

POLITECNICO DI TORINO

Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e
Nucleare



Tesi di Laurea Magistrale

Studio di fattibilità di uno scambiatore a fascio tubiero con materiali a cambiamento di fase - Approccio CFD

Relatore

Prof. Davide PAPURELLO

Candidato

Andrea PIGNATA

Marzo 2020

Sommario

La continua crescita della domanda di energia insieme alle problematiche legate ai cambiamenti climatici spingono le organizzazioni che operano per la gestione dei servizi energetici verso un programma di recupero e risparmio delle risorse energetiche provenienti da combustibili fossili. Questi risultano ancora la prima risorsa per la produzione di energia elettrica e termica. Particolare attenzione è dedicata ai consumi di energia che riguardano principalmente il riscaldamento e il raffrescamento degli edifici i quali ricoprono un ruolo di rilievo nel consumo energetico globale. Nel contesto in esame, le strategie di accumulo termico si inseriscono in modo consistente al fine di limitare la produzione di energia e gestire in maniera efficiente la domanda.

Il presente lavoro di tesi si svolge con l'obiettivo di studiare la fattibilità di un accumulo termico latente finalizzato all'integrazione con l'impianto di teleriscaldamento che opera per la produzione di acqua calda per soddisfare il fabbisogno di riscaldamento di un edificio non residenziale nella città di Torino. Il caso studio in esame è l'Energy Center, un centro interdipartimentale nei pressi del Politecnico di Torino. Dalle analisi di monitoraggio per gli impianti termici, condotte per una stagione intera di riscaldamento, è stato individuato un profilo orario giornaliero di carico termico rappresentativo della stagione. Il sistema di accumulo è dimensionato per integrare la produzione di energia termica nelle ore di picco raggiunte in corrispondenza dell'avviamento degli impianti. Nello specifico, il sistema andrà a ridurre il carico prelevato dalla rete di teleriscaldamento al fine di coprire la richiesta dei pannelli radianti presenti negli ambienti da riscaldare. La tipologia costruttiva che costituisce l'accumulo termico latente consiste in uno scambiatore di calore a fascio tubiero dotato di superfici alettate longitudinalmente in acciaio. Le analisi delle prestazioni del sistema sono state sviluppate usufruendo di modelli di simulazione numerica i quali permettono di descrivere con accuratezza i complessi meccanismi fisici che caratterizzano il problema. La progettazione del sistema di accumulo in esame, si pone l'obiettivo di ottimizzare in una prima fase la superficie di scambio termico al fine di ridurre la quantità di acciaio e quindi i costi di realizzazione, definendo un design di base. Successivamente, si opera con l'obiettivo di ottimizzare quella quantità di materiale a cambiamento di fase che, al termine delle operazioni di rilascio dell'energia termica, non completa interamente i processi di transizione di fase. Per fare ciò sono state analizzate due soluzioni messe poi a confronto: la riduzione della distanza dei condotti del fascio tubiero e l'incremento dell'altezza delle alettature. Le analisi svolte mostrano, per entrambe le proposte, una riduzione dei costi del 23 % grazie alla riduzione del materiale a cambiamento di fase non utilizzato per il rilascio di calore latente, con un effettivo sfruttamento del materiale a disposizione del 98 %.

Ringraziamenti

I miei ringraziamenti vanno a tutti coloro che hanno avuto modo di vivere insieme a me questa importante carriera universitaria e, in particolare, questi mesi impegnati nello sviluppo di questo elaborato.

In primo luogo, merita un grande ringraziamento il mio relatore Prof. Davide Papurello per tutto il sostegno fornitomi in questi mesi e per avermi dato la possibilità di collaborare e di sviluppare questo lavoro di tesi con serietà e impegno. La sua supervisione si è dimostrata di fondamentale importanza per me e lo ringrazio sia dal punto di vista professionale e soprattutto, per me ancora più importante, dal lato esclusivamente umano.

Continuo nel ringraziare le altre figure professionali che si sono mostrate disponibili e interessate nel partecipare allo sviluppo di questo lavoro. Tra questi vorrei esprimere il mio personale ringraziamento ai Prof. Andrea Lanzini e Lorenzo Bottaccioli capaci di dare consigli e osservazioni di grande ausilio per tutto il percorso.

I miei ringraziamenti vanno anche a tutta la "squadra" composta dai dottorandi e assegnisti di ricerca dell'Energy Center Lab: Daniele Schiera, Francesco Neirotti, Alessandro Colangelo, Elena Rozzi, Luca Barbierato, Marco Massano e Riccardo Novo. Ognuno di loro è stato in grado di farmi sentire parte di un gruppo vero, solidale e competente, tutto ciò mi ha fornito una grande forza nei momenti difficili e per me è stato davvero importante avere loro in questo percorso.

Aggiungo a questi Francesco Demetrio Minuto, a lui vorrei dedicare un particolare ringraziamento. In tutta la mia esperienza di tesi è stato un punto di riferimento sempre più saldo. La sua abilità di comprendere i miei momenti difficili al fine di motivarmi a fare meglio, mi ha permesso di lavorare con tranquillità e dedizione.

Ringrazio di cuore tutti i miei compagni di viaggio, i tesisti, oramai diventati amici, dell'Energy Center: Stefano, Mattia e Claudia. Condividere insieme a loro tutti i momenti, anche al di fuori dell'ambito di lavoro, ha reso tutto più piacevole e stimolante.

Meritano i miei ringraziamenti tutto lo staff di EDILOG per le informazioni e il supporto tecnico necessario per la realizzazione di questo lavoro di tesi. In aggiunta, ci tengo a ringraziare vivamente il gruppo Eurix, in particolare Ing. Massimo Amerio ed Enrico Ratti, la loro collaborazione è stata essenziale, professionale e competente.

La conclusione di questo lavoro di tesi coincide con la conclusione di un'esperienza universitaria che mi ha permesso di conoscere persone sempre presenti in tutto il percorso. Peppe e Amedeo, conosciuti sin dalla prima lezione del primo anno ma per me è come se fossero sempre stati presenti nella mia vita e sempre lo saranno. I compagni di studio diventati ormai figure di riferimento e di esempio nella mia vita Davide, Alessandro e Dodo. Giugiu, una persona capace di fornire ogni tipo di supporto in ogni momento, sempre pronta a darmi forza e coraggio e che ha sempre creduto in me. Peppo, un folle genio che negli ultimi anni della mia esperienza universitaria è stato di grande supporto.

I miei coinquilini, Andrea e Ric, che mi hanno permesso di arrivare ad una convivenza che sarebbe stata per me impossibile immaginarla migliore. Tornare a casa da loro dopo le dure lezioni, gli esami e le numerose esperienze vissute è tutto ciò che in un'esperienza di vita universitaria si possa chiedere.

