

# POLITECNICO DI TORINO

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE  
IN INGEGNERIA ENERGETICA E NUCLEARE



Tesi di Laurea Magistrale

**Studio di fattibilità di un sistema di accumulo  
termico latente (PCMs) per integrazione con  
micro-CHP - approccio CFD.**

Relatore: Prof. Davide Papurello

Candidato: Gabriele Triscari

2018/2019

# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione</b>	<b>1</b>
1.1	Motivazioni ed obiettivi . . . . .	1
1.2	La microcogenerazione . . . . .	5
1.3	I sistemi di accumulo termico . . . . .	7
1.3.1	Accumulo sensibile . . . . .	9
1.3.2	Accumulo latente . . . . .	10
1.3.3	Accumulo termochimico . . . . .	11
1.3.4	Criteri di confronto per i TES . . . . .	12
1.4	i-TES . . . . .	14
1.5	Contenuti . . . . .	14
<b>2</b>	<b>I PCMs e l'accumulo termico</b>	<b>16</b>
2.1	I materiali a cambiamento di fase . . . . .	16
2.1.1	Criteri per la selezione . . . . .	17
2.1.2	Classificazione . . . . .	19
2.2	Difficoltà progettuali . . . . .	22
2.2.1	Potenziamento della conducibilità termica . . . . .	23
2.2.2	Contenimento del materiale . . . . .	29
2.3	Principali soluzioni costruttive . . . . .	30
2.3.1	Scambio termico sulla superficie dell'accumulo . . . . .	31
2.3.2	Scambio termico mediante superfici interne . . . . .	31
2.3.3	Cessione del mezzo di accumulo . . . . .	36
<b>3</b>	<b>Caso studio</b>	<b>38</b>
3.1	L'utenza termica . . . . .	38
3.2	Il sistema di micro-CHP . . . . .	41
3.2.1	Generalità e parametri operativi . . . . .	41
3.2.2	Configurazione impiantistica e logica di funzionamento . . . . .	45
3.3	Dimensionamento dell'accumulo termico . . . . .	46
3.4	Caratteristiche tecniche dell'accumulo . . . . .	48
3.4.1	Materiali . . . . .	49
3.4.2	Superfici di scambio termico . . . . .	51
<b>4</b>	<b>Modellazione numerica</b>	<b>53</b>
4.1	Introduzione . . . . .	53
4.2	Fisica e modelli matematici . . . . .	55
4.2.1	Scambio termico con cambiamento di fase . . . . .	55

4.2.2	Conduzione termica . . . . .	60
4.2.3	Moto del fluido e convezione forzata . . . . .	60
4.3	Assunzioni e semplificazioni . . . . .	61
4.3.1	Semplificazioni geometriche . . . . .	61
4.3.2	Semplificazione del modello fisico . . . . .	64
4.4	Valori iniziali e condizioni al contorno . . . . .	67
4.5	Generazione della mesh . . . . .	70
4.5.1	Alettatura radiale . . . . .	70
4.5.2	Alettatura longitudinale . . . . .	75
4.6	Validazione del modello numerico . . . . .	79
4.6.1	Set-up sperimentale . . . . .	79
4.6.2	Analisi dei risultati . . . . .	82
<b>5</b>	<b>Design e ottimizzazione</b>	<b>85</b>
5.1	Variabili del problema . . . . .	86
5.2	Criteri logici per il design . . . . .	88
5.3	Analisi e discussione dei risultati . . . . .	90
5.3.1	Alettatura radiale . . . . .	90
5.3.2	Alettatura longitudinale . . . . .	100
5.4	Confronto tra le alternative . . . . .	107
<b>6</b>	<b>Conclusioni</b>	<b>109</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>112</b>

# Elenco delle figure

1.1	Domanda di energia primaria, GDP ed intensità energetica per le principali economie [2]. . . . .	2
1.2	Emissioni di GHG con e senza efficienza energetica (alto) e per gli scenari NP ed EW (basso) [2]. . . . .	3
1.3	Riduzione delle importazioni di combustibili fossili (paesi IEA e maggiori economie emergenti) [2]. . . . .	4
1.4	Schema di principio per un sistema micro-CHP [4]. . . . .	6
1.5	Confronto tra le efficienze dell'approccio tradizionale e della generazione distribuita tramite micro-CHP [4]. . . . .	7
1.6	Accumulo termico nella transizione di fase solido-liquido. . .	11
2.1	Raffigurazione del processo di scioglimento/solidificazione [9].	17
2.2	Classificazione dei materiali a cambiamento di fase [7]. . . .	19
2.3	Effetto del sottoraffreddamento sull'accumulo termico [10]. .	22
2.4	Processo di solidificazione del PCM in corrispondenza di una superficie fredda [9]. . . . .	24
2.5	Superficie alettata integrata nel PCM e percorsi del flusso termico. [9]. . . . .	25
2.6	Evoluzione del fronte di scioglimento per alette molto distanti (a) e poco distanti (b) [9]. . . . .	25
2.7	Schiuma metallica al nichel (a) e PCM/schiuma (b) per diverse porosità [12]. . . . .	26
2.8	Rapporto di miglioramento della conducibilità termica attraverso schiume metalliche [12]. . . . .	27
2.9	Impaccamento di fibre di carbonio per diverse lunghezze ed orientamenti [13]. . . . .	28
2.10	Paraffina solida all'interno di un contenitore di alluminio [9].	29
2.11	Opzioni per il design dei sistemi di accumulo termico: scambio termico sulla superficie dell'accumulo (sinistra), su superfici interne (centro) e mediante lo scambio del mezzo di accumulo (destra) [14]. . . . .	30
2.12	Esempio di sistema con scambio termico sulla superficie esterna: dispositivi per il controllo termico dei componenti elettronici. [9]. . . . .	31
2.13	Accumulo termico tipo scambiatore di calore: schema di principio (sinistra) e performance tipiche (destra) [14]. . . . .	33

2.14	Esempio di misurazione della temperatura in uscita per un accumulo del tipo scambiatore di calore [14]. . . . .	34
2.15	Esempio di macro incapsulamento con capsule sferiche [7]. . . . .	35
2.16	Accumulo termico di tipo modulare: schema di principio (sinistra) e performance tipiche (destra) [14]. . . . .	35
2.17	Accumulo termico con cessione del mezzo materiale: schema di principio (sinistra) e performance tipiche (destra) [14]. . . . .	36
3.1	Sottostazione termica in condizioni attuali. . . . .	39
3.2	Diagramma di carico medio giornaliero. . . . .	40
3.3	Schema di funzionamento del sistema di microcogenerazione. . . . .	41
3.4	Rendimenti elettrico e totale in funzione delle condizioni di carico [15]. . . . .	43
3.5	Potenza termica in funzione delle condizioni di carico. . . . .	44
3.6	Sottostazione termica dopo l'inserimento del cogeneratore. . . . .	45
3.7	Profilo complessivo di domanda e produzione termica. . . . .	47
3.8	Sottostazione termica dopo l'inserimento del cogeneratore e del sistema di accumulo. . . . .	48
3.9	Schema di principio del sistema di accumulo termico. . . . .	49
3.10	Esempi di scambiatore tubo e mantello con alettatura longitudinale (sinistra) e radiale (destra) [19]. . . . .	52
4.1	Ambiente di simulazione COMSOL Multiphysics. . . . .	54
4.2	Esempio di evoluzione del fronte di scioglimento: involucro rettangolare [12]. . . . .	56
4.3	Profili di temperatura, durante la fase di carica, per le tre diverse geometrie [21]. . . . .	57
4.4	Configurazione complessiva dell'accumulo termico (a) e modulo elementare (b) [25]. . . . .	62
4.5	Modulo elementare per il caso di alettatura radiale (sinistra) e longitudinale (destra). . . . .	63
4.6	Dominio computazionale semplificato per alettatura radiale (sinistra) e longitudinale (destra). . . . .	64
4.7	Domini computazionali per il modello 2D assialsimmetrico. . . . .	68
4.8	Struttura della mesh per la configurazione radiale (sinistra) e dettaglio dello strato prismatico (destra). . . . .	71
4.9	Analisi di convergenza della griglia per il solo problema fluidodinamico. . . . .	72
4.10	Analisi di convergenza della mesh di volume per il problema termo-fluidodinamico. . . . .	73
4.11	Analisi di convergenza dello strato prismatico per il problema termo-fluidodinamico. . . . .	74
4.12	Struttura della mesh per l'opzione di alettatura longitudinale. . . . .	75
4.13	Analisi di convergenza della griglia per il problema fluidodinamico. . . . .	76
4.14	Analisi di convergenza della griglia (direzione trasversale) per il problema termo-fluidodinamico. . . . .	77

4.15	Analisi di convergenza della griglia (direzione longitudinale) per il problema termo-fluidodinamico. . . . .	78
4.16	Dominio computazionale (sopra) e immagine (sotto) del prototipo sperimentale. . . . .	80
4.17	Rappresentazione schematica dell'apparato sperimentale. . .	81
4.18	Circuito idraulico per i test sperimentali. . . . .	82
4.19	Confronto tra i risultati sperimentali e quelli del modello numerico: potenza termica (sopra) e percentuale di scarica (sotto). . . . .	83
5.1	Rappresentazione dei parametri geometrici per il caso di alettatura radiale. . . . .	86
5.2	Influenza di $p$ ed $H$ sul numero di condotti per il caso di geometria radiale ( $n=230$ alette/metro). . . . .	87
5.3	Diagramma di flusso della procedura logica utilizzata per determinare la configurazione geometrica ottimale. . . . .	89
5.4	Distribuzione di temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ) dopo rispettivamente una, due e tre ore di scarica. . . . .	90
5.5	Evoluzione della potenza termica durante la fase di scarica ( $p=14$ cm, $H=25$ mm, $n=230$ alette/metro). . . . .	91
5.6	Evoluzione del fronte di solidificazione per la porzione iniziale (sotto) e finale (sopra) del condotto. . . . .	92
5.7	Evoluzione della frazione di liquido durante il processo di scarica ( $p=14$ cm, $H=25$ mm, $n=230$ alette/metro) . . . . .	93
5.8	Dipendenza della potenza termica media e della quantità di materiale dal passo trasversale ( $H=25$ mm, $n=230$ alette/metro). . . . .	94
5.9	Evoluzione della frazione di liquido in funzione del passo trasversale ( $H=25$ mm, $n=230$ alette/metro). . . . .	95
5.10	Confronto tra le evoluzioni della potenza termica durante la scarica ( $H=25$ mm, $n=230$ alette/metro). . . . .	96
5.11	Confronto tra le evoluzioni della potenza termica durante la scarica per le due diverse configurazioni ( $p=10$ cm). . . . .	97
5.12	Evoluzione del fronte di solidificazione per le due configurazioni (porzione finale del condotto). . . . .	98
5.13	Dipendenza della potenza media e della quantità di acciaio dal numero di alette ( $p=10$ cm, $H=25$ mm.) . . . . .	99
5.14	Contorni isotermi ( $^{\circ}\text{C}$ ) dopo due ore dall'inizio della scarica. . . . .	100
5.15	Evoluzione della potenza termica durante la fase di scarica ( $p=12$ cm, $H=35$ mm, $n=12$ alette/tubo). . . . .	101
5.16	Evoluzione del fronte di solidificazione durante la scarica ( $p=12$ cm, $H=35$ mm, $n=12$ alette/tubo). . . . .	102
5.17	Dipendenza della potenza termica media e della quantità di materiale dal passo trasversale ( $H=35$ mm, $n=12$ alette/tubo). . . . .	103
5.18	Confronto tra le evoluzioni della potenza termica durante la scarica per le due diverse configurazioni ( $p=9$ cm). . . . .	104

5.19	Fronte di solidificazione, per le due configurazioni, dopo 2h dall'inizio della scarica. . . . .	105
5.20	Dipendenza della potenza media e della quantità di acciaio dalla dimensione dell'aletta ( $p=9$ cm, $n=12$ alette/tubo). . .	106

# Elenco delle tabelle

1.1	Materiali utilizzati per applicazioni di accumulo termico sensibile [5]. . . . .	10
1.2	Principali reazioni per i sistemi di accumulo termochimici [7].	12
1.3	Parametri tipici per i sistemi di accumulo termico [7]. . . . .	13
2.1	Proprietà termiche dei PCMs organici più comuni [9]. . . . .	20
2.2	Proprietà termiche dei PCMs inorganici più comuni [9]. . . . .	21
3.1	Dati di targa del sistema di micro cogenerazione [15]. . . . .	42
3.2	Proprietà termofisiche del <i>CrodaTherm 60</i> (DSC). . . . .	50
3.3	Proprietà termofisiche dell'acciaio inox AISI 304. . . . .	51
3.4	Limiti costruttivi per le superfici alettate. . . . .	52
4.1	Parametri geometrici della mesh (geometria radiale). . . . .	74
4.2	Parametri geometrici della mesh (geometria longitudinale). . . . .	78
4.3	Caratteristiche geometriche del prototipo sperimentale. . . . .	80
5.1	Parametri geometrici delle due diverse configurazioni (geometria radiale). . . . .	96
5.2	Parametri costruttivi della configurazione ottimale. . . . .	99
5.3	Parametri geometrici delle due diverse configurazioni (geometria longitudinale). . . . .	104
5.4	Parametri costruttivi della configurazione ottimale. . . . .	107
5.5	Confronto tra le due soluzioni costruttive. . . . .	107
5.6	Configurazione finale del sistema di accumulo termico. . . . .	108

# Capitolo 1

## Introduzione

### 1.1 Motivazioni ed obiettivi

Il concetto di efficienza energetica, sviluppato a partire dalla prima grande crisi del 1973, ha subito negli ultimi quattro decenni una imponente diffusione a livello globale. Indiscutibilmente, questa rappresenta oggi una delle tematiche più discusse, data la sua multipla incidenza. Tutti gli imperativi centrali delle politiche energetiche - la riduzione della domanda di energia primaria, la de-carbonizzazione, l'inquinamento atmosferico e la sicurezza energetica - risultano infatti realisticamente affrontabili solo se accompagnati da una importante strategia di efficientamento. "Non esiste una politica di sviluppo energetico concreta ed accessibile - afferma Fatih Birol, direttore esecutivo dell'International Energy Agency - che non sia guidata da una idea di efficienza energetica" [1]. La prima definizione del concetto di efficienza è riconducibile a Lovin (1976): utilizzare meno energia per produrre un maggiore output economico. Dato un sistema, questa può dunque essere espressa come il rapporto tra prodotto utile ed energia utilizzata in ingresso. Il sistema può naturalmente essere un singolo dispositivo di conversione, un processo industriale o un intero sistema economico.

Analizzando i dati riportati dall'IEA nel *World Energy Outlook 2018* [2], è possibile apprezzare il ruolo determinante giocato dall'efficienza energetica nel contenimento della domanda di energia primaria. Nonostante a partire dall'anno 2000 tutte le principali economie mondiali abbiano registrato un progressivo aumento della propria produttività, misurata in termini di prodotto interno lordo (GDP), il conseguente consumo energetico non ha subito un incremento proporzionale. Al contrario, l'intensità energetica, definita come il consumo di energia primaria per unità di GDP, mostra un trend di progressiva diminuzione. La capacità di utilizzare meno risorse energetiche per unità di prodotto utile è, per l'appunto, legata all'aumento del livello medio di efficienza energetica. Sempre secondo le statistiche dell'International Energy Agency, tra il 2000 ed il 2017 il consumo energetico mondiale è cresciuto complessivamente del 30%. In assenza degli interventi di efficienza energetica, tale incremento sarebbe stato tuttavia del 65%, ovvero più del doppio [2]. In una condizione di continuo sviluppo economico,

affiancata da una progressiva scarsità delle risorse energetiche convenzionali, risulta pertanto evidente come le politiche legate all'efficienza energetica siano imprescindibili ai fini di una crescita sostenibile.

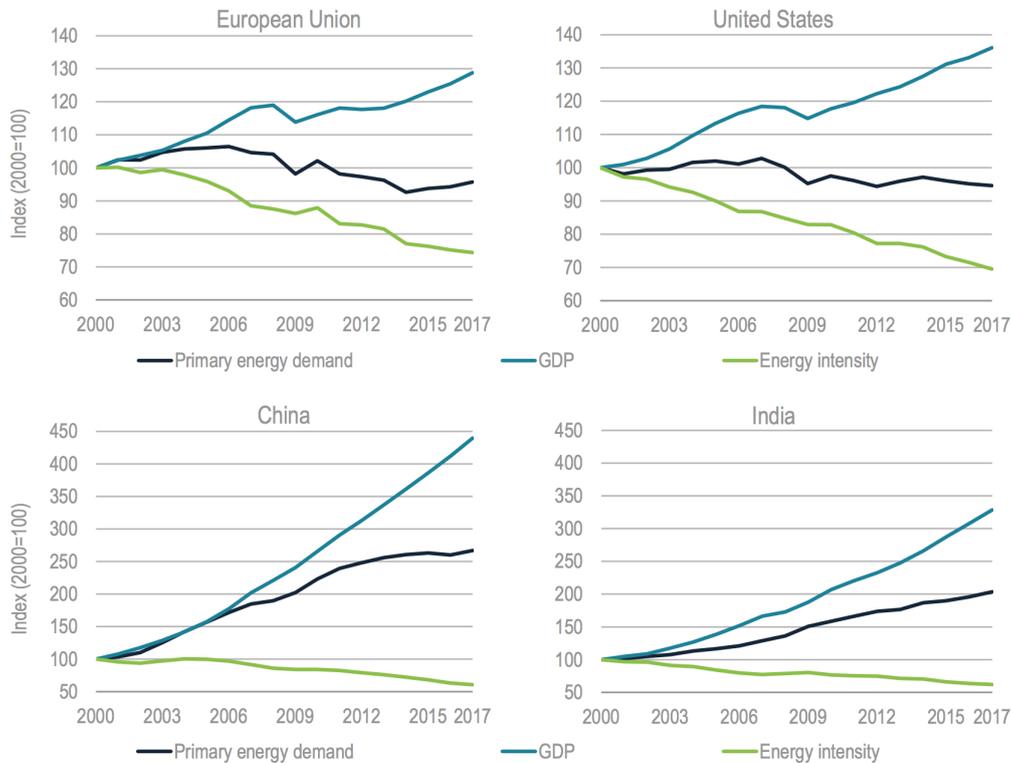


Figura 1.1: Domanda di energia primaria, GDP ed intensità energetica per le principali economie [2].

L'evoluzione della domanda di energia mondiale, oltre che mediante lo sviluppo di nuove tecnologie, potrà essere fortemente influenzata tramite miglioramenti di efficienza effettuati utilizzando soluzioni tecnologiche già disponibili e diffuse. Con lo scopo di evidenziare il potenziale delle misure di efficienza energetica, nel *World Energy Outlook 2018* vengono confrontate le proiezioni della domanda al 2040 per tre diversi possibili scenari. Il primo ed il secondo sono il "Current Policies Scenario" ed il "New Policies Scenario", i quali prendono in considerazione rispettivamente solo le politiche adottate alle condizioni attuali e le nuove politiche annunciate a seguito dell'accordo di Parigi. L'ultimo è invece il cosiddetto "Efficient World Scenario", che contempla l'utilizzo di tutte le misure di efficienza energetica accessibili ed allo stesso tempo economicamente sostenibili. Con il New Policies Scenario l'aumento dei consumi energetici nel 2040 è stimato al 26%, ed è di nove punti percentuali inferiore rispetto a quello che si avrebbe se le politiche di efficienza rimanessero invece uguali a quelle attuali. Nell'Efficient World Scenario l'aumento della domanda di energia è infine pari al solo 7% rispetto al livello del 2017, ovvero del 23% in meno se confrontato al CPS. Queste previsioni rafforzano ulteriormente la funzione strategica delle misure di efficienza energetica nello sviluppo globale del prossimo futuro.

Oltre a limitare il consumo delle risorse energetiche, il miglioramento dell'efficienza energetica porta con sé una serie di benefici indiretti, ma altrettanto importanti. Tra questi spiccano la riduzione delle emissioni di gas climalteranti, il miglioramento della qualità dell'aria ed il potenziamento della sicurezza energetica attraverso la riduzione delle importazioni e l'espansione dell'accesso ai servizi energetici. Come sottolineato dal recente *Intergovernmental Panel on Climate Change* (IPCC) report [3], un massiccio aumento dell'efficienza sarà essenziale nella sfida al riscaldamento globale. L'efficienza energetica rappresenta, infatti, una delle alternative principali nella riduzione delle emissioni di GHG legate alla domanda di energia. La produzione di gas climalteranti riconducibile alla generazione energetica è aumentata, nel 2017, dell' 1.4%, primo aumento a partire dal 2014. Allo stesso tempo, le misure di efficienza hanno contribuito a limitare la crescita delle emissioni: senza i miglioramenti di efficienza energetica intrapresi a partire dagli anni 2000, le emissioni nel 2017 sarebbero state del 12% superiori a quelle effettivamente registrate [2].

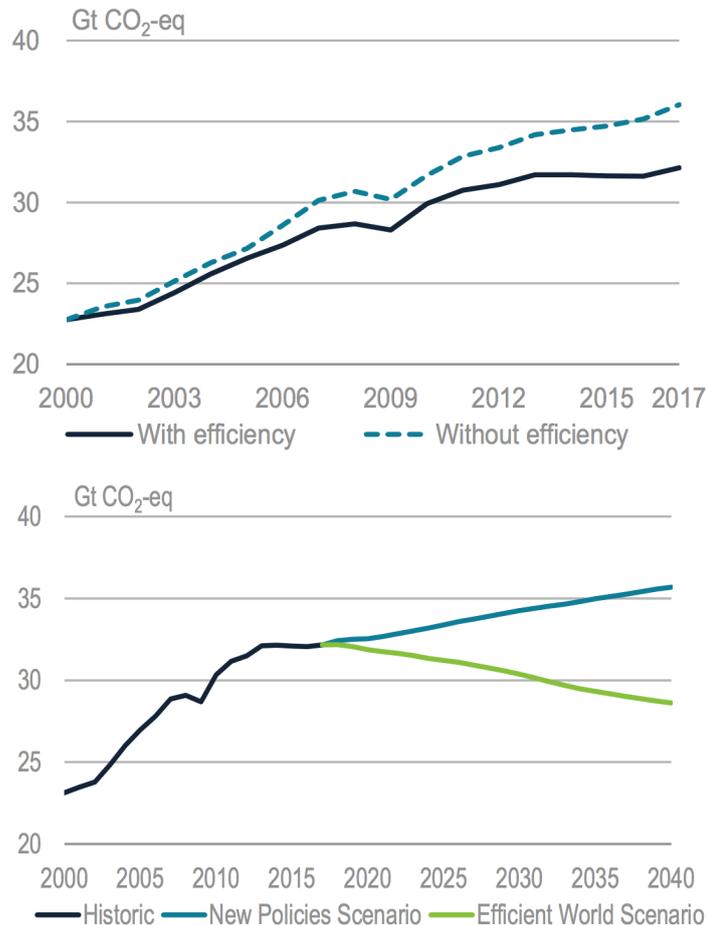


Figura 1.2: Emissioni di GHG con e senza efficienza energetica (alto) e per gli scenari NP ed EW (basso) [2].

Implementare le misure previste dall'IEA nell'Efficient World Scenario assicurerebbe, a partire dall'anno 2020, una progressiva diminuzione delle emis-

sioni di gas climalteranti legate al consumo energetico. Entro il 2040, la riduzione prevista rispetto al livello del 2017 sarebbe pari al 12%. Dunque, queste azioni, tutte economicamente sostenibili, fornirebbero da sole oltre il 40% dell'abbattimento delle emissioni necessario per soddisfare l'accordo di Parigi (COP21). L'efficienza energetica, combinata insieme allo sviluppo delle energie rinnovabili ed altre misure, si dimostra pertanto indispensabile anche nel raggiungimento degli obiettivi sul cambiamento climatico.

Come introdotto in precedenza, a seguito della riduzione dei consumi energetici, il miglioramento dell'efficienza aiuta i paesi importatori netti a ridurre l'import di carbone, petrolio e gas naturale, aspetto che impatta positivamente sulla sicurezza energetica. I guadagni di efficienza a partire dagli anni 2000 hanno permesso, ai paesi membri dell'International Energy Agency, di abbattere di circa il 20% le importazioni di combustibili nel 2017. Le minori importazioni generano naturalmente anche dei benefici macroeconomici, tra cui un miglior bilanciamento dei pagamenti ed una maggiore competitività.

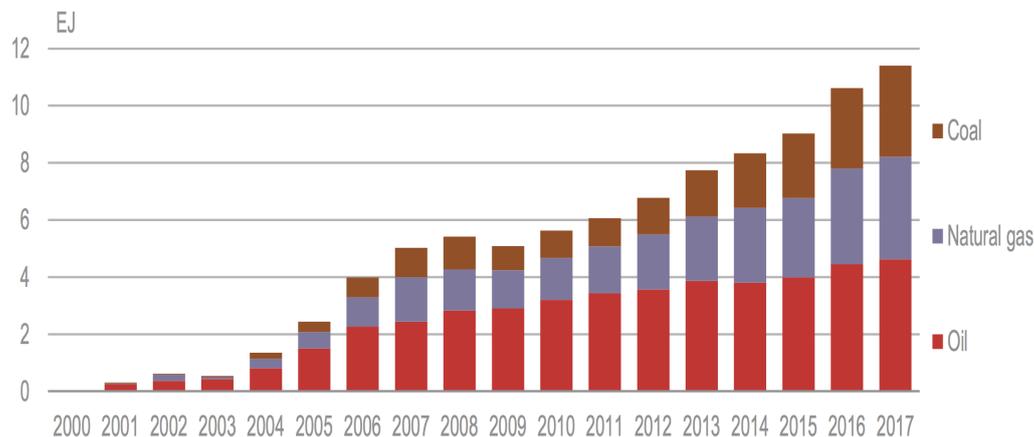


Figura 1.3: Riduzione delle importazioni di combustibili fossili (paesi IEA e maggiori economie emergenti) [2].

Se si considera, come fatto precedentemente, lo scenario che prende in considerazione l'intero potenziale delle misure di efficienza, la riduzione delle importazioni entro il 2040 sarebbe rilevante per tutte le principali economie importatrici nette. Per quanto riguarda la sola Unione Europea, la riduzione dell'import rispetto al New Policies Scenario ammonterebbe a circa 200 mld di dollari, includendo il risparmio di 49 miliardi di metri cubi di gas.

Fino a questo momento sono state prese in considerazione le importanti ripercussioni che le politiche di efficienza energetica hanno avuto, e avranno sicuramente in futuro, sulle principali tematiche globali. Nonostante questo, il miglioramento dell'efficienza ha effetti tangibili anche sulla vita quotidiana di ognuno di noi. Infatti, il livello di efficienza energetica si ripercuote direttamente sulle spese economiche associate al consumo energetico. Nel 2017, l'aumento cumulativo dell'efficienza ottenuto a partire dagli anni 2000 ha permesso, ad esempio, ad ogni proprietario di casa inglese di risparmiare in media 300 dollari per le spese associate ai consumi, pari a circa il 20%

della spesa annuale [2]. Il risparmio medio sale addirittura a 370 dollari se si considera invece la Germania. Nel caso in cui venissero globalmente realizzate tutte le opportunità di efficienza energetica disponibili al giorno d'oggi ed economicamente sostenibili (EWS), nel 2040 i possessori di immobili potrebbero risparmiare complessivamente, secondo le stime dell'IEA, una cifra pari a 201 miliardi di dollari per i consumi di elettricità e gas.

Quanto introdotto in precedenza, supportato dai dati forniti dall'International Energy Agency, conferma i molteplici vantaggi, economici e non, associati a politiche ed interventi rivolti ad un miglioramento dell'efficienza. È proprio all'interno di questo vasto e vivace contesto, che si colloca il presente lavoro di tesi. L'obiettivo dell'elaborato sarà quello di studiare la possibile applicazione di un innovativo sistema di accumulo termico, basato sull'utilizzo di materiali a cambiamento di fase, all'interno di un impianto di microgenerazione a gas naturale. Entrambe queste tecnologie, vale a dire la cogenerazione ed i sistemi di accumulo, rappresentano infatti due delle possibili concretizzazioni del vasto concetto di efficienza energetica.

## 1.2 La microgenerazione

La produzione combinata di elettricità e calore, o cogenerazione, è un'idea ben consolidata che risale addirittura alla fine del XIX secolo [4]. Il principio di base è relativamente semplice ed intuitivo: recuperare ed utilizzare il calore di scarto implicato nella conversione termoelettrica. In questo modo, un prodotto di scarto, nella maggior parte delle applicazioni calore a bassa temperatura, viene riconvertito in effetto utile, con evidenti implicazioni in termini di risparmio energetico ed efficienza. Storicamente, la struttura tipica del sistema elettrico e le problematiche di accettabilità ambientali, hanno fatto sì che i centri di produzione elettrica, anche quelli cogenerativi, fossero limitati a poche e grandi unità. Tuttavia, le tecnologie odierne hanno permesso lo sviluppo di sistemi di produzione più piccoli e meno costosi, introducendo il concetto di *produttori indipendenti*. L'evoluzione del sistema elettrico e delle cosiddette tecnologie di generazione "on-site" hanno aperto la possibilità, per le comunità o i complessi edilizi, di generare e vendere potenza. La microgenerazione (micro-CHP) non è altro che la versione decentralizzata dell'originario concetto di produzione combinata di elettricità e calore. Il principio di funzionamento è esattamente lo stesso, la sola differenza è la scala rispetto alla quale il fenomeno si manifesta. Convenzionalmente, viene utilizzato l'attributo "micro" qualora ci si riferisca ad unità caratterizzate da potenze inferiori ai 50 kW elettrici. Lo schema di base per un generico sistema di microgenerazione è riportato in figura 1.4. Un motore primo, come ad esempio un motore alternativo, alimenta un generatore per la produzione di potenza. Il calore in uscita, prodotto dalla conversione termomeccanica, può essere recuperato ed utilizzato direttamente in scambiatori di calore per la produzione di acqua/aria calda, oppure per alimentare componenti attivati termicamente.

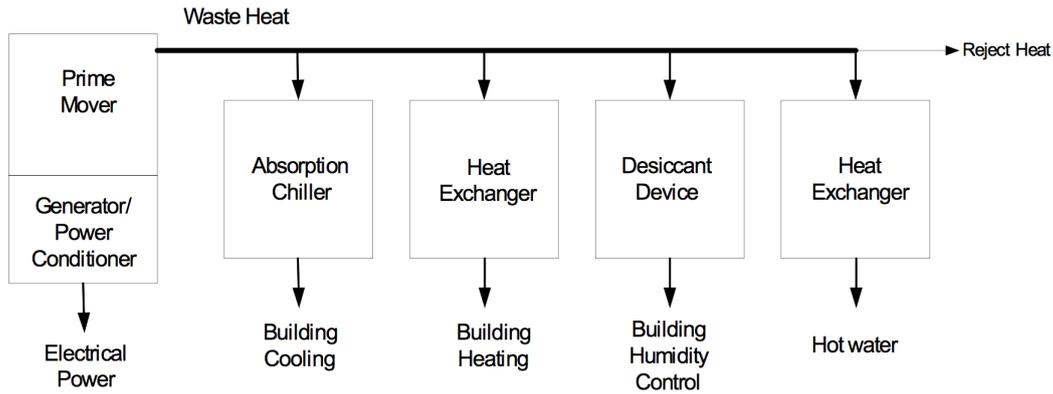


Figura 1.4: Schema di principio per un sistema micro-CHP [4].

Oltre ai riconosciuti benefici della cogenerazione, i sistemi di micro-CHP integrano i vantaggi legati alla generazione distribuita. Il sistema tradizionale di generazione e distribuzione della potenza elettrica si basa, come introdotto, sui grandi e centralizzati impianti di produzione. Una volta che l'elettricità è stata prodotta, la potenza deve essere consegnata al consumatore finale. Nella sottostazione elettrica di centrale, per essere distribuita, l'elettricità viene innanzitutto portata ad elevati livelli di tensione. In seguito, la potenza elettrica subirà progressive riduzioni di tensione, fino al raggiungimento degli utilizzatori. Il numero di trasformazioni necessarie dipende, naturalmente, dalle distanze a cui la potenza deve essere trasportata. Risulta pertanto evidente come l'approccio tradizionale del sistema elettrico sia affetto da un certo numero di inefficienze. È proprio nell'eliminazione delle perdite legate alla trasmissione e distribuzione dell'energia elettrica, che trova fondamento l'idea della generazione "on-site". La potenza elettrica prodotta direttamente presso l'utilizzatore non deve essere chiaramente trasportata su lunghe distanze, aspetto che permette di aumentare il rendimento dell'intero processo. Questa importante caratteristica, nel caso di sistemi micro-CHP, contribuisce dunque ad incrementare ulteriormente le performance, per altro già buone, legate alla sola produzione combinata di energia elettrica e termica.

Molteplici tecnologie, come ad esempio i motori a combustione interna, le fuel cells o le microturbine, sono disponibili o in fase di sviluppo per le applicazioni di microcogenerazione. Tra queste, quella che ad oggi ha avuto il maggiore successo sono indiscutibilmente, data anche la maturità della tecnologia in questione, i motori a combustione interna [4]. Questi sistemi hanno dimostrato nel tempo affidabilità, bassi costi di investimento, buona attitudine nell'adattarsi ai carichi dell'utenza ed una significativa capacità di recupero termico. Inoltre, lo sviluppo dei sistemi di combustione e della catalisi dei fumi hanno permesso di ridurre sensibilmente le emissioni, che restano tuttavia non trascurabili. I valori di rendimento elettrico sono tipicamente compresi tra il 25% ed il 45%, cosa che li posiziona anche tra le tecnologie più efficienti. Il recupero dai circuiti di raffreddamento e dai gas di scarico permette la produzione del contributo termico. Un'altro vantaggio

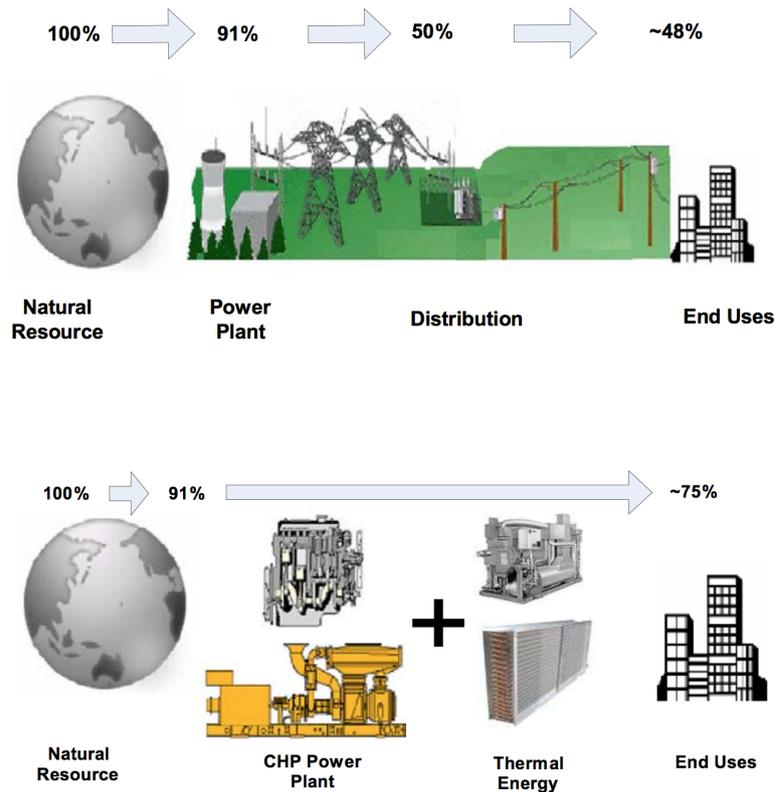


Figura 1.5: Confronto tra le efficienze dell’approccio tradizionale e della generazione distribuita tramite micro-CHP [4].

dei sistemi di microgenerazione basati sull’utilizzo di motori alternativi è infine la flessibilità nei confronti del combustibile, che può spaziare dai biocombustibili al gas naturale. Nell’applicazione del presente lavoro, il sistema di micro-CHP è costituito per l’appunto da un motore a combustione interna alimentato a gas. Le peculiarità ed i dati del sistema in questione saranno approfonditi nel paragrafo 3.2.

### 1.3 I sistemi di accumulo termico

Riconosciuti come tecnologia energetica avanzata, i sistemi di accumulo termico ("Thermal Energy Storage" - TES) hanno attratto, e continuano ad attrarre, un crescente interesse. La funzionalità di componenti come questi è quella di immagazzinare energia termica, sotto forma di caldo o freddo, quando ve ne è disponibilità, per poi restituirla nei momenti in cui ne è presente invece una richiesta. L’ambito applicativo tipico dei TES è pertanto definito da tutti quei contesti nei quali esiste un costante sfasamento tra la produzione ed il consumo di energia. Un tipico esempio è quello delle energie rinnovabili, nello specifico quella solare. La fonte di energia è disponibile solamente durante le ore diurne, ma la domanda di energia termica è invece distribuita durante tutto l’arco giornaliero, da cui la necessità di avere uno strumento che permetta di immagazzinare il quantitativo termico

prodotto durante il giorno in modo da renderlo disponibile anche in momenti in cui una produzione diretta sarebbe impossibile. Problematiche simili si manifestano anche nelle applicazioni per il recupero termico da processi industriali, nelle quali la disponibilità del calore di scarto ed i periodi di utilizzazione possono non essere sempre coincidenti. Inoltre, anche i consumi elettrici variano significativamente tra giorno e notte, specialmente in climi estremamente freddi o caldi, a causa del cambiamento nella richiesta energetica per il riscaldamento o raffrescamento degli ambienti. Questa variazione dei carichi si traduce in una distinzione tra periodi di picco della richiesta e periodi non di picco, durante i quali il costo dell'unità elettrica è notoriamente inferiore. L'applicazione di sistemi di accumulo termico potrebbe essere in questo caso utilizzata per realizzare una cosiddetta azione di "peak-shaving", ovvero per diminuire il valore dei carichi di picco spostando temporalmente parte della domanda. Come è possibile intuire dagli esempi riportati, il campo di applicazione delle tecnologie di accumulo termico è parecchio vasto, comprendendo sia sistemi che finalità tra loro molto differenti.

Nonostante la dimostrata molteplicità delle applicazioni, i benefici ottenibili attraverso l'impiego dei TES possono essere ricondotti a due grandi categorie [5]:

- *Aumento della capacità di generazione.* La domanda di energia per riscaldamento e/o raffrescamento è raramente costante nel tempo, e gli eccessi di generazione disponibili durante i periodi di bassa richiesta possono essere utilizzati per caricare l'accumulo termico in modo da aumentare la generazione effettiva delle unità di produzione. Analogamente, l'utilizzo di un TES potrebbe permettere l'installazione di una unità di produzione più piccola (o di aumentarne la capacità senza dover acquistare unità aggiuntive), risultando sempre in un aumento del fattore di carico.
- *Spostamento dell'acquisto di energia verso periodi di basso costo.* Questa misura consiste nel gestire la richiesta in modo che i consumatori, qualora questi siano soggetti ad una variazione del prezzo durante l'arco giornaliero, possano spostare l'acquisto da periodi di alto a periodi di basso costo.

Il caso applicativo analizzato nel presente lavoro, vale a dire l'accoppiamento tra un accumulo termico ed un sistema di micro-CHP, appartiene naturalmente alla prima delle due categorie presentate. L'utilizzo di TES rappresenta una delle possibili strategie di ottimizzazione degli impianti di cogenerazione, anche quelli di piccola taglia. Ad esempio, l'inserimento di un sistema di accumulo favorisce il disaccoppiamento tra la produzione elettrica e quella termica. La generazione di calore può essere aumentata durante i periodi di bassa richiesta, permettendo di accumulare una riserva disponibile per soddisfare la domanda quando la sola produzione diretta non è sufficiente. Questo meccanismo di funzionamento consente di aumentare il fattore

di carico del sistema CHP e, allo stesso tempo, di diminuire la necessità di integrazione durante i periodi di massima richiesta. Anche la produzione elettrica risulta naturalmente superiore rispetto alla condizione in assenza dell'accumulo termico. In sostanza, la presenza dell'accumulo fornisce al sistema maggiore flessibilità, permettendo un miglior accoppiamento con le utenze termiche ed elettriche.

Il principio di funzionamento di un TES è il medesimo per tutte le diverse applicazioni: l'energia viene fornita all'accumulo (fase di carica), immagazzinata e successivamente rimossa per essere utilizzata (fase di scarica). La tipologia di sistema di accumulo da utilizzare viene selezionata, per la particolare applicazione, sulla base di diversi criteri, tra cui l'intervallo operativo delle temperature e la durata richiesta per la fase di accumulo. In funzione del meccanismo fisico utilizzato per immagazzinare l'energia termica, i TES vengono comunemente classificati in sensibili, latenti e termochimici [6].

### 1.3.1 Accumulo sensibile

Nei sistemi di accumulo termico sensibile l'energia viene assorbita mediante la variazione di temperatura del mezzo materiale predisposto per svolgere tale funzione. La capacità di energia accumulabile da un dispositivo di questo tipo è proporzionale alla differenza tra la temperatura finale e quella iniziale, alla massa del mezzo materiale ed al suo calore specifico:

$$Q = mc_p\Delta T = (\rho V)c_p\Delta T \quad [J] \quad (1.1)$$

Oltre al quantitativo energetico immagazzinabile, un'altra importante caratteristica di un qualunque sistema di accumulo è il tasso con il quale tale energia può essere assorbita o ceduta, ovvero la potenza termica. Anche questa peculiarità è strettamente correlata alle proprietà del materiale utilizzato, in particolare alla diffusività termica. Alcuni dei materiali comunemente impiegati per le applicazioni di accumulo sensibile, e le loro proprietà, sono riportati in tabella 1.1. Per quanto riguarda i liquidi, l'acqua è sicuramente la soluzione preferita, date le ottime proprietà termiche e la larga disponibilità, oltre che il basso costo. Tuttavia, per applicazioni a temperature superiori ai 100 °C la scelta si restringe inevitabilmente agli oli oppure ai sali fusi. Per quanto riguarda invece i materiali solidi, nonostante alcuni di questi abbiano ottimi valori di conducibilità termica e siano relativamente economici, la loro principale limitazione riguarda i bassi valori di calore specifico, cui conseguono talvolta dimensioni eccessive.

Il sistema di accumulo, oltre che dal mezzo materiale, è composto da un involucro esterno per il contenimento e dai dispositivi per lo scambio termico. La soluzione tecnica ad oggi maggiormente diffusa ed utilizzata è quella dei serbatoi ad acqua stratificati. Questi sono caratterizzati dalla presenza di un volume di acqua con diverse temperature e l'intero sistema è progettato in modo da minimizzarne il mescolamento. Parte della stratificazione dell'acqua avviene naturalmente in modo spontaneo, a seguito della variazione della densità del fluido con la temperatura. Tuttavia, questa può essere otti-

Tabella 1.1: Materiali utilizzati per applicazioni di accumulo termico sensibile [5].

Mezzo	Range di temperatura (°C)	Densità (kg/m <sup>3</sup> )	Calore specifico (J/(kg · K))
Sabbia	20	1555	800
Roccia	20	2560	879
Pietra	20	1600	840
Cemento	20	2240	880
Alluminio	20	2707	896
Ghisa	20	7900	837
Acqua	0-100	1000	4186
Olio da motore	≤160	888	1880
Etanolo	≤78	790	2400
Propano	≤97	800	2500
Butano	≤118	809	2400

mizzata agendo sui parametri di progetto del serbatoio, come ad esempio il rapporto di forma (altezza rispetto al diametro), la geometria e la posizione dei condotti di ingresso ed uscita dell'acqua, i valori di portata durante le fasi di carica e scarica, ecc. Di fondamentale importanza in sistemi di questo tipo è, infine, la riduzione delle perdite termiche dell'accumulo, realizzata mediante l'utilizzo di opportuni involucri isolanti.

