phase change energy storage device». In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 93 (2016), pp. 9–16 (cit. a p. 35).
- [36] Jiawei Yuan-Yicai Liu Dongyi Zhou Yuhong Zhou. «Palmitic Acid-Stearic Acid/Expanded Graphite as Form-Stable Composite Phase-Change Material for Latent Heat Thermal Energy Storage». In: *Journal of Nanomaterials* 2020 (2020) (cit. a p. 35).
- [37] H. Hu e S. A. Argyropoulos. «Mathematical modelling of solidification and melting: a review». In: Modelling and Simulation in Materials Science and Engineering 4 (1996), pp. 371–396 (cit. alle pp. 38, 39).
- [38] Farid Samara, Dominic Groulx e Pascal Biwole. «Natural Convection Driven Melting of Phase Change Material: Comparison of Two Methods». In: gen. 2012, 8 p. (Cit. a p. 44).
- [39] Sebastian Proell, Christoph Meier e Wolfgang Wall. «Accuracy and performance of phase change and latent heat models in metal additive manufacturing process simulation». In: (giu. 2019) (cit. a p. 50).
- [40] Comsol blog:Solutions to Linear Systems of Equations: Direct and Iterative Solvers. URL: https://www.comsol.com/blogs/solutions-linear-syste ms-equations-direct-iterative-solvers/ (cit. a p. 52).
- [41] Standard for Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics and Heat Transfer. ASME, 2009 (cit. a p. 53).
- [42] Fei Chen, Jinfeng Mao, Shangyuan Chen, Chaofeng Li, Pumin Hou e Lu Liao. «Efficiency analysis of utilizing phase change materials as grout for a vertical U-tube heat exchanger coupled ground source heat pump system». In: Applied Thermal Engineering 130 (2018), pp. 698–709 (cit. a p. 58).

Ringraziamenti

Un sentito grazie va a tutte le persone che mi hanno permesso di arrivare fin qui e mi hanno sempre sostenuto.

Al mio relatore Papurello Davide, sempre presente e disponibile, grazie per avermi guidato nella fase finale del mio percorso accademico. Ringrazio, inoltre, tutto lo staff dell'azienda i-TES per avermi dato la possibilità di svolgere il mio lavoro di tesi nonostante il lockdown.

Ai miei amici e a tutte le persone che ho avuto il piacere di incontrare in questi anni di università grazie per avermi sostenuto quando ne avevo bisogno, grazie per i meravigliosi momenti di spensieratezza, per le risate e le serate indimenticabili. Senza di voi oggi non sarei ciò che sono.

Infine un grazie di cuore va alla mia famiglia, che ha sempre sostenuto ogni mia scelta, che mi ha insegnato il valore dei sacrifici e il significato dell'amore. Senza di voi, tutto questo non sarebbe stato possibile.