Nei miei ringraziamenti si inseriscono con forza gli amici di sempre "*Boom Boom Boom*", qualsiasi forma di ringraziamento per loro da parte mia sarà sempre troppo poco. Loro sono un orgoglio che mi fa sentire sicuro in tutto ciò che ho fatto, che faccio e che farò. Nelle fasi conclusive di questo lavoro di tesi, meritano una citazione particolare Marco, Dario e Isa, una seconda casa a tutti gli effetti, condividere con loro i momenti decisivi di questo percorso mi ha permesso di trovare tutte le forze necessarie per raggiungere l'obiettivo.

Infine voi, Mamma e Papà, perfetti in ogni momento della mia vita, lucidi in ogni decisione da prendere, forti e uniti. Il mio obiettivo di vita è diventare come voi sotto ogni aspetto, raggiungere tale obiettivo sarà il mio più grande successo e anche questo, come tutto il resto della mia vita, è stato e sarà sempre e solo merito vostro.

Torino, 08/03/2020
Andrea Pignata

Indice

Elenco delle tabelle	XI
Elenco delle figure	XII
Nomenclatura	XVI
1 Introduzione	1
1.1 Contesto applicativo della tesi	1
1.2 Gestione della domanda di energia	3
1.3 L'accumulo termico	4
1.3.1 Parametri di riferimento per un TES	5
1.3.2 Accumulo sensibile	6
1.3.3 Accumulo latente	6
1.3.4 Accumulo termochimico	8
1.4 Struttura dell'elaborato	9
2 Materiali a cambiamento di fase	11
2.1 Caratteristiche generali dei PCMs	11
2.1.1 Principio fisico	12
2.1.2 Proprietà dei PCMs	13
2.1.3 Problematiche relative ai PCMs	14
2.2 Classificazione dei materiali	15
2.2.1 Materiali organici	16
2.2.2 Materiali inorganici	17
2.2.3 Materiali eutettici	19
2.3 Incremento della conducibilità termica	19
2.3.1 Aggiunta di materiali ad alta conducibilità	19
2.3.2 Aumento della superficie di scambio	21
2.4 Selezione del materiale	22
2.4.1 Analisi delle proprietà termiche	23
2.4.2 Interazione PCM-contenimento	24
2.4.3 Conclusioni sui materiali	25
3 Accumuli latenti con PCMs	27
3.1 Tipologie costruttive	27
3.1.1 Principali opzioni per un design di base	28
3.1.2 Opzione scambiatore di calore tubi/mantello	29

3.1.3	Parametri di interesse per lo studio delle prestazioni	32
3.2	Analisi dello scambio termico	34
3.2.1	Scambio termico nel PCM	34
3.2.2	Scambio termico conduttivo nel metallo	37
3.2.3	Scambio termico convettivo e moto del fluido	37
3.2.4	Modellazione numerica	38
3.3	Tecniche di ottimizzazione per uno scambiatore di calore a PCM	39
3.3.1	Ottimizzazione delle superfici alettate	39
3.3.2	Incremento del numero di tubi	42
4	Caso studio	45
4.1	Descrizione dell'edificio	46
4.1.1	Documentazioni e raccolta dati	46
4.1.2	Fabbisogni energetici	47
4.2	Produzione di Energia	49
4.2.1	Produzione di acqua refrigerata	51
4.2.2	Produzione di acqua calda	56
4.2.3	Conclusioni sulle temperature operative	62
4.3	Analisi di monitoraggio	63
4.3.1	Sistema di monitoraggio	63
4.3.2	Consumi di energia per Raffrescamento	66
4.3.3	Consumi di energia per Riscaldamento	67
4.3.4	Scelta di un giorno tipo	69
4.4	Applicazione dell'accumulo	74
5	Dimensionamento e modellazione	77
5.1	Descrizione del sistema di accumulo	77
5.1.1	Condizioni operative del sistema	77
5.1.2	Materiale a cambiamento di fase selezionato	78
5.1.3	Scambiatore di calore	79
5.2	Descrizione del modello numerico	80
5.2.1	Assunzioni fisiche	81
5.2.2	Assunzioni geometriche	84
5.2.3	Condizioni al contorno e valori iniziali	85
5.3	Discretizzazione dei domini	88
5.3.1	Analisi di convergenza della mesh	88
5.3.2	Mesh ottimale	90
6	Ottimizzazione del sistema	93
6.1	Obiettivi del problema	93
6.2	Procedura di ottimizzazione	93
6.2.1	Prima fase di ottimizzazione	94
6.2.2	Seconda fase di ottimizzazione	95
6.3	Analisi delle prestazioni	95
6.3.1	Ottimizzazione del numero di tubi	96
6.3.2	Ottimizzazione della quantità di PCM	101
6.4	Analisi di confronto	108

7 Conclusioni	111
Bibliografia	115

Elenco delle tabelle

2.1	Temperatura di fusione e calore latente di alcuni sali idrati.	18
2.2	Vantaggi/svantaggi tra PCM organici e inorganici [16].	25
3.1	Confronto delle performance del sistema tra alettatura radiale e longitudinale.	42
4.1	Documenti di riferimento per la descrizione dell'edificio	47
4.2	Fabbisogni dei terminali di erogazione	49
4.3	Temperature dei fluidi richiesti dalle utenze	49
4.4	Componenti principali della centrale e loro parametri caratteristici . .	50
4.5	Temperature di operazione delle macchine di produzione	50
4.6	Dati di targa unità polivalente CLIMAVENETA ERACS2-WQ/S 1702	52
4.7	Elenco dei misuratori di energia installati	66
4.8	Giorni rappresentativi per ogni cluster	72
5.1	Condizione operative del sistema di accumulo	78
5.2	Proprietà termofisiche del materiale <i>PureTemp53</i>	79
5.3	Proprietà di base dell'acciaio AISI 4340.	79
5.4	Dimensioni per la configurazione iniziale del sistema.	80
5.5	Caratteristiche della mesh finale che rende il modello "indipendente dalla griglia"	91
6.1	Caratteristiche del sistema per la configurazione del design di base. .	101
6.2	Confronto delle caratteristiche del sistema tra la configurazione di base e la configurazione con il passo ottimale.	104
6.3	Confronto delle caratteristiche del sistema tra la configurazione di base e la configurazione con l'altezza delle alette ottimale.	107
6.4	Confronto tra le diverse configurazioni ottenute dalle fasi di ottimizza- zione.	110