### 1.3.2 Accumulo latente

I sistemi di accumulo termico latente sono concepiti per sfruttare il calore assorbito, o rilasciato, da determinate sostanze durante il loro cambiamento di fase. Per la tipologia di applicazioni considerate, la transizione di fase di maggiore interesse è quella solido-liquido e viceversa. Generalmente, la capacità di accumulo termico legata al calore latente è di molto superiore, in termini di energia per unità di massa, rispetto a quanto è possibile ottenere attraverso l'accumulo sensibile. Di conseguenza, a parità di volume utilizzato, è possibile realizzare una maggiore capacità di accumulo oppure, viceversa, a parità di energia accumulabile è possibile ridurre notevolmente le dimensioni del sistema. Questa peculiarità del cambiamento di fase rappresenta il principale motivo di interesse nei confronti di tale tecnologia. La capacità di accumulo di un sistema con materiali a cambiamento di fase può essere valutata come:

$$Q = \int_{t_i}^{t_m} m c_{p,s} dt + m \Delta q_f + \int_{t_m}^{t_f} m c_{p,l} dt \quad (1.2)$$

$$Q = m [c_{p,s}(t_m - t_i) + \Delta q_f + c_{p,l}(t_f - t_m)] \quad (1.3)$$

dove  $m$  è la quantità di materiale,  $t_m$  la temperatura di fusione,  $c_{p,s}$  il calore specifico della fase solida,  $c_{p,l}$  il calore specifico della fase liquida e  $\Delta q_f$  il calore latente associato al passaggio di fase. Inizialmente il materiale si comporta come un solido generico, assorbendo calore sensibile cui segue un

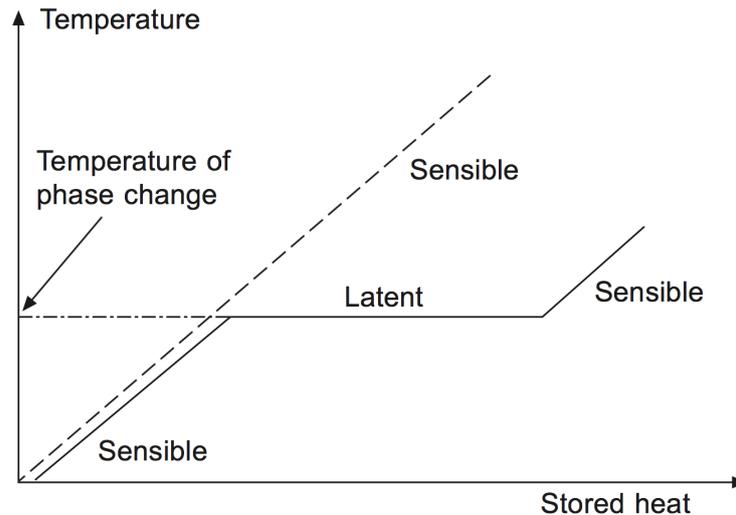


Figura 1.6: Accumulo termico nella transizione di fase solido-liquido.

aumento della temperatura. Questa condotta prosegue fino al raggiungimento della temperatura del cambiamento di fase, a partire dalla quale il calore, quello latente, verrà scambiato a temperatura pressoché costante. La situazione opposta si verifica naturalmente nel caso in cui si realizzi il processo inverso, ovvero qualora avvenga la scarica del sistema. L'altra caratteristica di spicco degli accumuli latenti, che contribuisce ad incrementarne l'interesse, è per l'appunto il fatto che il calore latente possa essere scambiato ad un valore di temperatura quasi costante, corrispondente alla temperatura di transizione tipica del materiale. Questo aspetto risulta essere di particolare rilievo in tutte quelle applicazioni in cui è richiesta una sorgente termica poco variabile nel tempo. Il livello termico a cui si realizza il cambiamento di fase è, pertanto, una delle caratteristiche di primaria importanza nella selezione del materiale e nella progettazione di sistemi come questi. Naturalmente, oltre al materiale, qualunque sistema di accumulo latente deve essere dotato di un involucro esterno e di una opportuna superficie di scambio termico, attraverso la quale realizzare il trasferimento di potenza dal mezzo materiale al fluido termo vettore. Quest'ultimo elemento, insieme alle proprietà tipiche del materiale, concorre in modo determinante nella definizione delle prestazioni del sistema. Alle tematiche riguardanti le peculiarità dei materiali a cambiamento di fase, come anche alle problematiche intrinseche legate al meccanismo di scambio termico, è interamente dedicato il Capitolo 2.

### 1.3.3 Accumulo termochimico

Questa tipologia di sistemi si basa sull'utilizzo di materiali termo-chimici, ovvero materiali in grado di accumulare e rilasciare calore a seguito di reazioni endotermiche/esotermiche. Durante il processo di carica, l'applicazione di calore al materiale A si traduce, ad esempio, nella formazione dei prodotti B+C. Questi ultimi possono essere separati ed immagazzinati fino a

quando non è richiesto il processo di scarica. A quel punto, i prodotti B e C vengono nuovamente mescolati, in condizioni ottimali di temperatura e pressione, dando vita alla reazione esotermica inversa, cui consegue dunque la produzione di energia termica. Alcune delle principali reazioni di interesse sono riportate in tabella 1.2. In sistemi di questo tipo le perdite termiche dall'accumulo sono ristrette fundamentalmente agli effetti di calore sensibile, i quali sono decisamente inferiori se paragonati ai calori di reazione. Le efficienze associate agli accumuli termochimici sono, per questo motivo, tra le più elevate in assoluto.

Tabella 1.2: Principiali reazioni per i sistemi di accumulo termochimici [7].

	<b>Reazione</b>	<b>Temperatura (°C)</b>
Reforming del metano	$CH_4 + H_2O = CO + 3H_2$	480-1195
Dissociazione dell'ammoniaca	$2NH_3 = N_2 + 3H_2$	400-500
Deidratazione di idrossidi metallici	$CA(OH)_2 = CAO + H_2O$	402-572
Dissociazione catalitica	$SO_3 = SO_2 + \frac{1}{2}O_2$	520-960

Un altro dei meccanismi utilizzati per accumulare energia termica per via termochimica è il processo di adsorbimento fisico. In questo caso, due materiali, un adsorbente ed un adsorbato, interagiscono tra di loro instaurando dei legami di tipo debole, come ad esempio forze di Van der Waals [7]. Lo stato fisico in cui si presentano le due sostanze può essere diverso a seconda delle applicazioni, anche se generalmente il sorbente è presente in forma solida mentre il sorbato (nella maggior parte dei casi acqua) esegue la transizione di fase vapore-liquido. Naturalmente, il processo di adsorbimento è invertibile e durante la fase di cattura dell'adsorbato (scarica) è anche esotermico, ovvero causa il rilascio di energia termica. Il processo di rilascio richiede invece l'applicazione di calore dall'esterno (reazione endotermica) e rappresenta la fase di carica dell'accumulo. Concependo un sistema basato su processi ciclici di cattura e rilascio è pertanto possibile realizzare dispositivi per l'accumulo termico.

#### 1.3.4 Criteri di confronto per i TES

Le diverse tecnologie di accumulo termico possono essere tra di loro paragonate facendo ricorso ad opportuni parametri di confronto. Tra questi, quelli più significativi nel discriminare fra le differenti tipologie sono:

- *Capacità di accumulo specifica* [ $kWh/m^3$ ], ovvero la quantità di energia che il sistema è in grado di immagazzinare per unità di volume. Questo è generalmente uno dei parametri principali per quanto riguarda il dimensionamento dell'accumulo. Valori elevati di questo indicatore permettono di contenere le dimensioni dell'accumulo entro i limiti accettabili;

- *Potenza* [ $kW$ ], la quale definisce la velocità con cui il contenuto energetico può essere accumulato oppure ceduto. In base alle tipologie di accumulo termico, le potenze per la fase di carica e quella di scarica possono non coincidere. Tale parametro è di particolare rilievo in tutte quelle applicazioni che hanno nella tempistica delle fasi di carica, o scarica, il principale vincolo;
- *Efficienza* [-], ovvero il rapporto tra l'energia fornita dall'accumulo all'utenza e l'energia necessaria per caricare il sistema. Questo indicatore tiene conto delle perdite termiche durante la fase di accumulo e di quelle durante i cicli di carica/scarica;
- *Costo* [ $€/kWh$ ], rapporto tra il costo di investimento e la capacità di accumulo del sistema. Questo rappresenta ovviamente uno degli aspetti cruciali nella selezione del sistema di accumulo.
- *Temperatura di esercizio* [ $°C$ ], che esprime il range di temperatura entro cui il sistema può operare. Naturalmente tale parametro è molto importante per valutare la compatibilità tra il sistema di accumulo e l'applicazione prevista.

Tabella 1.3: Parametri tipici per i sistemi di accumulo termico [7].

<b>TES</b>	<b>Capacità</b> ( $kWh/ton$ )	<b>Efficienza</b> (%)	<b>Costo</b> ( $€/kWh$ )
Sensibile (acqua calda)	10-50	50-90	0.1-10
Latente (PCM)	50-150	75-90	10-50
Termochimico	120-250	75-100	8-100

In tabella 1.3 sono indicati alcuni valori tipici dei parametri per le tre diverse tipologie di accumulo. Innanzitutto, è possibile notare che, come prevedibile, i sistemi di accumulo sensibile ad acqua sono quelli che presentano i minori costi specifici. Questo aspetto è giustificabile, oltre che per la maggiore semplicità dei componenti utilizzati, a seguito della maturità della tecnologia in esame. Generalmente, più la tecnologia è matura e diffusa, minore sarà il prezzo. Tuttavia, come già introdotto, gli accumuli sensibili sono anche quelli che dimostrano la minore densità di accumulo, con valori di  $kWh/ton$  di molto inferiori rispetto a quelli sensibili o termochimici. Infine, anche le efficienze dei sistemi più tradizionali sono leggermente al di sotto dei valori per le altre due tecnologie. I sistemi di accumulo con materiali a cambiamento di fase rappresentano, ad oggi, il miglior compromesso tra capacità di accumulo e costi. Gli accumuli termochimici sono, infatti, sistemi ancora in una fase di sviluppo iniziale, di cui sono disponibili solo alcuni prototipi. Gli accumuli latenti, invece, sono già da tempo oggetto di studio e si trovano ad una fase di sviluppo molto più avanzata, rappresentando, come evidenziato da Beker [8], l'unica opportunità concreta per il prossimo sviluppo nel campo dei sistemi di accumulo termico.

## 1.4 i-TES

Il presente lavoro di tesi è stato sviluppato in collaborazione con i-TES, società incubata presso il 2i3t (incubatore dell'Università di Torino) e con sede operativa nei laboratori della Facoltà di Chimica. 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. Il supporto dell'azienda ed il loro know-how nel settore sono stati di fondamentale importanza, sia per lo sviluppo del progetto, sia per la realizzazione dei test sperimentali condotti presso i loro laboratori.

## 1.5 Contenuti

L'elaborato si struttura in quattro capitoli principali, ognuno dei quali è rivolto ad una specifica tematica di interesse. Con l'obiettivo di fornire una panoramica completa, ne vengono di seguito riportate delle brevi descrizioni introduttive:

- **Capitolo 2:** Si incomincia analizzando innanzitutto lo stato dell'arte dei sistemi di accumulo termico latenti. Dopo avere descritto peculiarità del comportamento fisico e tipologie dei materiali a cambiamento di fase (PCMs), l'attenzione è stata rivolta sul loro potenziale come mezzo di accumulo e sui principali criteri di selezione. Vengono inoltre discusse tutte le difficoltà progettuali legate all'utilizzo dei PCMs, analizzando nel dettaglio le principali tecniche disponibili per migliorarne le prestazioni e renderli compatibili con le caratteristiche richieste. Si analizzano infine le diverse soluzioni costruttive, introducendo i meccanismi fisici coinvolti ed evidenziandone le specificità.
- **Capitolo 3:** Il capitolo in questione è interamente dedicato alla descrizione del caso studio in esame, il quale prevede l'integrazione di un sistema di accumulo latente all'interno di un impianto micro-CHP per una utenza termica realmente esistente. Note le specifiche tecniche dell'utenza e le condizioni operative del sistema di cogenerazione, è stata evidenziata la possibilità di effettuare, durante l'arco giornaliero, una azione di *peak-shaving* del carico termico. Sulla base delle informazioni ottenute, sono state determinate la taglia del sistema di accumulo e le condizioni operative previste. Vengono infine discusse le caratteristiche tecniche del sistema di accumulo da progettare, dalla scelta della soluzione costruttiva alla selezione dei materiali.
- **Capitolo 4:** Il design del sistema richiesto è stato realizzato avvalendosi del supporto di un modello di simulazione numerica agli elementi finiti, sviluppato tramite il software commerciale *COMSOL Multiphysics*. Vengono qui discussi in dettaglio tutti gli aspetti legati alla modellazione, dall'analisi dei meccanismi fisici coinvolti e dei modelli

matematici utilizzati per descriverli, fino al processo di discretizzazione del dominio computazionale e di generazione della mesh. Ampio spazio è stato inoltre destinato alla motivazione di tutte le assunzioni semplificative introdotte, sia del modello fisico che geometriche. Con l'obiettivo di verificarne l'adeguatezza e conferire credibilità ai risultati ottenuti, il modello numerico sviluppato è stato infine sottoposto ad una procedura di validazione sperimentale. A tale proposito, un prototipo di accumulo termico latente è stato costruito ad-hoc e testato presso i laboratori della start up i-TES. I dati ottenuti, riportati e discussi all'interno del capitolo, forniscono l'elemento di confronto necessario per verificare l'accuratezza del modello.

- **Capitolo 5:** In virtù dei costi notevoli legati alla realizzazione degli scambiatori di calore alettati, il modello numerico sviluppato in precedenza è stato utilizzato per studiare il design delle superfici di scambio termico. Per la costruzione dell'accumulo è stato deciso di considerare due possibili alternative, caratterizzate dall'utilizzo di condotti con alettatura rispettivamente radiale o longitudinale. Per entrambe, le performance dell'accumulo sono simulate al variare dei parametri costruttivi dello scambiatore alettato, con l'obiettivo di individuarne la configurazione ottimale. Sulla base di considerazioni legate alle prestazioni ottenute ed alla possibile riduzione della quantità di materiale metallico, viene infine determinata l'opzione di design più adatta per la realizzazione del sistema di accumulo richiesto.

# Capitolo 2

## I PCMs e l'accumulo termico

Questo capitolo è interamente dedicato all'approfondimento dei sistemi di accumulo termico latenti. In particolare, verranno di seguito introdotti i materiali a cambiamento di fase con le loro peculiarità, oltre che i principali criteri da adottare per il processo di selezione. Particolare spazio verrà inoltre riservato alla discussione delle difficoltà progettuali tipiche della tecnologia in esame e di come queste possono essere affrontate. Si conclude, infine, con una panoramica sulle diverse soluzioni costruttive comunemente adottate nella progettazione degli accumuli termici basati sull'utilizzo dei materiali a cambiamento di fase.

### 2.1 I materiali a cambiamento di fase

Si definiscono genericamente materiali a cambiamento di fase o PCM, dall'inglese *Phase Change Material*, tutte quelle sostanze che sono in grado di passare da uno stato (solido, liquido o gas) ad un altro, per un determinato valore di temperatura e pressione. Tuttavia, nella stragrande maggioranza delle applicazioni finalizzate all'accumulo termico, la transizione di fase utilizzata è quella da solido a liquido, o viceversa. La ragione di questa scelta risiede in motivazioni di carattere pratico, poichè a differenza del passaggio di stato liquido-vapore, la trasformazione solido-liquido presenta la minore variazione di densità della sostanza, e di conseguenza dei volumi. Questo aspetto è di fondamentale importanza per tutte quelle situazioni, come quella considerata, in cui il materiale deve essere sempre confinato all'interno del medesimo involucro. La forte riduzione della densità associata al vapore comporta l'introduzione di problematiche tali da limitarne drasticamente le applicazioni. Da qui in avanti, ogni qual volta ci si riferirà a trasformazioni di transizione di fase, sarà pertanto sempre sotto inteso che queste sono riferite al passaggio solido-liquido.

Quando una sostanza cambia fase, ad esempio da solido a liquido, questa è in grado di assorbire energia dall'ambiente circostante mantenendo, al contempo, un valore di temperatura pressoché costante. Il quantitativo energetico assorbito dal materiale durante la transizione di fase, invece che per incrementare lo stato vibrazionale degli atomi/molecole costituenti, è

utilizzato per allentare i legami atomici. Durante il processo di solidificazione si realizza naturalmente il meccanismo opposto, ovvero il calore ceduto all'ambiente durante la transizione di fase è conseguenza del riassetto delle molecole nella configurazione tipica dello stato solido.

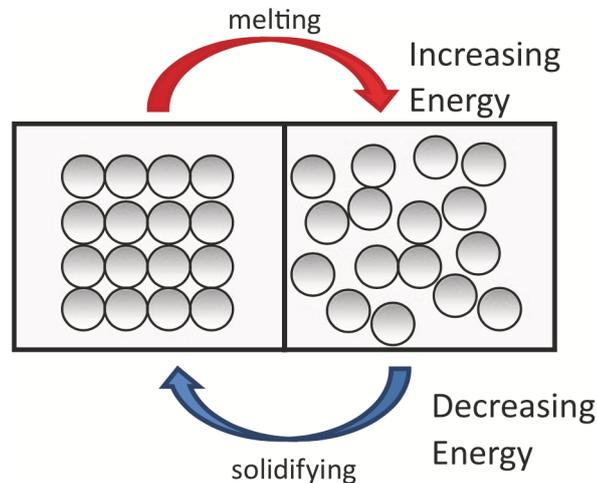


Figura 2.1: Rappresentazione del processo di scioglimento/solidificazione [9].

La quantità di energia che viene rilasciata o assorbita durante il ciclo di scioglimento-solidificazione è quello che comunemente viene indicato come *calore latente di fusione*, riferito all'unità in peso del materiale (J/g o kJ/kg). La caratteristica del calore latente è quella di poter essere ceduto o assorbito senza che il materiale sia soggetto ad una variazione della propria temperatura. La quantità di energia che la sostanza è in grado di scambiare dipende dunque esclusivamente dalla quantità di materiale presente. Il tasso di scambio, ovvero il valore della potenza termica scambiata, dipende invece anche da altri fattori, come ad esempio la differenza tra la temperatura della sorgente termica e quella della transizione di fase. Come già introdotto precedentemente, quando confrontate con altre soluzioni per l'accumulo termico, l'utilizzo di PCMs comporta vantaggi significativi. Innanzitutto, l'impiego di questi materiali, grazie alle proprietà tipiche del meccanismo del cambiamento di fase, permette di mantenere costante la temperatura del sistema indipendentemente dall'entità dei flussi termici applicati. Inoltre, i sistemi di accumulo latente hanno una maggiore densità di energia rispetto ai sistemi tradizionali, risultando come detto in un minore quantitativo di materiale ed in una maggiore compattezza dell'apparato. I PCMs, tuttavia, sono ancora lontani dall'essere la soluzione perfetta. Alle problematiche ed ai limiti tecnici legati alla costruzione dei sistemi di accumulo latente sarà dedicata, infatti, parte della presente trattazione.

### 2.1.1 Criteri per la selezione

Indipendentemente dalla specifica applicazione, esistono diverse considerazioni, per quanto riguarda la selezione del materiale, che sono comuni a

qualunque sistema di accumulo termico latente. Il primo requisito da considerare nella scelta del PCM è naturalmente la temperatura del cambio di fase, ovvero il range termico per il quale avviene la transizione solido-liquido. La temperatura di fusione/solidificazione deve, per evidenti motivi, essere sempre compresa tra le temperature di carica e scarica (temperatura della sorgente termica e temperatura dell'utenza), in modo da poter effettuare il ciclo completo. Inoltre, bisogna anche considerare che il gradiente termico influenzerà pesantemente la trasmissione del calore e, di conseguenza, la disponibilità di potenza.

Una volta selezionato il range termico più opportuno, il secondo criterio da prendere in considerazione durante la fase di progettazione è il calore latente del materiale. Questo rappresenta la misura di quanta energia può essere accumulata/rilasciata da una unità (in peso) di sostanza e, pertanto, maggiore è il calore latente maggiore sarà l'efficienza del sistema. Avere il valore di  $\Delta q_f$  più alto possibile permette infatti, a parità di prestazioni, di minimizzare la taglia del sistema. Materiali con elevati valori del calore latente presentano, generalmente, anche elevati calori specifici. Per applicazioni finalizzate all'accumulo termico, anche avere dei valori di  $C_p$  cospicui è vantaggioso, poiché questo permette sia di incrementare il quantitativo energetico accumulabile tramite calore sensibile (mentre il PCM si avvicina al punto di fusione), sia di migliorare l'accumulo termico durante la transizione di fase [9]. Per quanto riguarda sempre i requisiti di carattere termodinamico, è infine auspicabile che il materiale a cambiamento di fase presenti una elevata conducibilità termica. Quest'ultimo parametro, data la diretta influenza sul meccanismo di scambio termico, è di fondamentale importanza, specialmente per tutte quelle applicazioni che richiedono elevati valori di potenza. Tuttavia, la maggior parte dei PCMs presentano valori molto modesti di conducibilità e, soprattutto, è molto complicato trovare sostanze che abbiano, contemporaneamente, sia elevati calori latenti che elevate conducibilità. Come verrà meglio discusso in seguito, questo aspetto dei materiali a cambiamento di fase rappresenta una delle limitazioni principali associate con gli accumuli termici latenti.

Oltre ai requisiti strettamente legati all'ambito energetico, esistono anche altri criteri che necessitano di essere presi in considerazione per la selezione del PCM. Uno dei più importanti è la compatibilità tra il materiale ed il sistema di contenimento, fondamentale per evitare guasti meccanici, perdite di materiale o il deterioramento del sistema. La scelta di una combinazione adeguata non è banale, e molti studi sono stati pubblicati in relazione a questa tematica. In linea generale, problemi con il contenimento si presentano ogni qual volta si utilizzino [10]:

- metalli in contatto con PCMs inorganici (corrosione);
- plastiche in contatto con PCMs organici (stabilità);
- plastiche in contatto sia con PCMs organici che inorganici (passaggio di materiale).

Inoltre, è necessario che la sostanza stessa presenti stabilità, ovvero che le sue proprietà fisiche e chimiche non siano influenzate dal processo ciclico di scioglimento/solidificazione, oltre ad essere ecocompatibile e non tossica. Per concludere, anche la variazione della densità del materiale con il cambio di fase ricopre una importanza non trascurabile, dato che il sistema di contenimento deve essere concepito in modo da assorbire la variazione di volume e gli stress meccanici che ne conseguono.

### 2.1.2 Classificazione

I materiali a cambiamento di fase disponibili sono molteplici, la maggior parte dei quali può essere suddivisa in tre principali categorie: composti organici, composti inorganici e miscele eutettiche [9].

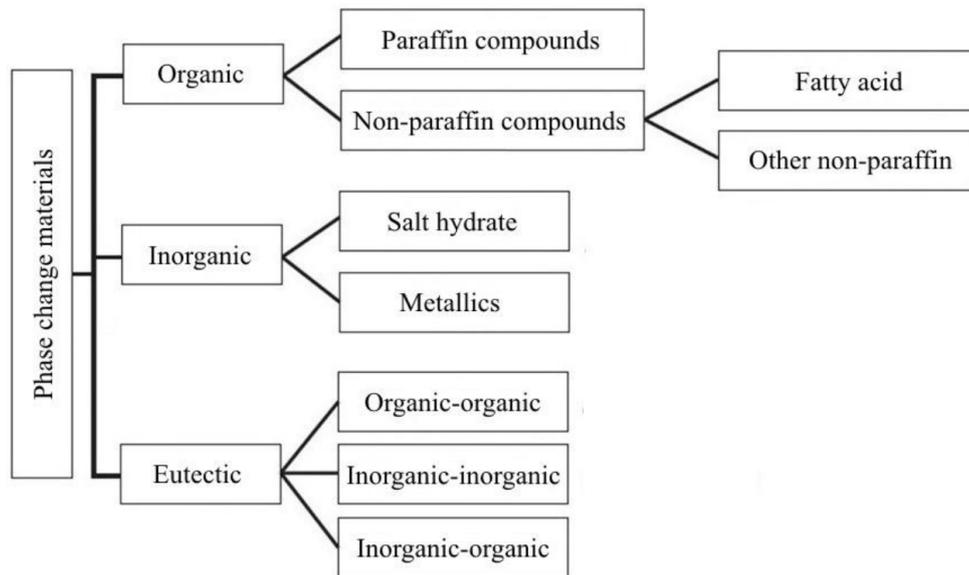


Figura 2.2: Classificazione dei materiali a cambiamento di fase [7].

#### Composti organici

I PCMs organici rappresentano probabilmente la tipologia di materiale più comunemente utilizzata. Questa può a suo volta includere un'ampia varietà di sostanze, come quelle appartenenti alle famiglie degli alcani (*paraffine*) e degli acidi grassi. Per quanto riguarda le paraffine, i valori di temperatura a cui può avvenire la transizione di fase possono variare dai 35 ai 70 °C, in funzione della specifica struttura idrocarburica. Le molecole organiche che la compongono presentano una forma del tipo



ed al variare del numero  $n$  dei gruppi  $CH_2$  è possibile ottenere un variazione delle proprietà termiche del composto, tra cui appunto la temperatura di fusione. Nello specifico, questa aumenta all'aumentare del numero dei gruppi  $CH_2$  presenti all'interno della struttura molecolare. Gli acidi grassi

Tabella 2.1: Proprietà termiche dei PCMs organici più comuni [9].

Nome	Tipo	$T_m$ (°C)	Calore di fusione (kJ/kg)	Conducibilità (W/mK)
Ottadecano	Paraffina	29	244	0.358 (sol) 0.152 (liq)
Haneicosane	Paraffina	41	294.9	0.145 (liq)
Tricosane	Paraffina	48.4	302.5	0.124 (liq)
Tetracosane	Paraffina	51.5	207.7	0.137 (liq)
Acido oleico	Acido grasso	13	75.5	0.103 (liq)
Acido caprico	Acido grasso	32	153	0.153 (liq)
Acido laurico	Acido grasso	44	178	0.147 (liq)

presentano, invece, valori di temperatura per la transizione di fase inferiori rispetto alle paraffine. Questo aspetto fa sì che l'utilizzo di tali sostanze sia limitato esclusivamente ad applicazioni legate al comfort termico degli ambienti. In realtà, per i materiali organici sarebbe più opportuno parlare di un intervallo termico per il cambiamento di fase, piuttosto che di una temperatura di fusione. Un'unico valore della temperatura di transizione implica una brusca variazione nel comportamento della sostanza, mentre per la maggior parte dei PCMs organici il processo di fusione/solidificazione avviene in maniera più graduale all'interno di un intervallo di temperature. Tale range termico prende comunemente il nome di "mushy zone", all'interno del quale il materiale si ammorbidisce e poi fonde. Il comportamento appena descritto è più evidente per le paraffine che per gli acidi grassi, per le quali si può arrivare fino a parecchi gradi centigradi.

I vantaggi nell'utilizzare materiali di natura organica possono essere numerosi. Innanzitutto, i livelli termici caratteristici di tali sostanze sono compatibili con molte applicazioni di interesse. Inoltre, i PCMs organici presentano elevati valori del calore latente di fusione, che si attestano tra i 200-300 kJ/kg per le paraffine e tra 100-200 kJ/kg per gli acidi grassi. Con riferimento agli altri criteri per la selezione dei PCMs menzionati precedentemente, le sostanze organiche sono chimicamente e fisicamente stabili, oltre che in grado di mantenere inalterate le loro performance a seguito di cicli termici ripetuti. Le proprietà di alcune delle più comuni sostanze organiche sono riportate in tabella 2.2. Il principale difetto dei PCMs organici è quello di possedere valori di conducibilità termica estremamente bassi (circa 0.2 W/mK per la maggior parte delle paraffine). Questo aspetto limita naturalmente la loro efficacia nelle applicazioni di accumulo termico e ne rappresenta il principale ostacolo.

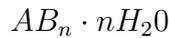
### Composti inorganici

La famiglia dei PCMs inorganici include i sali ed i sali idrati. Questi ultimi sono combinazione di elementi del gruppo dei sali inorganici (ossidi, carbonati, solfati, ecc.) con molecole di acqua, presenti secondo uno specifico

Tabella 2.2: Proprietà termiche dei PCMs inorganici più comuni [9].

Nome	Tipo	$T_m$ (°C)	Calore di fusione (kJ/kg)	Conducibilità (W/mK)
Ottadecano	Paraffina	29	244	0.358 (sol) 0.152 (liq)
Haneicosane	Paraffina	41	294.9	0.145 (liq)
Tricosane	Paraffina	48.4	302.5	0.124 (liq)
Tetracosane	Paraffina	51.5	207.7	0.137 (liq)
Acido oleico	Acido grasso	13	75.5	0.103 (liq)
Acido caprico	Acido grasso	32	153	0.153 (liq)
Acido laurico	Acido grasso	44	178	0.147 (liq)

rapporto. La formula generale per un sale idrato è pertanto del tipo



e, in analogia con i composti organici, le caratteristiche termiche della sostanza possono essere modificate variando questa volta il numero  $n$  delle molecole di acqua.

I composti inorganici presentano un range molto ampio per quanto riguarda i punti operativi, con valori che possono andare dai 10 ai 900 °C. Tuttavia, per i valori inferiori dell'intervallo, dove i punti di fusione si sovrappongono con quelli dei composti organici, sali e sali idrati non vengono comunemente utilizzati. Questi ultimi rappresentano la scelta primaria esclusivamente per tutte quelle applicazioni in cui è richiesta una temperatura di fusione elevata. A differenza dei composti organici, gli inorganici presentano una variazione molto brusca in corrispondenza del punto di fusione, invece di esibire quel comportamento progressivo identificato dalla presenza di una "mushy zone". I valori tipici del calore latente sono simili a quelli degli organici, mentre i valori di conducibilità termica risultano essere decisamente superiori. I PCMs inorganici presentano inoltre una minore variazione della densità associata con il cambiamento di fase, aspetto che ne limita i problemi legati al contenimento.

Nonostante i vantaggi che sarebbe possibile ottenere utilizzando delle sostanze inorganiche, gli aspetti negativi legati ai sali ed ai sali idrati ne limitano l'utilizzo alle sole applicazioni ad elevata temperatura. Innanzitutto, i PCMs organici mostrano evidenti problemi di instabilità. I composti idrati tendono a deidratare durante i cicli di carica, fino alla disaggregazione del materiale stesso, ed in generale tutti i composti inorganici presentano la tendenza a scindersi nelle diverse parti costituenti a seguito di cicli termici ripetuti. I materiali inorganici tendono inoltre ad essere altamente corrosivi, aspetto che rende la realizzazione dei sistemi di contenimento, e degli apparati per lo scambio termico, molto impegnativa. Infine, i composti inorganici presentano una elevata propensione verso il fenomeno del *sottoraffreddamento*. Ovvero, il materiale può continuare la fase di raffreddamento oltre il punto di solidificazione senza che però si realizzi la transizione di fase.

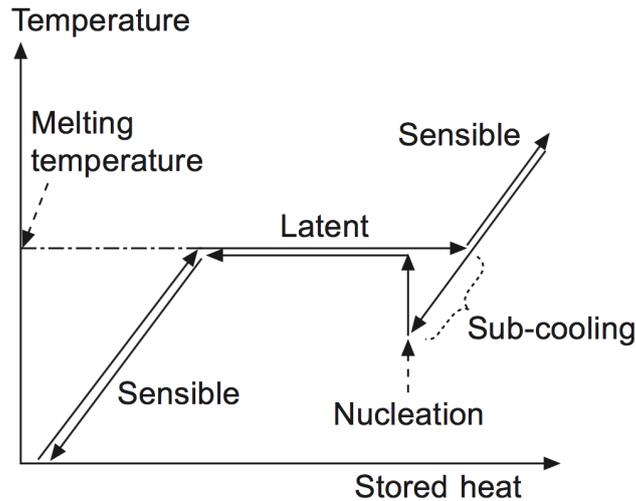


Figura 2.3: Effetto del sottoraffreddamento sull'accumulo termico [10].

Questo comportamento è dovuto al fatto che il meccanismo di nucleazione, necessario per la formazione del reticolo, ha bisogno, per potersi innescare, che la temperatura sia inferiore del valore per la transizione solido-liquido, da cui il termine sottoraffreddamento. La peculiarità in questione rappresenta naturalmente una forma di instabilità altamente indesiderabile, che rende complessa la solidificazione del PCM liquido. Inoltre, come riportato in figura 2.3, una volta innescato il processo di nucleazione si ottiene il rilascio istantaneo del calore latente di fusione, cui segue un aumento della temperatura fino al valore tipico della transizione di fase [10]. Da questo punto in poi la temperatura della sostanza rimane costante fino al completamento del processo di solidificazione. L'insieme di questi due fenomeni contribuisce naturalmente a complicare le operazioni di carica/scarica degli eventuali sistemi di accumulo termico, rappresentando un forte limite nell'applicazione delle sostanze inorganiche.

### Miscele eutettiche

Per composti eutettici si intende la combinazione di due o più sostanze pure che presentino punti di fusione e solidificazione simili (congruenti) [7]. Dal punto di vista delle proprietà termofisiche, gli eutettici si caratterizzano per bassi valori del calore latente e dei calori specifici, ma presentano di contro valori di conducibilità termica elevati. Variando la percentuale in peso di ogni sostanza è possibile calibrare la temperatura di transizione della miscela risultante, aspetto che rende tale categoria estremamente flessibile. Nonostante questa importante peculiarità, i composti eutettici sono comunque ad oggi la categoria di PCM meno diffusa ed utilizzata.

## 2.2 Difficoltà progettuali

Come si è visto, i materiali a cambiamento di fase si presentano sotto diversi aspetti, dagli organici alle miscele eutettiche, e possono trovare impiego in

applicazioni di diverso tipo. Nonostante ciò, tutti i tipi di PCM e tutte le possibili applicazioni condividono le medesime difficoltà progettuali. Nella maggior parte dei casi, per quanto riguarda il contesto dei sistemi di accumulo termico, la sfida principale è rappresentata dal tempo di risposta [9]. Il materiale a cambiamento di fase deve essere disposto direttamente all'interno del percorso di scambio termico, in modo da promuovere una veloce penetrazione del calore e l'avviamento del processo di transizione. Tuttavia, la bassa conducibilità tipica della maggior parte dei PCMs si ripercuote in elevati valori di resistenza termica, che incidono negativamente sul trasferimento energetico. Per ovviare a questa limitazione, intrinseca nella natura dei PCMs stessi, i sistemi di accumulo termico latenti necessitano pertanto di soluzioni per il potenziamento dei valori di conducibilità termica.

Come già emerso in precedenza, la transizione di fase crea anche specifiche sfide di progettazione legate al contenimento della sostanza. La trasformazione solido-liquido, nella maggior parte dei casi, risulta infatti in una variazione di densità del materiale, cui segue una alterazione del volume che deve naturalmente essere assorbita dal sistema di contenimento. Vengono di seguito approfondite sia le principali tecniche utilizzate per effettuare il potenziamento della conducibilità termica, sia i dettagli delle possibili soluzioni per il contenimento.

### *2.2.1 Potenziamento della conducibilità termica*

Il miglioramento della conducibilità termica dei materiali a cambiamento di fase è una delle tematiche più rilevanti nella concezione e nella realizzazione degli accumuli latenti. È infatti ampiamente riconosciuto che le limitate prestazioni di scambio termico dei PCMs rappresentino, ad oggi, la più grande barriera nella realizzazione di questi sistemi. L'utilizzo, per l'accumulo termico, di sostanze con bassi valori di conducibilità porta ad un degradamento delle performance complessive (potenza). Se la resistenza termica è infatti tale da non permettere una veloce diffusione del flusso termico all'interno del PCM, invece di comportarsi come pozzo termico, la sostanza può paradossalmente agire come isolante. Con riferimento alla fase di carica, lo strato di materiale nelle immediate vicinanze della sorgente termica si scioglie e lo strato liquido è soggetto ad un veloce sovra riscaldamento, con evidenti ripercussioni negative sul tasso di scambio termico. Per evitare questo comportamento, è necessario fornire dei "percorsi" a basso valore di resistenza termica, che permettano la penetrazione del calore all'interno della spessa massa del PCM, evitando il sovra riscaldamento dello strato di fluido in prossimità della sorgente termica. La fase di carica è comunque, tra le due, quella maggiormente favorita dal punto di vista dello scambio termico. Il fenomeno della convezione naturale, indotto dalla presenza della fase liquida, genera un effetto di feedback positivo, contribuendo a favorire lo scambio termico tra la sorgente ed il mezzo di accumulo. Nel caso invece della solidificazione, dominata dal meccanismo conduttivo e sempre più lenta [9], il basso valore della conducibilità termica

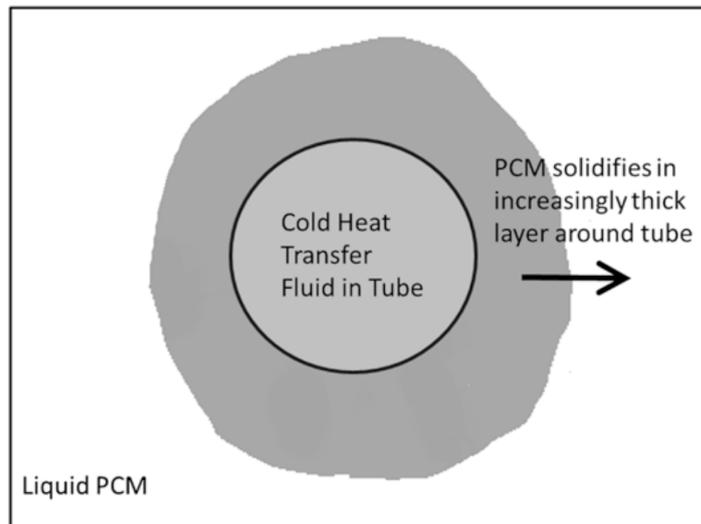


Figura 2.4: Processo di solidificazione del PCM in corrispondenza di una superficie fredda [9].

può significativamente impedire lo scambio termico. In questa situazione il PCM solidifica sulla superficie fredda, il che significa che il flusso termico risultante dalla transizione di fase è obbligato, per poter essere ceduto, ad attraversare uno strato di solido il cui spessore cresce progressivamente. La resistenza termica tra la sorgente (lo stesso PCM) ed il fluido termovettore aumenta dunque con il passare del tempo, provocando una riduzione graduale del tasso di scambio termico. In caso di scarica è pertanto ancora più importante fornire un potenziamento della conducibilità termica del materiale, in modo da evitare che la transizione di fase, e di conseguenza il trasferimento termico, avvenga in tempi eccessivamente lunghi.

### **Inclusioni metalliche**

L'elevato valore di conducibilità termica della maggior parte dei metalli rende l'utilizzo di inclusioni metalliche, come soluzione per migliorare la risposta termica dei PCMs, la principale scelta di design. In questi sistemi, parti metalliche dalle più svariate geometrie vengono inserite all'interno del materiale a cambiamento di fase, con lo scopo di fornire dei percorsi per lo scambio termico attraverso tutta la massa della sostanza e creare, di conseguenza, una migliore conducibilità effettiva del sistema. La soluzione più semplice è quella di posizionare nel container una superficie alettata. La presenza delle alette permette al calore di fluire rapidamente e di poter penetrare in profondità all'interno del PCM (figura 2.5). Le alette separano efficacemente, inoltre, la massa di materiale in strati più piccoli e sottili, aspetto che facilita la diffusione termica attraverso il PCM stesso. La superficie di scambio termico aggiuntiva fornita dalle alette è estremamente efficiente nel rimuovere il calore e permette di migliorare le performance complessive del sistema. Questa soluzione si è dimostrata essere altamente efficace nella realizzazione degli accumuli latenti, richiedendo inclusioni non necessariamente troppo ingombranti. A titolo di esempio, è possibile

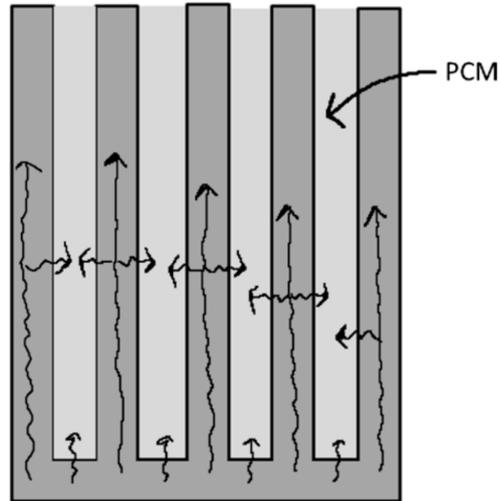


Figura 2.5: Superficie alettata integrata nel PCM e percorsi del flusso termico. [9].

citare il lavoro sviluppato da Shatikian *et al.*, nel quale è stato analizzato l'impatto di una piastra alettata con dimensioni (altezza e spessore) delle alette e spaziatura variabili. I risultati dello studio mostrano chiaramente che il calore è in grado di penetrare velocemente attraverso le alette prima, e nel PCM poi, incrementando la potenza termica complessiva. L'effetto migliorativo introdotto dalla presenza delle alette è dimostrato anche dall'evoluzione del fronte di liquido. Per alette molto distanti una dall'altra, il fronte di scioglimento avanza in direzione parallela a quella delle alette stesse. Al diminuire della distanza, l'evoluzione del fronte di liquido inizia a

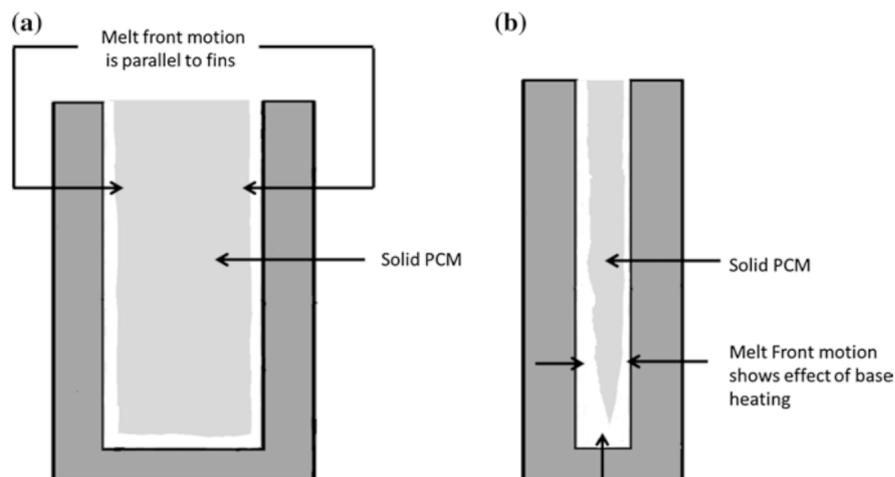


Figura 2.6: Evoluzione del fronte di scioglimento per alette molto distanti (a) e poco distanti (b) [9].

mostrare anche un effetto di scioglimento indotto dalla piastra di base, producendo un cuneo solido all'estremità superiore dell'involucro (figura 2.6 b). Lo studio in questione evidenzia come il rapporto di forma delle alette, e di conseguenza il design della superficie alettata, influisca notevolmente sulla

risposta termica del sistema. L'ottimizzazione geometrica delle alettature rappresenta, pertanto, uno dei punti chiave nella progettazione degli accumuli latenti che utilizzano l'inclusione di superfici metalliche come soluzione per il potenziamento delle performance.

Nonostante l'ottima capacità nel promuovere la diffusività termica all'interno del PCM, le superfici alettate presentano anche alcuni aspetti negativi, tra cui il maggior peso o, più importante, la riduzione della quantità di materiale all'interno dell'involucro. Quest'ultimo aspetto provoca naturalmente una riduzione della capacità di accumulo del sistema. Per questa ragione, altre metodologie per il potenziamento della conducibilità termica, che presentino valori di volume/massa inferiori, sono state a lungo oggetto di studio. Tra queste, l'utilizzo delle *schiume metalliche* è quella più promettente, dato il dimostrato notevole impatto positivo sulla diffusività termica del materiale [9]. L'utilizzo delle schiume è concettualmente simile all'utilizzo delle superfici estese: il calore fluisce attraverso la matrice metallica, in questo caso i legamenti della schiuma, e poi all'interno di masse più piccole e separate di materiale. Per le schiume, le masse individuali di PCM sono naturalmente quelle contenute all'interno di ogni cavità porosa. Per migliorare la risposta termica dei materiali a cambiamento di fase sono

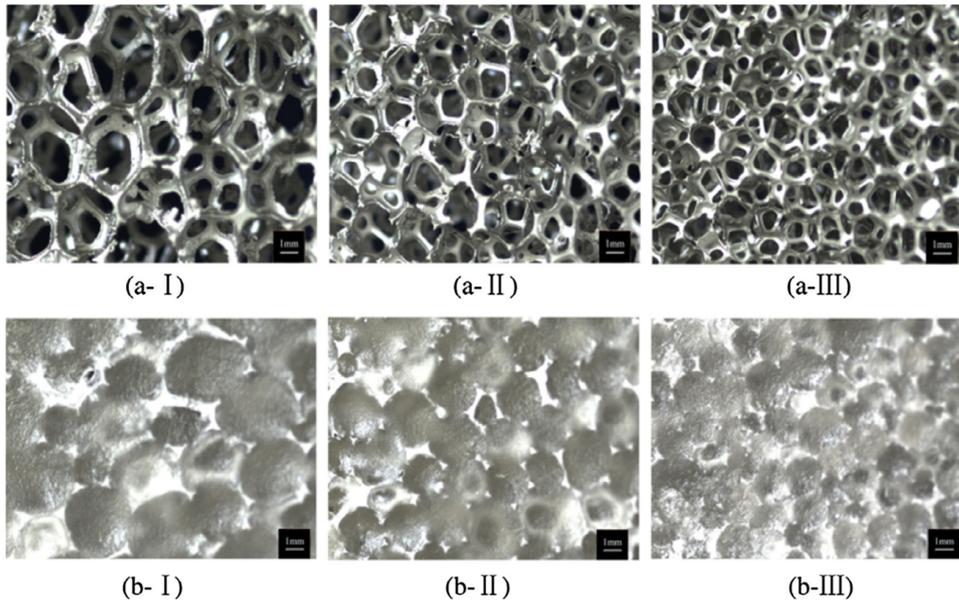


Figura 2.7: Schiuma metallica al nichel (a) e PCM/schiuma (b) per diverse porosità [12].

state studiate diverse tipologie di schiume metalliche, tra cui quelle di alluminio (la più comune), rame o nickel. L'utilizzo di schiume di alluminio ha dimostrato di ridurre significativamente le variazioni di temperatura all'interno della massa di PCM, sviluppando pertanto un processo di fusione più uniforme [9]. La conducibilità della schiuma dipende principalmente dalla sua porosità, oltre che dal rapporto di forma e dalla disposizione del materiale a cambiamento di fase. La scelta della porosità è pertanto un aspetto

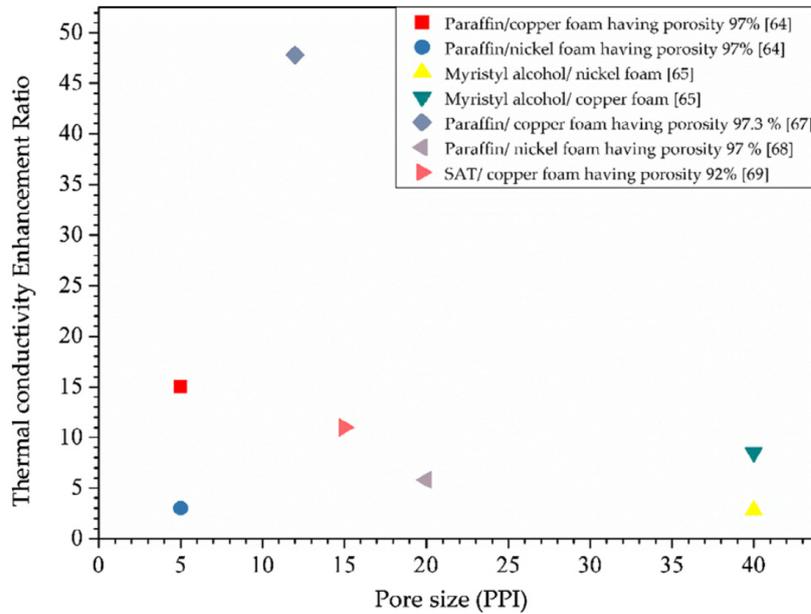


Figura 2.8: Rapporto di miglioramento della conducibilità termica attraverso schiume metalliche [12].

cruciale e dipende dalle finalità della specifica applicazione. Se il solo intento è quello di aumentare il tasso di scambio termico, allora le schiume con elevata porosità sono preferibili [12]. Le schiume con una bassa porosità sono invece più appropriate per incrementare la capacità di accumulo termico. La conducibilità termica del composito PCM/schiuma metallica è inoltre maggiore quando il materiale e gli strati della schiuma sono allineati con la direzione del flusso termico. Nel caso in cui si utilizzino schiume molto porose, si è osservato come pure il processo di liquefazione sia dominato dal solo meccanismo della conduzione termica. La limitata dimensione delle celle di materiale a cambiamento di fase sopprime, infatti, il fenomeno della convezione naturale, tipico del cambiamento di fase solido-liquido. Si è, tuttavia, anche notato che questo aspetto non risulta essere particolarmente di rilievo nel caso delle schiume metalliche, essendo le performance termiche decisamente migliori anche in assenza del contributo legato alla convezione. Anche durante il processo di solidificazione, già per sua natura dominato dalla conduzione, l'utilizzo di schiume metalliche permette di migliorare la risposta termica del sistema, riducendo notevolmente le tempistiche per la transizione di fase del materiale.