Elenco delle figure

1.1	Distribuzione dei consumi finali di energia per settore nel 2017 [2]. . .	2
1.2	Crescita dei consumi energetici e relative emissioni per il settore degli edifici[2].	2
1.3	Riduzione dell'utilizzo dei combustibili fossili per il 2050 [2].	3
1.4	Strategie di Demand Side Management (DSM) [5].	4
1.5	Tipologie di TES:(a) sensibile, (b) latente, (c) termo-chimico [6]. . . .	5
1.6	Volume TES latente vs volume TES sensibile	8
2.1	Pubblicazioni a tema PCM [11].	12
2.2	Passaggi di stato di una sostanza [12].	12
2.3	Fusione incongruente [13].	14
2.4	Fenomeno di sottoraffreddamento [15].	15
2.5	Classificazione dei PCMs [9].	16
2.6	Effetto della variazione del numero di atomi di carbonio[9].	16
2.7	Fibre di carbonio con fattore di forma:5 (a,c) e 25 (b,d) [22].	20
2.8	Esempio di schiuma metallica prima (a,c,e) e dopo (b,d,f) l'assorbimento del PCM[24].	21
2.9	Tipologie di superfici alettate [26].	22
2.10	DSC per una paraffina (a) e DTA per un sale idrato (b),[27, 28]. . . .	24
3.1	Scambio termico sulle superficie esterna dell'accumulo [15].	28
3.2	Scambio termico per trasporto del PCM nel fluido termovettore [15].	28
3.3	Design principali per lo scambio termico sulla superficie interna del sistema di accumulo [29][30][31].	30
3.4	PCM lato mantello (a), PCM lato tubo (b), fascio tubiero (c), tubo triplo concentrico (d) [32].	31
3.5	Scambiatore di calore tubi mantello (sinistra) e curva di potenza e temperatura nel tempo (destra) [15].	31
3.6	Effetto della portata in massa (a), effetto della temperatura di ingresso (b) [34].	33
3.7	Effetto dell'orientazione sulla fase di liquido per la carica (a) e la scarica (b) [35].	34
3.8	Esempio di evoluzione del fronte di scioglimento in una cavità rettangolare con una parete riscaldata a temperatura fissata [37].	35
3.9	Effetto del numero di alette sul tempo di fusione del PCM[45].	40
3.10	Effetto dello spessore dell'aletta (a) e del numero di alette (b) sul tempo di solidificazione [47].	41

3.11	Effetto del numero di tubi sul processo di fusione del PCM [49]. . . .	43
4.1	Ingresso principale Energy Center-Via P.Borsellino n38/16	45
4.2	Schema semplificato dell'unità polivalente	52
4.3	Esempio di operazione dell'unità polivalente in base alla richiesta termica e frigorifera	53
4.4	Regolazione a gradini di capacità dei compressori	54
4.5	Produzione del gruppo polivalente Giugno/Agosto 2019	55
4.6	Temperatura all'uscita dall'evaporatore	56
4.7	Temperatura all'uscita dal condensatore	56
4.8	Schema dell'alimentazione dal teleriscaldamento	57
4.9	Temperatura di alimentazione per l'impianto di riscaldamento	58
4.10	Temperatura di alimentazione per l'impianto di ACS	58
4.11	Schema funzionale dell'impianto solare termico	60
4.12	Produzione di ACS da teleriscaldamento o gruppo polivalente	61
4.13	Energia termica per ACS	62
4.14	Misuratore per l'energia termica	65
4.15	Misuratore per l'energia frigorifera	65
4.16	Energia prodotta per il raffrescamento dell'edificio	67
4.17	Consumi mensili per il raffrescamento	67
4.18	Energia termica per il riscaldamento dell'edificio	68
4.19	Consumi mensili per il riscaldamento	68
4.20	Mappa di calore a calendario (sopra) e temperatra media eseterna (sotto)	69
4.21	Performance del clustering al variare del numero di cluster	70
4.22	Profilo di temperatura esterna in tre giorni tipici	72
4.23	Profili di potenza dei giorni rappresentativi di ogni cluster	73
4.24	Profilo del giorno rappresentativo per le utenze e il prelievo dal Teleriscaldamento	74
4.25	Profilo di carico con integrazione del sistema di accumulo (a) e periodi di carica e scarica nel giorno (b).	75
5.1	Analisi DSC per il materiale <i>PureTemp53</i>	79
5.2	Funzioni definite per la conducibilità (a), densità (b) e calore specifico (c) per <i>PureTemp53</i>	81
5.3	Variazione del numero di Reynolds e della velocità di ingresso all'au- mentare del numero di tubi.	82
5.4	Sistema di scambiatore alettato (a), modulo elementare del sistema (b). .	84
5.5	Sezione trasversale del modulo elementare (a), geometria semplificata oggetto della simulazione numerica (b).	85
5.6	Sezione di ingresso (a) e di uscita (b) del fluido.	86
5.7	Contorno di interfaccia fluido-parete.	86
5.8	Pareti frontali (a) e pareti laterali (b) del componente.	87
5.9	Mesh generata per la discretizzazione dei domini.	89
5.10	Effetto sulla velocità media del numero di elementi di superficie della griglia per il dominio fluido.	89

5.11	Effetto sul problema termo-fluidodinamico, degli elementi di superficie triangolari.	90
5.12	Effetto sul problema termo-fluidodinamico, degli elementi di volume esaedrici.	91
5.13	Effetto sull'evoluzione di temperatura degli elementi di volume esaedrici.	91
6.1	Variazione del numero di tubi e della velocità di ingresso nel singolo modulo all'aumentare del passo trasversale.	94
6.2	Evoluzione della temperatura dell'acqua in uscita e della potenza erogata per 158 tubi con un passo di 80 mm.	96
6.3	Variazioni dei target del problema al ridurre del numero dei tubi. . .	97
6.4	Evoluzione della temperatura di uscita dell'acqua per un numero di tubi diverso	98
6.5	Evoluzione del fronte di solidificazione a tre istanti del transitorio termico per la configurazione con il numero massimo di tubi e passo di 80 mm (sinistra) e per la configurazione con 112 tubi e passo di 95 mm (destra).	99
6.6	Evoluzione della frazione di liquido del PCM tra la configurazione con il numero di tubi massimo e il numero ottimale.	100
6.7	Variazione della somma dei costi di PCM e acciaio al variare del numero di tubi.	101
6.8	Effetto sulle prestazioni della variazione della distanza tra i condotti, al variare del passo trasversale.	102
6.9	Effetto sulle frazione di liquido θ per la variazione del passo trasversale.	103
6.10	Evoluzione del fronte di solidificazione per il design di base (passo 95 mm) (a) e la configurazione 1 (passo 82 mm) (b) dopo 2 ore.	104
6.11	Effetto sulle prestazioni per la variazione dell'altezza H delle alette. .	105
6.12	Effetto sulle frazione di liquido θ per la variazione dell'altezza delle alette.	106
6.13	Evoluzione del fronte di solidificazione per il design di base (Altezza (H) 20 mm) (a) e la configurazione 2 (Altezza (H) 32 mm) (b) dopo 2 ore.	107
6.14	Evoluzione del fronte di solidificazione sulla sezione superiore dell'accumulo per le tre casistiche: (a) caso base, (b) riduzione del passo, (c) aumento altezza delle alette.	109