### Inclusioni (macroscopiche) di carbonio

Nonostante l'evidente efficienza delle inclusioni metalliche, come superfici alettate o schiume, nel miglioramento della risposta termica, l'elevato valore di conducibilità caratteristico della maggior parte dei materiali al carbonio rende questi ultimi una valida alternativa per il potenziamento dei materiali a cambiamento di fase. Esistono diverse sostanze a base di carbonio che possono essere utilizzate a questo scopo, tra cui le fibre di carbonio e le schiume di grafite. Per quanto riguarda le fibre, queste si sono dimostrate

assolutamente in grado di poter migliorare il comportamento termico dei PCMs [13]. Le fibre di carbonio hanno in generale elevati valori di conducibilità termica lungo la direzione stessa della fibra, oltre ad essere resistenti alla corrosione ed agli attacchi chimici, aspetti che le rendono adatte per un utilizzo a lungo termine. Data la forte direzionalità da cui è affetto lo scambio termico, la scelta dell'orientamento delle fibre gioca un ruolo cruciale. Prevedere una disposizione delle fibre coerente con quella dei flussi termici è infatti assolutamente indispensabile per ottenere un miglioramento delle performance termiche del sistema.

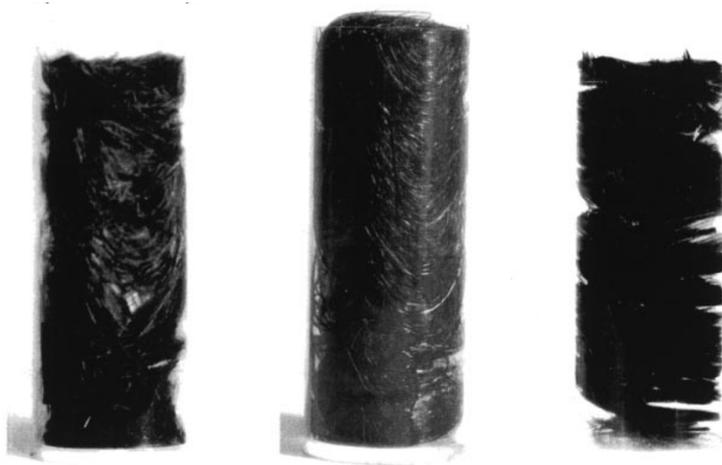


Figura 2.9: Impaccamento di fibre di carbonio per diverse lunghezze ed orientamenti [13].

Anche le schiume di grafite rappresentano una soluzione abbastanza popolare nel potenziamento della conducibilità termica dei materiali a cambiamento di fase. Come per quelle metalliche, le schiume di grafite sono caratterizzate da un elevato rapporto tra superficie esposta e volume, aspetto che influisce positivamente sulle proprietà di scambio termico. Tuttavia, a differenza dei pori uniformi tipici delle schiume metalliche, quelle grafitiche presentano usualmente pori irregolari o, addirittura, un certo numero di celle chiuse all'interno della schiuma. Questo aspetto può rendere difficoltoso un riempimento efficace della schiuma grafitica con il PCM. Le schiume metalliche vengono solitamente riempite con il materiale a cambiamento di fase semplicemente iniettando il PCM liquido all'interno del recipiente nel quale si trova la schiuma stessa, oppure immergendola in un bagno di PCM e lasciando che questo si infiltri all'interno dei pori. Questi metodi sono entrambi inefficaci nel caso di schiume di grafite, provocandone un riempimento solo parziale (53-81 % per il caso della tecnica ad immersione) [9]. Quando riempite in modo corretto, le schiume di grafite si sono dimostrate tuttavia altamente performanti nel miglioramento delle prestazioni termiche dei PCMs, anche più delle schiume metalliche e delle fibre di carbonio. La soluzione ad oggi più promettente è quella degli aerogel di grafene, i quali sono tra i materiali più leggeri esistenti, aspetto che permetterebbe di creare dei compositi grafite/PCM altamente efficaci (elevata porosità) senza però

ridurre significativamente la quantità di materiale a cambiamento di fase e, di conseguenza, la capacità di accumulo complessiva del sistema.

### 2.2.2 *Contenimento del materiale*

Esistono numerose e diverse soluzioni per realizzare applicazioni che richiedano il contenimento di una fase liquida. Tutti questi sistemi presentano il medesimo obiettivo, ovvero quello di segregare il PCM liquido all'interno di un guscio o di una capsula, realizzati a loro volta in un materiale che non è invece soggetto al cambiamento di fase. La complessità di questi involucri può spaziare da un semplice contenitore in alluminio a complesse nanosfere realizzate con compositi polimerici sintetizzati chimicamente. Comunque, indipendentemente dalla difficoltà della realizzazione, la caratteristica che tutti gli involucri condividono è quella di dover gestire il problema della variazione di densità associato al processo di scioglimento. La maggior parte dei PCMs presenta un cambiamento di volume fino al 15-20% a seguito della transizione di fase, dove la fase solida è tipicamente quella con la maggiore densità e, di conseguenza, con il minore volume occupato. Questo aspetto si traduce in uno spazio vuoto, all'interno del contenitore, mentre il materiale si trova nella sua fase solida. La presenza di questo volume libero deve naturalmente essere considerata nella selezione del sistema di contenimento.

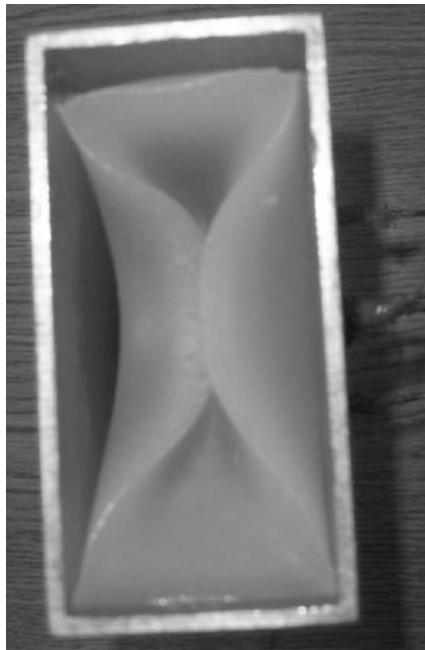


Figura 2.10: Paraffina solida all'interno di un contenitore di alluminio [9].

Il crearsi di una intercapedine d'aria all'interno del sistema per il contenimento, in funzione della posizione, può tradursi in un non trascurabile degradamento delle performance termiche. La conducibilità termica dell'aria è infatti di ordini di grandezza inferiore rispetto a qualunque PCM,

cosa che contribuisce alla formazione di zone con elevata resistenza termica che possono interferire con il meccanismo di scambio termico. Di conseguenza, l'involucro deve essere sempre progettato in modo da promuovere la formazione di spazi vuoti in siti che siano sufficientemente distanti dalla sorgente termica. È stato dimostrato che la posizione e la taglia delle intercapedini d'aria influiscono notevolmente sui gradienti di temperatura e sui rapporti di scioglimento all'interno dell'involucro, ostacolando i flussi termici e riducendo l'efficienza del sistema di accumulo [9].

## 2.3 Principali soluzioni costruttive

Nella realizzazione dei sistemi di accumulo latenti la scelta dell'opzione di design è di particolare importanza. Il numero di alternative disponibili è considerevole, anche se la selezione dell'opzione più adatta non è mai banale ed è fortemente influenzata dall'applicazione in questione e dalle esigenze di accumulo energetico e potenza. Essenzialmente, tutte le configurazioni esistenti possono essere suddivise in tre macro categorie [14]:

- Accumuli con scambio termico sulla superficie dell'accumulo stesso;
- Accumuli con scambio termico su superfici interne;
- Accumuli con scambio termico mediante cessione del mezzo di accumulo.

Le tre categorie, rappresentate schematicamente in figura 2.11, verranno di seguito discusse in dettaglio, con specifico riferimento alle performance tipiche ed ai principi costruttivi.

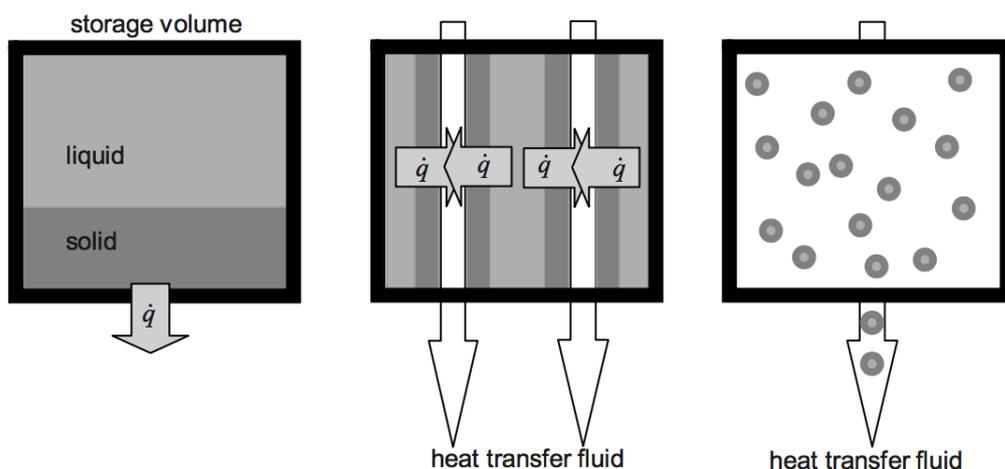


Figura 2.11: Opzioni per il design dei sistemi di accumulo termico: scambio termico sulla superficie dell'accumulo (sinistra), su superfici interne (centro) e mediante lo scambio del mezzo di accumulo (destra) [14].

### 2.3.1 Scambio termico sulla superficie dell'accumulo

Questa prima categoria di sistemi è caratterizzata dal fatto che lo scambio termico con la sorgente/pozzo, o con il fluido termo vettore, avvenga esclusivamente attraverso la superficie esterna del dispositivo di contenimento. Il coefficiente di scambio termico dipende, pertanto, unicamente dalle condizioni al contorno imposte in corrispondenza della superficie dell'accumulo e può essere fortemente variabile. Per applicazioni nelle quali lo scambio termico si realizza prevalentemente per conduzione, come ad esempio in caso di contatto fisico tra la sorgente termica ed il sistema di accumulo, questo è naturalmente decisamente basso, ma può crescere sensibilmente qualora lo scambio termico avvenga invece attraverso un fluido, sia in convezione libera che forzata.

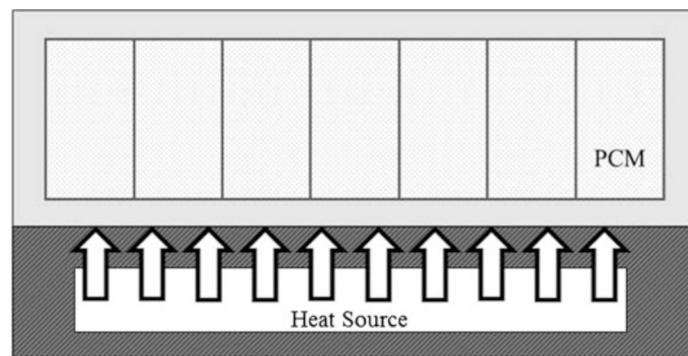


Figura 2.12: Esempio di sistema con scambio termico sulla superficie esterna: dispositivi per il controllo termico dei componenti elettronici. [9].

Questa classe di accumuli fornisce solitamente bassi valori di potenza termica, causa la limitata estensione della superficie di scambio termico. Per questo motivo, il loro utilizzo è focalizzato principalmente sulle applicazioni di controllo della temperatura, ovvero per tutti quei casi in cui la temperatura di un corpo o di un bene deve essere mantenuta costante. In scenari come questi, un basso valore del coefficiente di scambio termico è accettabile, dato che il parametro di principale importanza è il calore latente del PCM, da cui dipende la capacità di accumulo del sistema. L'unico approccio possibile per incrementare la potenza scambiata è quello di aumentare la superficie esposta, dato che il gradiente termico è solitamente determinato e vincolato dall'applicazione in questione.

### 2.3.2 Scambio termico mediante superfici interne

La soluzione più efficiente per incrementare il valore della potenza scambiata è quella di utilizzare superfici di scambio termico interne. Questa tipologia di sistemi di accumulo, nei quali lo scambio termico avviene mediante superfici disposte all'interno del contenimento, è infatti in grado di trasferire il calore dalla sorgente termica al mezzo materiale, e viceversa, in modo molto rapido. La disposizione più omogenea delle superfici di scambio

termico rispetto al mezzo materiale permette infatti di ridurre, anche notevolmente, i valori di resistenza termica. Inoltre, le superfici interne sono solitamente equipaggiate con alettature, le quali consentono di incrementare la superficie di contatto con il PCM e di ridurre ulteriormente la lunghezza di penetrazione del fronte di scioglimento, con evidenti effetti positivi sul tasso di scambio termico.

I sistemi di accumulo con superfici di scambio termico interne necessitano sempre dell'impiego di un opportuno fluido termo vettore, attraverso cui trasportare il calore da e verso il materiale a cambiamento di fase. A differenza dei sistemi con scambio termico sulla superficie esterna, la potenza termica scambiata con l'utenza è solitamente l'aspetto di principale importanza nell'applicazione. Accumuli termici di questo tipo sono infatti utilizzati in tutti quei contesti in cui viene realizzato il recupero ed il riutilizzo di energia termica. Il calore/freddo fornito dalla risorsa deve dunque essere immagazzinato durante un determinato periodo di tempo per poi essere riutilizzato, successivamente, sulla base delle esigenze dell'utenza. In tutti questi casi il perfetto bilanciamento tra le tempistiche dell'accumulo e quelle dell'utenza, e di conseguenza tra le rispettive potenze, rappresenta naturalmente il requisito fondamentale.

La soluzione con superficie di scambio termico interna può essere realizzata utilizzando due differenti approcci costruttivi: il primo è quello dei sistemi di accumulo tipo scambiatore di calore, mentre il secondo quello dei sistemi di tipo modulare.

### **Tipologia scambiatore di calore**

I sistemi di accumulo termico latenti tipo scambiatore di calore sono probabilmente la tipologia più diffusa. La loro struttura è derivata direttamente dal principio costruttivo di un qualunque scambiatore di calore a due fluidi. Per costituire l'accumulo termico, su uno dei due lati dello scambiatore (solitamente quello esterno) il fluido viene semplicemente rimpiazzato dal materiale a cambiamento di fase. Il fluido termo vettore, ad esempio acqua, fluisce invece attraverso lo scambiatore di calore, che consiste a sua volta in un certo numero di tubi disposti omogeneamente all'interno del volume.

Questa categoria di accumuli si distingue tipicamente per:

- Elevate densità di accumulo (fino al 95% in volume di PCM);
- Picco di potenza in corrispondenza dell'inizio della fase di scarica, dato che i canali dello scambiatore di calore sono riempiti con il fluido termo vettore utilizzato per caricare l'accumulo;
- Valori di potenza medio-alti durante la fase di scarica, i quali dipendono fortemente dal design dello scambiatore di calore.

La potenza termica assorbita, o ceduta, dall'accumulo termico è proporzionale al calore specifico del fluido termo vettore, alla sua portata in massa ed alla differenza di temperatura tra ingresso ed uscita

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in}) \quad (2.1)$$

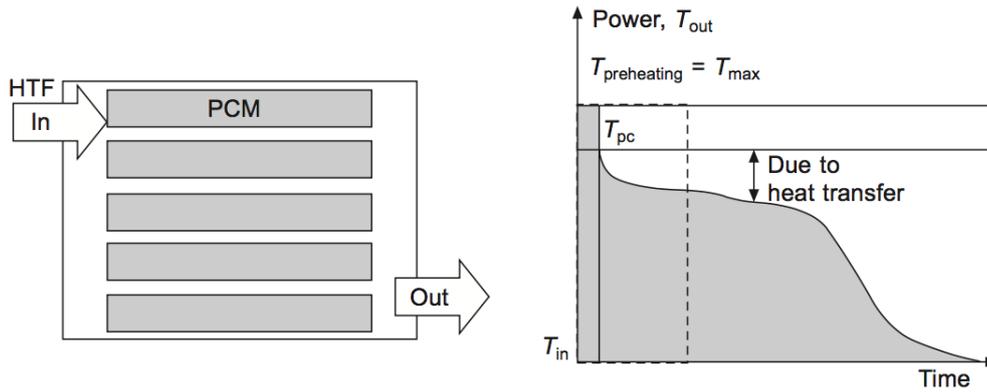


Figura 2.13: Accumulo termico tipo scambiatore di calore: schema di principio (sinistra) e performance tipiche (destra) [14].

Assumendo che il calore specifico del fluido e la sua portata in massa siano costanti nel tempo, la potenza termica è proporzionale alla differenza di temperatura tra ingresso ed uscita. È per questo motivo che, in figura 2.13, è stata utilizzata un'unica curva per rappresentare sia la potenza termica scambiata che la temperatura in uscita del fluido termo vettore. L'integrale della potenza, rispetto al tempo di scarica, è pari al calore estratto dall'accumulo e, se si trascurano le perdite termiche, anche al calore che era stato precedentemente immagazzinato. Nel grafico riportato in figura 2.13 tale quantitativo energetico è rappresentato dall'area evidenziata in grigio.

L'accumulo termico viene preriscaldato, durante la fase di carica, fino ad un valore di temperatura costante al di sopra di quello corrispondente alla transizione di fase del materiale. Quando la fase di scarica ha inizio, il fluido termo vettore freddo entra nel sistema e, contemporaneamente, quello caldo con temperatura pari al valore di preriscaldamento lo lascia. La presenza del fluido termo vettore preriscaldato causa, come riportato in figura 2.13, un picco di potenza in corrispondenza della primissima fase di scarica, con la temperatura di uscita pari esattamente al valore di preriscaldamento dell'accumulo. La durata temporale di questa prima fase dipende naturalmente dalla portata in massa del fluido.

Una volta esaurito il fluido già presente all'interno dello scambiatore di calore, il fluido termo vettore che abbandona l'accumulo è lo stesso ad essere precedentemente entrato alla temperatura di ingresso  $T_{in}$ . Ne consegue, pertanto, che il fluido in questione è stato riscaldato esclusivamente dal calore estratto dal sistema di accumulo: la temperatura di uscita del fluido inizia dunque a diminuire progressivamente fino a scendere al di sotto del valore di transizione. Una volta che il calore sensibile al di sopra della transizione liquido-solido è stato scaricato completamente, il comportamento dell'accumulo termico può seguire due scenari differenti. Il discrimine tra i due è dettato dal processo di scambio termico interno al sistema, ed in particolare dal peso relativo delle due principali resistenze termiche. Queste sono quella dell'insieme fluido/pareti dello scambiatore, che è costante, è quella interna al PCM, che invece aumenta con il tempo ed al progredire del fronte di

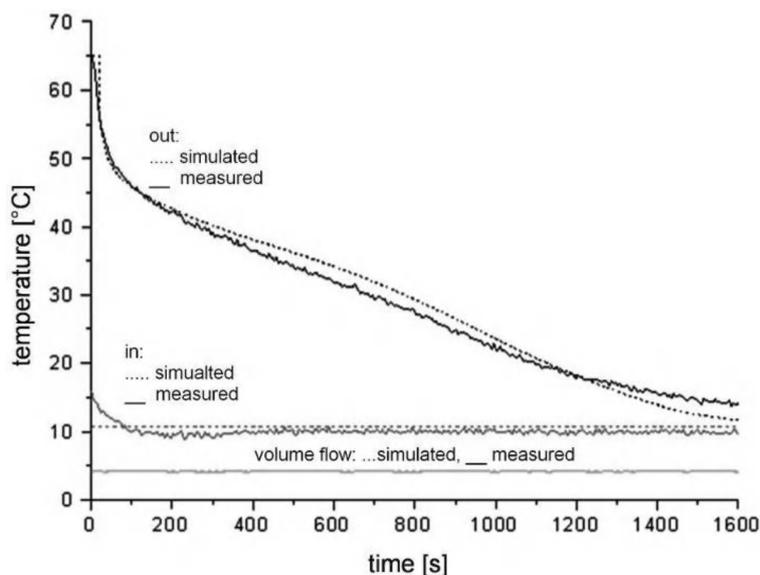


Figura 2.14: Esempio di misurazione della temperatura in uscita per un accumulatore del tipo scambiatore di calore [14].

solidificazione. Se il design del sistema è tale per cui la resistenza dell'insieme fluido termo vettore e scambiatore di calore è quella dominante, allora, essendo questa costante, la temperatura di uscita del fluido e la potenza scambiata realizzeranno un plateau durante tutto il periodo di transizione. Se invece è la resistenza termica all'interno del PCM ad essere il contributo dominante, allora temperatura e potenza diminuiranno gradualmente durante tutta la fase di scarica. Solitamente è quest'ultimo il comportamento più diffuso, in quanto, nonostante il design dello scambiatore di calore, le scarse proprietà termofisiche dei PCM fanno sì che sia ancora loro il contributo principale di resistenza allo scambio termico (figura 2.14). Per questa tipologia di sistemi, la scelta ed il design dello scambiatore di calore gioca comunque un ruolo fondamentale nella definizione delle performance, influenzando direttamente sia il livello termico che il conseguente valore di potenza scambiato.

### Tipologia a moduli

La seconda tipologia di sistemi di accumulo latenti con superfici di scambio termico interne è quella che prevede l'utilizzo di veri e propri "moduli" di PCM. In sostanza, invece di utilizzare uno scambiatore di calore che separi il PCM dal fluido termo vettore, il materiale a cambiamento di fase viene *macro incapsulato*, ovvero inserito all'interno di appositi contenitori in grado di contenerlo. I moduli vengono a loro volta posizionati all'interno del serbatoio di accumulo, attraverso il quale passerà poi il fluido per lo scambio termico con il materiale. L'approccio per il quale il PCM è contenuto all'interno dei moduli rende la costruzione del sistema complessivo molto flessibile, permettendo la realizzazioni di forme e geometrie tra di loro molto differenti. I moduli di PCM sono solitamente macro incapsulati sotto forma di fogli corrugati, piastre sottili oppure di capsule sferiche.

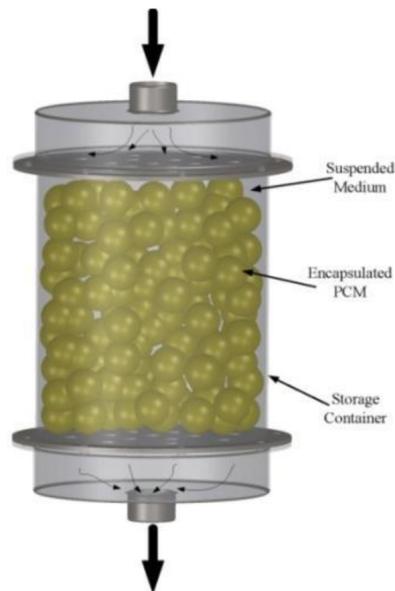


Figura 2.15: Esempio di macro incapsulamento con capsule sferiche [7].

Quest'ultima rappresenta la soluzione più comunemente utilizzata, poiché la geometria sferica presenta una elevata densità di impacchettamento (fino al 74% in volume) e, non meno importante, perché permette un facile riempimento del serbatoio.

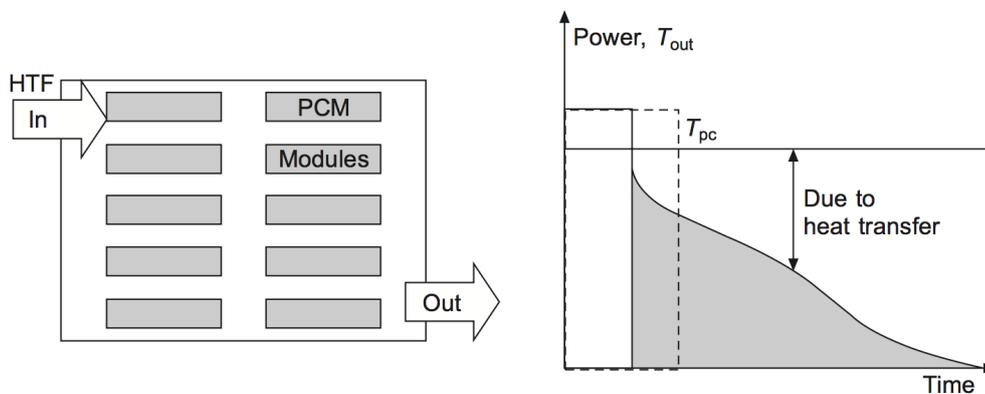


Figura 2.16: Accumulo termico di tipo modulare: schema di principio (sinistra) e performance tipiche (destra) [14].

Questa tipologia di sistemi presenta tipicamente:

- Densità di accumulo medie (circa il 74% in volume per le sfere);
- Picco di potenza negli stadi iniziali del processo di scarica, analogamente a quanto visto per i sistemi tipo scambiatore di calore;
- Valori medio-bassi di potenza durante la fase di scarica, a causa dello scambio termico tra i moduli ed il fluido termo vettore.

Negli accumuli termici realizzati utilizzando questo approccio costruttivo il rapporto superficie-volume gioca un ruolo cruciale all'interno del meccanismo di scambio termico. Aumentando il valore di tale rapporto è possibile aumentare drasticamente quello della potenza scambiata, essendoci a disposizione una maggiore superficie di scambio termico. Di conseguenza, la geometria e la disposizione dei moduli deve essere attentamente selezionata, sulla base dell'applicazione e delle sue specifiche richieste.

### 2.3.3 Cessione del mezzo di accumulo

Nei sistemi di accumulo modulari, la maggior parte dell'energia termica viene immagazzinata all'interno dei moduli di PCM. Questi rimangono sempre nel contenitore e l'energia termica viene scambiata con l'utenza attraverso il fluido termo vettore. Tuttavia, questo processo richiede tempo ed ha delle limitazioni. Come già detto, un aumento della superficie esposta, e quindi del rapporto superficie-volume dei moduli, può contribuire ad un incremento sensibile dello scambio termico. Nell'ottica di realizzare moduli che siano sempre più piccoli, si arriva ad un punto per il quale la dimensione di quest'ultimi è così piccola che possono lasciare l'accumulo insieme al fluido stesso. In pratica, il mezzo per l'accumulo e quello per il trasferimento termico diventano un unico fluido, che consiste di una componente in grado di accumulare energia termica attraverso il cambio di fase e di una componente invece sempre liquida. Questa tipologia di sostanza, come ad esempio una miscela di acqua e microcapsule di PCM, prende comunemente il nome di *phase change slurry* (PCS) o *phase change liquid* (PCL).

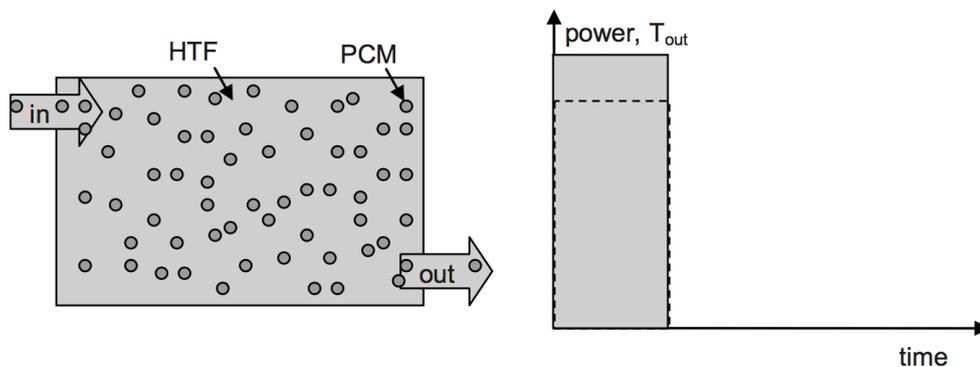


Figura 2.17: Accumulo termico con cessione del mezzo materiale: schema di principio (sinistra) e performance tipiche (destra) [14].

É importante sottolineare che, a differenza di quanto detto per le tipologie di accumulo precedenti, la potenza scambiata e la temperatura in funzione del tempo non possono più essere rappresentate mediante un'unica curva (figura 2.17). La potenza termica è in questo caso superiore al solo contributo legato alla variazione di temperatura del fluido, a seguito della presenza del materiale a cambiamento di fase e del suo calore latente.

Dato che il mezzo materiale è sempre in fase liquida, questo può essere accumulato in un serbatoio convenzionale, scaricato direttamente e pompato

attraverso le tubazioni. A seguito della presenza del cambiamento di fase, il PCS, se stoccato, ha una densità di accumulo termico naturalmente molto superiore rispetto al solo fluido termo vettore. Inoltre, la miscela è in grado di trasportare una maggiore quantità di energia termica a parità di portata in volume. Questo aspetto permette di raggiungere valori di potenza scambiata decisamente superiori oppure, in alternativa, di raggiungere le medesime performance con sistemi più piccoli e compatti.

# Capitolo 3

## Caso studio

L'obiettivo di questo progetto di tesi consiste nell'analisi di fattibilità di un sistema di accumulo termico innovativo, basato sull'utilizzo di materiali a cambiamento di fase, da accoppiare con un sistema di microgenerazione a gas naturale. Il contesto applicativo in questione è riferito ad una utenza realmente esistente, all'interno della quale entrambi gli impianti dovranno cooperare in modo tale da soddisfarne la domanda di energia.

Lo scopo del sistema di accumulo termico è quello di sostenere la cogenerazione durante i periodi di massimo carico, ammesso che si verifichi un deficit tra disponibilità e richiesta termica. Inoltre, la realizzabilità dell'accumulo è vincolata anche dalla possibilità di poter immagazzinare energia, ovvero dal fatto che si verifichi, durante gli altri archi temporali, questa volta un surplus tra disponibilità e richiesta. Pertanto, dato lo strettissimo legame che intercorre tra la fruibilità del sistema di accumulo e la domanda dell'utenza termica, l'analisi di fattibilità ed il dimensionamento del primo non possono in alcun modo prescindere da una conoscenza adeguata delle caratteristiche di quest'ultima.

In questo capitolo vengono introdotti sia l'utenza termica, con specifico riferimento al diagramma di carico giornaliero, sia il sistema di microgenerazione, di cui verranno illustrate le principali caratteristiche e le condizioni operative. Partendo dalla conoscenza di tali informazioni, verrà successivamente effettuato, qualora si verifichino le condizioni adeguate, il dimensionamento della batteria termica (capacità di accumulo richiesta).

### 3.1 L'utenza termica

L'utenza oggetto del presente studio è un ampio stabile, adibito ad uso ufficio, situato nella città di Torino. Alle condizioni attuali, l'intero sistema è alimentato, dal punto di vista termico, mediante la rete di teleriscaldamento cittadina. Nello specifico, la sottostazione termica è composta da due scambiatori di calore, rispettivamente per la produzione di acqua calda sanitaria e per l'impianto di riscaldamento degli ambienti.

L'acqua surriscaldata ( $T_{mandata} = 110 \div 120 \text{ }^\circ\text{C}$ ) viene prelevata dalla rete di teleriscaldamento ed inviata ai due scambiatori di calore, dove l'energia

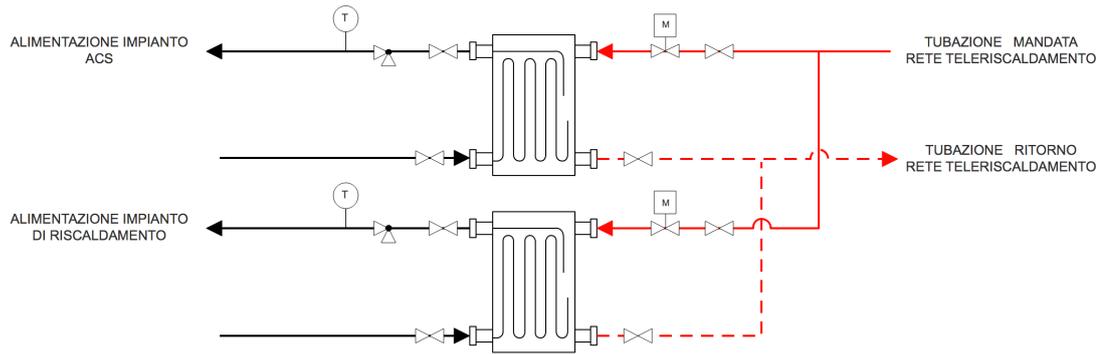


Figura 3.1: Sottostazione termica in condizioni attuali.

termica viene ceduta ai fluidi termo vettori. Per quanto riguarda i parametri operativi, la rete per l'acqua calda sanitaria è caratterizzata da un valore della temperatura di mandata pari a  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , mentre la temperatura di ritorno coincide con il valore della rete idrica. Il sistema di distribuzione del riscaldamento, invece, è dimensionato per operare con un salto termico di  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ , con temperature di mandata e ritorno rispettivamente pari a  $60$  e  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Questi ultimi valori, in virtù della tipologia di terminali utilizzati, risultano essere più bassi di quelli convenzionali. Infatti, gli ambienti interni sono riscaldati mediante l'utilizzo combinato di una unità di trattamento aria (UTA) e di un sistema di pannelli radianti a pavimento, i quali richiedono livelli termici inferiori rispetto ai tradizionali radiatori.

Come già introdotto, il primo passaggio fondamentale dell'analisi consiste nella determinazione del profilo di domanda dell'utenza termica. Sfortunatamente, quest'ultima non è ancora stata dotata di un sistema di misura o monitoraggio permanente. Tuttavia, durante il corso dell'anno 2018 sono state effettuate alcune (sporadiche) campagne di misurazione, alle quali è stato possibile avere accesso. Partendo dai dati in questione, riferiti per lo più ai periodi Novembre-Dicembre e Febbraio-Marzo, è stato possibile stimare il diagramma di carico giornaliero tipico dell'utenza. È opportuno specificare che tale diagramma è da considerarsi come riferimento per il comportamento dell'utenza esclusivamente durante la stagione di riscaldamento, per la quale sono disponibili informazioni sui dati di consumo. Questo non rappresenta comunque un aspetto limitativo per l'analisi, poiché quasi certamente il funzionamento combinato del sistema di accumulo e del cogeneratore si verificherà esclusivamente durante il periodo invernale, caratterizzato dalla concomitanza della richiesta termica per ACS e riscaldamento. Durante il periodo estivo invece, l'unica voce di domanda sarà quella relativa alla produzione dell'acqua calda sanitaria, che può in linea di principio essere considerata costante durante tutto l'arco dell'anno. Questo aspetto, congiuntamente con i bassi valori di potenza richiesti in confronto a quelli necessari per il riscaldamento invernale, fanno sì che il sistema di accumulo risulti operativo durante la sola stagione di riscaldamento. Pertanto, la mancanza di informazioni precise sui consumi durante il periodo estivo risulta essere del tutto ininfluenza.

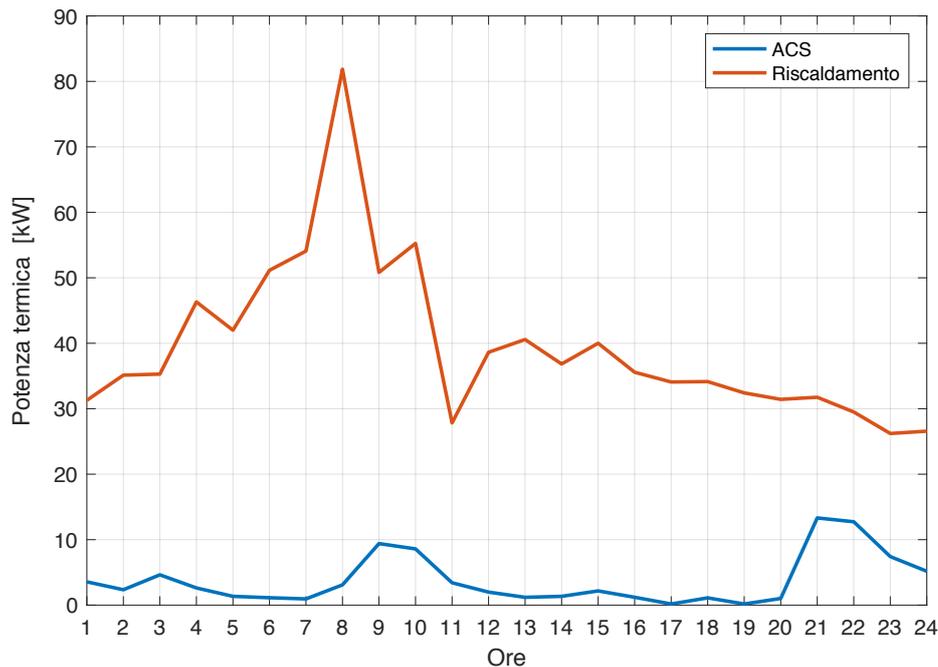


Figura 3.2: Diagramma di carico medio giornaliero.

Il diagramma di carico giornaliero non è altro che la rappresentazione, ora per ora, della domanda di energia da parte dell'utenza. Nello specifico, in figura 3.2 la richiesta dell'utenza è stata espressa in termini di potenza media oraria. Inoltre, i consumi relativi all'acqua calda sanitaria e al riscaldamento sono stati riportati separatamente, in modo da poterne apprezzare il peso relativo e le rispettive peculiarità. Va da sé che il profilo di domanda complessivo sia dato dalla somma delle due singole curve. Osservando il grafico, risulta evidente come il contributo legato al riscaldamento sia quello prevalente, con un massimo giornaliero, raggiunto tra le ore 7:00 ed 8:00 del mattino, che supera il valore di 80 kW. La potenza per il riscaldamento è comunque sempre al di sopra dei 50 kW tra le 5:00 e le 11:00, salvo poi diminuire progressivamente dal primo pomeriggio fino a sera. È inoltre interessante notare come la richiesta termica sia non nulla anche durante le ore notturne, durante le quali l'edificio è sicuramente privo di occupazione. Per quanto riguarda invece la produzione di acqua calda sanitaria, come era lecito attendersi, i valori di potenza media risultano essere più modesti. La domanda raggiunge un primo massimo relativo intorno alle ore 10:00 del mattino, con un valore di picco pari a circa 10 kW. La richiesta per ACS decresce poi progressivamente, salvo crescere nuovamente dalle 20:00 alle 21:00 quando viene raggiunto il valore massimo giornaliero. Questo comportamento potrebbe naturalmente risultare molto strano ad un primo impatto, dato che il valore di picco viene raggiunto durante un orario in cui l'occupazione è verosimilmente nulla. Tuttavia, questi valori elevati durante le ore serali sono dovuti non ad un consumo diretto, ma alla realizzazione quotidiana di un completo lavaggio per legionella di tutta la rete ACS. Indipendentemente dal fatto che si tratti di un consumo indiretto,

questo rappresenta comunque, dal punto di vista dell'utenza, una domanda di energia del tutto equivalente a quella delle ore diurne.

## 3.2 Il sistema di micro-CHP

Al fine di ridurre sia il prelievo di energia elettrica dalla rete, che quello di energia termica dal teleriscaldamento, è stato pianificato l'inserimento di un sistema di microcogenerazione. Il cogeneratore, basato sull'utilizzo di un motore a combustione interna multi-combustibile (gas metano, biometano o GPL), rende disponibile all'utenza la produzione combinata di potenza elettrica e termica.

### 3.2.1 Generalità e parametri operativi

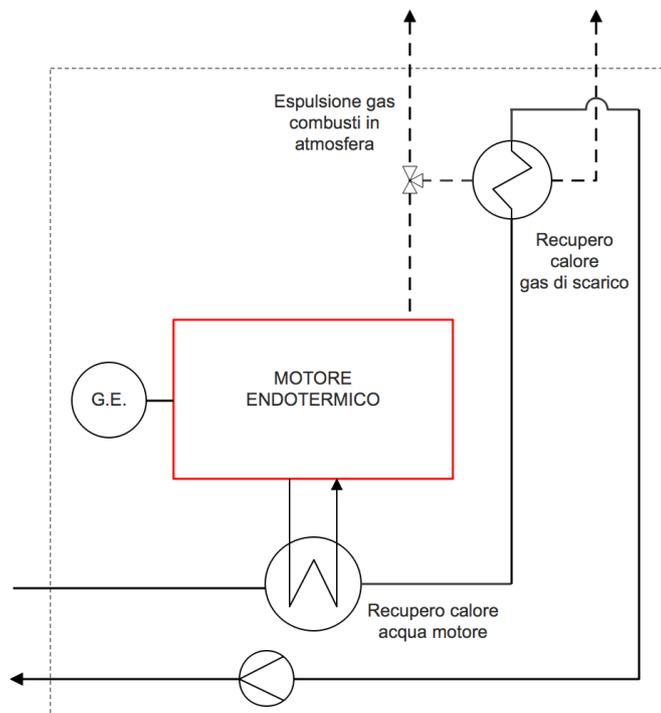


Figura 3.3: Schema di funzionamento del sistema di microcogenerazione.

Il motore endotermico è collegato ad un alternatore, il quale permette di operare la conversione dell'energia meccanica prodotta in energia elettrica in corrente alternata, che può così essere, sulla base delle necessità, assorbita dall'utenza o ceduta in rete. Per permettere il funzionamento a velocità variabile, indispensabile per ottenere flessibilità e permettere al motore di modulare il valore di potenza prodotto, il sistema è ulteriormente equipaggiato con un convertitore di frequenza. Questo permette infatti di mantenere il valore di frequenza in uscita pari al valore strettamente richiesto dalla rete, indipendentemente dalla velocità di rotazione del motore.

Tabella 3.1: Dati di targa del sistema di micro cogenerazione [15].

Potenza elettrica nominale (kW)	30
Potenza termica nominale (kW)	50
Intervallo modulazione elettrica (kW)	$\geq 7.5$
Rendimento elettrico netto (%)	35.4
Rendimento totale (%)	94.6
Portata nominale acqua (l/h)	3000
Temperatura acqua in ingresso ( $^{\circ}\text{C}$ )	$15 \div 70$
Temperatura acqua in uscita ( $^{\circ}\text{C}$ )	$30 \div 85$

Per quanto riguarda invece la produzione termica, questa viene effettuata mediante due stadi differenti. Un primo recupero termico viene realizzato usufruendo del circuito di raffreddamento motore, realizzato tramite acqua. Il fluido di raffreddamento è convogliato in un opportuno scambiatore di calore, dove il calore estratto direttamente dal motore viene ceduto all'acqua proveniente dall'impianto dell'utenza. L'acqua, dopo aver subito il primo riscaldamento, è infine indirizzata verso il secondo scambiatore, nel quale si realizza il raffreddamento parziale dei gas di scarico. In virtù del livello termico dell'acqua di utenza, e di conseguenza della temperatura in ingresso allo scambiatore acqua-fumi, il sistema può anche realizzare la condensazione di parte del vapore acqueo contenuto all'interno dei gas di scarico, incrementando così il livello del recupero termico.