Nomenclatura

Acronimi

ACS	Acqua Calda Sanitaria
BACS	Building Automation and Control System
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid-Dynamics
CSP	Concentrated Solar Power
DSC	Differential Scanning Calorimeter
DSM	Demand Side Management
DTA	Differential Thermal Analysis
ECES	Energy Conservation and Energy Storage
EHC	Effective Heat Capacity
FEM	Finite Element Method
GHG	Green House Gases
IEA	International Energy Agency
OECD	Organisation for Economic Cooperation and Development
PCM	Phase Change Material
SDS	Sustainable Development Scenario
TCP	Technology Collaboration Programme
TES	Thermal Energy Storage
UPS	Uninterruptible Power Supply
UTA	Unità di Trattamento Aria
WEO	World Energy Outlook

Simbologia

$\Delta G(T^*)$	Energia libera di Gibbs alla temperatura di inversione T^* (J/kgK)
ΔH	Calore latente di fusione (J/kg)
$\Delta H(T^*)$	Entalpia di reazione alla temperatura di inversione T^* (J/kg)
$\Delta S(T^*)$	Entropia di reazione alla temperatura di inversione T^* (J/kgK)
ΔT	Range di temperatura per la transizione di fase ($^{\circ}C$)
μ	Viscosità dinamica ($Pa\cdot s$)
ρ	Densità del materiale (kg/m^3)
ρ_L	Densità del materiale allo stato liquido (kg/m^3)
ρ_S	Densità del materiale allo stato solido (kg/m^3)
θ	Frazione liquida
c_p	Calore specifico a pressione costante (J/kgK)
$c_{p,EFF}$	Calore specifico apparente (J/kgK)
c_{pl}	Calore specifico a pressione costante per lo stato liquido (J/kgK)
c_{ps}	Calore specifico a pressione costante per lo stato solido (J/kgK)
D	Diametro (m)
k	Conducibilità termica del materiale (W/mK)
k_L	Conducibilità termica del materiale allo stato liquido (W/mK)
k_S	Conducibilità termica del materiale allo stato solido (W/mK)
L	calore latente (J/kg)
m	Massa del materiale (kg)
p	Pressione (Pa)
p_0	Pressione relativa (Pa)
Q_{TES}	Quantità di energia immagazzinata (J)
Re_D	Numero di Reynolds per condotti circolari
T	Temperatura ($^{\circ}C$)
t	Tempo (s)
T^*	Temperatura di inversione (K)

T_0	Temperatura all'istante iniziale ($t=0s$) °C
T_f	Temperatura finale (°C)
T_i	Temperatura iniziale (°C)
T_L	Temperatura di inizio fase liquida (°C)
T_S	Temperatura di inizio fase solida (°C)
T_{in}	Temperatura di ingresso (°C)
T_{PC}	Temperatura di transizione o cambiamento di fase (°C)
$T_{Raffr.}$	Temperatura sulla tubazione fredda (°C)
$T_{Risc.}$	Temperatura sulla tubazione calda (°C)
U_0	Velocità di ingresso (m/s)
V	Volume (m^3)
F	Forze di volume (N/m^3)
n	Vettore normale
u	Campo di velocità (m/s)

Capitolo 1

Introduzione

1.1 Contesto applicativo della tesi

La produzione di energia globale è alla base dei processi di sviluppo e di crescita delle società. La domanda di energia ricopre ogni settore, dalle grandi produzioni industriali sino agli edifici residenziali. L'obiettivo di maggiore interesse, che suscita l'attenzione delle note potenze mondiali, è finalizzato alla ricerca di un sistema energetico o un insieme di essi che abbia lo scopo di ridurre la domanda energetica in parallelo alla migliore gestione dei servizi di produzione. Inoltre, i discorsi legati alla produzione e al consumo di energia sono, inevitabilmente, connessi alle problematiche dei cambiamenti climatici. Questi sono registrati con un notevole aumento della temperatura media esterna globale causato dalle incessanti emissioni di CO_2 e di quelle sostanze note come gas climalteranti (GHG). La produzione di queste sostanze che mettono a rischio il clima e di conseguenza la qualità dell'aria, è dovuta ai cicli produttivi che costituiscono le conversioni energetiche tramite la combustione delle fonti primarie tradizionali come carbone, gas naturale ecc. La sfida principale delle organizzazioni mondiali si fonda sullo sviluppo di sistemi energetici sostenibili sia dal punto di vista economico che ambientale. Sulla base di quanto detto, la strategia adottata si fonda sul criterio dell'efficienza energetica.

Il concetto di efficienza energetica, come sostenuto dall'IEA nelle analisi condotte nel "*World Energy Outlook 2019 (WEO)*"[1], è il motore centrale verso uno sviluppo sostenibile. Nelle documentazioni del WEO si propone uno scenario denominato "*Sustainable Development Scenario (SDS)*" all'interno del quale si pone come obiettivo la crescita di un sistema energetico globale allineandosi perfettamente con gli accordi di Parigi (COP21) finalizzati a mantenere l'innalzamento della temperatura globale inferiore a $1.65\text{ }^\circ\text{C}$. Questo comporta la riduzione delle emissioni di CO_2 dai 30 Gton del 2018 a 10 Gton per il 2050, sino alla riduzione completa nel 2070. L'approccio principale per il raggiungimento di tali obiettivi è strettamente legato ai consumi di energia per tutti i settori energetici. Tra questi ricoprono un ruolo rilevante gli edifici, i quali possiedono una grande fetta del consumo di energia globale del 32%. In particolare, la suddivisione dei consumi energetici finali per il 2017, analizzando le statistiche dell'IEA per le regioni che compongono l'organizzazione per la cooperazione e lo sviluppo economico (OECD), sono riportati in un grafico a

torta in figura 1.1. Il contributo di emissione di CO_2 corrispondente si registra del

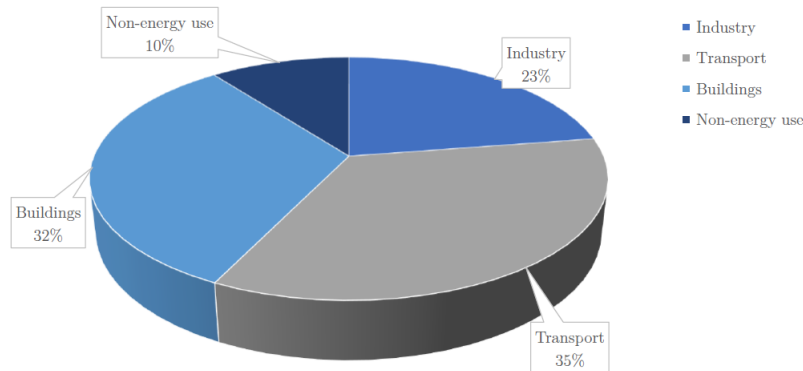


Figura 1.1: Distribuzione dei consumi finali di energia per settore nel 2017 [2].