Il sistema di cogenerazione previsto presenta, in condizioni nominali, una potenza elettrica pari a 30 kW, mentre la produzione termica si attesta su un valore di 50 kW. Tali valori, come gli altri parametri operativi riportati in tabella 3.1, fanno riferimento ad una temperatura dell'acqua in ingresso pari a 70  $^{\circ}\text{C}$ . Il valore della potenza termica prodotta dal sistema è infatti influenzato dal livello termico del fluido termo vettore. La temperatura di ritorno dal circuito dell'utenza rappresenta un aspetto di fondamentale importanza nell'integrazione del sistema di cogenerazione. Infatti, al fine di evitare un pericoloso sovraccarico termico del motore, tale valore deve sempre essere inferiore a quello massimo specificato dal produttore, che nel caso specifico è pari appunto a 70  $^{\circ}\text{C}$ . Dati i parametri operativi tipici del sistema di riscaldamento in questione, problematiche legate ad un eccessivo livello termico dell'acqua in ingresso motore possono comunque essere escluse. Per temperature di alimentazione nell'intervallo operativo, la macchina produce una variazione di temperatura del fluido pressoché costante e pari a 15  $^{\circ}\text{C}$ . La modulazione della potenza termica viene infatti effettuata agendo sulla portata, il cui valore nominale è di 3000 l/h.

Come per tutte le macchine termiche, uno dei parametri chiave è rappresentato dal rendimento elettrico, definito naturalmente come il rapporto tra la potenza elettrica netta prodotta dal motore e la potenza in ingresso, legata alla portata di combustibile ed al suo potere calorifico inferiore. Inoltre,

essendo in presenza di un sistema cogenerativo, di notevole importanza è anche l'efficienza con cui il calore di scarto viene recuperato e ceduto al fluido termo vettore. Questa capacità del sistema viene descritta mediante un altro opportuno indicatore, che prende il nome di *rendimento totale*. Esso è definito come il rapporto tra la potenza utile complessiva (somma delle potenze elettrica e termica) e la potenza in ingresso. Naturalmente, maggiore è il valore del rendimento totale, maggiore è l'entità del recupero termico effettuato. Sia il rendimento elettrico che quello totale sono fortemente influenzati dal livello di carico del motore, ovvero dal valore relativo della potenza elettrica prodotta rispetto a quello nominale. Al diminuire del livello di carico, entrambi i rendimenti diminuiscono progressivamente fino al raggiungimento del limite inferiore di regolazione.

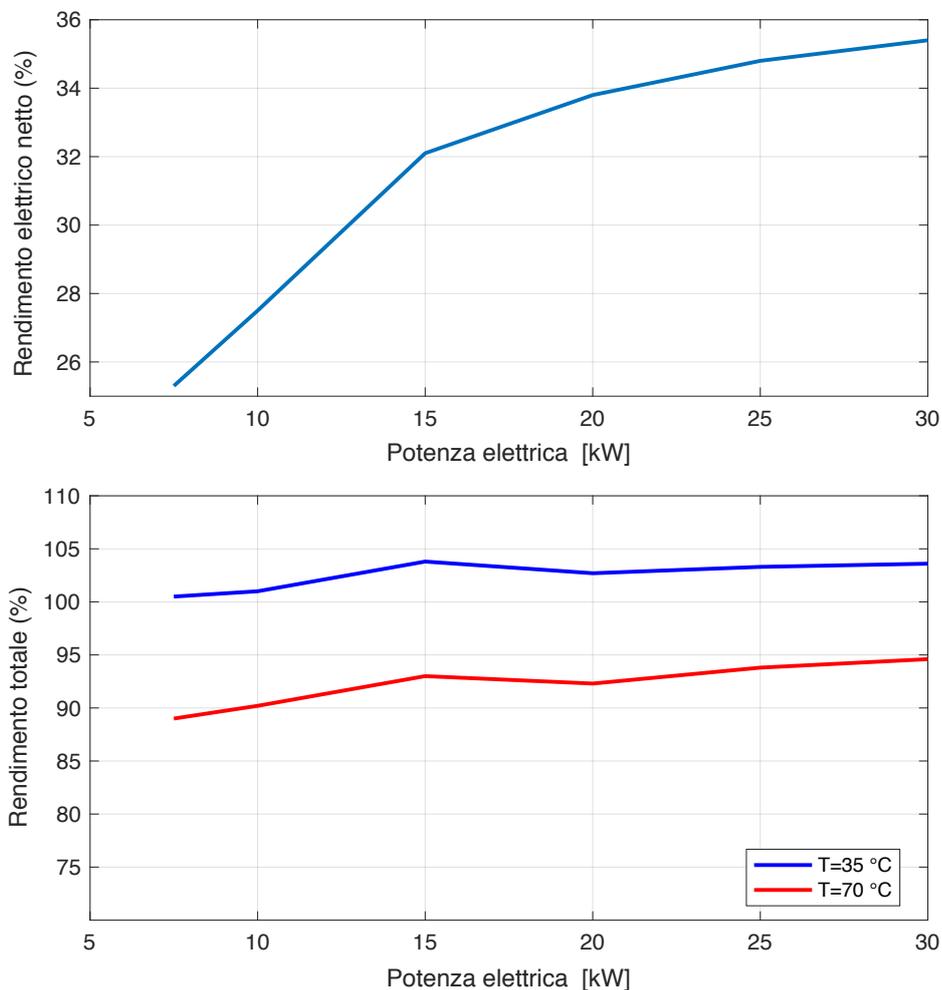


Figura 3.4: Rendimenti elettrico e totale in funzione delle condizioni di carico [15].

Come già introdotto, la potenza termica recuperata è dipendente dal livello termico dell'acqua in ingresso al sistema. Ne consegue, dunque, che anche il rendimento totale presenti la medesima dipendenza. È per questo motivo, che in figura 3.4 sono state riportate due diverse curve per il rendimento

totale del cogeneratore, le quali fanno riferimento rispettivamente a temperature di 35 e 70 °C. Si ritiene inoltre opportuno specificare che i rendimenti superiori al 100 % per il caso di temperatura inferiore non sono erranei, ma sono dettati dalla convenzione utilizzata per il calcolo del rendimento. Nel caso in cui la temperatura in ingresso sia 35 °C il sistema è in grado di effettuare la condensazione di parte del vapore acqueo presente all'interno dei gas di scarico. Tuttavia, il rendimento è convenzionalmente riferito al potere calorifico inferiore del combustibile, che non include il contributo legato al passaggio di stato vapore-acqua. È questo il motivo per cui il rendimento finale risulta essere superiore all'unità. Partendo dai valori di efficienza, forniti dal produttore, è possibile ricavare l'andamento della potenza termica prodotta in funzione del livello di carico, informazione che sarà determinante nel caratterizzare il funzionamento del sistema di cogenerazione. Infatti, dati il rendimento elettrico e quello totale, definiti rispettivamente come

$$\eta_{elettrico} = P_{elettrica} / (G_c \cdot H_i) \quad (3.1)$$

$$\eta_{totale} = (P_{elettrica} + P_{termica}) / (G_c \cdot H_i) \quad (3.2)$$

dove  $G_c$  è la portata di combustibile ed  $H_i$  il suo potere calorifico inferiore, la potenza termica può essere ricavata a sua volta come

$$P_{termica} = \left( \frac{\eta_{totale}}{\eta_{elettrico}} - 1 \right) \cdot P_{elettrica} \quad (3.3)$$

Al diminuire della potenza elettrica diminuisce naturalmente anche la produzione termica, ma tale riduzione non avviene in modo proporzionale, data la non linearità dei coefficienti  $\eta_{elettrico}$  ed  $\eta_{totale}$ .

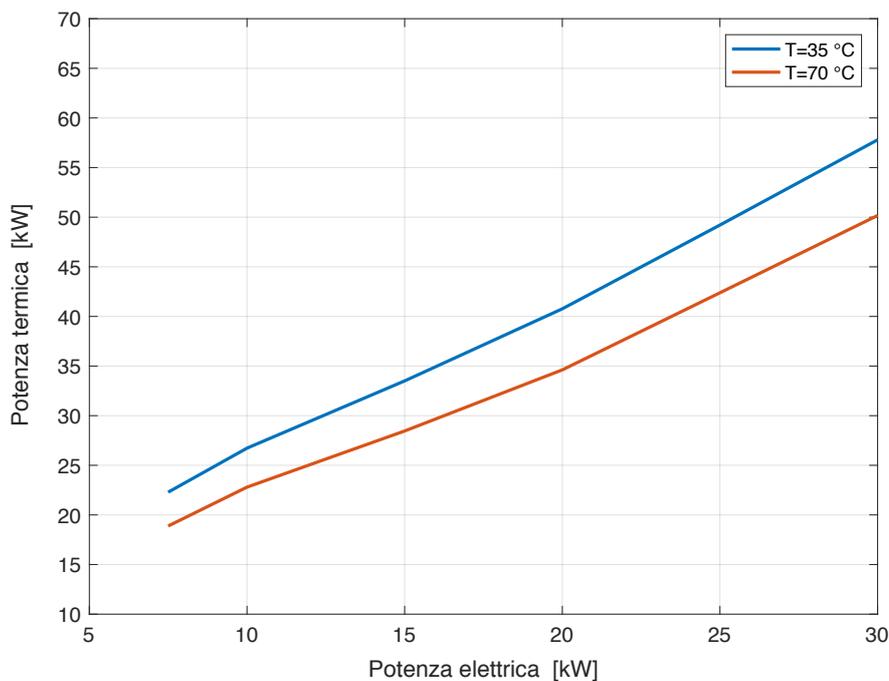


Figura 3.5: Potenza termica in funzione delle condizioni di carico.

### 3.2.2 Configurazione impiantistica e logica di funzionamento

La nuova configurazione impiantistica, elaborata per tenere conto dell'inserimento del sistema di micro cogenerazione, è riportata in figura 3.6. Il cogeneratore è stato introdotto in modo da funzionare in parallelo rispetto alla sottostazione termica esistente, ed è collegato alle reti per la distribuzione dell'acqua calda sanitaria e del riscaldamento mediante due opportuni scambiatori di calore. Data la differenza tra il valore di portata richiesto dalla macchina (tra l'altro variabile in funzione del livello di carico) e quello delle due reti dell'utenza, come anche tra i livelli termici, un collegamento diretto non risulta essere praticabile. In funzione delle diverse richieste termiche, l'acqua proveniente dal circuito del cogeneratore viene convogliata agli scambiatori dell'ACS e del riscaldamento, dove la potenza termica è infine ceduta ai fluidi delle reti di distribuzione. Sulla base della conoscenza dei livelli termici dell'utenza, è stato assunto che il fluido termo vettore del sistema di cogenerazione lavori con una temperatura in mandata di 75 °C, cui corrisponde un valore di ritorno pari a 60 °C.

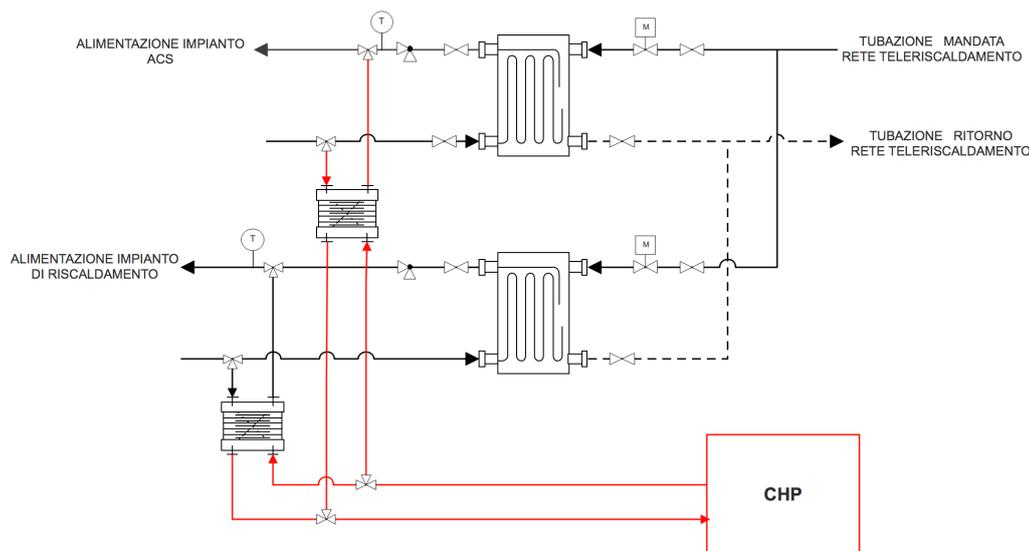


Figura 3.6: Sottostazione termica dopo l'inserimento del cogeneratore.

Ogni qual volta ci si trovi a gestire un impianto di cogenerazione, considerato il fatto che l'output del sistema non sarà quasi mai in grado di uguagliare esattamente sia la domanda elettrica che quella termica dell'utenza, risulta di fondamentale importanza definirne una logica di funzionamento. Esistono fondamentalmente due possibili alternative [16]: la modalità *heat-led* oppure la modalità *electricity-led*. Nel primo caso, che è anche quello più comunemente utilizzato, il sistema CHP viene controllato in modo da seguire sempre la domanda termica dell'utenza. In sostanza, per richieste di potenza inferiori o uguali al valore nominale, viene richiesto alla macchina di adattarsi al profilo di carico. L'elettricità prodotta verrà assorbita dall'utenza o immessa in rete sulla base dei tassi di produzione e consumo, indipendentemente dalla richiesta sul posto. Nel caso invece di operazione in

modalità *electricity-led*, il motore viene regolato in modo da seguire, istante per istante, la domanda di potenza elettrica. Questo tipo di controllo può essere vantaggioso in applicazioni caratterizzate da periodi con elevati carichi elettrici, oppure qualora l'energia elettrica durante i periodi di picco sia molto più onerosa. Tuttavia, dato che la potenza elettrica e quella termica sono, come dimostrato, tra loro strettamente vincolate, è essenziale poter essere in grado di sfruttare sempre il calore prodotto, in modo da mantenere una buona efficienza complessiva del sistema. La prima modalità di funzionamento è preferita, nella maggior parte delle applicazioni, proprio per la maggiore flessibilità della generazione elettrica. Ogni eccesso di produzione da parte del sistema di cogenerazione può infatti essere immesso all'interno della rete elettrica, caratteristica che permette di ridurre a zero lo spreco di energia. Data la migliore flessibilità, e considerato inoltre che non sono disponibili informazioni approfondite sul comportamento elettrico dell'utenza, è stato assunto che il sistema di cogenerazione funzioni secondo la modalità di controllo di tipo *heat-led*.

### 3.3 Dimensionamento dell'accumulo termico

Come già discusso in apertura, la possibilità di inserire un accumulo termico, la cui funzione sia quella di sostenere il sistema di micro cogenerazione nella produzione di acqua calda sanitaria, dipende dalla combinazione tra il profilo di domanda dell'utenza ed il comportamento del cogeneratore. Nello specifico, l'introduzione dell'accumulo è ragionevole solo qualora si verifichino le seguenti condizioni:

- Esiste un arco temporale durante il quale la domanda termica totale dell'utenza è superiore al valore nominale del cogeneratore. In tale intervallo di tempo, la domanda di energia per la produzione di acqua calda sanitaria, o una parte di essa, potrà essere fornita dal sistema di accumulo.
- Esiste un altro arco temporale, adeguato, durante il quale la domanda termica totale dell'utenza è inferiore al valore nominale del cogeneratore. Questa condizione è indispensabile per permettere l'accumulo del quantitativo energetico che dovrà poi essere ceduto durante i periodi di picco della domanda.

In figura 3.7 sono stati riportati, oltre ai profili di richiesta singoli per ACS e riscaldamento, il profilo di carico complessivo (linea tratteggiata) ed il valore di potenza termica nominale del sistema di cogenerazione. Dall'analisi del grafico, risulta evidente come la situazione in analisi rispecchi pienamente entrambe le caratteristiche elencate in precedenza. Innanzitutto, è chiaramente presente un momento della giornata, durante le ore mattutine (06:00-11:00), nel quale la richiesta dell'utenza supera la massima potenza erogabile dal cogeneratore. Inoltre, questo periodo coincide con uno dei due picchi giornalieri nella produzione di ACS, ovvero quello dalle ore 07:00

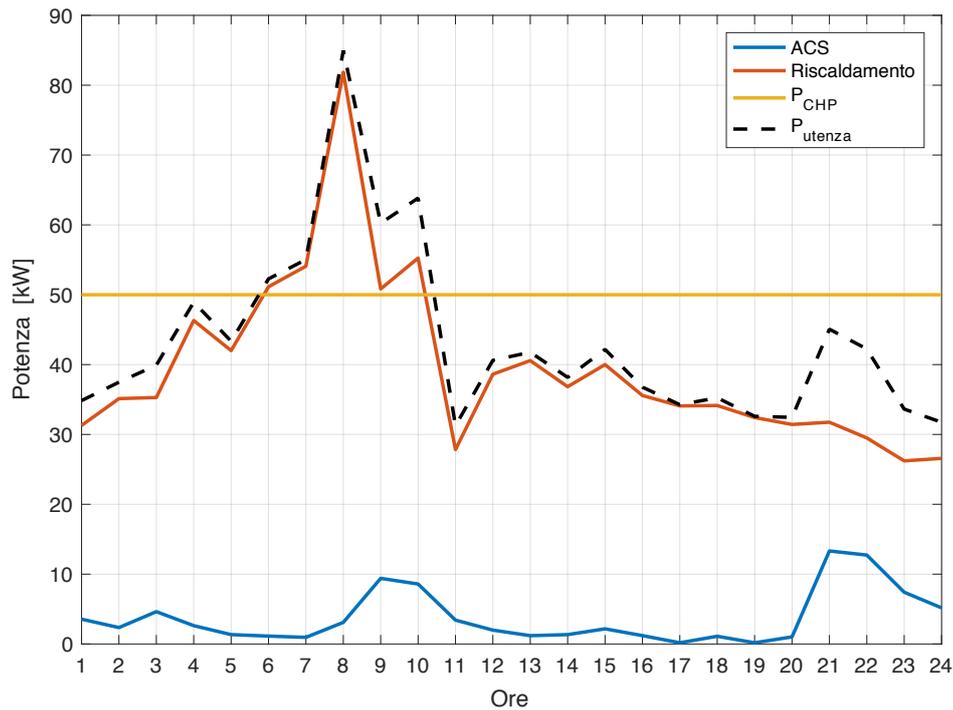


Figura 3.7: Profilo complessivo di domanda e produzione termica.

alle ore 11:00. È possibile dunque prevedere l’inserimento di un sistema di accumulo termico che sia in grado di erogare quel quantitativo energetico, che sarebbe altrimenti soddisfatto facendo ricorso alla rete di teleriscaldamento. Il sistema di accumulo potrà poi essere ricaricato durante le ore pomeridiane, quando la richiesta complessiva risulta essere sempre al di sotto del valore nominale del cogeneratore. Dato che il sistema di cogenerazione è soggetto ad un controllo del tipo *heat-led*, quando la domanda termica è inferiore al massimo erogabile il sistema viene regolato in modo da adattarsi alle richieste dell’utenza. La presenza dell’accumulo permetterà dunque di incrementare la producibilità del motore durante le ore pomeridiane, consentendo di immagazzinarne il surplus. L’energia accumulata verrà successivamente utilizzata durante il periodo di picco.

La domanda di energia legata alla produzione di acqua calda sanitaria si attesta, durante il picco della richiesta, intorno ad un valore di 21 kWh. Tale quantitativo energetico, che rappresenta pertanto la capacità richiesta al sistema di accumulo, dovrà essere ceduta all’utenza durante l’arco temporale che va dalle 07:00 alle 10:00. Oltre alla quantità di energia da accumulare, un altro parametro molto importante nella progettazione del sistema è la volumetria totale di acqua, da cui segue il valore di portata media (litri/minuto) che l’accumulo dovrà erogare. Noto il quantitativo energetico da cedere all’utenza, e noti i valori delle temperature di mandata (45°C) e di ritorno (12.4 °C), la portata durante la fase di scarica dell’accumulo risulta essere pari a 3.1 litri/minuto (558 litri in un intervallo temporale di 3 ore). La temperatura di ritorno dal circuito ACS è stata assunta uguale al valore

medio dell'acqua di rete, stimato in accordo con la norma UNI TS 1300-2. Tale normativa consiglia di valutare la temperatura della rete idrica come "la media annuale delle temperature medie mensili dell'aria esterna della località considerata, ricavate dalla UNI 10349".

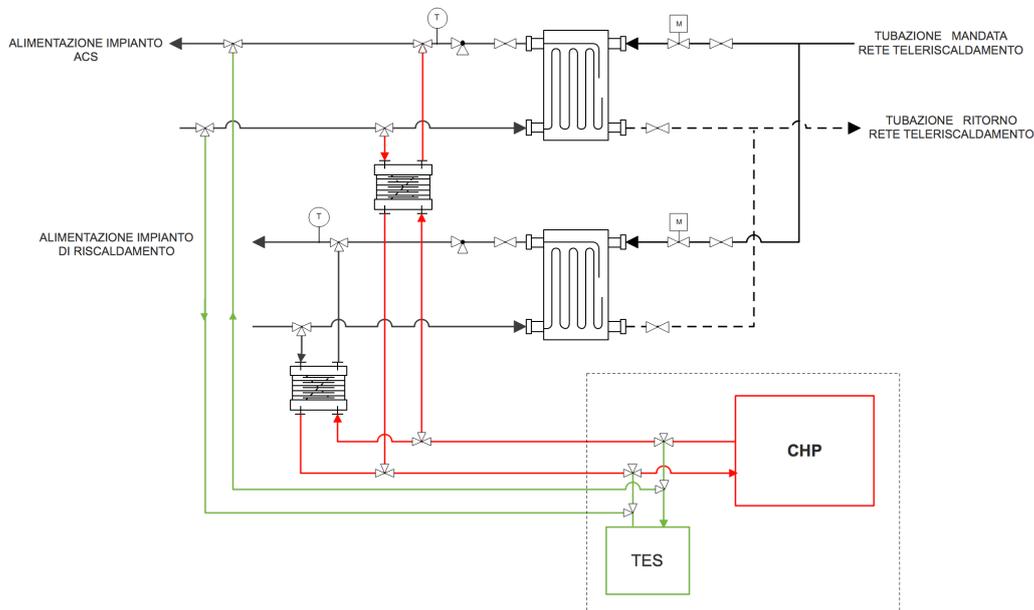


Figura 3.8: Sottostazione termica dopo l'inserimento del cogeneratore e del sistema di accumulo.

In conclusione, dopo aver analizzato i profili di consumo dell'utenza ed aver stabilito la logica di funzionamento del cogeneratore, è stata riscontrata la possibilità di inserire un sistema di accumulo, la cui capacità dovrà essere di 21 kWh. Date le tempistiche richieste dall'utenza termica, l'accumulo dovrà essere concepito in modo da erogare una portata media di acqua pari a 3.1 litri/minuto, cui corrisponde una potenza media di 7 kW. L'accumulo termico sarà disposto in parallelo al sistema di cogenerazione e sarà sottoposto alle condizioni operative descritte in precedenza.

### 3.4 Caratteristiche tecniche dell'accumulo

Dopo aver definito i requisiti imposti dal contesto applicativo in esame, il secondo passo nel processo di design del sistema di accumulo consiste nella selezione di una delle possibili soluzioni costruttive.

Come già discusso nella sezione 2.3, la scelta dell'opzione di design più opportuna è strettamente connessa alla natura ed alle caratteristiche dell'applicazione. Nel caso specifico, il sistema di accumulo sarà soggetto alle modalità di funzionamento tipiche dei contesti di recupero e riutilizzo dell'energia termica. Ne consegue che il suo requisito fondamentale è quello di bilanciare le richieste, sia in termini di potenza che di tempistiche, imposte dall'utenza termica. Per questo motivo, oltre che per il valore significativo

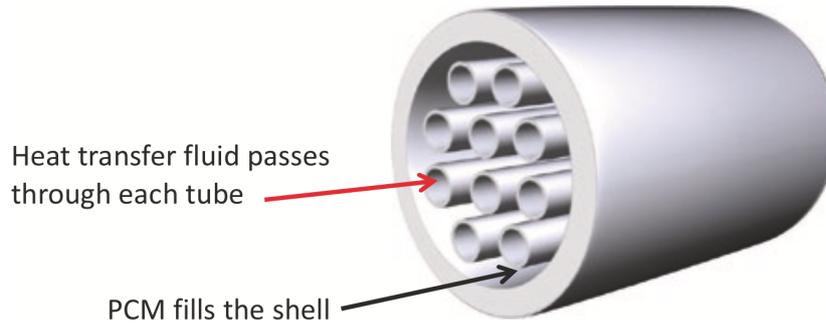


Figura 3.9: Schema di principio del sistema di accumulo termico.

di potenza termica richiesto durante la fase di scarica, la configurazione a scambiatore di calore si presenta come la soluzione più adatta. In particolare, il sistema di accumulo è stato concepito secondo lo schema di uno scambiatore a fascio tubiero con tubi e mantello. Come riportato in figura 3.9, è stato previsto che il passaggio del fluido termovettore abbia luogo all'interno dello scambiatore di calore, mentre il materiale a cambiamento di fase riempirà l'intercapedine tra questo ed il serbatoio di contenimento.

### 3.4.1 Materiali

Un aspetto di fondamentale importanza riguarda la scelta dei materiali da impiegare, sia per l'accumulo che per lo scambio termico.

Per quanto riguarda il PCM, il primo importantissimo requisito è rappresentato naturalmente dalla temperatura del cambio di fase. Il livello termico per cui si ha la transizione solido-liquido deve essere infatti compatibile con i valori previsti per la carica e la scarica del sistema, che per l'applicazione in esame sono rispettivamente di 75 e 45 °C. Inoltre, l'ammontare del gradiente termico tra la sorgente ed il mezzo materiale influenza notevolmente la trasmissione del calore all'interno del sistema, con evidenti ripercussioni sulle performance, specialmente in termini di potenza. Sulla base delle presenti considerazioni, tra le alternative disponibili è stato selezionato il *CrodaTherm 60*, un materiale a cambiamento di fase di origine bio-organica. Tale sostanza, presente sotto forma di cera od olio liquido in base al livello termico, esibisce una temperatura per il cambio di fase che si aggira intorno ai 60 °C ed è pertanto perfettamente compatibile sia con la fase di carica che con quella di scarica dell'accumulo. Si noti, tuttavia, che la temperatura di transizione in fusione e quella in cristallizzazione sono tra loro leggermente differenti (tabella 3.2).

Come tutti i materiali organici, il *CrodaTherm 60* presenta degli ottimi valori di calore latente, di poco superiore ai 200 kJ/kg. Questo permette naturalmente di limitare sia volumetria che peso del mezzo di accumulo, il quale, sulla base della capacità richiesta dall'utenza termica, si attesta sui 357 kg. La quantità di PCM è stata valutata assumendo che l'energia termica venga ceduta e/o immagazzinata esclusivamente mediante trasferimento

Tabella 3.2: Proprietà termofisiche del *CrodaTherm 60* (DSC).

Temperatura di fusione ( $^{\circ}\text{C}$ )	59.8
Calore latente, fusione ( $\text{kJ/kg}$ )	217
Temperatura di cristallizzazione ( $^{\circ}\text{C}$ )	58.4
Calore latente, cristallizzazione ( $\text{kJ/kg}$ )	212
Densità ( $\text{kg/m}^3$ ), solido	922
Densità ( $\text{kg/m}^3$ ), liquido	824
Conducibilità ( $\text{W/mK}$ ), solido	0.29
Conducibilità ( $\text{W/mK}$ ), liquido	0.17
Calore specifico ( $\text{J/kgK}$ ), solido	2300
Calore specifico ( $\text{J/kgK}$ ), liquido	1400

del calore latente. Il materiale è sia fisicamente che chimicamente stabile, ovvero le sue caratteristiche non subiscono deterioramenti con il progredire dei cicli termici. Tuttavia, il grande limite delle sostanze organiche è, come in questo caso, quello di essere caratterizzati da valori di conducibilità termica estremamente modesti. Questa, pari a  $0.29 \text{ W/mK}$  per la fase solida, crolla addirittura sotto gli  $0.2 \text{ W/mK}$  a seguito del cambiamento di fase. La limitata conducibilità del materiale rappresenta un grosso impedimento al meccanismo di trasmissione del calore e, di conseguenza, al corretto funzionamento del sistema. Un attento design delle superfici di scambio termico interne sarà pertanto indispensabile al fine di ottenere le performance richieste dall'accoppiamento con l'utenza termica. Per concludere, la variazione di densità associata al cambiamento di fase è in questo caso invece non troppo eccessiva: il volume del PCM varia solo del  $+12\%$  passando dalla fase solida a quella liquida. Questo aspetto facilita naturalmente la questione legata al contenimento del materiale.

Per quanto riguarda invece la scelta del materiale con cui realizzare le superfici di scambio termico, questa ricopre una duplice importanza. Innanzitutto, essendo il loro scopo quello di favorire il flusso termico da e verso il materiale a cambiamento di fase, è opportuno che tali superfici vengano realizzate con materiali dotati di una buona conducibilità termica. Inoltre, il materiale di cui è composto lo scambiatore di calore si trova a diretto contatto con il PCM e, pertanto, è indispensabile garantirne una buona compatibilità. Per la realizzazione del sistema in questione la scelta, dettata principalmente dal secondo dei due criteri, è ricaduta sull'acciaio inox (AISI 304). Tale sostanza, che certamente non è il metallo che presenta i più elevati valori di conducibilità termica, ha dimostrato di poter interagire perfettamente con il *CrodaTherm 60*. A differenza di altri metalli, come ad esempio il rame, non sono mai stati riscontrati problemi di corrosività. Inoltre, un altro criterio a favore dell'acciaio, che fino ad adesso non è mai stato citato, è quello del costo. A differenza di altri metalli maggiormente performanti dal punto di vista termico, come ad esempio anche l'alluminio, l'acciaio è quello che presenta i costi più contenuti. Essendo il suo valore

Tabella 3.3: Proprietà termofisiche dell'acciaio inox AISI 304.

Conducibilità termica ( $W/mK$ )	17
Calore specifico ( $J/kgK$ )	500
Densità ( $kg/m^3$ )	7900

di conducibilità termica comunque di due ordini di grandezza superiore rispetto a quelli del PCM, l'AISI 304 è stato ritenuto del tutto adeguato per la realizzazione delle superfici di scambio termico interne.

### 3.4.2 Superfici di scambio termico

Come già ampiamente discusso in 2.2.1, le limitate prestazioni di scambio termico tipiche dei materiali a cambiamento di fase richiedono, per la realizzazione di sistemi di accumulo latenti, un sforzo notevole nella realizzazione di strutture in grado di potenziare il processo di scambio termico. Tra le diverse soluzioni disponibili, quella di incrementare l'area di contatto mediante opportune superfici alettate è certamente tra le più diffuse. Oltre alla buona efficacia in termini di risultati, le superfici alettate si caratterizzano infatti per semplicità costruttiva e bassi costi di realizzazione [17]. L'attributo "opportune" non è tuttavia casuale: la struttura dell'alettatura deve infatti essere adeguatamente studiata e, nella maggior parte dei casi, personalizzata per il preciso caso in esame. Il design della struttura alettata influisce infatti drasticamente sulle performance termiche del sistema, influenzandone il tasso di scambio termico e le tempistiche per la fasi di carica/scarica. Inoltre, è stato dimostrato che il principale contributo al costo dei sistemi di accumulo latenti è rappresentato, più che dal PCM in se, proprio dagli scambiatori di calore alettati [18]. Essere in grado di ottimizzare la geometria delle superfici alettate è pertanto di primaria importanza anche dal punto di vista, più pragmatico, del contenimento dei costi.

Il nucleo centrale del presente lavoro di tesi consiste per l'appunto nel design e nell'ottimizzazione delle superfici di scambio termico, effettuati utilizzando modelli di simulazione numerica/CFD (cui saranno dedicati i capitoli successivi). Per la realizzazione dello scambiatore di calore è stato deciso di considerare due diverse possibili configurazioni della superficie alettata, ovvero quella radiale e quella longitudinale. Entrambe queste topologie sono già state utilizzate nella realizzazione di accumuli latenti, ed il prevalere, in termini di migliori performance, dell'una o dell'altra è estremamente variabile in funzione sia delle proprietà del PCM che delle condizioni operative. I rapporti geometrici (numero, dimensioni e passo delle alette, spessori, etc.) sono comunque limitati, per entrambe le geometrie, entro i margini di realizzabilità imposti dall'azienda costruttrice assunta come riferimento (tabella 3.4). Per quanto riguarda invece la dimensione dei condotti, questa è stata scelta costante e pari al valore di 16 mm.

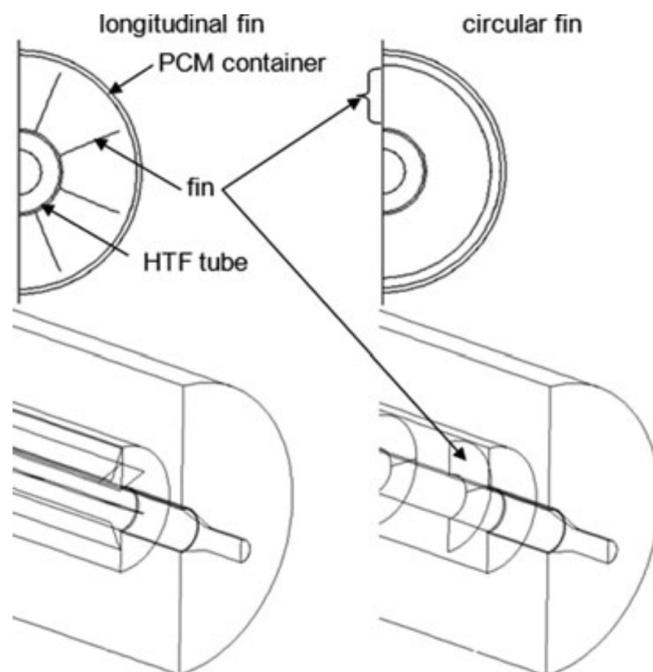


Figura 3.10: Esempi di scambiatore tubo e mantello con alettatura longitudinale (sinistra) e radiale (destra) [19].

L'obiettivo dell'analisi sarà quello di ricavare, per entrambe le topologie, la configurazione ottimale dello scambiatore alettato. Per "ottimale" si intende naturalmente quella conformazione che permette di ottenere dal sistema le performance termiche richieste utilizzando, però, il minor quantitativo possibile di materiale metallico. Una volta ottenuta la migliore conformazione per entrambe le topologie, sarà poi inoltre possibile stabilire quale delle due risulti essere più appropriata per il contesto in esame, ovvero quale tra le due permetta la maggiore riduzione della superficie di scambio termico. Minimizzare il quantitativo di materiale metallico presente all'interno del sistema è di estrema importanza nella realizzazione degli accumuli latenti. Oltre ad un'importante influenza sulla riduzione dei costi, questa permette infatti di ridurre sia il peso complessivo dell'installazione che i suoi ingombri, aspetti talvolta parimente rilevanti. Nel caso specifico, il sistema di accumulo avrà una altezza utile netta pari a 1.2 m ed un diametro variabile, in funzione della configurazione dello scambiatore di calore e del numero di canali, che non dovrà comunque eccedere il valore di 1 m.

Tabella 3.4: Limiti costruttivi per le superfici alettate.

	Radiale	Longitudinale
Altezza aletta (mm)	10 ÷ 25	4 ÷ 38
Spessore aletta (mm)	1.2 ÷ 1.5	0.8 ÷ 1.5
Numero alette	80 ÷ 230/metro	2 ÷ 12

# Capitolo 4

## Modellazione numerica

### 4.1 Introduzione

Come introdotto in chiusura del capitolo precedente, il design e l'ottimizzazione dello scambiatore alettato, necessario per potenziare le capacità di scambio termico del sistema, sono stati realizzati facendo ricorso allo strumento della modellazione numerica. Data la complessità dei processi fisici coinvolti, primo tra tutti quello della transizione di fase solido-liquido, è ampiamente riconosciuto come gli approcci di tipo analitico non siano sufficienti per una caratterizzazione adeguata dei sistemi in questione [10]. Soluzioni analitiche a problemi di trasmissione del calore abbinati con il meccanismo di liquefazione/solidificazione richiedono un elevato grado di semplificazione, sia per quanto riguarda gli aspetti intrinseci dello scambio termico sia per quelli legati alle configurazioni geometriche. L'ambito di analisi è infatti limitato esclusivamente a problemi di tipo mono-dimensionale, sotto l'assunzione, per altro decisamente restrittiva, di proprietà termofisiche costanti. È del tutto evidente come la stragrande maggioranza dei casi di interesse pratico, come quello qui discusso, cada al di fuori di questo insieme di assunzioni semplificative. Inoltre, mediante una descrizione analitica è possibile effettuare una rappresentazione del sistema esclusivamente di carattere generale. Non si è infatti assolutamente in grado di ottenere informazioni accurate e di dettaglio, oltre che di ricavare quello che è il comportamento transitorio del sistema. La mancanza di una descrizione accurata, soprattutto delle geometrie, è naturalmente del tutto incompatibile con la volontà di effettuare l'ottimizzazione geometrica delle superfici di scambio termico. Inoltre, dato lo specifico contesto applicativo, in cui l'accumulo deve essere in grado di soddisfare la richiesta dell'utenza, la conoscenza della risposta dinamica del sistema è essenziale. Sulla base di quanto detto, è evidente come l'analisi del sistema in questione necessiti del supporto di modelli numerici, soprattutto per quanto riguarda lo studio delle superfici alettate [20]. Questi dovranno naturalmente essere concepiti in modo tale da descrivere in maniera adeguata tutti i fenomeni fisici coinvolti, senza però essere eccessivamente complessi o proibitivi dal punto di vista del costo computazionale.

Il presente capitolo è integralmente dedicato alla descrizione del modello numerico utilizzato per riprodurre il comportamento del sistema in risposta alle condizioni operative imposte dall'utenza termica. Innanzitutto, si è deciso di adottare una tecnica di analisi basata sul *metodo degli elementi finiti (FEM)*. Tale metodo numerico permette la risoluzione di sistemi di equazioni alle derivate parziali, in forma discreta ed approssimata, per problemi relativi ad una vasta gamma di applicazioni ingegneristiche (come quelle di fluidodinamica e di scambio termico) e definiti su geometrie anche molto complesse. Quest'ultimo aspetto, oltre alla spiccata flessibilità, ne rappresenta uno dei principali punti di forza e fa sì che tale tecnica sia, ad oggi, quella comunemente più adottata per affrontare situazioni come il caso in esame. Nello specifico, i modelli di simulazione FEM sono stati sviluppati utilizzando il software commerciale *COMSOL Multiphysics*, il quale consente di trattare agilmente problemi di natura multifisica. COMSOL è una piattaforma che comprende tutti i passaggi del lavoro di modellazione, dalla definizione delle geometrie e della fisica per la descrizione dei fenomeni specifici, fino alla risoluzione ed al post-processing dei risultati. Inoltre, il software è in grado di interfacciarsi con i principali programmi per la progettazione CAD, permettendo l'import diretto delle geometrie. Questo aspetto consente di ottenere una estrema flessibilità anche nella definizione delle proprietà geometriche del sistema, essenziale per il processo di ottimizzazione. Per il caso in questione, prima di essere importate sulla piattaforma di simulazione, tutte le geometrie sono state realizzate con *SolidWorks*, software specialistico per il CAD 3D.

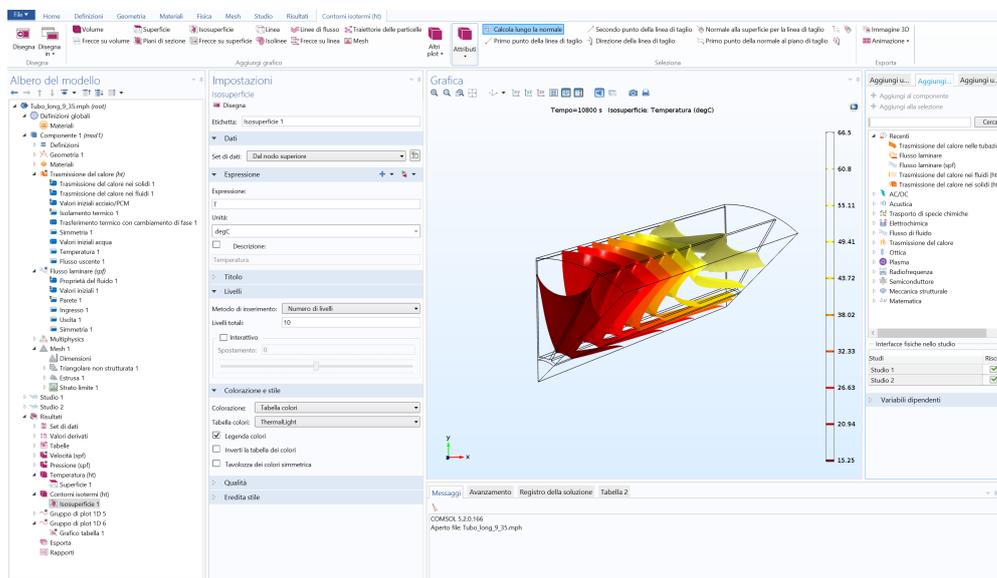


Figura 4.1: Ambiente di simulazione COMSOL Multiphysics.

Come per ogni problema di modellazione, il primo essenziale passo riguarda la selezione dei modelli matematici da utilizzare per la descrizione dei processi fisici. Data la complessità dei diversi meccanismi che concorrono al processo di scambio termico tra il fluido termovettore ed il materiale a cam-

biamento di fase, la scelta di questi ultimi deve essere effettuata in maniera adeguata e soprattutto coerente con le caratteristiche tipiche del sistema in esame. Alla spiegazione dei meccanismi fisici coinvolti ed alla selezione delle equazioni descrittive è destinata la prima parte della trattazione.

Nonostante la modellazione numerica offra la possibilità di ampliare, praticamente senza limiti, il livello di dettaglio dell'analisi, è comunque sempre necessario mantenere un giusto compromesso tra accuratezza della descrizione e praticità del modello. Questo deve essere infatti sia adeguatamente accurato ma, per questo, non eccessivamente complesso. È pertanto di fondamentale importanza operare tutte quelle semplificazioni, sia in termini di descrizione matematica che geometrica, che permettano di limitare la complessità del modello senza però compromettere la corretta descrizione del sistema. Anche a questo importante aspetto sarà dedicata una intera sezione del capitolo.

La trattazione si chiude infine con la descrizione dei test sperimentali realizzati, presso i laboratori di *i-TES*, con il preciso obiettivo di ottenere la validazione del modello numerico. Per i dettagli riguardanti il concetto di validazione, e la sua rilevanza nell'ambito della modellazione numerica, si rimanda allo specifico paragrafo.

## 4.2 Fisica e modelli matematici

Gli accumuli termici basati sull'utilizzo dei materiali a cambiamento di fase e del loro calore latente sono intrinsecamente legati al processo di transizione solido-liquido, durante il quale l'energia termica viene alternativamente accumulata o ceduta. Questo fenomeno presenta caratteristiche uniche nel suo genere, coinvolgendo un confine mobile che separa due fasi diverse e con proprietà di trasporto decisamente differenti tra loro. Lo studio della transizione di fase è, pertanto, già di per se una operazione assolutamente non banale. Nonostante questo, altri due meccanismi fisici concorrono, insieme al primo, nella definizione del comportamento complessivo di un sistema di accumulo. Con riferimento alla fase di scarica, il calore liberato a seguito della transizione di fase deve infatti essere prima trasmesso attraverso le superfici alettate e lo scambiatore di calore, per poi essere ceduto al fluido termovettore. Gli altri due processi coinvolti sono dunque la conduzione termica attraverso lo scambiatore di calore e la convezione in risposta al moto del fluido termovettore all'interno dei condotti. Tutte e tre le fisiche verranno di seguito singolarmente approfondite, con specifico riferimento ai modelli matematici utilizzati per descriverli.

### 4.2.1 Scambio termico con cambiamento di fase

Da un punto di vista pratico, la caratteristica più importante del processo di transizione solido-liquido è l'interfaccia tra le fasi, detta anche *fronte di scioglimento*. Quest'ultimo riflette infatti la quantità di calore assorbita o ceduta dal sistema entro un certo intervallo di tempo. Ne consegue, dunque,

come una sua accurata previsione sia di fondamentale importanza al fine di simulare il comportamento termico del sistema. L'evoluzione del fronte di scioglimento può essere effettuata sia per via diretta, opzione decisamente più complessa data la necessità di utilizzare griglie mobili, oppure per via indiretta, sulla base di considerazioni legate al contributo energetico. Questo aspetto, che verrà meglio approfondito in seguito, è direttamente legato alla scelta del modello matematico da utilizzare per descrivere la fisica del cambiamento di fase.

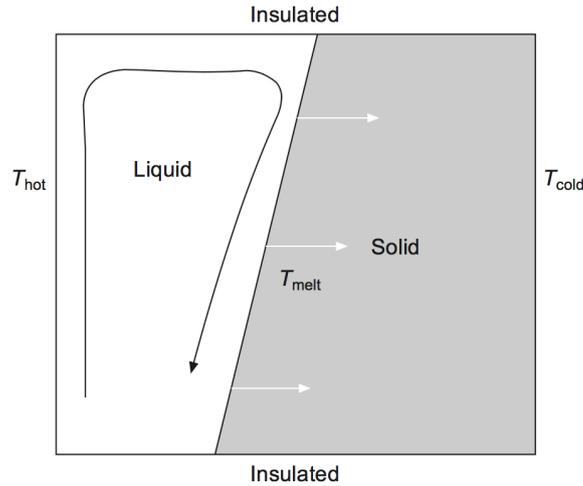


Figura 4.2: Esempio di evoluzione del fronte di scioglimento: involucro rettangolare [12].