28 % [2]. La figura 1.2 esprime la crescita di questi fattori in termini di tonnellate equivalenti di petrolio e di CO_2 .

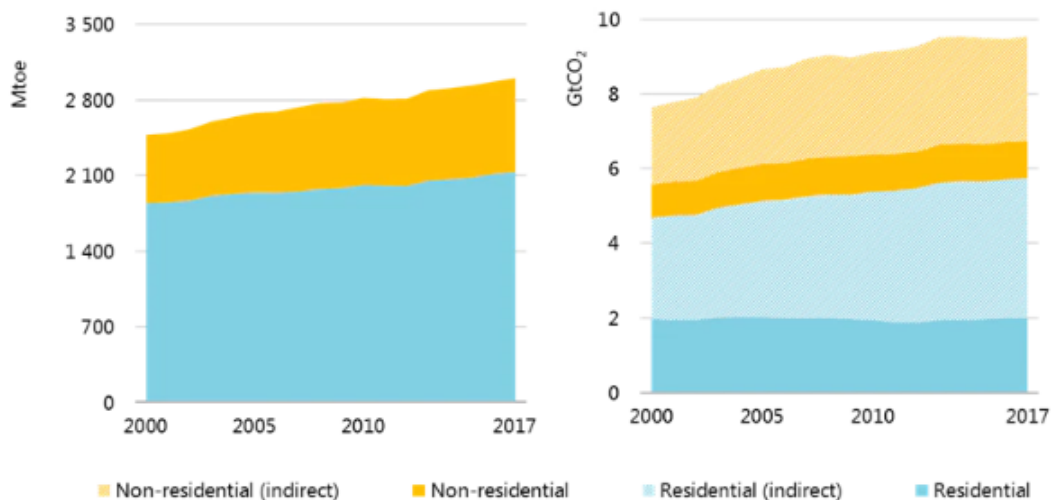


Figura 1.2: Crescita dei consumi energetici e relative emissioni per il settore degli edifici[2].

I principali servizi energetici presenti negli edifici, a prescindere dalla tipologia (residenziale e non), ricoprono i consumi di energia primaria per l'illuminazione e il condizionamento degli ambienti come i fabbisogni energetici per il riscaldamento e il raffrescamento. Questi, per via della continua crescita dei livelli di comfort e della qualità della vita, sono in continuo aumento. Il miglioramento dell'efficienza delle tecnologie che permettono la produzione dei vettori energetici richiesti fa sì che la domanda sia gestita con una netta riduzione dei combustibili fossili tradizionali. In linea con il SDS, facendo riferimento alla produzione di energia termica, la direzione da seguire prevede la maggiore penetrazione di tecnologie che favoriscono l'inserimento nel mercato delle fonti rinnovabili con la corrispondente diminuzione dell'utilizzo

dei combustibili tradizionali. La transizione che permette la graduale sostituzione dei combustibili fossili con le soluzioni ad alta efficienza e basse emissioni di carbonio portano a circa 800 Mtep di riduzione della domanda di energia entro il 2050 [2], come si osserva nel grafico di figura 1.3.

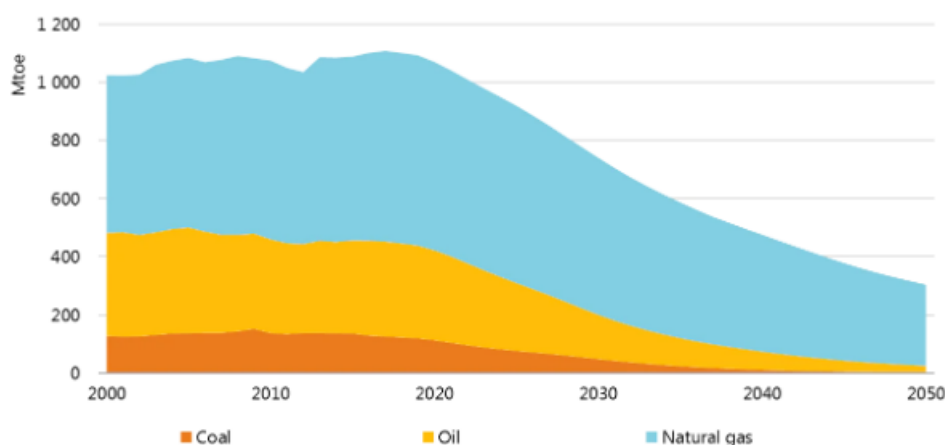


Figura 1.3: Riduzione dell'utilizzo dei combustibili fossili per il 2050 [2].

Nel contesto in esame, costituito principalmente dai sistemi energetici che riguardano l'approvvigionamento di energia per gli edifici, una soluzione ricercata per raggiungere gli obiettivi preposti di efficienza energetica e riduzione dei consumi consiste nell'introduzione di sistemi di accumulo di energia. Da numerosi allegati di uno dei *TCP (Technology Collaboration Programme)* dell'IEA, noto come "*Energy Conservation and Energy Storage (ECES)*" [3], si apprende come l'inserimento nel mercato energetico e la maggiore integrazione dei sistemi di accumulo di energia, soprattutto nel settore edilizio e con principale riferimento alla domanda per il condizionamento degli ambienti, siano dei fattori determinanti per la transizione energetica cercata affinché si raggiunga una mitigazione delle emissioni e una maggiore efficienza dei processi energetici.

1.2 Gestione della domanda di energia

Lo sviluppo di sistemi di accumulo favoriscono una migliore flessibilità dei sistemi energetici, intesa come quella possibilità di attuare strategie che permettono le modifiche ai profili di carico energetico di produzione e della domanda richiesta. Quanto detto rientra nel contesto di "*Demand-Side-Management (DSM)*", termine che sta ad indicare le possibili azioni strategiche che permettono l'integrazione di sistemi tecnologici finalizzati ad un uso efficiente dell'energia e dei consumi. L'integrazione di un sistema di accumulo prevede lo studio dei profili di domanda che una determinata utenza richiede affinché si possa determinare il periodo temporale in cui il sistema deve operare. L'approccio è basato sulla definizione di una possibile strategia che agisca sulla modifica del carico. Le strategie attuabili, come si osserva in figura 1.4,

fanno riferimento alla modifica dei carichi di picco (peak-shaving, peak-clipping), nella modifica dell'intera curva della domanda verso una totale riduzione (strategic conservation) o attuando un livellamento del carico (load-levelling) [4].

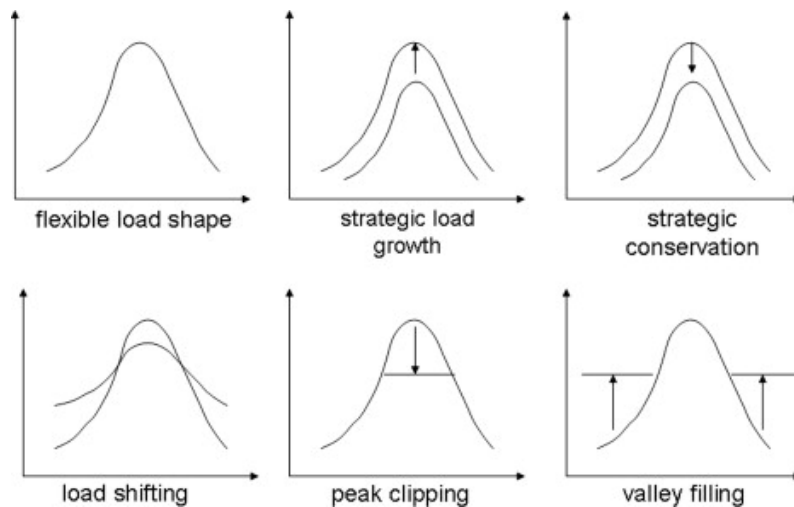


Figura 1.4: Strategie di Demand Side Management (DSM) [5].

Il lavoro di tesi svolto si inserisce nel quadro descritto in precedenza contribuendo con lo studio di un sistema di accumulo termico latente pensato per ridurre il prelievo di energia dalla rete di teleriscaldamento, agendo sul carico termico richiesto dal fabbisogno energetico di riscaldamento relativo ad un edificio non residenziale.

1.3 L'accumulo termico

Il sistema di accumulo termico, noto in letteratura con la terminologia TES (Thermal Energy Storage), offre la possibilità di utilizzare la quantità di energia che andrebbe altrimenti dispersa, per poi riutilizzarla in un secondo momento quando questa è richiesta dall'utenza. Quanto detto si inserisce in una svariata serie di applicazioni dove, la richiesta di energia risulta in costante aumento, particolarmente in ambiti residenziali e industriali. Il TES si presenta come prima soluzione alle problematiche inerenti alla discrepanza presente tra domanda e produzione.

Il processo alla base di un TES è caratterizzato da tre fasi: *carica*, *scarica* e *stoccaggio*. Le prime due coincidono rispettivamente con la fase di assorbimento e rilascio dell'energia, la fase di stoccaggio consiste invece nel periodo in cui l'energia è immagazzinata e potrà essere utilizzata.

I sistemi di accumulo di energia termica si presentano in diverse modalità. Le tipologie di TES si distinguono in base al processo fisico tramite il quale l'energia viene assorbita/rilasciata, le modalità maggiormente diffuse, schematizzate in figura 1.5, sono tre: *accumulo sensibile*, *accumulo latente*, *accumulo termochimico*. Nel primo caso, figura 1.5(a), l'energia viene immagazzinata attraverso una variazione di temperatura del materiale che costituisce l'accumulo, nel caso di accumulo latente, figura 1.5(b), l'energia viene assorbita attraverso il cambiamento di fase del materiale,

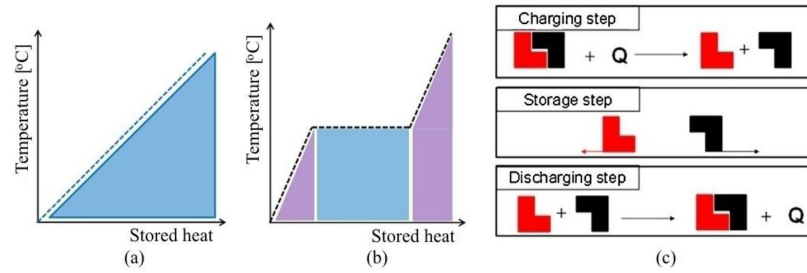


Figura 1.5: Tipologie di TES:(a) sensibile, (b) latente, (c) termo-chimico [6].

infine, figura 1.5(c), per il sistema di accumulo termo-chimico l'energia è scambiata con l'ausilio di reazioni chimiche le quali richiedono o rilasciano una determinata quantità di energia.

1.3.1 Parametri di riferimento per un TES

Il fattore che maggiormente caratterizza un accumulo di energia termica consiste nel materiale utilizzato, il quale permette di definire i parametri fondamentali per le analisi delle prestazioni, del dimensionamento e dell'applicazione di una selezionata tipologia di TES. Le principali caratteristiche per la rappresentazione generale di un sistema di accumulo si possono elencare come segue:

- **Capacità:** indica la quantità di energia che il materiale è in grado di immagazzinare per unità di massa o di volume. La capacità del materiale fornisce una prima indicazione per il dimensionamento del sistema in termini di peso e geometrie.
- **Potenza:** indica il tasso di scambio dell'energia, tale parametro è di rilevante importanza nelle analisi delle proprietà termofisiche del materiale.
- **Efficienza:** è il rapporto tra l'energia rilasciata e l'energia immagazzinata, fornisce le informazioni relative alle perdite del sistema nella fase di stoccaggio dell'energia.
- **Tempo di carica/scarica:** misura il tempo necessario per assorbire/rilasciare una determinata quantità di energia, è un parametro essenziale nello studio dell'applicazione del TES.
- **Costi:** il costo per unità di energia, fornisce un parametro di scelta e confronto tra diversi materiali e diverse tecnologie di TES.
- **Temperatura operativa:** indica l'intervallo di temperatura in cui è richiesta l'applicazione e il funzionamento del sistema.
- **Durata:** è il periodo durante il quale l'energia deve essere immagazzinata, la durata del TES è uno dei parametri principali dal quale dipendono le tipologie del sistema di accumulo e dei materiali utilizzati, a sua volta è, chiaramente, funzione dell'applicazione nel quale il TES deve essere integrato.