Il secondo aspetto tipico del cambiamento di fase è l'insorgere di moti convettivi all'interno della fase liquida, a seguito dell'espansione volumetrica e delle differenze di temperatura. Inoltre, al progredire del processo di liquefazione la quantità di liquido cresce gradualmente, incentivandone l'effetto e rendendo il campo di moto sempre più complesso. La presenza della convezione naturale influenza notevolmente il processo di transizione, condizionando l'evoluzione del fronte di scioglimento e, di conseguenza, il tasso di scambio termico (vedi figura 4.2). Numerosi studi, sia sperimentali che numerici, sono stati dedicati alla descrizione dei moti convettivi associati allo scioglimento dei materiali a cambiamento di fase. Ad esempio, a questo proposito, Francis *et al.* [21] hanno eseguito misurazioni sperimentali su accumuli termici tipo scambiatore di calore, equipaggiati con superfici alettate di differenti topologie. I risultati ottenuti, riportati in figura 4.3, mostrano che durante tutto l'arco della transizione di fase il meccanismo di scambio termico all'interno del PCM segue essenzialmente tre regimi differenti: sola conduzione termica, combinazione tra conduzione e convezione, convezione pura. Durante la prima fase del processo il calore viene ceduto mediante conduzione, che rappresenta il meccanismo di scambio termico dominante. Tuttavia, all'aumentare della frazione di liquido si osserva l'innescarsi graduale dei moti convettivi, che hanno come effetto quello di influenzare l'evoluzione del fronte di scioglimento. Nello specifico, si evidenzia una progressiva rottura della simmetria del processo, dovuta al fatto che il fluido

più caldo tende a migrare dalla parte inferiore a quella superiore del sistema (tubo liscio ed alettatura radiale). Questo risulta, inevitabilmente, in un più veloce scioglimento del PCM disposto nella zona soprastante il condotto. In questa fase lo scambio termico è frutto della combinazione tra la convezione nella parte superiore e la conduzione, che domina invece ancora nella regione inferiore. Dall'analisi di figura 4.3 è inoltre possibile osservare come l'effetto della convezione naturale, e dunque l'evoluzione del fronte di scioglimento, sia differente per le diverse soluzioni costruttive. Questo rafforza quanto affermato in precedenza, ovvero che la geometria dello scambiatore alettato abbia una pesante influenza sul meccanismo di scambio termico e, pertanto, sulle performance del sistema. Nel caso specifico dello studio, è evidente come la geometria longitudinale fornisca al sistema una migliore attitudine al trasferimento del calore.

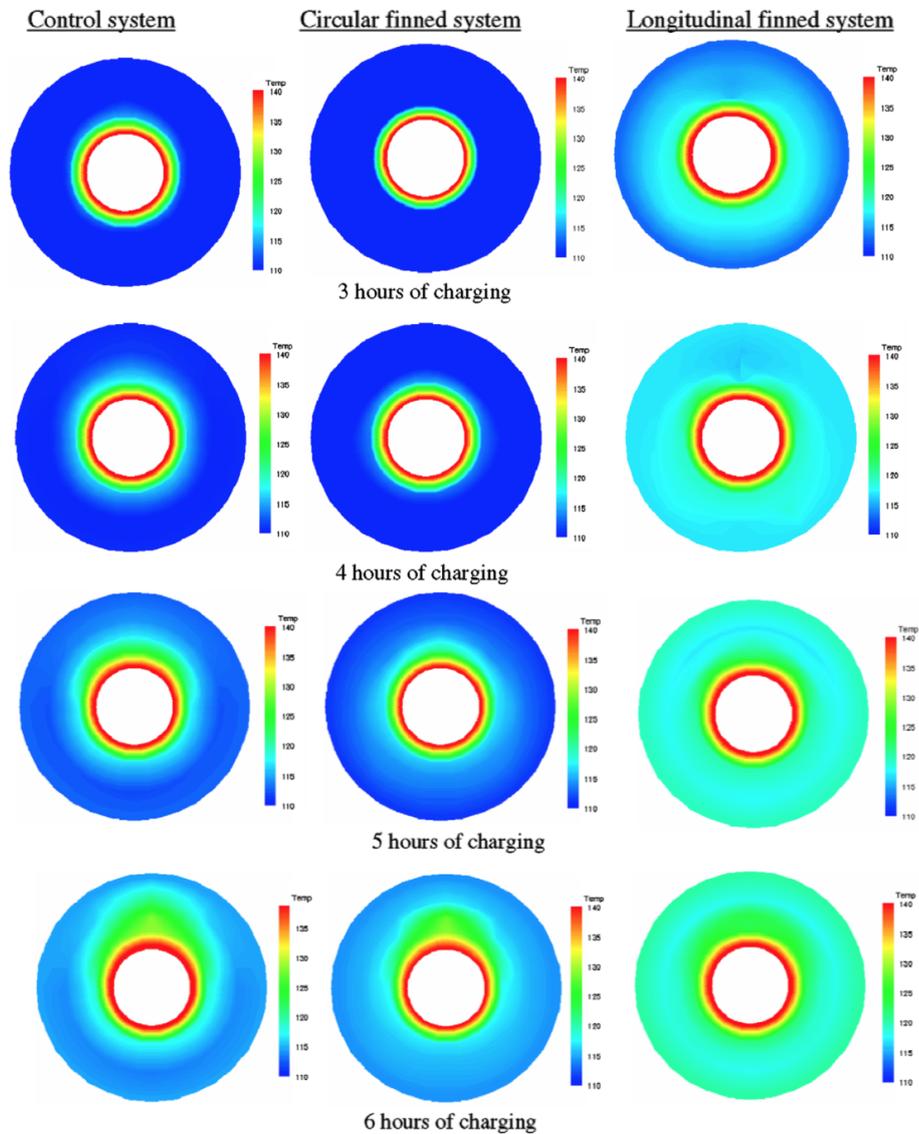


Figura 4.3: Profili di temperatura, durante la fase di carica, per le tre diverse geometrie [21]

Il meccanismo della convezione naturale, se da un lato influisce positivamente sul processo di scambio termico, dall'altro rappresenta una complicazione non indifferente dal punto di vista della descrizione del fenomeno complessivo. Tuttavia, è stato più volte dimostrato come il contributo di quest'ultimo (la cui entità è influenzata per altro da numerosi fattori come la geometria del sistema, l'entità dei gradienti termici, la natura delle sostanze, ecc.) possa essere trascurato in molte delle applicazioni pratiche, senza per questo commettere significativi errori di valutazione. Questo è particolarmente vero nel caso in cui si faccia riferimento alla fase di scarica (solidificazione), durante la quale lo scambio termico risulta essere sempre dominato dal meccanismo della conduzione termica [9, 10, 14]. Data la sua rilevanza nella costruzione del modello numerico, all'effetto della convezione naturale durante il processo di solidificazione verrà dedicato ulteriore spazio nel paragrafo 4.3.2, insieme a tutte le altre assunzioni/semplificazioni adottate nella descrizione del fenomeno fisico.

Per le sostanze pure la transizione di fase avviene per un valore ben definito di temperatura, al di sotto o al di sopra della quale si ha l'apparizione della fase solida o di quella liquida rispettivamente. In realtà, come già osservato, la liquefazione/solidificazione dei PCMs avviene in maniera più graduale su un certo intervallo di temperature, che può estendersi anche fino a diversi gradi centigradi. Questa caratteristica è particolarmente importante nella descrizione del comportamento termico del materiale. La previsione di un completo scioglimento/solidificazione, essenziale nella definizione delle performance del sistema, risulterebbe infatti molto inaccurata.

Per ottenere una adeguata rappresentazione del sistema, il modello matematico adottato per la descrizione dei fenomeni di scambio termico e cambiamento di fase deve essere in grado di rispecchiare tutte le caratteristiche fino ad ora introdotte. Data la non banalità dell'operazione, a tal proposito sono stati sviluppati, nel tempo, numerosi e differenti approcci. In linea generale, i modelli numerici per la descrizione del cambio di fase possono essere distinti tra *front tracking methods* (variable mesh, moving boundary element, ecc.) e *fixed domain methods* (apparent heat capacity, enthalpy-based formulation, ecc.) [22]. Mentre il primo gruppo implica il tracciamento esplicito del fronte di scioglimento, con i metodi appartenenti alla seconda categoria il contributo legato al calore latente viene inglobato nel modello per via indiretta. Questo approccio permette, a differenza del primo, l'utilizzo di schemi numerici a griglia fissa, cui consegue una notevole semplificazione del modello. Inoltre, i metodi a griglia variabile necessitano, per la previsione del fronte di scioglimento, tempi computazionali decisamente più lunghi. Anche per questo motivo, la scelta è ricaduta su un modello a griglia fissa e, nello specifico, sull'*apparent heat capacity method*. Il metodo in questione, il quale prevede che la transizione di fase avvenga nell'arco di un intervallo termico finito e permette di modellare la "mushy zone", è infatti particolarmente adatto per la descrizione di un PCM di natura organica.

Il punto di partenza del modello matematico è rappresentato naturalmente dal primo principio della termodinamica nella sua formulazione differenziale,

che prende solitamente anche il nome di "equazione generale della diffusione termica". Questa, eliminando il contributo legato alla generazione interna (nel caso in questione assente) e trascurando gli effetti di compressibilità e riscaldamento viscoso, può essere espressa come [23]:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (4.1)$$

dove  $\mathbf{u}$  è il campo di moto associato all'insorgere dei moti convettivi.

Invece di aggiungere il calore latente  $L$  nell'equazione del bilancio energetico esattamente quando il materiale raggiunge la temperatura del cambio di fase ( $T_{pc}$ ), si assume che la transizione avvenga nell'intervallo di temperature tra  $T_{pc} - \Delta T/2$  e  $T_{pc} + \Delta T/2$ . In questo intervallo, la fase del materiale viene modellata attraverso la funzione continua  $\theta$ , che è pari a 1 prima di  $T_{pc} - \Delta T/2$  ed a 0 dopo  $T_{pc} + \Delta T/2$ . La densità  $\rho$  e l'entalpia specifica  $H$  sono pertanto formulate come:

$$\rho = \theta \rho_{ph1} + (1 - \theta) \rho_{ph2} \quad (4.2)$$

$$H = \frac{1}{\rho} (\theta \rho_{ph1} H_{ph1} + (1 - \theta) \rho_{ph2} H_{ph2}) \quad (4.3)$$

dove gli indici **ph1** e **ph2** denotano il materiale nelle fasi 1 e 2 rispettivamente. Differenziando l'espressione dell'entalpia specifica rispetto alla temperatura si ottiene direttamente la definizione del calore specifico:

$$C_p = \frac{\partial H}{\partial T} \quad (4.4)$$

il quale, dopo opportune trasformazioni, può essere riscritto come:

$$C_p = \frac{1}{\rho} [\theta \rho_{ph1} C_{p,ph1} + (1 - \theta) \rho_{ph2} C_{p,ph2}] + (H_{ph2} - H_{ph1}) \frac{d\alpha_m}{dt} \quad (4.5)$$

La quantità  $\alpha_m$ , che prende il nome di *frazione in massa*, è a sua volta definita, a partire da  $\rho_{ph1}$ ,  $\rho_{ph2}$  e  $\theta$ , come:

$$\alpha_m = \frac{1}{2} \frac{(1 - \theta) \rho_{ph2} - \theta \rho_{ph1}}{\rho} \quad (4.6)$$

Il calore specifico complessivo del materiale è pertanto pari alla somma tra un calore specifico "equivalente"  $C_{eq}$ :

$$C_{eq} = \frac{1}{\rho} [\theta \rho_{ph1} C_{p,ph1} + (1 - \theta) \rho_{ph2} C_{p,ph2}] \quad (4.7)$$

e la distribuzione del calore latente  $C_L$

$$C_L = (H_{ph2} - H_{ph1}) \frac{d\alpha_m}{dt} = L \frac{d\alpha_m}{dt} \quad (4.8)$$

Naturalmente, il calore per unità di massa rilasciato complessivamente durante la transizione di fase coincide con il calore latente:

$$\int_{T_{pc}-\Delta T/2}^{T_{pc}+\Delta T/2} C_L(T) dT = L \int_{T_{pc}-\Delta T/2}^{T_{pc}+\Delta T/2} \frac{d\alpha_m}{dt} = L \quad (4.9)$$

In sostanza, lo scambio termico associato alla transizione di fase viene incorporato nell'equazione di bilancio energetico sostituendo il calore specifico del materiale con una sua formulazione "apparente", data da:

$$C_p = C_{eq} + C_L \quad (4.10)$$

Come la densità, anche l'altra proprietà termofisica coinvolta, ovvero la conducibilità termica, deve essere infine opportunamente ponderata rispetto alla condizione di fase del materiale:

$$k = \theta k_{ph1} + (1 - \theta) k_{ph2} \quad (4.11)$$

#### 4.2.2 Conduzione termica

Il calore ceduto dal materiale a cambiamento di fase, prima di essere assorbito dal fluido termovettore, deve essere trasmesso attraverso lo scambiatore di calore e le sue superfici alettate. L'unico meccanismo fisico coinvolto è in questo caso quello della conduzione termica, che dal punto di vista matematico è descritto mediante la relazione:

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (4.12)$$

L'equazione della conduzione termica non è altro che un caso particolare della 4.1, ottenuta imponendo  $\mathbf{u} = 0$ , ovvero che la sostanza non sia interessata da fenomeni di advezione (materiale solido). Naturalmente  $\rho$  e  $C_p$  sono rispettivamente la densità ed il calore specifico del metallo.

#### 4.2.3 Moto del fluido e convezione forzata

Il fluido termo vettore, forzato a scorrere all'interno dei condotti, interagisce con il flusso termico trasmesso dallo scambiatore di calore. L'assorbimento del quantitativo energetico dipende pertanto dalla combinazione di due meccanismi distinti, ovvero il moto del fluido e la diffusione termica dovuta alle differenze di temperatura tra il fluido stesso e le superfici dei condotti.

Il comportamento meccanico del fluido è completamente descritto dalle equazioni di Navier-Stokes, combinazione delle equazioni di conservazione della massa e della quantità di moto nella loro forma differenziale. Queste, sotto la condizione di incomprimibilità del flusso, si presentano come:

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (4.13)$$

$$\rho \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \rho \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} = -\nabla(p \cdot \mathbf{I}) + \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{F} \quad (4.14)$$

dove  $\mathbf{u}$  è il campo di velocità,  $p$  la pressione e  $\mathbf{F}$  la forza di volume.

Per quanto riguarda invece il meccanismo di scambio termico convettivo, questo è concettualmente identico a quanto già introdotto per il materiale a cambiamento di fase. Il modello matematico di riferimento è pertanto rappresentato nuovamente dalla 4.1, dove il campo di velocità  $\mathbf{u}$  è quello ottenuto come soluzione delle equazioni di Navier-Stokes. I due fenomeni fisici, quello di trasporto e quello di scambio termico, sono tra di loro correlati. Tale legame si intensifica nel caso in cui le proprietà termofisiche del fluido siano dipendenti dalla temperatura, condizione per la quale i due problemi matematici risultano interconnessi e necessitano di una soluzione combinata.

### 4.3 Assunzioni e semplificazioni

Per poter ottenere una descrizione appropriata, il modello numerico deve essere in grado di riflettere tutte le caratteristiche fisiche essenziali del sistema. Tuttavia, l'introduzione di assunzioni semplificative è solitamente inevitabile, a causa della complessità dei sistemi o dell'impossibilità di simularne le performance con tempistiche accettabili. È pertanto fondamentale adottare tutte quelle restrizioni computazionali che permettano di semplificare il modello, senza però precludere una adeguata rappresentazione del fenomeno. Vengono di seguito riportate e discusse tutte le assunzioni alla base del modello utilizzato per simulare il comportamento dinamico dell'accumulo e valutarne le performance. Queste, per ovvi motivi, sono state suddivise in due diverse categorie: semplificazioni geometriche e semplificazioni del modello fisico.

#### 4.3.1 Semplificazioni geometriche

Dato un qualunque modello, la prima grande opportunità per ridurne il livello di complessità consiste nella limitazione del dominio computazionale. Sfruttando opportune considerazioni legate alla simmetria geometrica ed alle condizioni operative del sistema, può infatti essere possibile restringere l'analisi dall'intero componente ad una sua singola porzione. Questo consente di ridurre notevolmente il costo computazionale del modello e, di conseguenza, i tempi necessari per la simulazione. Nel caso specifico, il sistema da modellare è rappresentato da uno scambiatore di calore a fascio tubiero, nel quale il fluido termo vettore scorre all'interno dei condotti ed il PCM è disposto invece nell'intercapedine esterna. All'interno dell'involucro di contenimento, i singoli condotti dello scambiatore di calore sono distribuiti in maniera omogenea ed uniforme, come riportato in figura 4.4 (a). La particolare conformazione fornisce al sistema evidenti proprietà di simmetria. Inoltre, poiché la portata di fluido termo vettore sarà equamente

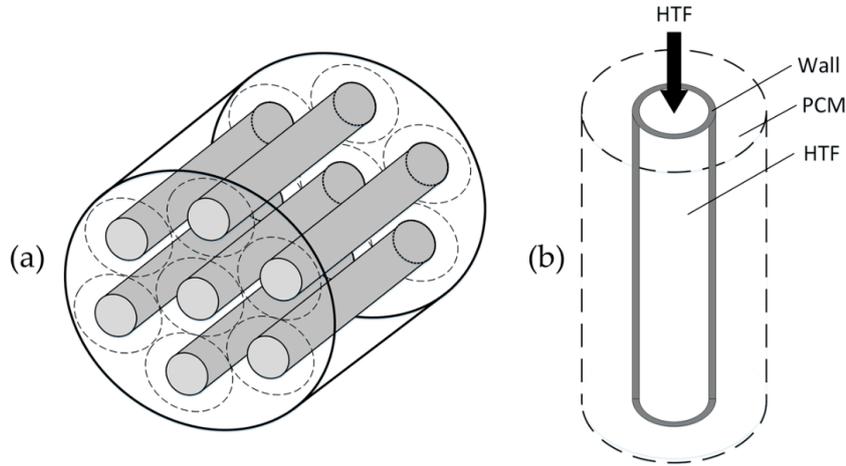


Figura 4.4: Configurazione complessiva dell'accumulo termico (a) e modulo elementare (b) [25]

distribuita sugli  $n$  condotti (il cui numero dipende dalla configurazione dello scambiatore), ognuno di questi presenta le medesime condizioni operative. In sostanza, ogni canale dello scambiatore interagisce, mediante la propria superficie alettata, solo con la porzione di PCM che lo circonda direttamente. Questo fa sì che il comportamento complessivo all'interno del sistema sia sostanzialmente la ripetizione di quello associato ad un singolo condotto. Lo studio del comportamento termico dell'accumulo può pertanto essere riportato, con buona approssimazione, a quello di un suo modulo elementare. Il dominio computazionale del modello numerico sarà pertanto limitato ad un solo canale del fascio tubiero, con enorme ricaduta sulla sua semplicità. Questo approccio introduce naturalmente un elemento di approssimazione, poiché a rigore non tutti i condotti presentano esattamente le medesime condizioni operative. Si vedano, ad esempio, quelli in prossimità dell'involucro esterno. Tuttavia, dato che l'influenza di questi ultimi risulta essere marginale rispetto al numero totale dei canali, l'approssimazione introdotta è assolutamente accettabile, in virtù anche dell'enorme semplificazione che le consegue [25].

Un esempio di modulo elementare è riportato, per entrambe le topologie considerate, in figura 4.5. La lunghezza del condotto è naturalmente quella totale (1.2 m), mentre il diametro dello strato di PCM coincide con il passo trasversale del fascio tubiero e dipende dal numero dei condotti. Questo valore non è stato definito a priori, ma fa parte dei parametri considerati nel processo di design dello scambiatore di calore.

Osservando figura 4.5, è possibile notare come le geometrie stesse dei moduli elementari presentino, a loro volta, proprietà di simmetria. Nell'ipotesi di alettatura radiale, l'elemento di scambiatore che ne consegue è perfettamente assialsimmetrico. Ovvero, la forma tridimensionale dell'elemento può essere ottenuta mediante rotazione di una sezione piana rispetto ad un unico asse, nello specifico quello passante per il centro del condotto. Dunque, il dominio computazionale potrebbe essere ulteriormente ridotto ad una

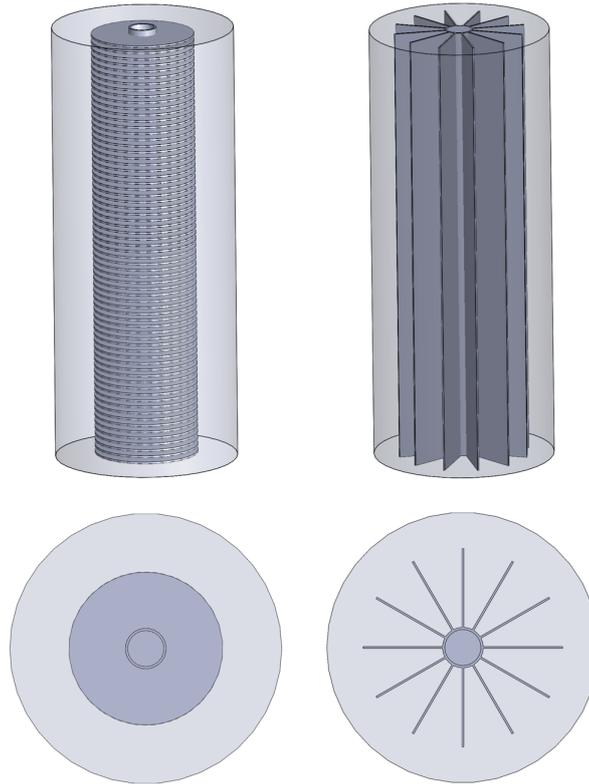


Figura 4.5: Modulo elementare per il caso di alettatura radiale (sinistra) e longitudinale (destra).

singola sezione angolare del modulo, passando così da un modello tridimensionale ad uno bidimensionale. Il condizionale utilizzato nell'affermazione precedente non è tuttavia casuale. Infatti, la sola simmetria geometrica non è sufficiente a decretare la simmetria del modello, ma è necessario che anche il meccanismo fisico (in questo caso quello di scambio termico) presenti la medesima caratteristica. Come discusso precedentemente (paragrafo 4.2.1), questo non è generalmente vero. L'innescarsi progressivo dei moti convettivi all'interno della fase liquida, rende il meccanismo complessivo di scambio termico non simmetrico tra le frazioni superiori ed inferiori dei condotti. Come verrà meglio approfondito in seguito, l'effetto della convezione naturale è tuttavia trascurabile durante la fase di solidificazione, essendo la conduzione il meccanismo di scambio termico dominante. Se si considera la sola conduzione termica, allora anche il processo fisico acquisisce le medesime caratteristiche di simmetria tipiche della configurazione geometrica, permettendo di effettuare l'ulteriore semplificazione del dominio. In conclusione, a seguito della concomitanza tra l'assialsimmetria del modulo elementare e quella della conduzione termica, nel caso di alettatura radiale il sistema può essere rappresentato mediante un più semplice modello numerico bidimensionale. Naturalmente, tutte le equazioni utilizzate per la descrizione dei fenomeni fisici dovranno essere riformulate utilizzando un opportuno sistema di riferimento in coordinate radiali. Un esempio di dominio 2D, utilizzato per la modellazione in *COMSOL Multiphysics*, è riportato

in figura 4.6 (sinistra).

Per quanto riguarda la configurazione con alettatura longitudinale, la condizione di assialsimmetria non è naturalmente applicabile. Il modello numerico associato dovrà pertanto essere tridimensionale, elemento che introduce una complicazione aggiuntiva. Tuttavia, anche la geometria 3D presenta una sua simmetria. Guardando la sezione trasversale riportata in figura 4.5, è evidente come sia l'alettatura che lo strato di PCM presentino una specularità rispetto alle bisettrici ottenibili considerando un sistema di riferimento centrato nel condotto. Il dominio computazione può pertanto essere ridotto ad un solo ottavo del modulo elementare (vedi figura 4.6).

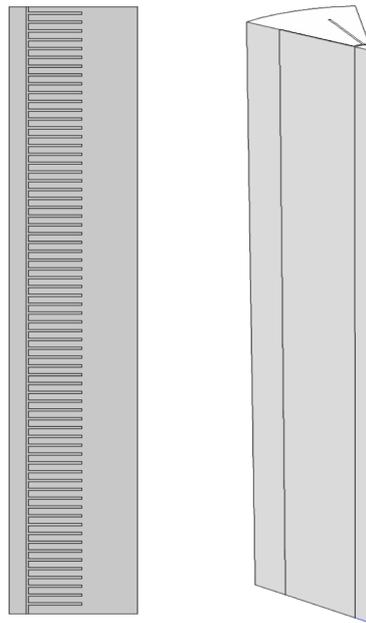


Figura 4.6: Dominio computazionale semplificato per alettatura radiale (sinistra) e longitudinale (destra).

### 4.3.2 *Semplificazione del modello fisico*

Il secondo aspetto del modello che può essere soggetto a semplificazione riguarda naturalmente la rappresentazione del modello fisico. Talvolta, trascurare del tutto alcuni aspetti che concorrono in maniera secondaria, rispetto ad altri, nella definizione del comportamento fisico del sistema, può portare ad una semplificazione del modello che è invece notevole. Nel caso specifico, sia il fenomeno dello scambio termico associato con la transizione di fase, che il meccanismo di advezione/convezione, sono stati soggetti all'introduzione di opportune assunzioni semplificative.

#### **Scambio termico con cambiamento di fase**

Il contesto applicativo considerato, vale a dire l'integrazione con il sistema di micro CHP descritto in 3.2, richiede che l'accumulo termico venga progettato in modo da rendere disponibile una potenza termica pari a 7 kW

durante un arco temporale di tre ore. In questo periodo, la richiesta di energia termica da parte dell'utenza è infatti superiore alla capacità produttiva del cogeneratore. L'accumulo potrà essere poi caricato nel corso di un arco temporale molto più lungo (dalle 10:00 alle 06:00 del giorno successivo), quando la richiesta di potenza è invece inferiore alla massima capacità di generazione. È evidente dunque come la fase di scarica sia, tra le due, quella più limitativa, ovvero quella per la quale è richiesto che il sistema presenti performance ben definite. Per questo motivo, il design dell'accumulo sarà effettuato con riferimento alla sola fase di scarica.

Questo specifico aspetto ha delle ripercussioni dirette sulla definizione del modello numerico e, in particolare, sulla descrizione del meccanismo del cambio di fase. Infatti, come già parzialmente introdotto, il fenomeno della convezione naturale non ha lo stesso peso in entrambe le fasi del processo. Durante la fase di carica l'insorgere dei moti convettivi influenza in maniera determinante i fenomeni di scambio termico all'interno del PCM, con evidenti ripercussioni sulle performance del sistema. Trascurarne l'effetto porta generalmente infatti a sottostimare sia il tasso di scambio termico, che il tempo necessario a completare la transizione di fase [26]. Le medesime considerazioni non valgono invece nel caso del procedimento inverso, ovvero durante la fase di scarica [9]. Per casistiche simili a quella considerata, è stato dimostrato che la presenza dei moti convettivi all'interno della fase liquida non ha ripercussioni rilevanti sul processo di scambio termico. La quantità di calore scambiato sulla superficie del condotto metallico è infatti influenzata prevalentemente dalla resistenza termica conduttiva del PCM solido [26]. Questa, nel caso di un semplice condotto cilindrico, può essere espressa come:

$$R_s = r_w \frac{\ln(r/r_w)}{2k_s} \quad (4.15)$$

dove  $r$  è il raggio dell'interfaccia solido-liquido,  $r_w$  il raggio del condotto metallico e  $k_s$  la conducibilità del PCM solido. Come era immaginabile, al progredire del fronte di scioglimento il valore della resistenza aumenta progressivamente. Il flusso termico si trova infatti costretto ad attraversare uno strato di PCM solido sempre più spesso. Ne consegue che anche il peso relativo della conduzione aumenti con il progredire del processo di solidificazione. In sostanza, durante quasi tutta la fase di scarica il meccanismo di scambio termico è dominato dalla conduzione termica e, di conseguenza, l'effetto della convezione naturale può essere trascurato. Sulla base di questa assunzione, l'equazione matematica che descrive il processo di transizione può essere riscritta come:

$$\rho C_{p,app} \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k \nabla T) \quad (4.16)$$

A differenza della 4.1, che includeva anche il termine convettivo, non è pertanto necessario ricavare il campo di moto  $\mathbf{u}$  della fase liquida. Questo aspetto comporta una semplificazione notevole del modello numerico, senza dubbio la più importante fra tutte. Equazione 4.16 è formalmente identica

alla 4.12, il che è assolutamente coerente dato che il modello per il PCM è esclusivamente conduttivo. A differenza di quest'ultima, il calore specifico è però quello "apparente", attraverso il quale è possibile includere nel bilancio energetico il contributo legato al calore latente.

### Moto del fluido e convezione forzata

La prima caratteristica da prendere in considerazione, quando si è interessati alla descrizione di un qualunque flusso fluido, è il regime di moto. Questo può genericamente essere *laminare* oppure *turbolento*, sulla base del peso relativo tra le forze viscosive e quelle di inerzia. Il discrimine tra i due è stabilito sulla base del numero di Reynolds, il quale dipende a sua volta, oltre che dalle proprietà del fluido, dalla geometria del condotto e dal valore di velocità:

$$Re_D = \frac{\rho DV}{\mu} \quad (4.17)$$

Il fluido presenta un regime di moto di tipo laminare se il valore del suo numero di Reynolds è inferiore a 2000 [24]. Dato il valore della portata in massa riferita all'applicazione in esame (3.1 l/min), e considerando che il numero di condotti del fascio tubiero sarà sempre considerevole, il valore di  $Re_D$  associato al singolo condotto sarà inferiore a tale valore di soglia. Pertanto, il problema fluidodinamico è stato risolto assumendo la condizione di regime laminare. È opportuno precisare che questa non rappresenta una approssimazione, ma una caratteristica tipica del sistema in esame.

La prima approssimazione in riferimento all'aspetto fluidodinamico riguarda la dipendenza delle proprietà termofisiche del fluido con la temperatura. Come già anticipato quando sono state introdotte le equazioni di Navier-Stokes, nel caso in cui le proprietà del fluido presentino una dipendenza dalla temperatura il problema fluidodinamico e quello termico risultano essere interdipendenti. Questo richiede naturalmente che l'algoritmo per la soluzione numerica risolva i due problemi in maniera congiunta, comportando un maggiore dispendio dal punto di vista computazionale. Tuttavia, le proprietà del fluido in questione (acqua) presentano, anche nel massimo intervallo termico possibile (12.4 - 60 °C), una dipendenza dalla temperatura molto modesta. Pertanto, in virtù della semplificazione rilevante che ne consegue, le proprietà termofisiche sono state direttamente assunte costanti. Sotto questa ipotesi, infatti, i due problemi fisici sono tra di loro disaccoppiati. Le equazioni di Navier-Stokes, che descrivono il comportamento dinamico del fluido, possono essere risolte indipendentemente dalla conoscenza del profilo termico all'interno del condotto. Il campo di moto  $\mathbf{u}$ , presente anche in equazione 4.1, può poi essere fornito endogenamente per la risoluzione del problema di scambio termico. In sostanza, i due problemi vengono risolti in cascata: prima quello prettamente fluidodinamico, poi quello di scambio termico. Questo metodo, che prende comunemente il nome di "approccio segregato", facilita notevolmente la convergenza dell'algoritmo numerico e comporta una riduzione del costo computazionale non indifferente.

Il problema associato al processo di scarica di un accumulo termico latente è, per ovvi motivi, intrinsecamente tempo-dipendente. Anche le variabili associate al moto del fluido termo vettore sono dunque, a rigore, funzione della variabile temporale. Tuttavia, poiché il transitorio associato all'evoluzione delle condizioni fluidodinamiche è di molto inferiore alla scala temporale del problema (primi istanti del processo), anche la dipendenza temporale del fenomeno in questione è trascurabile. Il modello matematico, che nella sua formulazione generale è rappresentato dalle equazioni 4.13 e 4.14, può essere dunque semplificato eliminando il termine relativo alla derivata temporale. In pratica, il problema fluidodinamico, già risolto separatamente, è stato anche assunto stazionario. Il campo di moto  $\mathbf{u}$  sarà pertanto sempre costante e corrispondente alle condizioni di flusso completamente sviluppato.

## 4.4 Valori iniziali e condizioni al contorno

L'ultimo passaggio nella costruzione del modello fisico consiste nella assegnazione, per entrambi i problemi, delle condizioni al contorno. Sia le relazioni 4.13 e 4.14 per il moto del fluido, che le equazioni per la conduzione termica (4.12 e 4.16), sono infatti valide esclusivamente per gli elementi interni al dominio. Le condizioni che definiscono il comportamento fisico in corrispondenza dei confini esterni vanno, pertanto, specificate a parte. Inoltre, dato che il problema termico è tempo-dipendente, lo sviluppo di una analisi transitoria richiede anche una completa definizione delle condizioni iniziali del sistema. La discussione su condizioni al contorno e valori iniziali viene di seguito riportata, per semplicità, in riferimento alla sola configurazione radiale. Questa è infatti concettualmente identica per entrambi i casi. Le condizioni per la configurazione longitudinale non sono altro che l'extrapolazione, in tre dimensioni, di quelle qui riportate per il problema bidimensionale.

### Moto del fluido

Con riferimento al solo problema fluidodinamico, la regione fisica di interesse è rappresentata dal canale del fascio tubiero. Data l'assialsimmetria del problema, il dominio computazionale è tuttavia ristretto ad una singola semi-sezione radiale del condotto, come riportato in figura 4.7. Questo è caratterizzato dalla presenza delle due sezioni di ingresso ed uscita del fluido ( $\overline{AB}$  e  $\overline{CD}$ ), dalla parete del condotto stesso ( $\overline{BD}$ ) e dall'asse di simmetria ( $\overline{AC}$ ). Per quanto riguarda le sezioni di ingresso e di uscita, sono state imposte rispettivamente le condizioni di portata in massa (riferita naturalmente al singolo condotto) e di pressione (relativa) costante:

$$-\int_{\partial\Omega} \rho(\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}) d_{bc} dS = \frac{\dot{m}}{n} \quad (4.18)$$

$$p_0 = 0 \quad (4.19)$$

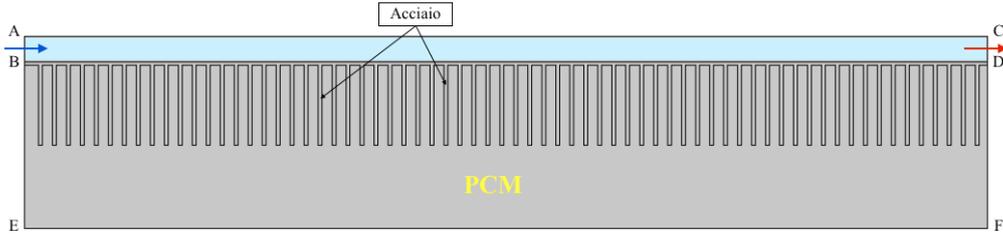


Figura 4.7: Domini computazionali per il modello 2D assialsimmetrico.

Il flusso di massa è assunto perfettamente ortogonale al bordo di ingresso, pertanto la componente tangenziale della velocità è posta pari a zero. In riferimento alla sezione di uscita, è stato inoltre prescritto che venga evitato il riflusso. Il fenomeno di interazione tra il fluido e la superficie interna del condotto è stato descritto facendo ricorso alla cosiddetta *no-slip condition*. In sostanza, si assume che il fluido presente sull'interfaccia, a causa dell'effetto di viscosità, aderisca sulla superficie del canale. Questa condizione si traduce nell'imporre che la velocità di quest'ultimo sia sostanzialmente nulla, ovvero:

$$\mathbf{u} = 0 \quad (4.20)$$

L'ultimo bordo da prendere in considerazione è, infine, quello corrispondente all'asse di simmetria. Dal punto di vista fisico, questa condizione sottintende la mancata diffusione e la progressiva scomparsa degli sforzi di taglio:

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0, \quad (-p\mathbf{I} + \mu(\nabla\mathbf{u} + \nabla\mathbf{u}^T))\mathbf{n} = 0 \quad (4.21)$$

L'imposizione di questo requisito rende il profilo di velocità  $\mathbf{u}$  simmetrico rispetto all'asse.

### Trasmissione del calore

Nel caso del problema termico, di natura multi-fisico, il dominio computazionale complessivo è pari alla somma dei tre singoli sotto-domini. Il processo di trasmissione del calore interessa infatti tutti gli elementi presenti, dal materiale a cambiamento di fase al fluido termo vettore.

Poiché il problema discusso è differente da quello precedente, anche per i bordi già analizzati è necessario prescrivere ulteriori condizioni al contorno. Nello specifico, le sezioni di ingresso ed uscita del fluido sono state trattate dal punto di vista termico imponendo rispettivamente le condizioni di temperatura uniforme e flusso uscente:

$$T = T_{in} \quad (4.22)$$

$$-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = 0, \quad \mathbf{q} = -k\nabla T \quad (4.23)$$

Il valore di temperatura prescritto in ingresso al condotto, date le condizioni operative considerate (scarica) è naturalmente pari al valore dell'acqua di rete. La condizione di "flusso uscente" prescrive invece che l'unico contribu-

to di scambio termico associato all'interfaccia sia quello convettivo legato al trasporto del fluido. Pertanto, come riportato in equazione 4.23, il flusso termico convettivo nella direzione normale al bordo è assunto pari a zero. Nel caso del problema in esame, il bordo corrispondente alla superficie del condotto non necessita invece di condizioni al contorno. Questo è infatti una interfaccia interna al dominio, che rappresenta la separazione fisica tra il solo problema termico e quello termo-fluidodinamico. In corrispondenza della superficie interna del canale viene pertanto applicata la condizione di continuità del flusso, con la quale si impone che il flusso termico ceduto localmente per conduzione sia congruente con il flusso termico convettivo scambiato con il fluido termo vettore. Per quanto riguarda invece la condizione di simmetria in corrispondenza dell'asse del condotto, è sufficiente prescrivere che la superficie in questione non sia interessata dal flusso termico. In sostanza, la condizione di simmetria è formalmente identica a quella di un bordo adiabatico, poiché, per essere simmetrico, il profilo di temperatura deve necessariamente presentare la proprietà di gradiente nullo in corrispondenza dell'asse corrispondente:

$$-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = 0, \quad \mathbf{q} = -k\nabla T \quad (4.24)$$

Come evidenziato in figura 4.7, il dominio complessivo corrispondente al problema termico presenta infine tre contorni aggiuntivi, ovvero le sezioni frontali ( $\overline{BE}$  e  $\overline{DF}$ ) e la superficie esterna ( $\overline{EF}$ ) del modulo elementare. Dato che le sezioni frontali del dominio semplificato corrispondono con quelle di ingresso ed uscita dello scambiatore, queste sono state assunte adiabatiche. Questo approccio è del tutto ragionevole, in virtù del fatto che il sistema di contenimento dell'accumulo sarà certamente equipaggiato con una opportuna coibentazione esterna. Per quanto riguarda invece la superficie esterna del modulo elementare, questa deriva dall'assunzione iniziale di simmetria nel comportamento termico del componente. Nello specifico era stato assunto che ogni tubo interagisce, dal punto di vista termico, solo con la porzione di PCM che lo interessa direttamente. Sulla base di questo approccio, anche la superficie esterna è dunque implicitamente da intendersi come adiabatica. In conclusione, la condizione al contorno per i tre margini in questione è la medesima e corrisponde nuovamente a quanto espresso in equazione 4.24.

Come introdotto in apertura, il problema termico richiede anche la definizione di condizioni iniziali. Queste sono infatti indispensabili per poter caratterizzare il comportamento transitorio del sistema. Poiché si è deciso che l'accumulo venga concepito in modo da fornire la potenza richiesta mediante cessione del solo calore latente, il PCM all'inizio della scarica sarà nella sua fase liquida e ad una temperatura, supposta uniforme, pari a  $T_{pc} + \Delta T/2$ . Inoltre, è stato supposto che anche lo scambiatore di calore e le superfici alettate si trovino al medesimo livello termico. Per quanto riguarda invece il fluido termo vettore, a rigore la temperatura iniziale è solitamente pari al valore corrispondente alla carica del sistema. Come discusso nel paragrafo 2.3.2, questo da vita ad un picco di potenza durante le

prime fasi del processo di scarica. Tuttavia, siccome è preferibile disegnare il sistema in modo che questo sia in grado di fornire da solo le performance richieste, il contributo legato al fluido termo vettore residuo è stato trascurato. Si è assunto pertanto che il fluido presenti una temperatura iniziale pari allo stesso valore dell'acqua di rete.

## 4.5 Generazione della mesh

La procedura di discretizzazione del dominio, indispensabile per la risoluzione numerica di un qualunque problema, si traduce nella costruzione della *mesh*. Questa, semplificando, non è altro che l'insieme di celle poligonali (ad es. triangoli o quadrilateri nel caso 2D) utilizzate per suddividere il dominio in elementi primari. La costruzione della mesh di volume ha una diretta influenza su quanto bene il metodo numerico, e di conseguenza il software, sia in grado di simulare il moto del fluido ed il meccanismo di scambio termico. La conformazione del dominio discretizzato può infatti condizionare, anche in maniera rilevante, sia il tasso di convergenza che l'accuratezza della soluzione finale [27]. La risoluzione in forma discretizzata di sistemi di equazioni differenziali non-lineari alle derivate parziali, come ad esempio nel caso delle equazioni di Navier-Stokes, introduce delle fonti di errore numerico, il più importante dei quali è proprio l'errore di discretizzazione. Questo non è altro che la differenza tra la soluzione esatta delle equazioni che governano il fenomeno fisico e quella ottenuta, invece, mediante l'approssimazione discreta. L'errore di discretizzazione è legato essenzialmente alla densità spaziale degli elementi. Tanto più la mesh è rifinita, ovvero tanto maggiore è il numero di elementi che la compongono, tanto maggiore sarà il grado di accuratezza della soluzione numerica. Tuttavia, se da un lato l'affinamento della mesh permette di aumentare il grado di precisione del modello, dall'altro contribuisce ad accrescerne seriamente il costo computazionale. Dal numero di elementi della mesh dipende infatti direttamente il numero delle equazioni algebriche discretizzate che il solutore numerico dovrà essere in grado di gestire, da cui l'evidente impatto sulla complessità.

Sulla base di quanto detto, risulta pertanto evidente come anche la scelta e la costruzione della mesh non siano una faccenda di così immediata soluzione. Vengono di seguito introdotti, con riferimento alle differenti configurazioni geometriche, tutti i criteri adottati per la generazione delle mesh e per la definizione dei suoi parametri essenziali.

### 4.5.1 Alettatura radiale

Per la discretizzazione del dominio bidimensionale, derivato nel caso in cui l'alettatura presenti conformazione radiale, è stata adottata una mesh poligonale con elementi triangolari, come è possibile osservare dall'esempio in figura 4.8. La mesh di volume è stata customizzata in modo da essere più rifinita nelle regioni in prossimità della superficie del condotto e delle alette, per poi crescere gradualmente man mano che le celle si allontanano

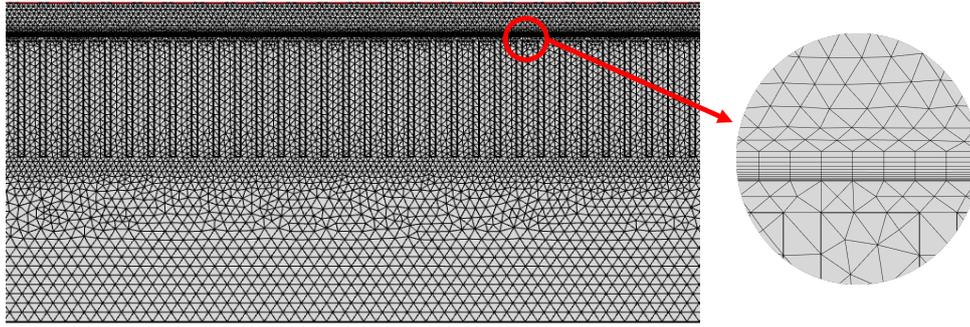


Figura 4.8: Struttura della mesh per la configurazione radiale (sinistra) e dettaglio dello strato prismatico (destra).

no. In questo modo è possibile ottenere un elevato grado di dettaglio dove maggiormente richiesto, senza però incrementare eccessivamente il numero totale di celle. In generale, la struttura della mesh deve essere tale da fornire una adeguata risoluzione dove è previsto che i gradienti spaziali siano elevati. Gradienti elevati implicano infatti una veloce variazione delle quantità nello spazio, richiedendo dunque un maggiore numero di celle. Nel caso specifico, comportamenti di questo tipo sono prevedibili per l'appunto sia in corrispondenza dell'interfaccia solido-liquido, che sulla superficie di contatto tra le alette metalliche ed il materiale a cambiamento di fase.

Per quanto riguarda il problema termo-fluidodinamico, un altro aspetto da affrontare con particolare attenzione è rappresentato dall'interazione fluido-parete. La presenza della *no-slip condition* causa infatti la formazione dello strato limite dinamico e la presenza di forti gradienti nelle immediate vicinanze della parete, sulla quale la velocità è stata assunta nulla. Una risoluzione accurata del flusso in corrispondenza del bordo è pertanto essenziale, principalmente per la determinazione del processo di scambio termico. A seguito del regime laminare, la descrizione del problema fluidodinamico non è infatti particolarmente influenzata dalle interazioni a parete. Per poter ottenere una previsione accurata delle caratteristiche termiche del fluido, subordinata alla risoluzione dei gradienti di temperatura normali al bordo, la mesh in corrispondenza del condotto è stata equipaggiata con un cosiddetto *strato prismatico*. Questo consiste, come evidenziato in figura 4.8, in un certo numero di strati costituiti da celle quadrilaterali, ortogonali al bordo e con un elevato rapporto di forma in direzione trasversale. La presenza degli strati prismatici fornisce alla mesh un elevatissimo grado di risoluzione locale. Inoltre, questi permettono anche di limitare il problema della diffusione numerica in corrispondenza della parete, essendo il flusso e la mesh perfettamente allineati. In sostanza, l'inserimento dello strato prismatico permette di potenziare il livello di accuratezza della soluzione.

Poiché, come detto, la discretizzazione spaziale influenza fortemente la precisione dei risultati ed il livello di complessità del modello, sia i parametri della mesh (numero di celle) che il numero degli strati prismatici sono stati scelti a seguito di una attenta analisi di convergenza della griglia. Questa consiste nel monitorare una, o più, quantità di interesse durante successivi

livelli di raffinamento della mesh. L'obiettivo della procedura in questione è quello di dimostrare che innanzitutto il modello numerico converge, ovvero che le quantità di interesse presentano una riduzione monotona dell'errore di discretizzazione [28]. Inoltre, l'analisi di convergenza 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.

Data la natura multifisica del problema, l'analisi di convergenza è stata condotta su due livelli successivi. Innanzitutto, è stato considerato il solo problema fluidodinamico e la sua mesh corrispondente. Sono stati pertanto determinati, in prima battuta, solo il numero di elementi necessari a descrivere il moto del fluido nel condotto. In secondo luogo, è stato considerato anche il problema complessivo di scambio termico. Questa seconda fase ha permesso di stabilire la minima densità spaziale delle celle necessaria per descrivere il comportamento del materiale a cambiamento di fase, oltre che il minimo numero di strati prismatici richiesti. Non è stata invece effettuata alcuna variazione dei parametri nella discretizzazione della superficie alettata, per la quale è stato ritenuto sufficiente adottare una dimensione dell'elemento inferiore al suo spessore. L'analisi di convergenza è stata realizzata considerando massima dimensione e numero delle alette (25 mm, 230 alette/metro) ed un passo trasversale pari a 14 cm.

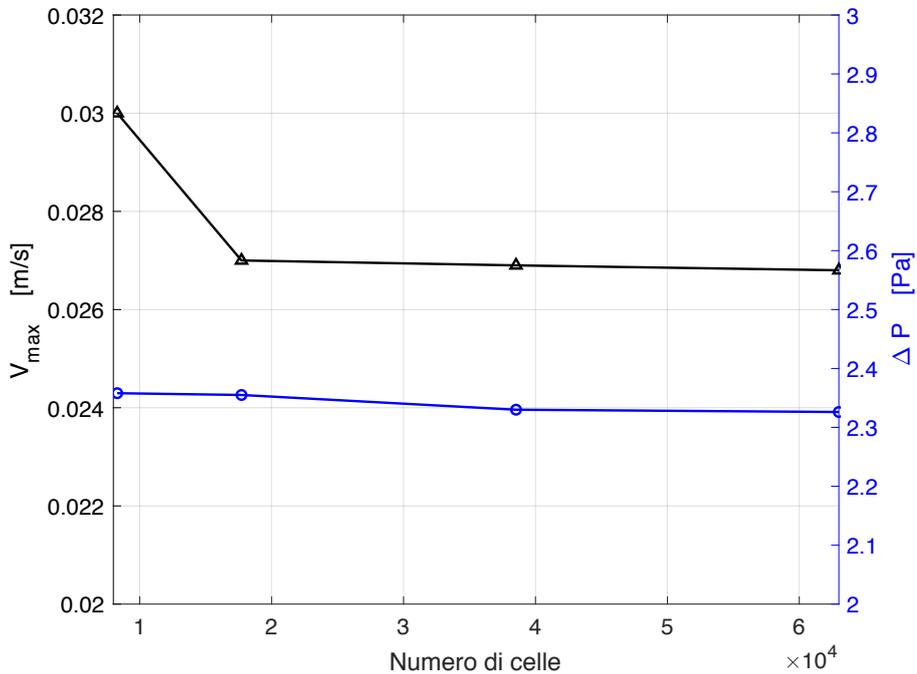


Figura 4.9: Analisi di convergenza della griglia per il solo problema fluidodinamico.

Per l'analisi di convergenza relativa al problema fluidodinamico sono state assunte come grandezze target rispettivamente la massima velocità nel condotto ( $V_{max}$ ) e la caduta di pressione tra le sezioni di ingresso ed uscita

( $\Delta P$ ). Come è possibile notare osservando i risultati riportati in figura 4.9, entrambe queste grandezze risultano essere praticamente indipendenti dalla discretizzazione spaziale per un numero di celle superiore al valore di 38000. Questo corrisponde ad adottare una mesh che presenta valori massimi e minimi degli elementi rispettivamente pari a 0.81 e 0.0232 mm.

Per quanto riguarda invece il problema termico, è stato deciso di adottare come grandezze di interesse sia la potenza media scambiata, che la temperatura del fluido in uscita dopo un'ora di scarica. In questo caso, sono stati prima analizzati i parametri della mesh di volume, assumendo un numero di strati prismatici costante e pari a 4. Una volta ottenuto il valore *grid-independent* dei primi, si è passati poi allo studio di questi ultimi.

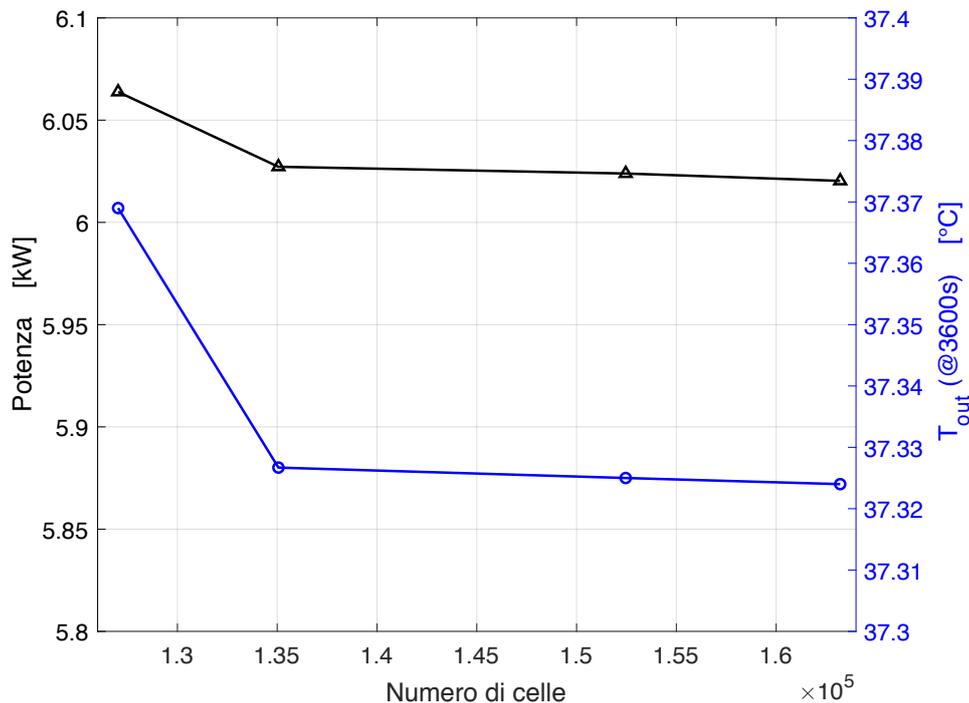


Figura 4.10: Analisi di convergenza della mesh di volume per il problema termo-fluidodinamico.

I risultati dell'analisi sulla discretizzazione del dominio di PCM e sullo strato prismatico sono riportati rispettivamente in figura 4.10 e 4.11. Con riferimento alla mesh di volume, il fenomeno di scambio termico con cambiamento di fase risulta essere descritto in maniera strettamente indipendente dalla griglia solo per un valore minimo del numero di celle pari a 153000. Tuttavia, i risultati ottenuti con la mesh subito meno fitta presentano una differenza decisamente poco marcata, aspetto che la rende la soluzione più adeguata. Infatti, a discapito di una variazione dei due parametri inferiore allo 0.1% è possibile diminuire il numero di celle di 17400 unità, con una ripercussione certamente più spiccata sul costo computazionale del modello. Questa soluzione corrisponde a dimensioni massime e minime per gli elementi nel dominio di PCM pari rispettivamente a 3.9 e 0.23 mm. Per quanto riguarda invece il numero degli strati prismatici, questi presentano, come

prevedibile, una notevole influenza sulla caratterizzazione del problema termico. Infatti, come evidenziato in figura, entrambi i parametri esibiscono una variazione notevole nel passaggio da 4 a 10 prismi. Per valori inferiori a 10, pertanto, la risoluzione della mesh in corrispondenza dell'interfaccia non è sufficiente per catturare e descrivere l'entità dei gradienti presenti.

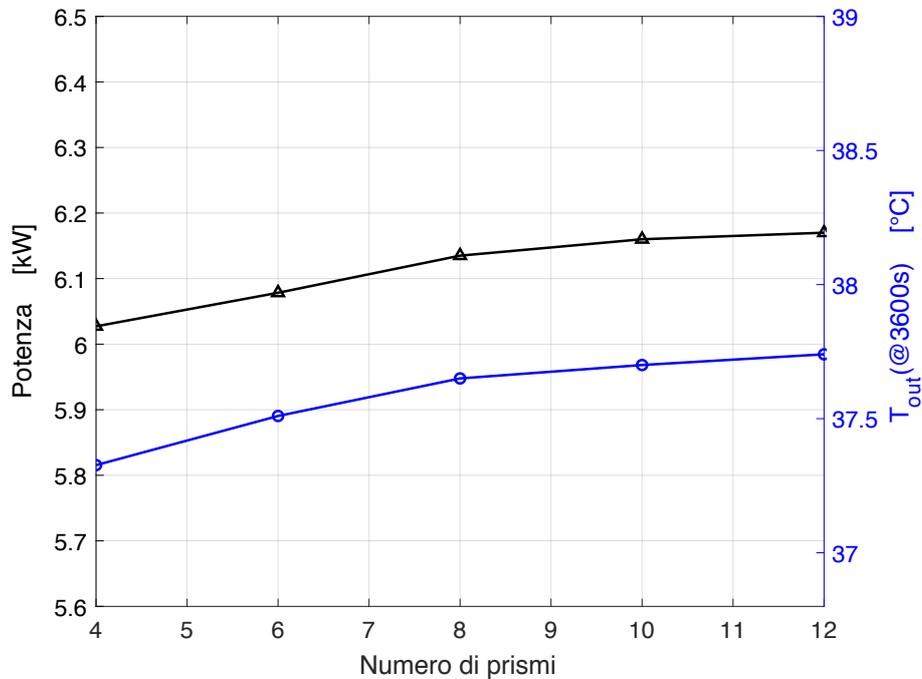


Figura 4.11: Analisi di convergenza dello strato prismatico per il problema termo-fluidodinamico.

In conclusione, il dominio bidimensionale è stato complessivamente discretizzato utilizzando una mesh poligonale con 143000 elementi triangolari, la quale presenta in corrispondenza dell'interfaccia fluido-scambiatore uno strato prismatico composto da 10 elementi. Tutti i parametri caratteristici della mesh sono riportati in maniera dettagliata in tabella 4.1.

Tabella 4.1: Parametri geometrici della mesh (geometria radiale).

	Acqua	Acciaio	PCM
Dimensione max. (mm)	1.22	1	3.9
Dimensione min. (mm)	0.035	0.15	0.23
Rapporto di crescita (-)	1.13	1.25	1.15
Numero di celle	29894	32579	80509
Frazione percentuale (%) 20.9	22.8	56.3	
Densità spaziale (celle/cm <sup>2</sup> )	291	120	75

### 4.5.2 Alettatura longitudinale

Le considerazioni sulla struttura della mesh, ed il suo legame con le caratteristiche fisiche del problema, valgono naturalmente inalterate anche nel caso in cui le superfici alettate presentino una configurazione longitudinale. Come nel caso precedente infatti, la mesh è stata customizzata in modo da presentare una maggiore rifinitura in prossimità del condotto e delle alette, dove, come già discusso, il problema esibirà i gradienti più marcati.

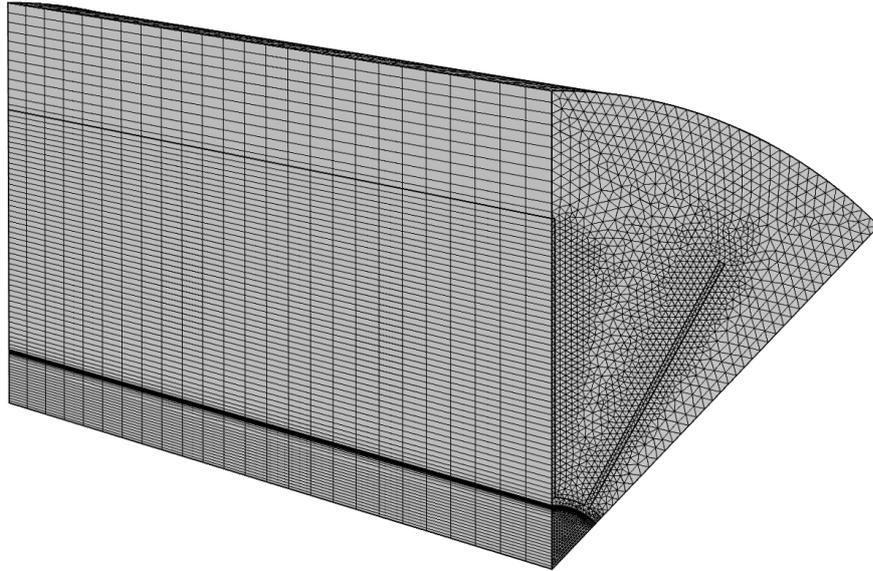


Figura 4.12: Struttura della mesh per l'opzione di alettatura longitudinale.

L'unica vera differenza tra le due alternative risiede nella tridimensionalità di quest'ultima, che si concretizza essenzialmente nella selezione della topologia degli elementi. La soluzione più diffusa per la discretizzazione dei domini 3D, utilizzata tra l'altro come opzione di default da COMSOL Multiphysics, è quella degli elementi tetraedrici. Questo è dovuto al fatto che qualunque dominio tridimensionale, indipendentemente dalla sua forma o topologia, può sostanzialmente essere sempre discretizzato utilizzando per gli elementi la geometria tetraedrica. Tuttavia, sulla base delle singole applicazioni, può talvolta essere più conveniente utilizzare una diversa struttura della mesh. Nel caso specifico, data la particolare simmetria del dominio e le peculiarità del problema in esame, è stato deciso di utilizzare una *mesh estrusa*. In sostanza, gli elementi tetraedrici sono sostituiti da esaedri, ottenuti mediante estrusione di una mesh triangolare realizzata sulla cosiddetta "faccia sorgente" (vedi figura 4.12). Se ben applicato, l'utilizzo di una mesh estrusa permette di semplificare notevolmente la complessità computazionale del modello. Infatti, poiché gli elementi possono essere costruiti con una dimensione longitudinale praticamente arbitraria, il dominio può essere descritto utilizzando un numero di elementi decisamente inferiore. Un minor numero di elementi significa, a sua volta, maggiore velocità di risoluzione e migliore accuratezza. Tuttavia, per poter utilizzare la tecnica in questione, è necessario che il problema presenti determinate caratteristiche.

Innanzitutto, la geometria del dominio deve essere tale da poter permettere l'estrusione della mesh, ovvero presentare una sezione trasversale costante. Nel caso in esame questa condizione è assolutamente verificata, dato che il dominio è essenzialmente la proiezione, in direzione longitudinale, della sezione frontale del modulo elementare. In secondo luogo, dato che gli elementi della mesh presenteranno un rapporto di forma molto elevato, è indispensabile che questo aspetto sia compatibile con la fisica del problema. In sostanza, il fenomeno fisico deve essere tale per cui le grandezze oggetto di interesse non presentino brusche variazioni nella direzione longitudinale. Elementi con un rapporto di forma così spiccato non sarebbero, infatti, in grado di cogliere il fenomeno in maniera adeguata. Nel problema in esame, il trasferimento di calore dal materiale a cambiamento di fase al fluido termovettore avviene essenzialmente nella sola direzione radiale. È noto infatti come, in configurazioni come quella qui considerata, i gradienti termici in direzione longitudinale siano decisamente poco marcati [21]. Inoltre, anche per il fenomeno termo-fluidodinamico non ci si aspetta che la temperatura presenti dei gradienti longitudinali particolarmente bruschi. L'applicazione di una mesh estrusa è stata pertanto giudicata adeguata per la descrizione del problema. Data l'influenza sull'accuratezza del modello, particolare attenzione sarà tuttavia dedicata alla scelta della dimensione longitudinale.

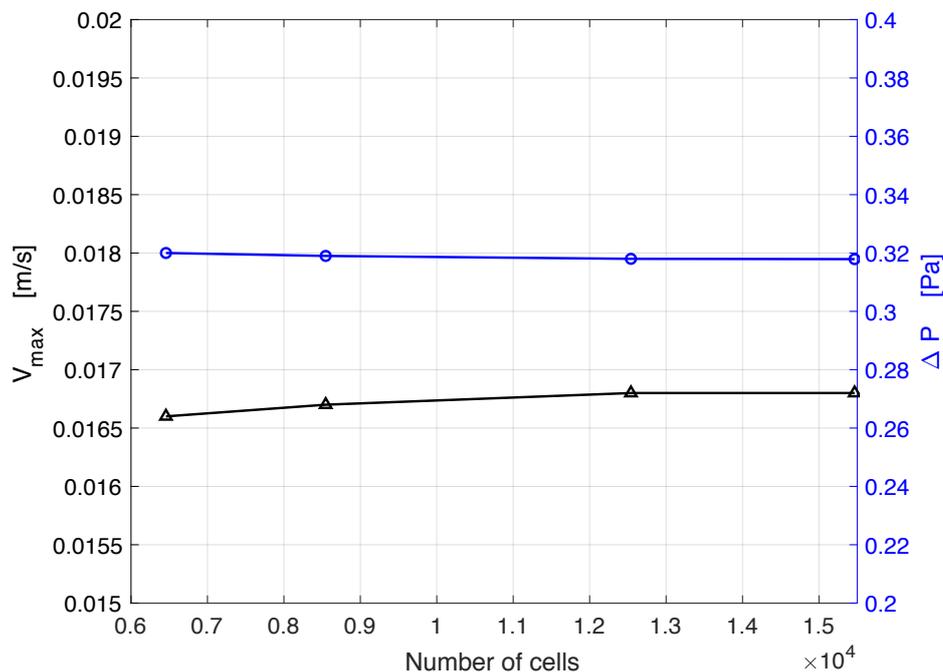


Figura 4.13: Analisi di convergenza della griglia per il problema fluidodinamico.

Per quanto riguarda l'analisi di convergenza, anche in questo caso è stato adottato il medesimo approccio. Innanzitutto, è stato considerato il problema fluidodinamico, con riferimento alla sola mesh triangolare sulla faccia sorgente. Essendo infatti il moto del fluido completamente sviluppato, è intrinsecamente implicito che non siano presenti gradienti di velocità in

direzione longitudinale. Effettuare l'analisi di convergenza dei parametri fluidodinamici rispetto alla dimensione longitudinale degli elementi sarebbe, pertanto, assolutamente irrilevante. Con riferimento invece al problema termo-fluidodinamico, l'analisi di convergenza è stata realizzata sia rispetto agli elementi della mesh triangolare, sia rispetto alla dimensione longitudinale della mesh estrusa. Per quanto riguarda inoltre il numero degli elementi prismatici, sempre presenti nella mesh in corrispondenza dell'interfaccia, non è stata in questo caso effettuata alcuna analisi esplicita. Poiché il fenomeno di interazione fluido-parete non dipende infatti in alcun modo dalla dimensionalità del problema, per il numero di prismi è stato assunto lo stesso valore ottenuto dall'analisi del dominio bidimensionale.

Per quanto riguarda il problema fluidodinamico, i risultati riportati in figura 4.13 mostrano che i valori dei parametri di interesse sono indipendenti dalla densità della griglia triangolare per un numero di celle superiore a 12500. L'influenza della mesh triangolare è comunque poco rilevante. Un comportamento molto simile si ripete anche per il caso del problema termo-fluidodinamico (figura 4.14), nel quale sia i valori di potenza media che quelli di temperatura presentano una modesta variazione con la dimensione degli elementi triangolari. Per un numero di celle superiore a 35500, la descrizione del fenomeno è indipendente dalla mesh (dimensioni longitudinali massime e minime costanti pari a 20 e 0.6 mm).

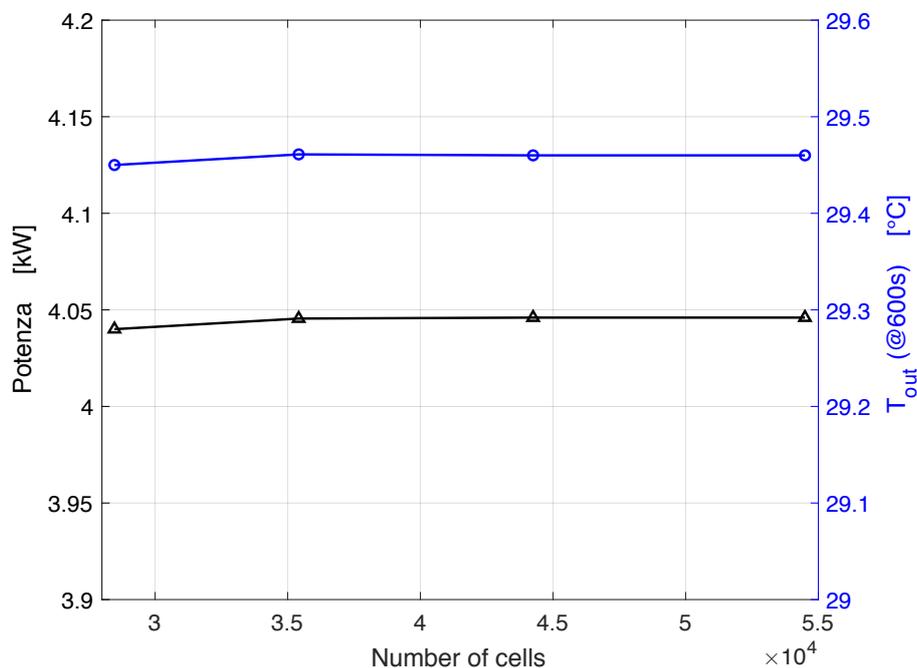


Figura 4.14: Analisi di convergenza della griglia (direzione trasversale) per il problema termo-fluidodinamico.

Una volta definite le dimensioni degli elementi triangolari sulla faccia sorgente, si è passati ad analizzare l'effetto della dimensione longitudinale degli elementi. Come evidenziato in figura 4.15, questa influisce in modo più marcato sul valore delle grandezze target. Per un numero complessivo di celle

inferiore a 71000, che corrispondono ad una dimensione longitudinale massima dell'elemento pari a 10 mm, entrambe le grandezze evidenziano infatti una certa variazione. Questo significa che per valori della dimensione longitudinale inferiori a tale soglia, la risoluzione spaziale della mesh in direzione longitudinale non è ancora tale da poter cogliere scrupolosamente i gradienti termici, soprattutto quelli legati al riscaldamento del fluido termo vettore.

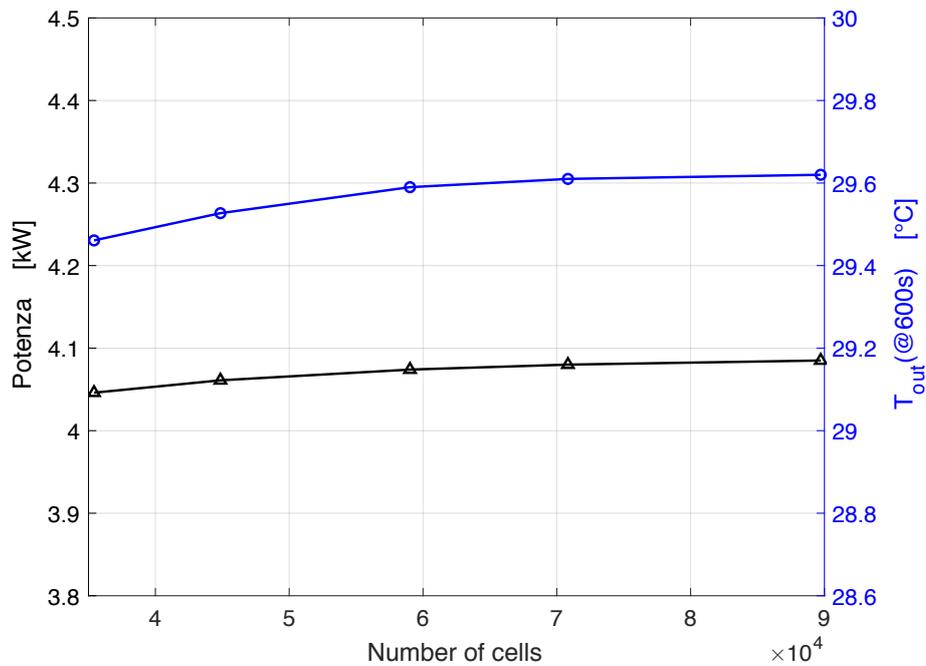


Figura 4.15: Analisi di convergenza della griglia (direzione longitudinale) per il problema termo-fluidodinamico.

In conclusione, il dominio tridimensionale è stato complessivamente discretizzato utilizzando una mesh estrusa composta da 71000 elementi esaedrici, i cui parametri generali sono riportati nel dettaglio in tabella 4.2

Tabella 4.2: Parametri geometrici della mesh (geometria longitudinale).

	Acqua	Acciaio	PCM
Dimensione trasv. max. (mm)	0.4	0.8	3
Dimensione trasv.min. (mm)	0.025	0.2	0.4
Rapporto di crescita (-)	1.13	1.25	1.20
Dimensione long. max. (mm)	10	10	10
Dimensione long. min. (mm)	0.6	0.6	0.6
Numero di celle	16860	10290	43680
Frazione percentuale (%)	23.8	14.5	61.7

## 4.6 Validazione del modello numerico

L'utilizzo della modellazione numerica/CFD come strumento per la progettazione è giustificato solo sulla base del livello di fiducia nei confronti dei risultati ottenuti. Come noto, qualunque modello CFD è inevitabilmente affetto da un certo livello di incertezza, intrinsecamente legato al principio stesso della modellazione numerica. Gli aspetti che rendono il modello "imperfetto" sono riconducibili a due categorie di fenomeni, vale a dire le incertezze sui dati in ingresso e quelle sulla modellazione dei fenomeni fisici. Alla prima categoria fanno riferimento, ad esempio, le approssimazioni legate alla rappresentazione geometrica, alla scelta delle proprietà termofisiche dei materiali e all'imposizione delle condizioni al contorno. Per quanto riguarda invece le incertezze di modellazione, queste sono dovute essenzialmente alle assunzioni semplificative effettuate in riferimento sia al dominio computazionale, sia ai modelli per la descrizione del fenomeno fisico [28]. L'utilizzo di assunzioni semplificative, come discusso in precedenza, è spesso inevitabile per lo sviluppo dei modelli di simulazione, che sarebbero altrimenti troppo complessi e poco pratici. Tuttavia, è fondamentale saper identificare, caso per caso, quali sono le semplificazioni adeguate e quali aspetti, invece, non possono essere trascurati.

La cosiddetta *procedura di validazione* consiste proprio nella verifica dell'attendibilità del modello. In sostanza, l'obiettivo è quello di verificare che tutte le semplificazioni introdotte siano adeguate e che, pertanto, il modello numerico è in grado di rappresentare il comportamento reale del sistema [28]. Per poter definire il grado di incertezza, è necessario confrontare i risultati ottenuti mediante la simulazione numerica e quelli ottenibili, invece, attraverso misurazioni dirette. L'ultimo passaggio nella costruzione di un modello numerico è rappresentato dunque dal paragone tra i suoi output ed opportuni dati sperimentali. Il modo più comune per effettuare la procedura di validazione è quello di monitorare adeguate grandezze target, per poterne poi confrontare l'andamento ottenuto. Se la differenza tra i valori calcolati e quelli misurati è sufficientemente piccola, allora il modello è in grado di descrivere il fenomeno richiesto e può pertanto dirsi validato [28]. Nel caso specifico, le assunzioni semplificative rilevanti riguardano rispettivamente la semplificazione del dominio computazionale e l'effetto della convezione naturale sul meccanismo di scambio termico. Per poterne verificare l'adeguatezza e, di conseguenza, dimostrare che il modello numerico ottenuto è attendibile, è stato deciso di costruire e testare in laboratorio un piccolo prototipo di accumulo latente. Confrontando i risultati dei test sperimentali con quelli ottenuti dalla simulazione, sarà infatti possibile realizzare la validazione del modello.

### 4.6.1 Set-up sperimentale

Il prototipo di accumulo termico realizzato per effettuare i test sperimentali consiste in un semplice scambiatore di calore tubo-in-tubo. Il fluido termovettore (acqua), come nel design previsto, scorre all'interno del condotto,

Tabella 4.3: Caratteristiche geometriche del prototipo sperimentale.

Lunghezza (cm)	30.0
Diametro condotto (mm)	9.52 (3/8")
Spessore condotto (mm)	0.90
Diametro esterno (mm)	25.4
Diametro alette (mm)	23.0
Spessore alette (mm)	0.70
Passo alette (cm)	1.0

mentre il materiale a cambiamento di fase è disposto nell'intercapedine tra questo ed il contenimento esterno. Il potenziamento dello scambio termico è stato realizzato mediante l'inserimento di 30 alette radiali. Per necessità costruttive, sia la superficie alettata che il condotto sono stati realizzati in rame. Per quanto riguarda invece il PCM, questo è il medesimo di quello previsto per il caso applicativo, ovvero il *CrodaTherm 60*. Le caratteristiche geometriche complete del prototipo sono riportate in tabella 4.3.

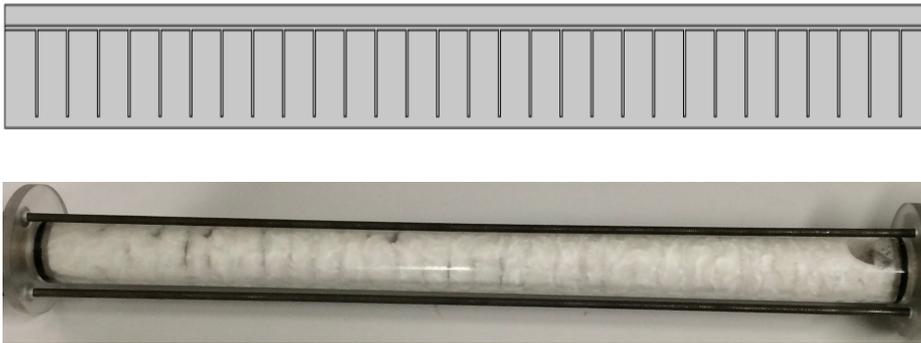


Figura 4.16: Dominio computazionale (sopra) e immagine (sotto) del prototipo sperimentale.

L'apparato sperimentale è stato concepito in modo da permettere la scarica del sistema con temperatura del fluido termovettore ( $T_{HTF}$ ) e portata ( $\dot{m}_{HTF}$ ) costanti. Per favorirne la comprensione, una rappresentazione schematica del circuito utilizzato per realizzare il test è riportata in figura 4.17. Durante la scarica, l'acqua fredda proveniente dalla rete idrica passa, in anello aperto, direttamente attraverso lo scambiatore/accumulo. Per caricare il sistema, invece, l'acqua viene ricircolata su un anello chiuso mediante l'utilizzo di una pompa. L'energia termica, accumulata dal materiale a cambiamento di fase durante il passaggio attraverso lo scambiatore, è integrata utilizzando una sorgente termica esterna. L'apparecchiatura per il riscaldamento del fluido è dotata di un opportuno sistema di regolazione, il quale permette di mantenere la temperatura in ingresso al sistema pressoché costante e pari al valore desiderato. Anche la portata del fluido, imposta costante, può a sua volta essere regolata. La pompa è equipaggiata infatti

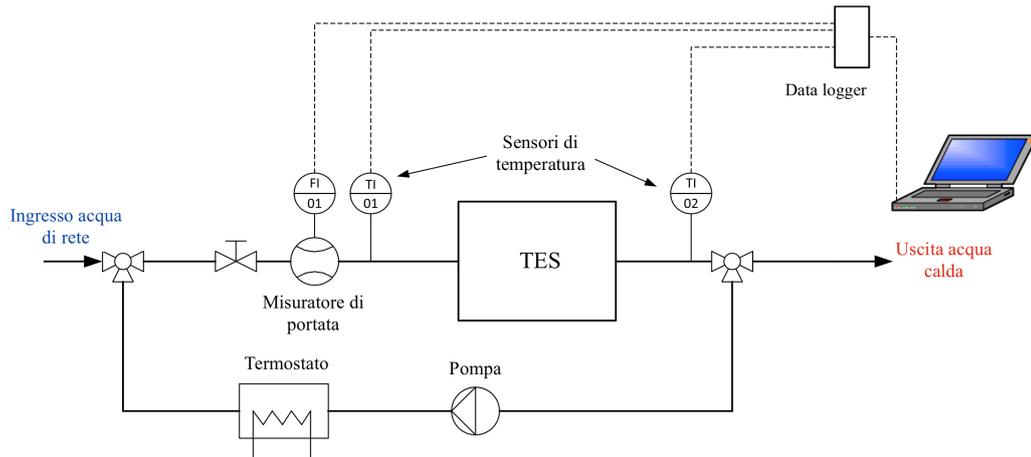


Figura 4.17: Rappresentazione schematica dell'apparato sperimentale.

con un regolatore elettronico, che permette di variare il valore del flusso entro un certo range operativo.

Poiché il modello numerico è stato sviluppato per effettuare la previsione delle performance termiche del sistema di accumulo, la grandezza target più appropriata è sicuramente la potenza termica scambiata durante la fase di scarica ( $\dot{Q}_{HTF}$ ). Dato che l'obiettivo dell'esperimento è pertanto la valutazione del tasso di scambio termico complessivo, è stato sufficiente posizionare due misuratori di temperatura (TI01 e TI02) rispettivamente in ingresso e in uscita dallo scambiatore di calore. L'evoluzione della potenza termica nel tempo è infatti valutabile sulla base della relazione:

$$\dot{Q}_{HTF} = \dot{m}_{HTF} \cdot c_p (T_{HTF,out} - T_{HTF,in}) \quad (4.25)$$

dove  $T_{HTF,out}$  e  $T_{HTF,in}$  sono la temperatura dell'acqua in uscita e la temperatura dell'acqua di rete.

Dal momento che il prototipo sperimentale, per la realizzazione dei test, è stato coibentato, la potenza termica scambiata con l'ambiente esterno può essere tranquillamente trascurata. Noto il valore istantaneo di potenza, è pertanto possibile determinare anche il quantitativo complessivo di energia trasmesso dal PCM al fluido termo vettore:

$$Q_{cum} = \sum_{t=0}^{t_{end}} (\dot{Q}_{HTF} \Delta t) \quad (4.26)$$

dove  $\Delta t$  è naturalmente l'intervallo di tempo tra due misurazioni successive (nel caso specifico  $\Delta t=10$  s).

La sequenza di scarica è stata misurata partendo dalle condizioni di sistema completamente carico (PCM liquido) e ad una temperatura omogenea pari a 70 °C. Per ottenere tale requisito, la fase di carica del materiale a cambiamento di fase è stata effettuata fornendo in ingresso allo scambiatore una temperatura costante e pari al valore specificato, fino ad ottenere una differenza tra ingresso ed uscita inferiore a 0.2 °C. Data la procedura seguita,

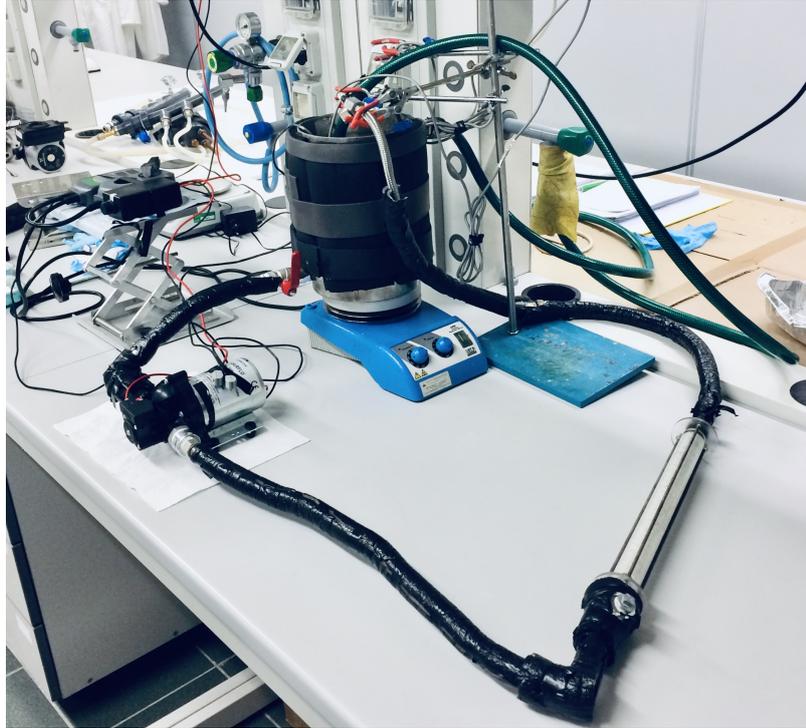


Figura 4.18: Circuito idraulico per i test sperimentali.

è pertanto ragionevole assumere che all'inizio della fase di scarica il sistema si trovi sempre ad una temperatura prossima a quella imposta in ingresso. Come già anticipato, il sistema sarà poi soggetto per tutta la durata del processo al flusso diretto dell'acqua di rete, con valori di temperatura e portata costanti ( $T_{HTF,in}=19.2$  °C,  $\dot{m}_{HTF}=0.51$  l/min).

#### 4.6.2 *Analisi dei risultati*

Con lo scopo di effettuarne la validazione, il comportamento termico del prototipo sperimentale è stato simulato utilizzando il modello numerico sviluppato in precedenza. Vengono pertanto applicate le medesime assunzioni discusse nel paragrafo 4.3, sia per quanto riguarda la semplificazione del dominio computazionale, sia in riferimento ai modelli per la descrizione del fenomeno fisico. Cambiano naturalmente invece le condizioni operative del sistema, che saranno imposte identiche a quelle utilizzate durante le prove sperimentali. Per quanto riguarda invece la definizione della mesh, questa è stata costruita utilizzando, per ogni dominio, le stesse densità spaziali degli elementi ottenute a seguito dell'analisi di convergenza per la geometria radiale (tabella 4.1). Questo assicura infatti che la risoluzione del dominio discretizzato sia, in ogni sua parte, adeguata per la descrizione dei meccanismi fisici coinvolti. La mesh ottenuta è pertanto topologicamente identica a quella riportata in figura 4.8.

Per effettuare la validazione del modello numerico, è stato riportato e confrontato l'andamento della potenza termica. La curva in questione, date

le particolari condizioni operative ( $T_{HTF,in}$  costante), è del tutto equivalente a quella ottenuta per la temperatura in uscita del fluido termovettore. Inoltre, è stato valutato anche l'andamento temporale del quantitativo energetico ceduto dal sistema ( $Q_{cum}$ ). Questo, dato un determinato istante di tempo, rappresenta la quantità cumulativa di energia termica scambiata dall'inizio della fase di scarica all'istante considerato. Nello specifico, tale informazione è stata rappresentata sotto forma di "percentuale di scarica", ovvero il quantitativo energetico cumulato è stato riferito alla massima capacità del sistema.

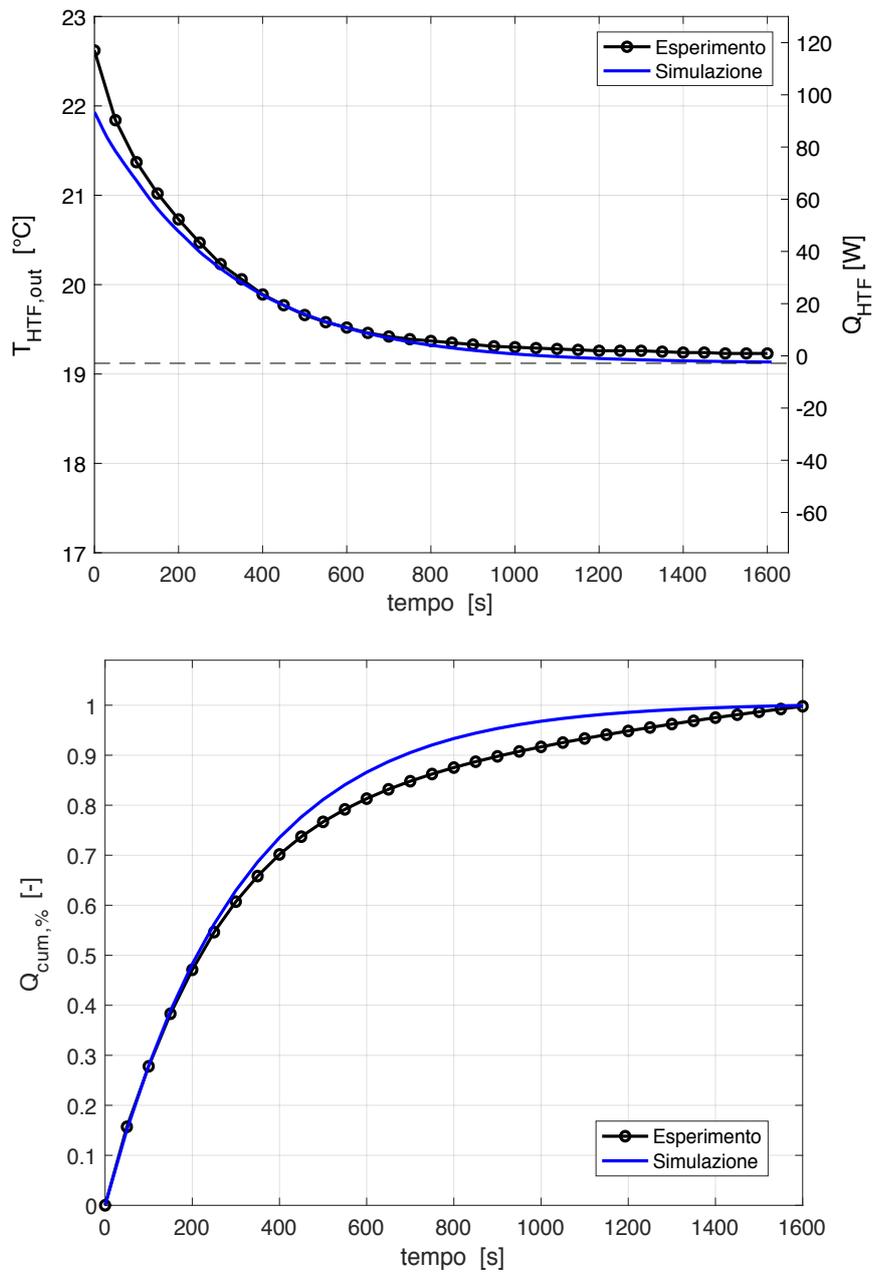


Figura 4.19: Confronto tra i risultati sperimentali e quelli del modello numerico: potenza termica (sopra) e percentuale di scarica (sotto).

I risultati ottenuti, riportati in figura 4.19, dimostrano che il modello utilizzato è in grado di prevedere il comportamento termico del prototipo in maniera attendibile. L'andamento della potenza termica, ricavato attraverso il modello numerico, rispecchia infatti in maniera fedele il comportamento reale del sistema. Le curve ottenute sono assolutamente paragonabili, con un errore di scostamento massimo del 3 % ed uno medio dello 0.48 %. Si evidenzia inoltre come anche il tempo di scarica, requisito fondamentale in tutte le applicazioni pratiche, sia stato previsto con notevole accuratezza.

In conclusione, sulla base dei risultati ottenuti, è possibile affermare che il modello numerico costruito nel presente capitolo è in grado di simulare in maniera adeguata sia il processo di scarica del PCM, che i fenomeni di scambio termico presenti. Le assunzioni semplificative adottate, come la bidimensionalità del dominio computazionale e l'effetto trascurabile della convezione naturale, sono dunque assolutamente pertinenti con la natura del problema in questione. Quanto detto attribuisce credibilità al modello numerico, giustificandone l'utilizzo come strumento di supporto alla progettazione del sistema di accumulo previsto.