1.3.2 Accumulo sensibile

Il termine accumulo sensibile indica il processo di immagazzinamento dell'energia in un mezzo materiale solido o liquido, tramite la variazione della sua temperatura, senza provocare una trasformazione dello stato fisico del materiale. L'energia scambiata sotto forma di calore sensibile è espressa nella formulazione seguente.

$$Q_{TES} = \int_{T_i}^{T_f} mc_p dT = mc_p(T_f - T_i) \quad [J] \quad (1.1)$$

Dove Q_{TES} indica la quantità di energia immagazzinata, m è la massa del materiale, espressa in kg, che costituisce il mezzo di accumulo, c_p è il calore specifico a pressione costante in $J kg^{-1} K^{-1}$, T_f e T_i sono rispettivamente le temperature finali e iniziali del materiale, in °C, queste ultime corrispondono rispettivamente alla temperatura più calda e più fredda nel caso di accumulo caldo, l'opposto nel caso di un accumulo freddo. Il calore sensibile viene quindi assorbito o rilasciato per mezzo di un riscaldamento o un raffreddamento del materiale che costituisce il sistema di accumulo, i materiale utilizzati sono sia in forma liquida che in forma solida.

Per quanto riguarda i materiali in forma liquida, si riconoscono l'acqua, oli termici, sali fusi e metalli liquidi [7]. Tra questi, l'acqua è il materiale maggiormente utilizzato per il suo basso costo e l'elevato calore specifico ($4186 J kg^{-1} K^{-1}$), l'acqua copre un campo di applicazioni molto ampio qualora l'energia da immagazzinare sia compresa tra 0 e 100 °C, per temperature al di fuori di questo range, mantenere l'acqua allo stato liquido, significa stoccarla in pressione il che implica un aumento nei costi complessivi del sistema impiantistico. Per applicazioni di TES che operano a temperature superiori ai 100 °C, si preferiscono oli termici, i quali restano nella propria fase liquida sino a circa 400 °C, per temperature di esercizio ancora superiore l'uso di sali fusi è più indicato, in particolare per applicazioni come impianti CSP (Concentrated Solar Power) nei quali le temperature operative sono maggiori rispetto ai limiti operativi dei precedenti mezzi di accumulo in forma liquida.

Nel caso di materiali solidi, questi sono costituiti da rocce, sabbia, ghiaia o composti di cemento e leghe metalliche, lo stato solido li rende adatti per essere utilizzati come riempitivi nel serbatoio o contenitore che costituisce il sistema di TES. La loro disposizione all'interno del serbatoio permette uno scambio termico a contatto diretto con il fluido termovettore, che rappresenta il mezzo tramite il quale l'energia immagazzinata viene riutilizzata. Il loro svantaggio risiede nella bassa capacità termica tipicamente $0.56-1.3 kJ kg^{-1} K^{-1}$, che rende le dimensioni del sistema di accumulo inadeguate [6, 7].

1.3.3 Accumulo latente

I sistemi di accumulo latente sono basati sullo scambio termico che avviene nel materiale durante il suo cambiamento di fase, ovvero il passaggio da uno stato fisico all'altro (solido-liquido, liquido-gas, ecc.). Il calore scambiato nel processo è definito *calore latente* che è una proprietà intrinseca della sostanza e quindi funzione solo della tipologia di materiale utilizzato come mezzo di accumulo. I TES basati su questa tecnologia permettono di assorbire o rilasciare una determinata quantità di energia quando il materiale è soggetto ad una transizione di fase, mantenendo costante la

temperatura. La quantità di energia che il materiale è in grado di immagazzinare, nel caso di una trasformazione solido-liquido, si può esprimere come segue:

$$Q_{TES} = \int_{T_i}^{T_{pc}} m c_{ps} dT + m \theta \Delta H + \int_{T_{pc}}^{T_f} m c_{pl} dT \quad [J] \quad (1.2)$$

$$Q_{TES} = m [c_{ps}(T_{pc} - T_i) + \theta \Delta H + c_{pl}(T_f - T_{pc})] \quad [J] \quad (1.3)$$

L'espressione che descrive la quantità di energia Q_{TES} è caratterizzata da tre contributi, che corrispondono alle modalità di scambio termico che avvengono nel materiale. Infatti, inizialmente si verifica un scambio di calore sensibile con un incremento della temperatura dal valore iniziale T_i , in cui si trova il materiale, fino alla sua temperatura di cambio fase T_{PC} , dove il pedice pc sta per (phase change) in inglese. Raggiunta la temperatura di transizione il meccanismo di scambio termico è quello relativo al cambiamento di fase caratterizzato dal calore latente rappresentato dal termine ΔH , in J kg^{-1} , che prende il nome di *calore latente di fusione* e da un termine θ che indica la frazione di scioglimento, ovvero il rapporto tra la quantità di materiale in forma liquida e la quantità totale di sostanza. Terminato il processo di transizione il materiale, adesso completamente liquido, si osserva un ulteriore aumento di temperatura che corrisponde al secondo contributo di calore sensibile per passare dalla temperatura di transizione T_{PC} alla temperatura finale T_f del processo di carica del sistema. I termini di calore specifico del materiale, pur essendo la stessa sostanza, si individuano due valori diversi c_{ps} e c_{pl} , in $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$, per la fase solida e liquida rispettivamente.

Le equazioni 1.2 e 1.3 sono riferite alla fase di assorbimento di energia, mantengono la loro validità nella fase opposta di rilascio di energia prestando attenzione ai valori di temperatura che, in tal caso, porteranno ad un valore di energia negativo, coerente con la convenzione di segno di calore uscente dal sistema.

I sistemi di accumulo latenti si presentano come una valida alternativa ai sistemi di TES sensibile di ampio e vasto utilizzo. L'energia scambiabile sotto forma di calore latente è di 50-100 volte superiore alla stessa scambiabile sotto forma di calore sensibile [7], a parità di energia da immagazzinare, questo permette di ottenere delle dimensioni del sistema di accumulo nettamente ridotte con l'utilizzo dei accumulo latenti. Questo risultato è ottenibile grazie all'elevata densità di energia specifica. Per esempio, un accumulo sensibile ad acqua soggetto ad un salto termico di 10 °C, date le proprietà dell'acqua, per gestire una quantità di energia di 1 MJ richiede una quantità di materiale di circa 25 kg, (equazione 1.1). La stessa quantità di energia immagazzinata sotto forma di calore latente richiede 5 kg di materiale a cambiamento di fase.

Essendo le densità dei materiali a cambiamento di fase dello stesso ordine di grandezza della densità dell'acqua, per una stessa quantità di energia da stoccare il TES latente presenta una dimensione che equivale a circa 1/5 di un TES sensibile.

Le caratteristiche dei materiali a cambiamento di fase e le peculiarità relative al sistema di accumulo nel suo complesso saranno discusse nel Capitolo 2 e nel Capitolo 3.