# Capitolo 5

## Design e ottimizzazione

Dall'analisi dell'utenza termica svolta nel capitolo 3, è stato evidenziato che il sistema di micro-CHP presenta le caratteristiche necessarie per poter essere integrato con un accumulo termico. Nello specifico, la sua funzione sarà quella di supportare la produzione di acqua calda sanitaria durante il picco di domanda giornaliero. L'accumulo potrà poi essere ricaricato nel corso del restante periodo della giornata, quando la richiesta dell'utenza è sempre inferiore alla massima capacità di generazione del cogeneratore. Sulla base dell'analisi del profilo di domanda dell'utenza e delle condizioni operative dell'impianto micro-CHP, è stato inoltre possibile definire la capacità di accumulo richiesta, valutata pari a 21 kWh termici. Il sistema dovrà comunque essere concepito in modo da garantire che la cessione del quantitativo energetico previsto sia coerente con le tempistiche imposte dall'utenza termica. In pratica, quando sottoposto alle condizioni operative del caso in esame, l'accumulo dovrà essere tale da assicurare un tempo di scarica complessivo pari a 3 ore. Questo è naturalmente equivalente a dire che il sistema deve essere disegnato in modo da presentare un tasso di scambio termico medio pari a 7 kW. Tale potenza è infatti quella necessaria a realizzare il riscaldamento, dal valore di rete a quello richiesto di 45 °C, di una portata media di acqua pari esattamente a 3 l/min.

L'accumulo termico previsto consiste nel sistema descritto al paragrafo 3.4. Mentre il valore di capacità dipende esclusivamente dalla quantità di materiale a cambiamento di fase presente, le caratteristiche di scambio termico sono, come già discusso in dettaglio, fortemente influenzate dal design dello scambiatore di calore. All'aumentare della superficie di scambio termico, aumenta infatti la conducibilità equivalente dell'intero sistema, che si riflette naturalmente in un maggior valore della potenza termica. Tuttavia, le proprietà di scambio termico del componente, oltre che dalla sola superficie, sono influenzate anche dalla configurazione geometrica dello scambiatore. L'obiettivo dell'analisi è appunto quello di ottenere un design dello scambiatore alettato che permetta di rispettare i vincoli imposti dall'applicazione in esame e che, allo stesso tempo, richieda il minor quantitativo possibile di materiale metallico. Per poter valutare le performance termiche del sistema e, soprattutto, per evidenziare la dipendenza di queste rispetto ai parametri di progetto, il comportamento dinamico dell'accumulo durante le

tre ore di scarica verrà simulato utilizzando il modello numerico sviluppato precedentemente. Le prestazioni del sistema saranno infatti valutate al variare della configurazione geometrica dello scambiatore, in modo da poterne determinare la migliore combinazione dei parametri costruttivi.

Come già introdotto, per la realizzazione delle superfici alettate saranno inoltre prese in considerazione due diverse geometrie costruttive, quella radiale e quella longitudinale. La ricerca della soluzione ideale sarà realizzata separatamente per entrambe le topologie. Una volta ottenuta la migliore configurazione di una e dell'altra, sarà possibile infine decretare quale tra le due rappresenta l'opzione più adatta, utilizzando come criterio di valutazione sempre la quantità di acciaio richiesta.

## 5.1 Variabili del problema

Il punto di partenza dell'analisi consiste nel definirne contorni e campo operativo. Ovvero, è necessario innanzitutto stabilire quanti e quali sono i parametri da includere come variabili del problema. La conformazione dello scambiatore alettato può dipendere infatti da numerosi parametri geometrici, i quali presentano una influenza più o meno marcata sia sul comportamento termico del sistema che sulla quantità di materiale.

Tra tutte le grandezze coinvolte, è stato deciso di prendere in considerazione solo le tre ritenute più importanti, ovvero il passo trasversale del fascio tubiero ( $p$ ), la dimensione delle alette ( $H$ ) ed il loro numero specifico ( $n$ , esprimibile come numero di alette/metro o alette/tubo). L'influenza degli

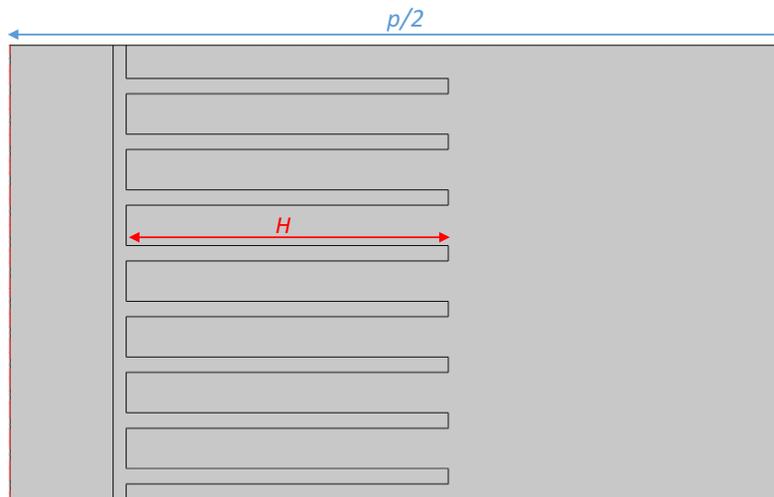


Figura 5.1: Rappresentazione dei parametri geometrici per il caso di alettatura radiale.

ultimi due parametri è immediata, all'aumentare sia della dimensione delle alette che della loro densità aumenta infatti direttamente anche la quantità di metallo richiesta per la costruzione dello scambiatore. Al variare di questi cambia naturalmente anche la superficie di scambio termico, con

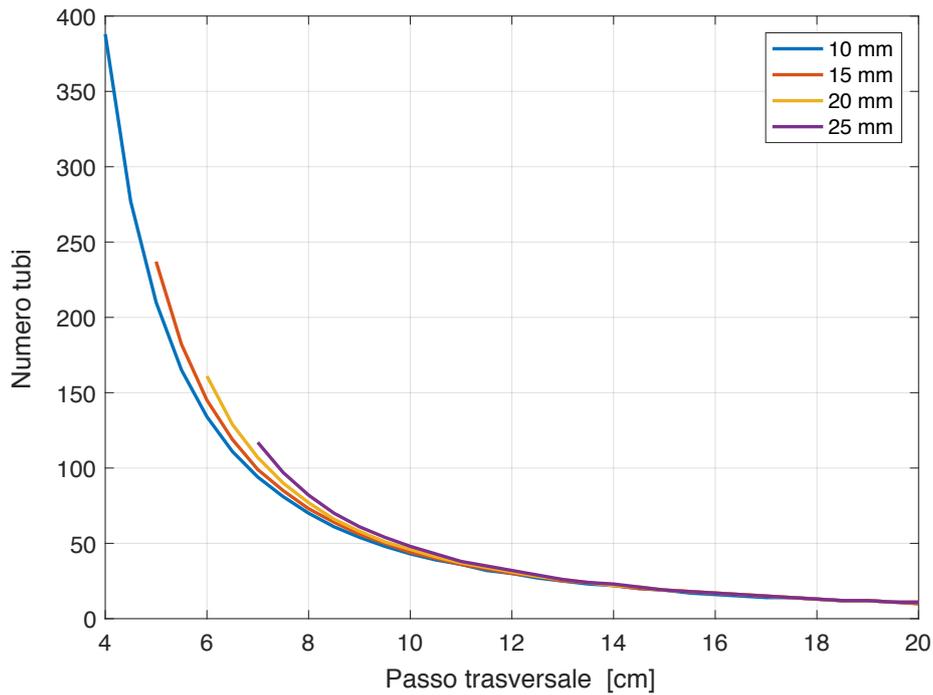


Figura 5.2: Influenza di  $p$  ed  $H$  sul numero di condotti per il caso di geometria radiale ( $n=230$  alette/metro).

una evidente ripercussione sulle prestazioni del sistema. Per quanto riguarda invece il passo trasversale (ovvero la distanza tra i condotti del fascio tubiero), da questo dipende il numero di condotti presenti all'interno del componente. Nello specifico, maggiore è il valore del parametro  $p$  minore sarà il numero di canali e, di conseguenza, la volumetria di acciaio richiesta. All'aumentare della distanza tra i tubi, aumenta infatti la quantità di PCM che interessa il singolo modulo elementare. Ne consegue che per avere la medesima quantità di materiale a cambiamento di fase (fissa sulla base della capacità di accumulo) sarà richiesto un numero inferiore di moduli.

A rigore, anche le proprietà geometriche della superficie alettata hanno un certo effetto sul numero dei condotti, dato che da queste dipende il volume netto di PCM per modulo elementare. Tuttavia, la loro influenza in questo senso è molto meno marcata, come è possibile osservare analizzando il grafico riportato in figura 5.2. Questo, per l'ipotesi di alettatura radiale ed un valore di  $n$  pari a 230 alette/metro, riporta l'andamento del numero di condotti al variare del passo trasversale e della dimensione delle alette. È evidente come l'effetto legato alla variazione del parametro  $p$  sia decisamente più influente rispetto a quello dovuto alla variazione dell'altezza dell'aletta ( $H$ ). Il valore del passo trasversale è, pertanto, il parametro da cui il quantitativo di materiale metallico dipende in maniera più determinante.

È infine importante sottolineare che, mentre il valore del passo trasversale è sostanzialmente arbitrario, entrambi i parametri geometrici sono vincolati da limiti costruttivi. Sia l'altezza delle alette che il loro numero presentano, infatti, un massimo ed un minimo valore ammissibile (tabella 3.4).

## 5.2 Criteri logici per il design

Riformulando quanto detto in precedenza in termini più "formali", è possibile asserire che la quantità di materiale rappresenta la funzione obiettivo del problema di ottimizzazione, mentre passo trasversale, dimensioni e numero delle alette ne sono invece le variabili. Il problema in questione è naturalmente vincolato, sia dai limiti geometrici imposti per l'alettatura che dalle prestazioni termiche richieste. Le configurazioni accettabili dello scambiatore saranno infatti solo quelle che rispettano i valori massimi/minimi per  $H$  ed  $n$ , ed alle quali corrisponde inoltre un valore di potenza termica media pari ai 7 kW previsti per la specifica applicazione.

Dato il numero di parametri considerati, è opportuno che la ricerca della soluzione ottimale sia effettuata sulla base di criteri ben precisi. Non sarebbe infatti ragionevole pensare di poter individuare la migliore configurazione del sistema combinando, senza un fondamento logico, le diverse variabili. Nel caso specifico, è stato deciso di utilizzare l'approccio seguente:

1. Dato l'effetto decisivo sulla quantità di materiale metallico, viene innanzitutto determinato il numero minimo di condotti necessari, agendo esclusivamente sul valore del passo trasversale. Gli altri due parametri sono in questa prima fase imposti costanti e pari, in particolare, al loro valore massimo. Ne consegue, pertanto, che tutti i valori di  $p$  tali per cui il valore della potenza termica prevista è inferiore a 7 kW corrispondono a configurazioni non accettabili. Infatti, poiché sia dimensione che numero delle alette sono già quelli massimi, le performance termiche del sistema non potrebbero essere in alcun modo migliorate. Il minimo numero richiesto di condotti è dunque quello a cui corrisponde una potenza media maggiore, o uguale, al valore di progetto. In questo caso, la quantità di materiale metallico potrà poi essere minimizzata agendo sugli altri due parametri. Per motivazioni legate ad aspetti pratici, è stato infine supposto che il valore del passo trasversale sia sempre un numero intero, cui consegue che la minima variazione ammissibile sarà pari ad 1 cm.
2. Una volta stabilito il minimo numero indispensabile di canali, è necessario determinare quale sia il modo più efficiente per ridurre la quantità di materiale. In sostanza, la domanda a cui bisogna rispondere è la seguente: "qual è la modificazione della geometria che permette di ottenere esattamente la potenza richiesta e a cui corrisponde, al contempo, la maggiore riduzione di materiale?". Diverse combinazioni dei parametri, anche se corrispondenti alla stessa riduzione di materiale, possono infatti avere un diverso effetto sulla variazione della potenza. Si procede pertanto determinando quale dei due parametri geometrici dell'alettatura ha la maggiore influenza sulle proprietà termiche del sistema. Questo viene effettuato agendo singolarmente sulle due grandezze e osservando come variano le prestazioni a seguito di una medesima riduzione della quantità di acciaio. La variabile

più influente sarà naturalmente quella a cui corrisponderà una maggiore riduzione della potenza media. Di conseguenza, il parametro in questione sarà mantenuto costante e pari al suo valore massimo, mentre quello che si dimostrato avere un effetto più modesto verrà invece progressivamente ridotto fino al raggiungimento del valore target di potenza. La conformazione così ottenuta presenterà le prestazioni richieste e, allo stesso tempo, anche la minore quantità possibile di materiale metallico.

La procedura introdotta è stata naturalmente applicata, in maniera identica, sia nel caso di alettatura radiale che in quello di alettatura longitudinale.

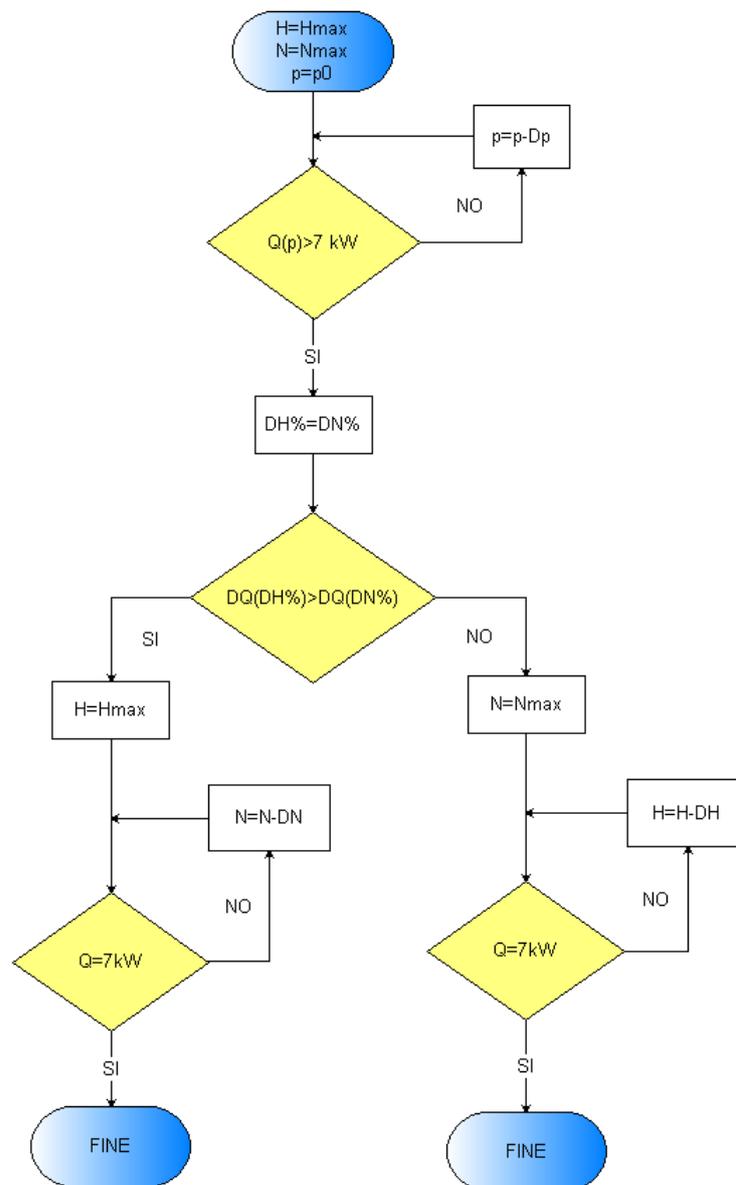


Figura 5.3: Diagramma di flusso della procedura logica utilizzata per determinare la configurazione geometrica ottimale.

## 5.3 Analisi e discussione dei risultati

Vengono di seguito discussi i risultati ottenuti dall'implementazione della procedura appena descritta. Una sua rappresentazione sintetica è stata riportata, sotto forma di schema a blocchi, in figura 5.3. Come già introdotto, il procedimento si suddivide in due fasi. La prima, legata esclusivamente all'analisi del passo trasversale, ha come obiettivo quello di determinare il numero di condotti del fascio tubiero. La seconda, invece, è finalizzata ad evidenziare l'influenza dei due parametri geometrici dell'alettatura. Partendo dalla condizione limite, sarà pertanto possibile determinare, per entrambe le geometrie, la configurazione ottimale dello scambiatore alettato.

### 5.3.1 Alettatura radiale

Il procedimento iterativo ideato richiede, come primo passo, l'assunzione di un *guess value* per il passo trasversale ( $p_0$ ). Per il caso di alettatura radiale, questo è stato ipotizzato pari a 14 cm, cui corrisponde un fascio tubiero con 23 condotti. I parametri geometrici dell'alettatura sono assunti pari ai loro valori massimi, ovvero  $H=25$  mm e  $n=230$  alette/metro. Lo spessore delle alette, che non è stato inserito tra le variabili di analisi, è stato invece sempre assunto pari al valore minimo, ovvero 1.2 mm.

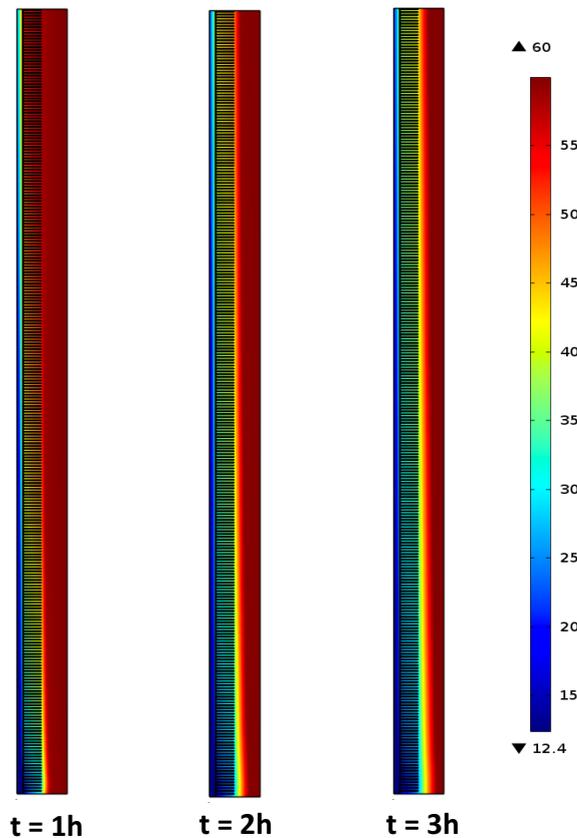


Figura 5.4: Distribuzione di temperatura ( $^{\circ}\text{C}$ ) dopo rispettivamente una, due e tre ore di scarica.

Data la configurazione dello scambiatore alettato, e considerate le condizioni iniziali discusse nella sezione 4.4, il comportamento dell'accumulo è stato simulato per il periodo di scarica previsto. Per ogni istante di tempo, il modello è in grado di predire i valori di temperatura all'interno di tutto sistema, come anche la condizione di fase del PCM. L'evoluzione della distribuzione di temperatura è riportata in figura 5.4. Come era prevedibile, il materiale a cambiamento di fase subisce un progressivo raffreddamento a partire dalla condizione iniziale. La direzione di scambio termico è prevalentemente radiale, con un raffreddamento progressivo del materiale che procede dalla superficie del condotto verso la parte più periferica dello strato di PCM. Un gradiente termico, anche se decisamente più modesto, è presente anche in direzione longitudinale. Questo è naturalmente dovuto al fatto che il fluido termovettore subisce un riscaldamento continuo muovendosi dalla sezione di ingresso a quella di uscita. A causa delle minori temperature del fluido, il materiale a cambiamento di fase in prossimità dell'ingresso subisce infatti un raffreddamento maggiore rispetto a quello che si trova invece nella parte terminale del condotto. Noto il valore di temperatura con cui l'acqua viene fornita in uscita dal sistema, è possibile valutare il profilo di potenza termica facendo ricorso ad equazione 4.25. L'andamento del tasso di scambio termico rappresenta, in fin dei conti, l'informazione più rappresentativa, sulla base della quale verrà valutata l'ammissibilità o meno delle prestazioni.

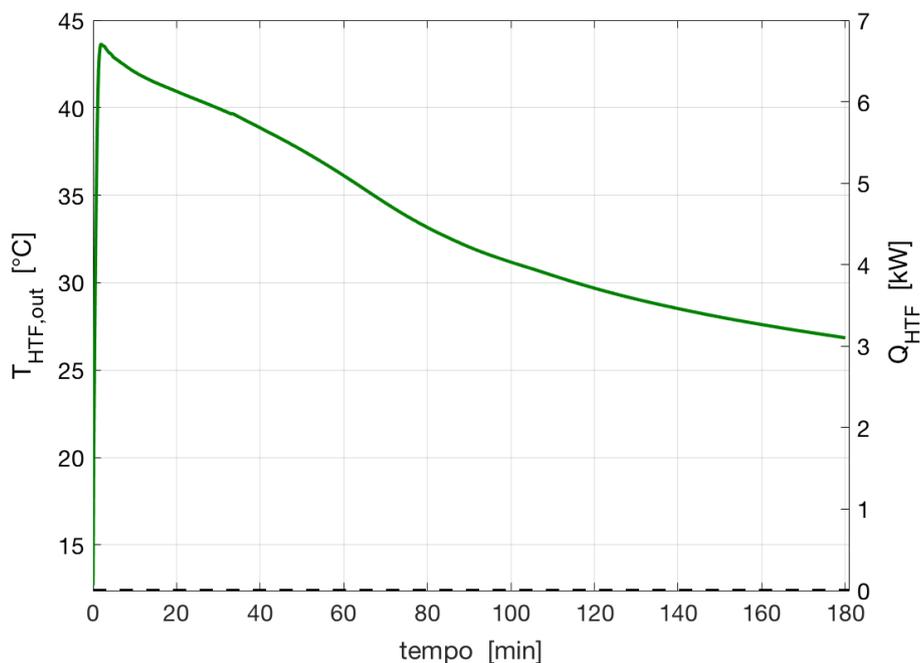


Figura 5.5: Evoluzione della potenza termica durante la fase di scarica ( $p=14$  cm,  $H=25$  mm,  $n=230$  alette/metro).

La curva ottenuta, riportata in figura 5.5, è coerente con quanto discusso nel paragrafo 2.3.2. In particolare, la resistenza termica all'interno del PCM si dimostra essere, tra le due, il contributo dominante. Temperatura del fluido e potenza termica diminuiscono infatti progressivamente durante

tutto il periodo di scarica. Questo comportamento è causato dal processo di solidificazione del materiale a cambiamento di fase, il cui spessore, e di conseguenza la resistenza termica, aumenta gradualmente influenzando in maniera negativa il meccanismo di scambio termico. L'evoluzione del fronte

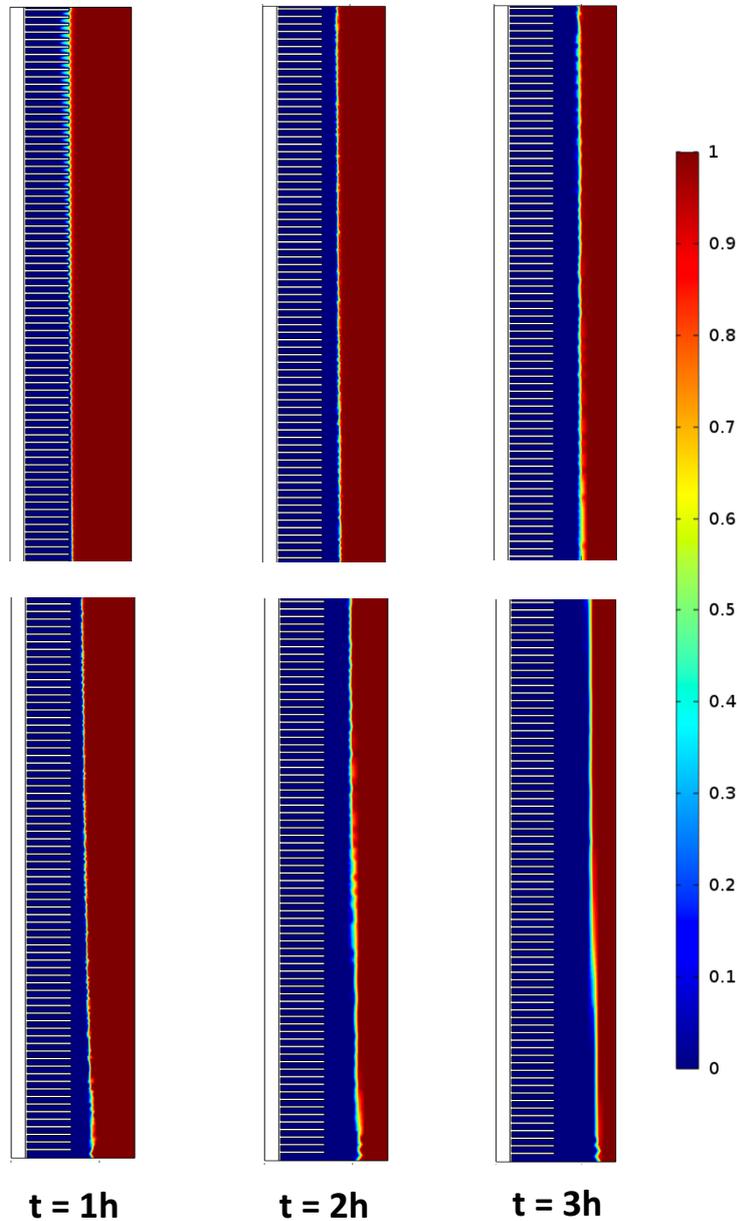


Figura 5.6: Evoluzione del fronte di solidificazione per la porzione iniziale (sotto) e finale (sopra) del condotto.

di solidificazione, riportata in figura 5.6, evidenzia come la riduzione drastica di potenza avvenga in corrispondenza del superamento del margine definito dalle alette. Quando il fronte di transizione solido-liquido è infatti all'interno della superficie alettata, questa è in grado di contribuire in maniera molto efficiente al processo di scambio termico. All'aumentare però dello strato di solido intorno al condotto, l'effetto dovuto alla presenza delle alette diminuisce progressivamente e, con questo, anche il tasso di scambio

termico (vedi figura 5.5). Naturalmente, come per il campo di temperatura, anche il fronte di solidificazione presenta una dipendenza assiale. Il materiale in presenza della sezione di ingresso solidifica infatti più velocemente di quello nell'estremità finale, a causa della maggiore differenza di temperatura con il fluido termovettore.

Osservando figura 5.6, è infine evidente come dopo le tre ore di scarica una buona parte di PCM non sia stata in grado di solidificare. In figura 5.7 viene riportato l'andamento della *frazione di liquido*, definita come la percentuale di materiale che rispetto al quantitativo totale è ancora presente in fase liquida. Alla fine del processo di scarica, solo il 52.7% del materiale risulta essere solidificato. Al netto di un piccolo contributo di calore sensibile, già

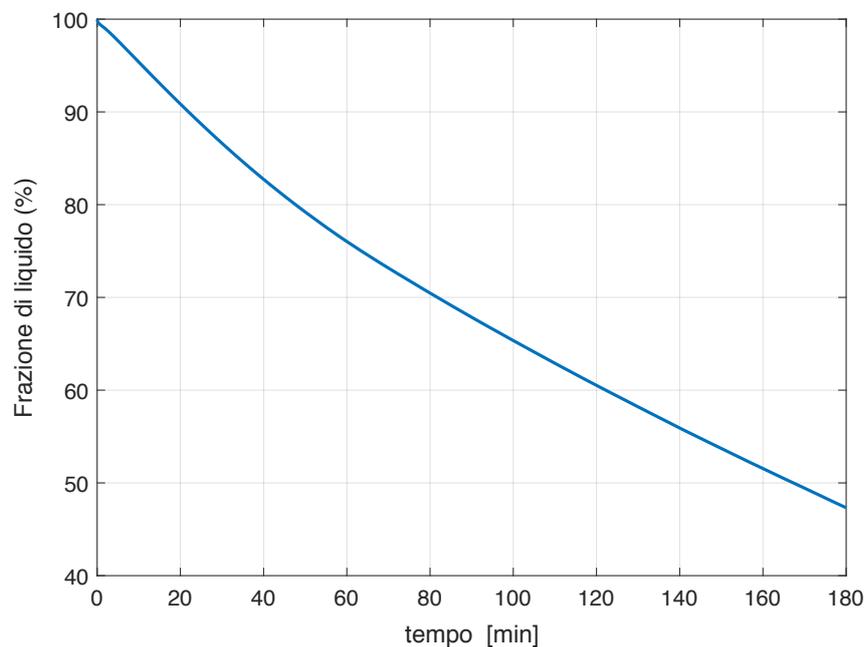


Figura 5.7: Evoluzione della frazione di liquido durante il processo di scarica ( $p=14$  cm,  $H=25$  mm,  $n=230$  alette/metro) .

questo lascia chiaramente presagire come la configurazione in esame non presenti le performance termiche richieste. La potenza media scambiata, valutata a partire dalla curva riportata in figura 5.5, si assesta infatti su un valore pari a 4.47 kW, contro i 7 kW richiesti dall'utenza. Questo significa che il sistema così costruito sarà in grado di cedere, nell'arco temporale previsto, solo il 64% della sua capacità di accumulo (21 kWh).

### Analisi del passo trasversale

Come riportato in figura 5.3, si procede a questo punto diminuendo progressivamente il valore del passo trasversale, fino ad individuare il numero minimo di condotti richiesti. All'aumentare del numero di canali aumenta il valore della superficie esposta, con un evidente effetto positivo sulle prestazioni del sistema. Allo stesso tempo, questo comporta un aumento

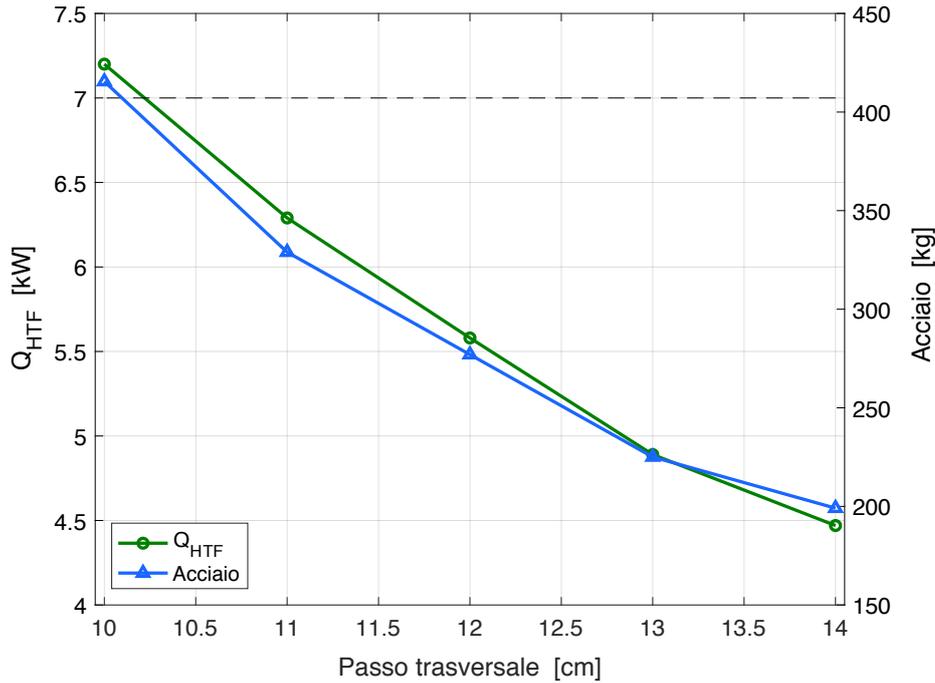


Figura 5.8: Dipendenza della potenza termica media e della quantità di materiale dal passo trasversale ( $H=25$  mm,  $n=230$  alette/metro).

significativo della quantità di materiale metallico necessario per la costruzione dello scambiatore alettato. Il suddetto aumento di acciaio è tuttavia inevitabile, poiché i parametri geometrici dell'alettatura sono, come discusso, pari a quelli massimi. Il comportamento termico del sistema è stato pertanto simulato per valori decrescenti del parametro  $p$ , fino ad individuare quello a cui corrispondesse una potenza media pari o superiore a 7 kW. I risultati sono sintetizzati nel grafico di figura 5.8, il quale riporta anche la dipendenza, rispetto al passo trasversale, della quantità di acciaio.

Per ottenere un valore accettabile della potenza termica è necessario scendere fino ad un passo trasversale di 10 cm. Il valore di  $Q_{HTF}$  passa conseguentemente dai 4.47 kW precedenti a 7.2 kW, di poco superiore alle prestazioni richieste. La temperatura media del fluido termovettore eccede pertanto in questo caso il valore di progetto, assestandosi su poco più di 46 °C. Il miglioramento delle performance termiche è pagato con un aumento del quantitativo di materiale pari al 109%, i chilogrammi di acciaio passano infatti da 199 a 415. Anche la superficie di scambio termico subisce naturalmente il medesimo incremento percentuale, crescendo da 42 a 87.5 m<sup>2</sup>. La configurazione in questione corrisponde ad uno scambiatore di calore il cui fascio tubiero è costituito da 48 condotti, contro i 23 precedenti.

Il sistema così modificato è in grado di garantire che tutta la capacità di accumulo prevista venga scaricata nell'arco temporale richiesto. In realtà, il quantitativo energetico ceduto è addirittura superiore a quello nominale del sistema, dato che il valore della potenza termica è superiore a 7 kW. Questo effetto è dovuto al contributo del calore sensibile, non considerato

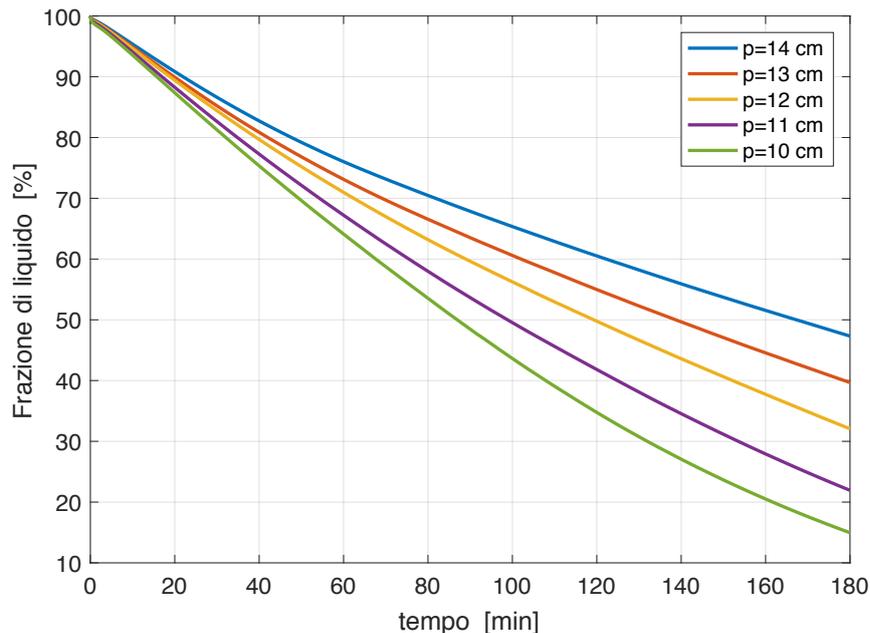


Figura 5.9: Evoluzione della frazione di liquido in funzione del passo trasversale ( $H=25$  mm,  $n=230$  alette/metro).

per il dimensionamento del sistema. Parte del materiale a cambiamento di fase, durante il processo di scarica, raggiunge infatti valori di temperatura inferiori a quello della transizione di fase, a causa dei gradienti termici presenti all'interno del sistema. A questa variazione di temperatura è associato naturalmente un determinato quantitativo energetico, che sarà ceduto al fluido termo vettore insieme al calore latente. La quantità di PCM solidificato aumenta comunque notevolmente passando dalla prima all'ultima configurazione, con una frazione di liquido a fine scarica pari a solo il 15%. La maggiore velocità con cui il PCM viene solidificato fa sì che il tasso di scambio termico sia sempre decisamente superiore, come riportato in figura 5.10. Inoltre, a seguito di una maggiore influenza delle alette all'interno del modulo elementare, il processo di scioglimento subisce una flessione per istanti di tempo molto superiori. Questo fa sì che la potenza termica non presenti la brusca riduzione evidenziata invece in figura 5.5. Il valore di  $Q_{HTF}$  diminuisce progressivamente anche in questo caso, ma con valori di temperatura in uscita del fluido più elevati e compatibili con il caso applicativo in esame.

### Analisi dei parametri dell'alettatura

Una volta determinato il numero minimo di condotti, il passo successivo consiste nel valutare l'influenza dei due parametri geometrici dell'alettatura sulle prestazioni di scambio termico. Il valore di potenza media ottenuto per un passo trasversale di 10 cm è superiore al valore di progetto, il che significa che la superficie di scambio termico può essere ridotta agendo sulle proprietà delle alette. Come già discusso, la variazione dei parametri deve però essere effettuata nel modo più efficiente possibile, ovvero cercando di

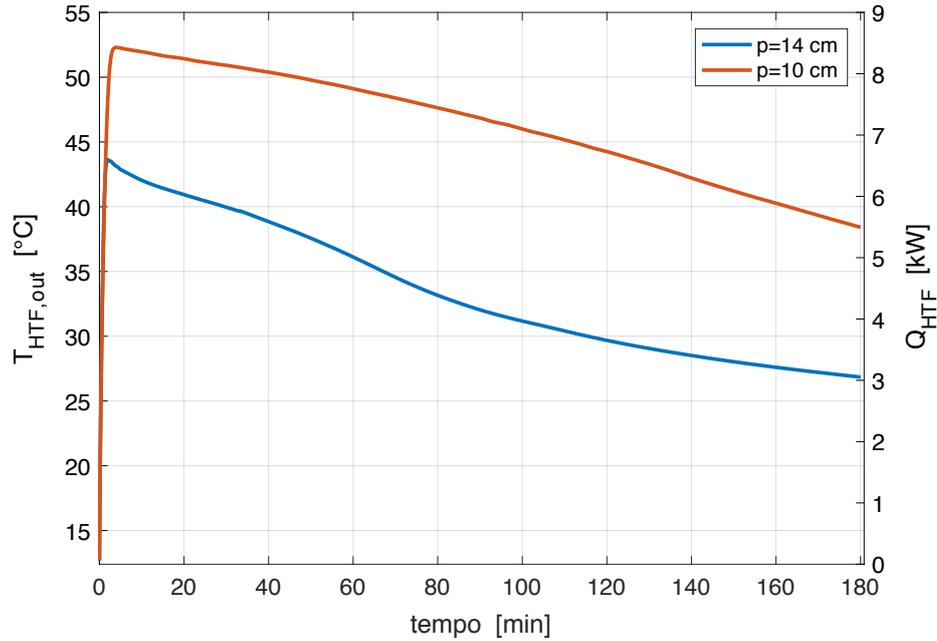


Figura 5.10: Confronto tra le evoluzioni della potenza termica durante la scarica ( $H=25$  mm,  $n=230$  alette/metro).

eguagliare il valore di 7 kW di potenza e, allo stesso tempo, di realizzare la massima riduzione di materiale. È proprio per questo motivo che risulta indispensabile comprendere quale dei due parametri influenza maggiormente il tasso di scambio all'interno del sistema.

Per evidenziare questo aspetto, è stato confrontato il comportamento del sistema per due diverse configurazioni, corrispondenti alla medesima riduzione di acciaio. Queste sono state ottenute agendo, in entrambi i casi, su uno solo dei due parametri geometrici disponibili, lasciando l'altro invariato. Nello specifico, nella prima l'altezza dell'aletta ( $H$ ) è stata ridotta da 25 a 23 mm, mentre nella seconda si è intervenuto sul numero di alette ( $n$ ) passando da 230 a 195 alette/metro. Per entrambi i casi considerati la riduzione di materiale è pari al 12.5%, ovvero circa 52 kg di acciaio in meno.

Tabella 5.1: Parametri geometrici delle due diverse configurazioni (geometria radiale).

	Conf. 1	Conf. 2
Passo trasversale (cm)	10	10
Altezza aletta (mm)	23	25
Numero di alette (alette/metro)	230	195
Acciaio (kg)	366.2	366.2
Riduzione (%)	12.5	12.5
Superficie di scambio (m <sup>2</sup> )	76.76	74.55

I risultati, ottenuti dalla modellazione delle due diverse configurazioni, sono

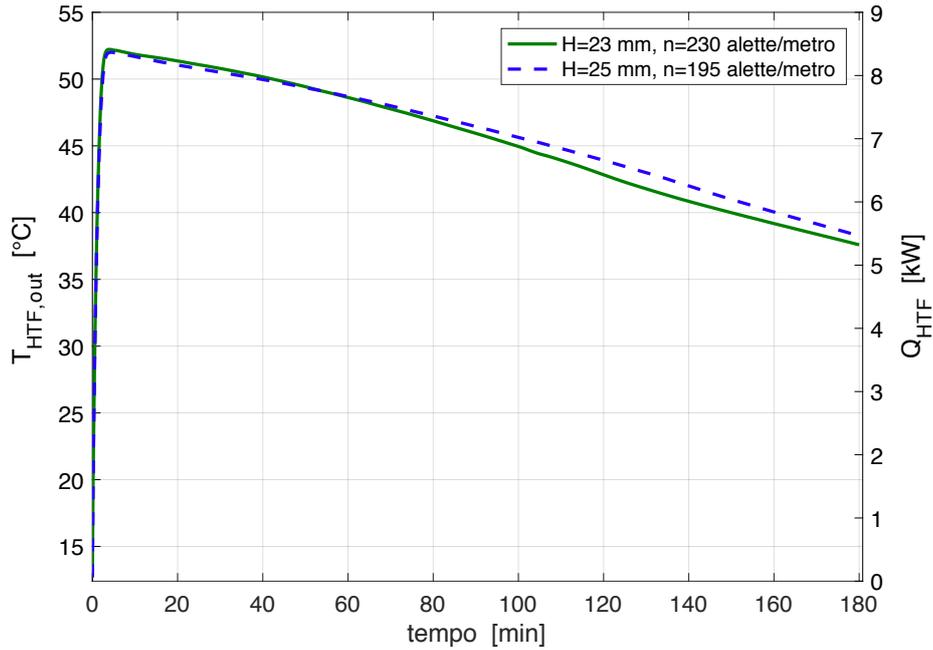


Figura 5.11: Confronto tra le evoluzioni della potenza termica durante la scarica per le due diverse configurazioni ( $p=10$  cm).

riportati in figura 5.11. Questi mostrano come la riduzione dell'altezza dell'aletta sia, in termini di effetto sulle prestazioni termiche del sistema, più influente rispetto alla riduzione del loro numero per unità di lunghezza. A parità di riduzione della quantità di materiale metallico, la configurazione con  $H=23$  mm presenta infatti un valore di potenza media pari a 7.04 kW, contro i 7.13 kW del caso con  $n=195$  alette/metro. In sostanza, nel caso in cui si agisse sulla dimensione delle alette, la configurazione così ottenuta presenterebbe già le performance richieste, con una riduzione complessiva di materiale pari a 52 kg. Agendo sul valore del numero di alette, si ha invece spazio per una ulteriore diminuzione della quantità di acciaio, poiché la potenza risulta essere ancora superiore al valore di progetto. Come già discusso in precedenza, il parametro meno influente, in questo caso  $n$ , è pertanto quello su cui conviene intervenire se si vuole ridurre al massimo la quantità di materiale richiesto per la costruzione dello scambiatore alettato.

Quanto detto fino adesso conferma che, oltre alla superficie esposta, anche la topologia dell'alettatura influisce in maniera determinante sul meccanismo di scambio termico. A tal proposito, è interessante notare che la configurazione numero 1 presenta un valore di superficie di scambio termico superiore rispetto alla numero 2 (tabella 5.1). Tuttavia, è la soluzione con  $n=195$  alette/metro ad avere una maggiore potenza termica, nonostante il suo valore di superficie esposta sia più basso. Questo si spiega, appunto, considerando la diversa influenza della configurazione geometrica dell'alettatura. Nel caso specifico, si è dimostrato più vantaggioso avere una maggiore penetrazione all'interno della massa di PCM, rispetto ad una maggiore densità spaziale in prossimità del condotto. In effetti, come già evidenziato in precedenza, la

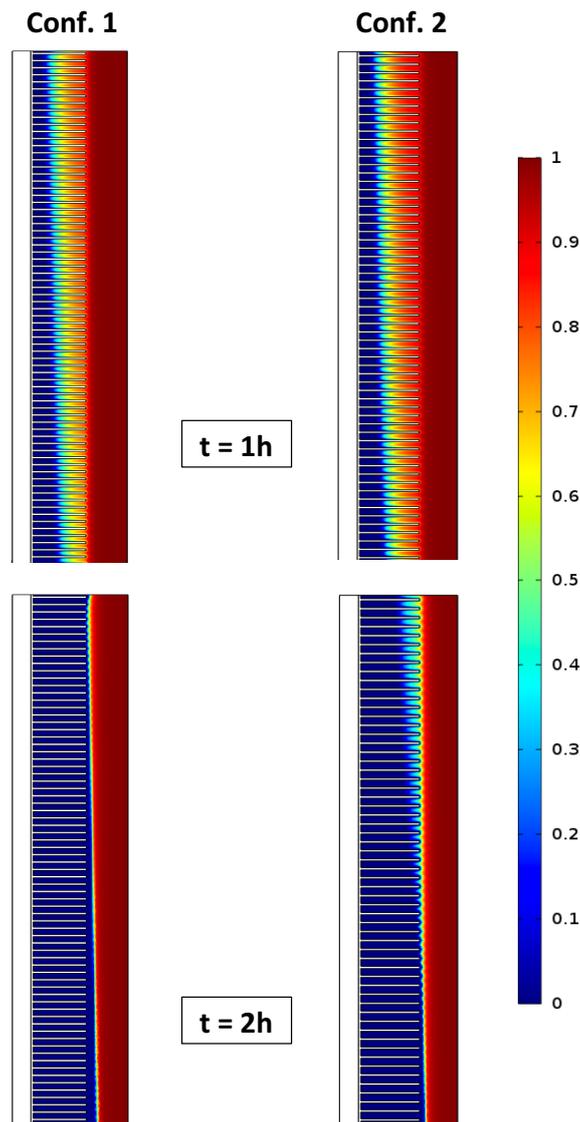


Figura 5.12: Evoluzione del fronte di solidificazione per le due configurazioni (porzione finale del condotto).

potenza termica subisce una brusca riduzione quando il fronte di solidificazione supera il margine definito dall'alettatura. Questo è dovuto al fatto che l'influenza delle alette sul meccanismo di scambio termico diventa progressivamente meno significativo, poiché subentra l'effetto legato alla resistenza termica dello strato di PCM. Come è possibile apprezzare analizzando le figure 5.11 e 5.12, finché il fronte di solidificazione è all'interno dell'alettatura, il comportamento delle due configurazioni è sostanzialmente identico (potenza scambiata). Passati 80 minuti dall'inizio della fase di scarica, nel caso con  $H=23$  mm l'interfaccia solido-liquido eccede il margine delineato dall'aletta, cui consegue una riduzione delle prestazioni termiche. Questo non si verifica invece nel caso in cui l'altezza dell'aletta è pari a 25 mm, per cui tale fenomeno avviene naturalmente per tempi maggiori. È proprio l'effetto in questione a determinare i diversi andamenti della potenza riportati

in figura 5.11. La densità delle alette in prossimità del condotto non gioca, invece, un ruolo determinante. Il passaggio da 230 a 195 alette/metro non causa infatti una diminuzione sostanziale dell'efficacia con cui le alette separano la massa di PCM. L'influenza sulle prestazioni termiche è, pertanto, decisamente meno marcata.

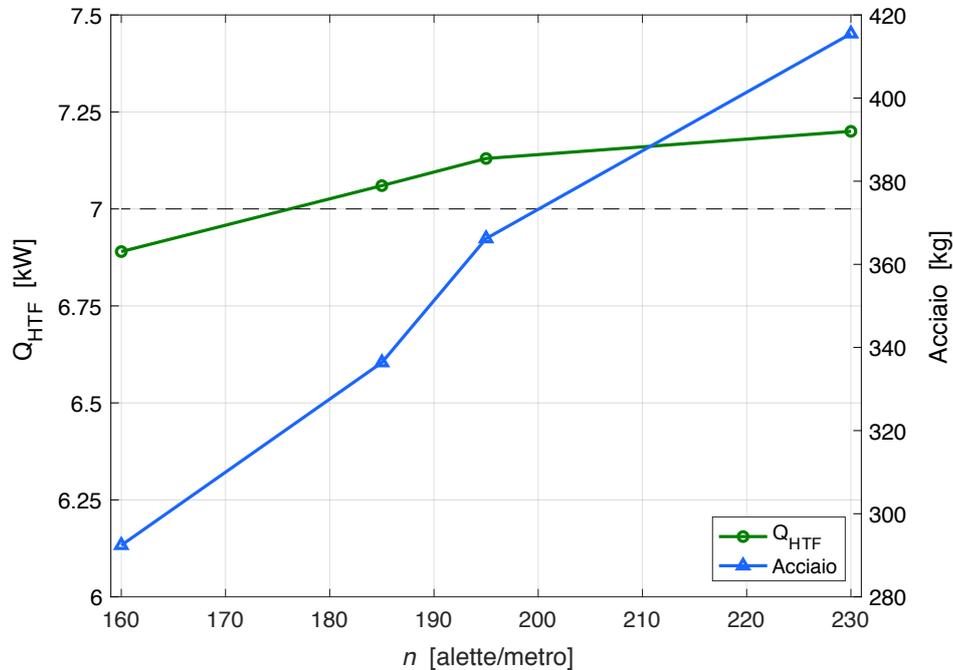


Figura 5.13: Dipendenza della potenza media e della quantità di acciaio dal numero di alette ( $p=10$  cm,  $H=25$  mm.)

Coerentemente con quanto riportato in figura 5.3, si procede infine riducendo progressivamente il valore del parametro  $n$ , fino ad ottenere la potenza termica richiesta. I risultati ottenuti dimostrano, ancora una volta, la debole influenza del numero di alette rispetto alle proprietà di scambio termico. Passando da 230 a 185 alette/metro, cui corrisponde una riduzione di acciaio

Tabella 5.2: Parametri costruttivi della configurazione ottimale.

Passo trasversale (cm)	10
Numero di condotti (-)	48
Altezza aletta (mm)	25
Numero di alette (alette/metro)	185
Acciaio (kg)	336.4
Superficie di scambio (m <sup>2</sup> )	70.88

pari al 19%, la potenza termica scambiata diminuisce infatti solo dell'1.95%. Riducendo ancora il valore di  $n$  nell'intervallo 170-185 alette/metro, le prestazioni del sistema risultano essere eccessivamente vicine, se non inferiori, al limite di progetto. Per questo motivo, è stato deciso di assumere cautelativamente un valore del numero di alette per unità di lunghezza pari a 185.

La configurazione selezionata presenta un valore di  $Q_{HTF}$  pari a 7.06 kW, cui è associata una temperatura media del fluido di 45.5 °C. Il sistema così concepito è dunque in grado di rispondere alle esigenze dell'utenza termica e richiede l'utilizzo di 336.4 kg di materiale metallico, quasi 79 kg in meno rispetto alla configurazione di partenza.

### 5.3.2 Alettatura longitudinale

La medesima procedura utilizzata per il caso di alettatura radiale è stata applicata anche per lo studio dell'opzione di geometria longitudinale. Il valore del *guess value* ( $p_0$ ) per il passo trasversale è stato assunto pari a 12 cm, cui corrisponde un fascio tubiero con 30 condotti. I parametri geometrici dell'alettatura, assunti pari al loro valore massimo, sono invece  $H=35$  mm e  $n=12$  alette/tubo. Per quanto riguarda lo spessore dell'aletta, questo è stato sempre supposto uguale al valore minimo, vale a dire 0.8 mm

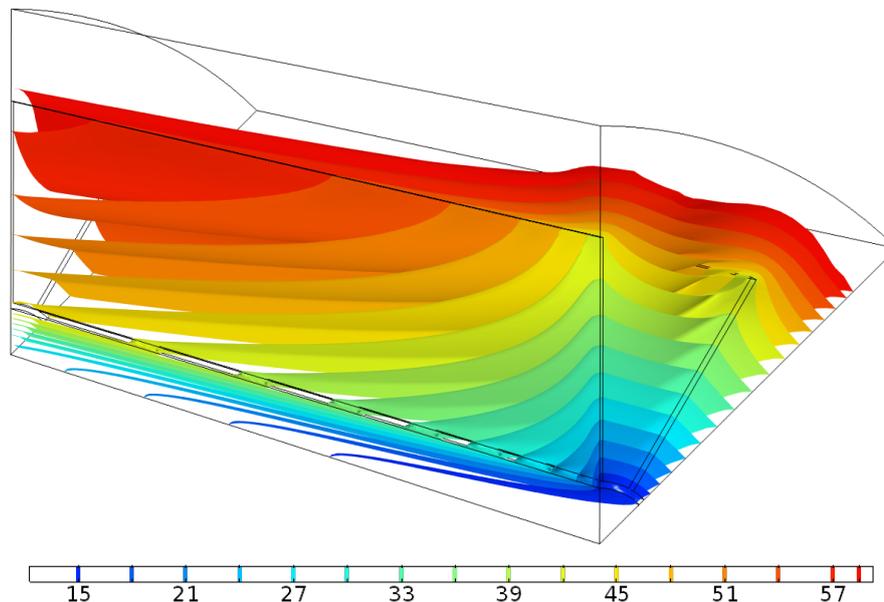


Figura 5.14: Contorni isotermi (°C) dopo due ore dall'inizio della scarica.

Il comportamento del sistema è stato simulato per le tre ore di scarica previste, valutando istante per istante la distribuzione di temperatura e le condizioni di fase all'interno del PCM. Figura 5.14 riporta il profilo di temperatura, sotto forma di contorni isotermi, ottenuto dopo due ore dall'inizio della fase di scarica. Come ipotizzato in fase di costruzione del modello numerico, anche in questo caso la direzione di scambio termico è prevalentemente radiale. Il gradiente termico in direzione longitudinale, dovuto al riscaldamento del fluido termo vettore, è infatti decisamente più contenuto. Il comportamento in questione avvalorava la scelta della mesh estrusa, discussa nel paragrafo 4.5.2, per la discretizzazione del dominio 3D.

Partendo dai valori di temperatura ricavati, è stato possibile valutare il profilo della potenza termica scambiata (figura 5.15). La curva ottenuta

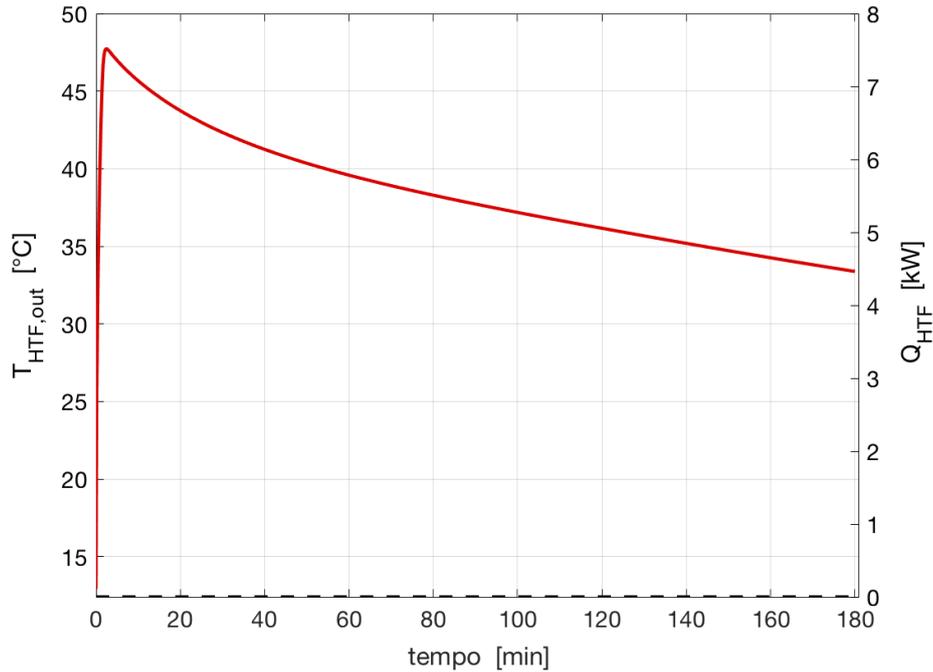


Figura 5.15: Evoluzione della potenza termica durante la fase di scarica ( $p=12$  cm,  $H=35$  mm,  $n=12$  alette/tubo).

presenta caratteristiche molto simili a quella del caso radiale, confermando come la resistenza termica del materiale a cambiamento di fase rappresenti l'aspetto determinante del processo di scambio termico. La diminuzione progressiva della potenza è dovuta, come sempre, al graduale incremento dello spessore del PCM, come evidenziato in figura 5.16. La resistenza al flusso termico aumenta dunque con il passare del tempo, cui consegue una inevitabile riduzione delle prestazioni termiche del sistema. A differenza di quanto accadeva però con l'alettatura longitudinale, in questo caso l'andamento della potenza non subisce una brusca variazione in corrispondenza del limite dell'alettatura. Questo fenomeno è dovuto al fatto che, con la configurazione geometrica in questione, la densità spaziale delle alette all'interno del modulo elementare è molto più uniforme. Il fronte di solidificazione non si trova infatti a passare da una zona in cui è presente un elevato numero di alette, ad una zona nella quale queste sono invece sostanzialmente assenti. L'evoluzione del tasso di scambio termico risulta essere, pertanto, decisamente più regolare.

Per quanto riguarda invece l'evoluzione dell'interfaccia solido-liquido, anche questa, coerentemente con la distribuzione di temperatura, presenta una certa evoluzione assiale. A causa del diverso gradiente termico tra materiale e fluido, lo scioglimento del PCM nella sezione di ingresso è infatti sempre più veloce rispetto a quanto accade in prossimità dell'uscita dal condotto. Alla fine del transitorio, la configurazione analizzata presenta ancora una certa porzione di materiale in fase liquida, segnale che il sistema non è stato in grado di cedere tutta la propria capacità di accumulo. In effetti, dopo tre ore di scarica la *frazione di liquido* è ancora superiore al 35%. La potenza

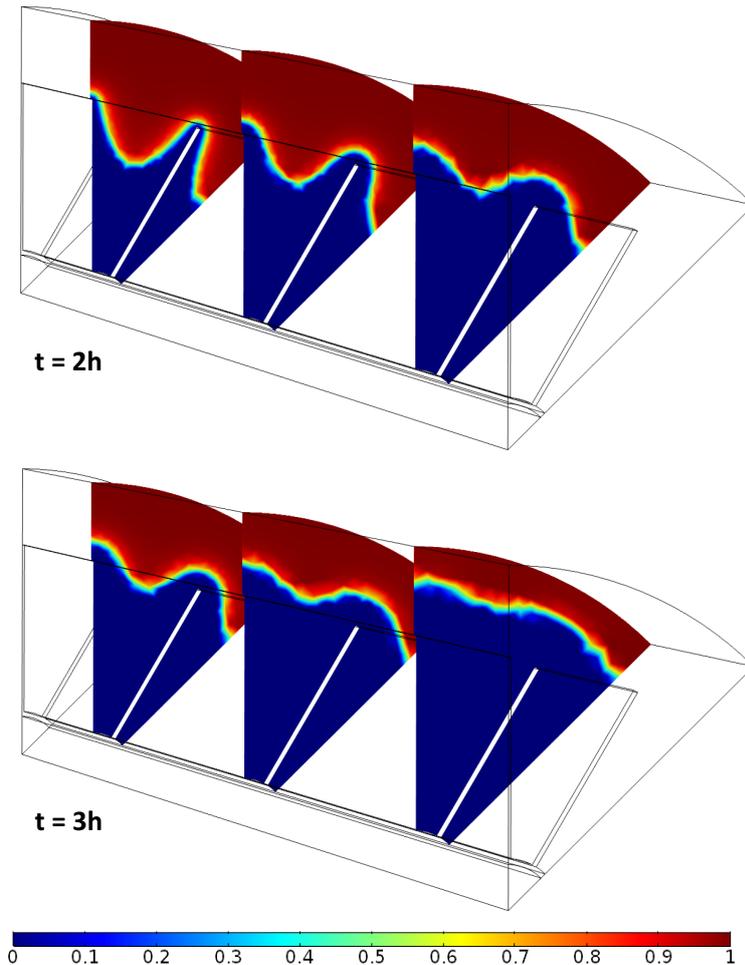


Figura 5.16: Evoluzione del fronte di solidificazione durante la scarica ( $p=12$  cm,  $H=35$  mm,  $n=12$  alette/tubo).

termica media, valutata a partire dalla curva di figura 5.15, è pari a soli 5.54 kW, confermando l'incapacità del sistema a garantire le performance termiche richieste.

### Analisi del passo trasversale

Seguendo la struttura logica prevista, viene dunque analizzata l'influenza del passo trasversale. Il valore di  $p$  è stato ridotto gradualmente, partendo da quello iniziale di 12 cm, fino ad ottenere il minimo numero di condotti richiesti per la topologia in questione. È opportuno rimarcare che il passo trasversale minimo è quello a cui corrisponde un valore della potenza termica media superiore, o uguale, al limite di progetto.

L'andamento della potenza con il parametro  $p$ , ottenuto simulando il comportamento termico del sistema per le diverse configurazioni, è riportato in figura 5.17. Come per il caso precedente, questa evidenzia anche l'evoluzione, associata sempre al valore del passo trasversale, della quantità di materiale metallico. Per ottenere un valore della potenza termica accettabile, la distanza tra i condotti all'interno del fascio tubiero deve essere ridotta

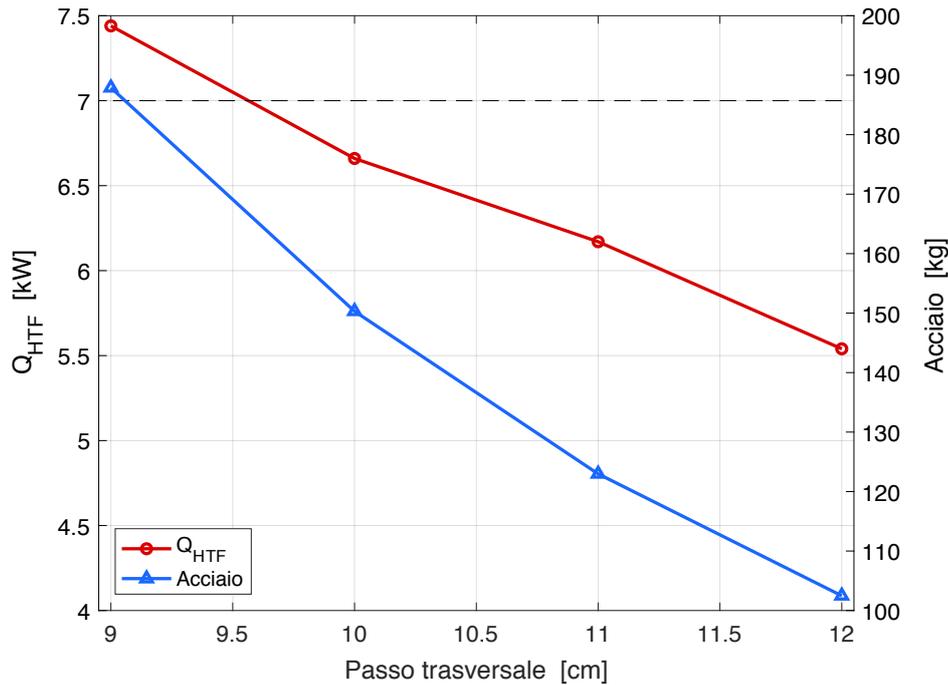


Figura 5.17: Dipendenza della potenza termica media e della quantità di materiale dal passo trasversale ( $H=35$  mm,  $n=12$  alette/tubo).

a 9 cm. La variazione di  $Q_{HTF}$ , che passa dai 5.54 kW precedenti a 7.44 kW, è accompagnata da un incremento di acciaio pari al 45.5%. Le prestazioni del sistema eccedono pertanto le richieste dell'utenza, con una temperatura media del fluido termo vettore che supera i 47 °C. Per quanto riguarda invece la superficie di scambio termico, questa subisce naturalmente il medesimo incremento percentuale della massa di acciaio, passando da 31.7 a 58.12 m<sup>2</sup>. Alla configurazione in questione corrisponde uno scambiatore alettato con 55 condotti, 25 in più rispetto a quella iniziale.

Le stesse considerazioni fatte nel paragrafo precedente, riguardo il rapporto tra la quantità di energia effettivamente scaricata dal sistema ed il valore della capacità di accumulo nominale, valgono invariate anche per il caso in esame. L'accumulo è in grado di cedere al fluido più dei 21 kWh nominali a causa del contributo legato al calore sensibile, trascurato nella fase di dimensionamento del sistema.

### Analisi dei parametri dell'alettatura

Individuato il valore del passo trasversale, si prosegue analizzando l'influenza dei parametri geometrici dell'alettatura. Come già discusso, questo aspetto è indispensabile per poter individuare il metodo più efficiente con cui effettuare la riduzione della superficie di scambio termico.

Per evidenziare l'effetto delle variabili  $H$  ed  $n$  sulle prestazioni del sistema, è stato nuovamente effettuato il confronto tra due configurazioni che presentano la stessa riduzione di materiale. Le due soluzioni in questione sono state sempre ottenute variando, uno per volta, i parametri considera-

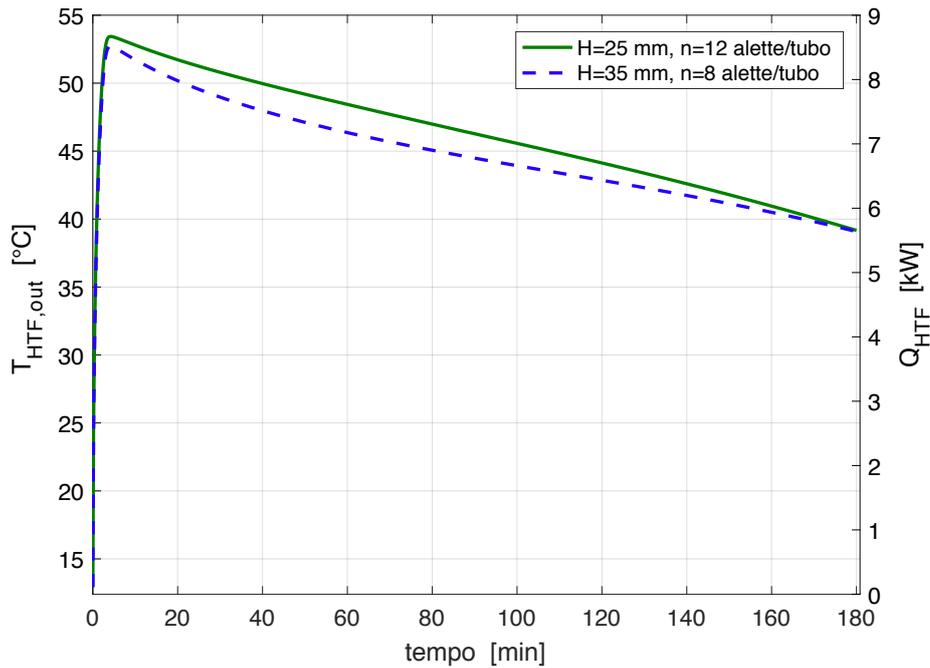


Figura 5.18: Confronto tra le evoluzioni della potenza termica durante la scarica per le due diverse configurazioni ( $p=9$  cm).

ti. A differenza dell'alettatura radiale, il numero di alette non può però in questo caso variare in maniera continua. Se si vuole infatti mantenere la simmetria geometrica all'interno del modulo elementare, è evidente come il parametro  $n$  possa assumere solo determinati valori. Nessun problema

Tabella 5.3: Parametri geometrici delle due diverse configurazioni (geometria longitudinale).

	Conf. 1	Conf. 2
Passo trasversale (cm)	9	9
Altezza aletta (mm)	25	35
Numero di alette (alette/tubo)	12	8
Acciaio (kg)	134	134
Riduzione (%)	29.5	29.5
Superficie di scambio (m <sup>2</sup> )	41.51	39.86

di questo genere esiste invece per la dimensione dell'aletta, che può ancora una volta essere soggetta ad una qualunque modifica, purché questa ricada entro i limiti costruttivi. Nello specifico, una configurazione corrisponde al numero di alette ammissibili subito inferiore a quello massimo, vale a dire  $n=8$  alette/tubo. La riduzione di materiale che ne consegue è considerevole e pari a circa il 30%, con 58 kg in meno rispetto alla situazione di partenza. L'altra è stata invece ottenuta portando  $H$  a 25 mm, esattamente il valore

necessario per eguagliare la riduzione percentuale di acciaio derivante dalla modifica del numero di alette (tabella 5.3).

Dal confronto dei risultati, riportati in figura 5.18, è possibile osservare come sia la riduzione del numero di alette ad avere una maggiore influenza sul comportamento termico del sistema. A differenza di quanto era emerso nel paragrafo precedente, la potenza termica nell'ipotesi di sole 8 alette/tubo è infatti sempre inferiore a quella ottenuta per la riduzione del parametro  $H$ . In termini di valori medi, la soluzione con  $H=25$  mm presenta una potenza termica pari a 7.21 kW, ancora superiore al target di progetto. Per il caso  $n=8$  alette/tubo, la potenza scende invece addirittura al di sotto del valore richiesto dall'utenza, assestandosi su 6.9 kW. Com'era già intuibile da una semplice analisi qualitativa delle curve, la differenza tra le due configurazioni è dunque molto marcata. In questo caso, agire sul parametro più significativo non porterebbe solo ad una riduzione non ottimale della superficie esposta, ma comprometterebbe addirittura l'applicabilità del sistema. Pertanto, assumere l'altezza dell'aletta come variabile su cui intervenire per ridurre la quantità di acciaio è, più che una scelta, l'unica decisione possibile.

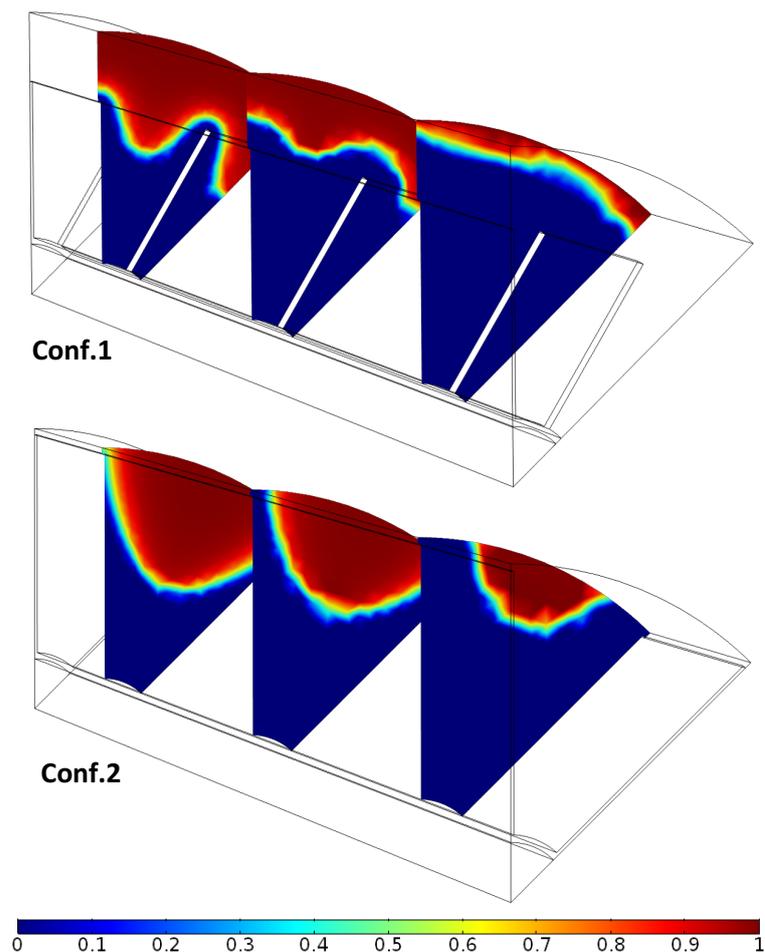


Figura 5.19: Fronte di solidificazione, per le due configurazioni, dopo 2h dall'inizio della scarica.

La situazione che si presenta nel caso in esame è, praticamente, l'opposto di quanto emerso per la geometria radiale. È questa volta più vantaggioso avere una maggiore densità spaziale, piuttosto che una migliore penetrazione all'interno della massa di PCM. Passando da 12 ad 8 alette per condotto, l'efficacia con cui queste sono in grado di favorire la diffusione termica attraverso il materiale diminuisce infatti notevolmente. La forma a "V" tipica del fronte di solidificazione, evidenziata in figura 5.19, dimostra appunto come il materiale disposto nella zona centrale faticò a cedere il proprio calore latente. Nel caso radiale, poiché la densità delle alette in prossimità del condotto era comunque molto elevata, la riduzione del numero non aveva una influenza sostanziale sul meccanismo di scambio termico. L'effetto dovuto alla riduzione di  $H$  era, pertanto, quello più spiccato. Nel caso in questione invece, dato che il numero delle alette è decisamente inferiore, la variazione di  $n$  produce un effetto più evidente rispetto all'altezza dell'aletta, nonostante la quantità di acciaio presente sia la medesima.

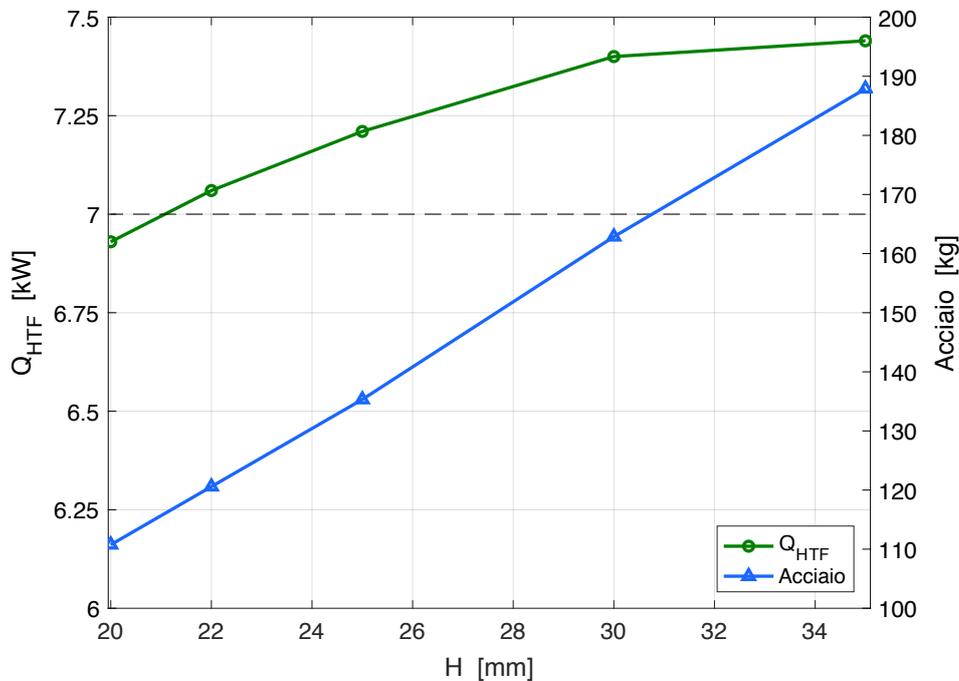


Figura 5.20: Dipendenza della potenza media e della quantità di acciaio dalla dimensione dell'aletta ( $p=9$  cm,  $n=12$  alette/tubo).

L'ultimo passaggio dell'analisi consiste dunque nel ridurre progressivamente il valore di  $H$ , fino ad ottenere la configurazione cui corrisponde un valore di potenza prossimo a quello richiesto. Mentre il quantitativo di acciaio diminuisce quasi proporzionalmente con le dimensioni dell'alettatura, l'influenza di queste sulle prestazioni di scambio termico segue un trend abbastanza differente. Riducendo l'altezza dell'aletta da 35 a 30 mm, nonostante il 13% di variazione della quantità di materiale, la potenza termica risulta infatti sostanzialmente invariata. Scendendo sotto il valore di 30 mm, il peso delle dimensioni incomincia invece a crescere progressivamente, come dimostra la

Tabella 5.4: Parametri costruttivi della configurazione ottimale.

Passo trasversale (cm)	9
Numero di condotti (-)	55
Altezza aletta (mm)	22
Numero di alette (alette/tubo)	12
Acciaio (kg)	121
Superficie di scambio (m <sup>2</sup> )	36.85

flessione della curva di potenza ( $Q_{HTF}$ ) riportata in figura 5.20. Quando l'altezza dell'aletta è sufficientemente elevata, variazioni nell'ordine dei 5 mm non producono effetti tangibili sul comportamento termico del sistema. L'influenza positiva introdotta dall'aletta interessa, infatti, già tutto il PCM presente all'interno del modulo elementare. Per dimensioni inferiori, invece, alle stesse variazioni percentuali corrispondono effetti più marcati, poiché parte del materiale più esterno incomincia a risentire della minore conducibilità termica dovuta all'assenza dell'aletta.

Poiché per valori inferiori la potenza media scenderebbe al di sotto dei 7 kW richiesti, l'altezza limite dell'alettatura è pari a 22 mm. La configurazione in questione presenta un valore di  $Q_{HTF}$  pari a 7.05 kW, ovvero una temperatura media del fluido in uscita di 45.4 °C. La costruzione dello scambiatore di calore così concepito richiede l'utilizzo di 121 kg di acciaio, 67 kg in meno rispetto alla condizione iniziale (tabella 5.4).

## 5.4 Confronto tra le alternative

Utilizzando lo strumento della modellazione numerica, è stato possibile ricavare la migliore configurazione geometrica per entrambe le opzioni costruttive prese in considerazione. Tutte e due le soluzioni sono in grado di soddisfare le richieste dell'utenza termica, sia dal punto di vista della capacità di accumulo che da quello del tasso di scambio termico. Inoltre, entrambe presentano una combinazione dei parametri geometrici tale da garantire il miglior sfruttamento possibile della superficie esposta, permettendo di minimizzare la quantità di materiale metallico necessario per la costruzione dello scambiatore alettato. Tuttavia, nonostante il valore di potenza media

Tabella 5.5: Confronto tra le due soluzioni costruttive.

	Radiale	Longitudinale
Passo trasversale (cm)	10	9
Numero di condotti (-)	48	55
Potenza media (kW)	7.06	7.05
Superficie di scambio (m <sup>2</sup> )	70.88	36.85
Acciaio (kg)	336.4	121

erogabile durante la fase scarica sia identico, le due configurazioni presentano caratteristiche costruttive abbastanza differenti. Dai dati riportati in tabella 5.5, che mette a confronto le configurazioni migliori per entrambe le topologie, è evidente che l'utilizzo della geometria longitudinale sia l'opzione più efficiente per la realizzazione dell'alettatura. A parità di prestazioni termiche, è richiesta infatti una superficie di scambio termico molto inferiore, a cui corrisponde una riduzione di acciaio pari addirittura al 64%.

Tabella 5.6: Configurazione finale del sistema di accumulo termico.

Altezza (m)	1.2
Diametro (m)	0.8
Numero di condotti (-)	55
Superficie di scambio (m <sup>2</sup> )	36.9
Volume (m <sup>3</sup> )	0.6
Quantitativo PCM (kg)	357
Quantitativo acciaio (kg)	121
Peso totale (kg)	478

I risultati ottenuti dimostrano come la conformazione geometrica dell'alettatura sia un aspetto di fondamentale importanza nel design di sistemi come questi, alla quale sono legati risvolti pratici assolutamente non trascurabili. Come discusso, il principale contributo al costo degli accumuli latenti è infatti rappresentato, ad oggi, proprio dal quantitativo di materiale metallico richiesto per la costruzione dello scambiatore di calore alettato. Per il caso in esame, la soluzione con alettatura longitudinale si configura pertanto come l'opzione più adatta per la realizzazione del sistema di accumulo.

# Capitolo 6

## Conclusioni

L'obiettivo del lavoro di tesi è stato quello di studiare la realizzabilità di un innovativo sistema di accumulo termico, basato sull'utilizzo di materiali a cambiamento di fase. Nel caso studio considerato, l'accumulo termico nasce per essere inserito all'interno di un sistema micro-CHP, finalizzato alla produzione combinata di energia termica ed elettrica. Il criterio su cui si fonda il progetto di integrazione è che l'accumulo permetta un aumento della capacità di generazione del sistema, incrementandone le ore di servizio.

Il lavoro copre tutta la fase di studio del sistema, dall'analisi dell'utenza termica e la definizione dei parametri operativi, al design di dettaglio del componente. La prima domanda a cui è stato necessario rispondere è stata infatti: "Esistono le condizioni adatte per giustificare l'inserimento del sistema di accumulo? E se sì, quali sarebbero le condizioni operative e le prestazioni richieste?". Per potere fare questo, si è partiti analizzando nel dettaglio le specifiche tecniche dell'utenza termica e dell'impianto di micro-cogenerazione. Nota la curva di carico media giornaliera e le logiche di funzionamento del cogeneratore, è stato evidenziato che esistono le condizioni adeguate per l'inserimento dell'accumulo termico. Durante il periodo di picco giornaliero della domanda, il sistema di micro-CHP non è in grado di soddisfare tutta la richiesta di potenza dell'utenza. Tuttavia, questa condizione è limitata alle sole tre ore iniziali della giornata, mentre durante tutto il resto dell'arco giornaliero la richiesta è sempre inferiore alla massima capacità di generazione. L'integrazione del sistema di accumulo permetterebbe dunque di alleggerire il carico termico richiesto al cogeneratore durante le ore di punta, consentendo, viceversa, di incrementarne la produzione durante il resto della giornata. Nello specifico, è stato previsto che l'accumulo affianchi l'unità di cogenerazione per il contributo legato alla produzione di acqua calda sanitaria, con una richiesta termica pari a 21 kWh nell'arco orario dalle 07:00 alle 10:00.

Una volta definita la capacità di accumulo richiesta dall'utenza e le condizioni operative imposte al sistema, si è passati alla parte di design vero e proprio del componente. La sfida principale legata alla progettazione degli accumuli latenti è dovuta ai bassi valori di conducibilità termica, tipici di tutti i materiali a cambiamento di fase. Per raggiungere il tasso di scam-

bio termico richiesto, l'approccio più promettente consiste nell'utilizzo di sistemi con scambiatori di calore alettati. Inoltre, a causa della relativa semplicità costruttiva e dell'elevato grado di standardizzazione dei componenti, la tecnologia in questione rappresenta la soluzione economicamente più competitiva. A questo punto, la seconda domanda a cui è stato necessario fornire una risposta è: "Qual è il design migliore per il sistema di accumulo da realizzare?". Dove, per soluzione migliore, si intende naturalmente quella che permette di ottenere le prestazioni termiche richieste con il minor costo realizzativo possibile. Dopo aver effettuato la selezione dei materiali, in virtù della pesante influenza sia in termini di performance che di costo, l'analisi della migliore opzione di design è stata incentrata sulla struttura delle superfici alettate.

Data la complessità dei meccanismi fisici coinvolti, lo studio della configurazione geometrica dello scambiatore è stato realizzato avvalendosi della tecnica di modellazione numerica agli elementi finiti. Come noto, la potenza e la capacità di dettaglio dello strumento in questione sono accompagnati da un livello di complessità e di costo computazionale altrettanto elevati. Per effettuare lo studio del componente, si è pertanto resa necessaria la costruzione di un modello numerico semplificato *ad-hoc* per il caso in esame. Gli elementi di semplificazione introdotti hanno riguardato principalmente la rappresentazione del dominio computazionale (approccio del *modulo elementare*) ed il contributo allo scambio termico del meccanismo di convezione naturale. Sulla base delle considerazioni effettuate, è stato possibile ottenere un modello numerico decisamente più pratico, in grado di fornire risultati con tempistiche congruenti alle necessità di progettazione. Il modello così concepito, sottoposto alla procedura di validazione mediante test sperimentali realizzati presso i laboratori della start up *i-TES*, si è dimostrato comunque in grado di descrivere in maniera adeguata i meccanismi fisici coinvolti ed il comportamento del sistema.

Utilizzando il modello numerico sviluppato sulla piattaforma *COMSOL Multiphysics*, è stato possibile studiare l'effetto della configurazione geometrica dello scambiatore alettato sulle performance termiche del sistema. Nello specifico, per la realizzazione delle superfici alettate sono state considerate due diverse topologie, ovvero quelle radiale e longitudinale. Per ognuna di queste, le prestazioni del sistema sono state simulate al variare dei parametri di progetto, con l'obiettivo di individuarne l'assetto ottimale. Questo è naturalmente quello che permette di ottenere un sistema in grado di rispettare tutte le richieste dell'utenza termica e che, allo stesso tempo, presenti la minore quantità possibile di materiale metallico per la realizzazione dello scambiatore alettato. I risultati ottenuti confermano l'influenza determinante della conformazione geometrica dell'alettatura sul meccanismo di scambio termico, con ripercussioni evidenti anche sulle caratteristiche macroscopiche del sistema. La configurazione con alettatura longitudinale è risultata essere la soluzione più adatta, con una riduzione percentuale della quantità di materiale metallico rispetto all'opzione concorrente pari addirittura al 64%. Utilizzando la soluzione in questione il

sistema potrà infatti fornire i 7 kW di potenza media necessari richiedendo l'impiego di soli 121 kg di acciaio, contro i 336 kg richiesti nel caso in cui fosse stato deciso di utilizzare l'opzione con alettatura radiale.

Oltre all'aspetto pratico legato all'ottenimento del design ottimale del componente, si vuole infine sottolineare come il presente lavoro confermi l'utilità, e soprattutto l'applicabilità pratica, dello strumento della modellazione numerica nell'ambito dei sistemi di accumulo termico latenti. Facendo ricorso a tecniche di studio tradizionali, sarebbe stato infatti impossibile realizzare una simile analisi. Sia per la definizione del comportamento dinamico dell'accumulo, che per l'ottimizzazione delle superfici di scambio termico, risulta indispensabile fare ricorso a strumenti più sofisticati, come in questo caso l'analisi FEM/CFD. Se opportunamente concepiti, i modelli di simulazione numerica forniscono uno strumento di progettazione valido e concreto, in grado di potenziare notevolmente qualità e portata del processo di design.

# Bibliografia

- [1] International Energy Agency, 2016, *Energy Efficiency Market Report 2016*.
- [2] International Energy Agency, 2018, *World Energy Outlook*.
- [3] Intergovernmental Panel on Climate Change, 2018, *Global Warming of 1.5 °C* .
- [4] Louay M. Chamra, Pedro J. Mago, 2009, *Micro-CHP power generation for residential and small commercial buildings*. Nova Science Publishers Inc., New York.
- [5] Ibrahim Dincer, Marc A. Rosen, 2011, *Thermal Energy Storage, Systems and Applications*. Wiley.
- [6] A.Arteconi, N.J. Hewitt, F.Polonara, "State of the art of thermal storage for demand-side management" in *Applied Energy* 93, 2012, 371-389.
- [7] I. Sarbu, C. Sebarchievici, "A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage" in *Sustainability*, 2018.
- [8] J. Backer, "New technology and possible advances in energy storage" in *Energy Policy* 36, 2008, 68-73.
- [9] Amy S.Fleischer, 2015, *Thermal Energy Storage Using Phase Change Materials, Fundamentals and Applications*. Springer.
- [10] Luisa F. Cabeza, 2014, *Advances in Thermal Energy Storage Systems*. Woodhead Publishing.
- [11] V. Shatikian, G. Ziskind, R. Letan, "Numerical investigation of a PCM based heat sink with internal fins" in *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48, 3689-3706.
- [12] Z. A. Qureshi, H. M. Ali, S. Khushnood, "Recent advances on thermal conductivity enhancement of phase change materials for energy storage system: A review" in *International Journal of Heat and Mass Transfer* 127, 2018, 838-856.
- [13] J. Fukai *et al.*, "Thermal conductivity enhancement of energy storage media using carbon fibers" in *Energy and Conversion Management* 41, 2000, 1543-1556.

- [14] Herald Mehling, Luisa F. Cabeza, 2008, *Heat and cold storage with PCM, An up to date introduction into basics and applications*. Springer.
- [15] TOTEM by asja - scheda tecnica.
- [16] Beith Robert, 2011, *Small and micro combined heat and power (CHP) systems*. Whoodhead Publishing Limited, Cambridge.
- [17] F. Agyenim *et al.*, "A review of materials, heat transfer and phase change problem formulation for latent heat thermal energy storages systems (LHTESS)" in *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14, 2010, 615-628.
- [18] R. Waser *et al.*, "Modeling of solidification including supercooling effects in a fin-tube heat exchanger based latent heat storage" in *Solar Energy*.
- [19] A.J. Parry *et al.*, "Modeling of Thermal Energy Storage Shell-and-Tube Heat Exchanger" in *Heat Transfer Engineering* 35, 2014, 1-14.
- [20] Abduljalil A. Al-Abidi *et al.*, "CFD applications for latent heat thermal energy storage: a review" in *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 20, 2013, 353-363.
- [21] F. Agyenim *et al.*, "A comparison of heat transfer enhancement in a medium temperature thermal energy storage heat exchanger using fins" in *Solar Energy* 83, 2009, 1509-1520.
- [22] A. Machniewicz, D. Heim, "Modeling of latent heat storage in PCM modified components" in *Transaction of the VSB-Technical University of Ostrava, Civil Engineering Series 5-B*, 2014.
- [23] Theodore L. Bergman, Adirenne S. Lavine, Frank P. Incropera, David P. Dewitt, 2011, *Introduction to heat tranfer, sixth edition*. John Wiley & Sons Inc., Hoboken (NJ).
- [24] Bruce R. Munson, Donald F. Young, Theodore H. Okiishi , Wade W. Huebsch, 2013, *Fluid Mechanics, seventh edition*. John Wiley & Sons Inc., Hoboken (NJ).
- [25] S. Kuboth *et al.*, "Numerical Analysis of Shell-and-Tube Type Latent Thermal Energy Storage Performance with Different Arrangements of Circular Fins" in *Energies*, 2017.
- [26] Ahmet Sari, Kamil Kaygusuz, "Thermal and heat transfer characteristic in a latent heat storage system usid lauric acid" in *Energy and Conversion Management* 43, 2002, 2493-2507.
- [27] J. H. Ferziger, M.Peric, 2002, *Computational Methods for Fluid Dynamics*. Springer, Berlino.
- [28] H. K. Versteeg, W. Malalasekera, 2007, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Pearson Education Limited, Edimburgo.