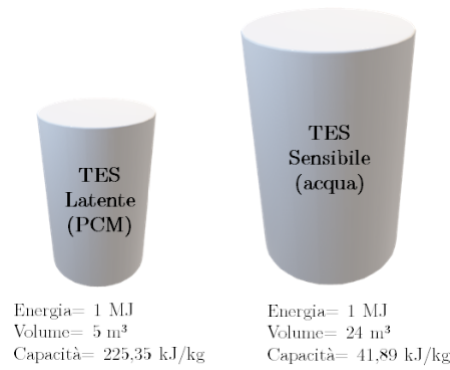


Figura 1.6: Volume TES latente vs volume TES sensibile

1.3.4 Accumulo termochimico

I sistemi di accumulo termochimico si basano sulla reversibilità delle reazioni chimiche, sfruttando i processi endotermici ed esotermici i quali, assorbono e rilasciano energia termica rispettivamente. Una sostanza o composto AB, assorbendo una determinata quantità di energia, può effettuare una reazione di decomposizione per ottenere come prodotti A + B. La reazione inversa, che richiede il riformarsi del composto originario AB avviene con una cessione di energia termica, essendo una reazione esotermica.



Le due reazioni endotermiche ed esotermiche corrispondono alle fasi di carica e scarica del sistema di accumulo termochimico, il processo di stoccaggio consiste nel mantenere i due prodotti A e B separati (figura 1.5(c)) fino a quando non è richiesta la scarica del sistema. Le reazioni termochimiche sono governate da determinate condizioni di temperatura e pressione, in particolare si definisce una *temperatura di inversione* T^* che, ad una data pressione di riferimento, indica la condizione di equilibrio del sistema espressa tramite la relazione dell'energia libera di Gibbs:

$$\Delta G(T^*) = 0 \quad (1.5)$$

$$\Delta G(T^*) = \Delta H(T^*) - T^* \Delta S(T^*) = 0 \quad (1.6)$$

da cui si ottiene

$$T^* = \frac{\Delta H(T^*)}{\Delta S(T^*)} \quad [K] \quad (1.7)$$

dove $\Delta H(T^*)$ e $\Delta S(T^*)$ sono entalpia ed entropia di reazione.

Quando l'ambiente di reazione si trova ad un $T > T^*$ prevale la reazione endotermica nella quale si assorbe il calore, se invece $T < T^*$ prevale la reazione opposta esotermica dove il calore viene rilasciato. Ciò significa che per effettuare il processo di carica la quantità di energia da immagazzinare deve essere fornita ad una temperatura maggiore della temperatura di inversione T^* che è funzione della tipologia di reazioni chimiche. La scelta della reazione chimica da utilizzare nel processo di accumulo termochimico, risiede nella temperatura alla quale è disponibile la risorsa energetica

da stoccare, e quindi dalla tipologia di applicazione nella quale il sistema di accumulo deve essere integrato. Le reazioni termochimiche sono di svariata natura e presentano temperature di equilibrio elevate dai 250 ai 900 °C [8], questa caratteristica suggerisce l'integrazione di sistemi di accumulo termochimico in ambito industriali dove la generazione di vettori energetici ad alta temperatura è maggiore rispetto ad applicazioni civili. Tra le diverse tipologie di reazioni, quelle di maggiore interesse sono le decomposizioni termochimiche di composti come ossidi o idruri metallici [6], i quali offrono, in aggiunta al meccanismo di accumulo termico, la disponibilità di materiali come ossigeno e idrogeno, ottenuti nei prodotti, che possono essere utilizzati in diversi settori di produzione energetica. Attualmente questa tecnologia è ancora in fase di sviluppo e ricerca, non avendo ancora una penetrazione apprezzabile nel mercato. Uno degli aspetti da perfezionare in sede sperimentale risiede nella velocità con la quale avviene la reazione, con l'obiettivo di ridurre il tempo richiesto per le fasi di carica e scarica del sistema [7].

1.4 Struttura dell'elaborato

Il presente lavoro di tesi consiste nello studio di fattibilità di un accumulo termico latente in grado di gestire la domanda di energia richiesta dall'utenza per il riscaldamento di un edificio non residenziale, al fine di ridurre il prelievo dalla rete di teleriscaldamento della città di Torino. L'edificio in esame è l'Energy Center, un centro interdipartimentale del Politecnico di Torino. Di seguito si elencano i contenuti trattati nelle diverse sezioni dell'elaborato:

- *Capitolo 2*: La trattazione è interamente dedicata alla descrizione generale dei materiali a cambiamento di fase che costituiscono i sistemi di accumulo latente. In questo capitolo si mettono in evidenza le principali proprietà chimico-fisiche e le corrispondenti applicazioni, indicando i principali criteri di selezione.
- *Capitolo 3*: Il capitolo è dedicato alla descrizione delle principali soluzioni costruttive che si adottano nello stato dell'arte per la realizzazione di un sistema di accumulo latente, analizzando con maggiore dettaglio la soluzione che comprende uno scambiatore di calore a fascio tubiero. La descrizione comprende le modalità di analisi delle prestazioni termiche per questo genere di sistemi, facendo riferimento ai modelli matematici che governano la fisica del problema e la loro risoluzione tramite modelli di simulazione numerica. Si conclude con la descrizione delle tecniche di ottimizzazione per il sistema di accumulo sulla base di svariati studi in letteratura.
- *Capitolo 4*: L'Energy Center costituisce il caso studio per l'applicazione dell'accumulo. Sulla base dei dati storicizzati dal sistema di monitoraggio, si effettua la descrizione dettagliata delle utenze, delle richieste energetiche dell'edificio e di come queste sono soddisfatte. Si determina nelle utenze termiche l'opportunità di applicare una strategia di risparmio energetico. Individuato un profilo di carico termico giornaliero tramite una metodologia di clustering, si propone l'integrazione di un sistema di un accumulo latente che vada a ridurre il picco di domanda nelle prime ore di funzionamento dell'impianto.

- *Capitolo 5*: In questo capitolo si descrivono i parametri operativi e costruttivi del sistema di accumulo latente costituito da uno scambiatore di calore a fascio tubiero. Infine vengono esposte le diverse fasi di implementazione che caratterizzano la struttura del modello numerico utilizzato per le analisi delle prestazioni del sistema, verificandone l'accuratezza dei risultati ottenuti con l'ausilio del software commerciale di simulazione ad elementi finiti COMSOL Multiphysics.
- *Capitolo 6*: Il modello numerico sviluppato viene utilizzato per lo studio delle prestazioni del sistema. L'obiettivo delle analisi consiste, in una prima fase, nella determinazione di un numero minimo di condotti affinché le prestazioni del sistema rispettino le condizioni operative impostate. Nella seconda fase, si effettua un'analisi di ottimizzazione della quantità di materiale a cambiamento di fase, proponendo due alternative di design messe a confronto, che permettano di usufruire del calore latente messo a disposizione dal materiale in maniera più efficiente, tenendo in considerazione i costi di realizzazione associati.
- *Capitolo 7*: Conclusioni e discussioni sui risultati ottenuti e sulle caratteristiche alla base delle analisi sviluppate.

Capitolo 2

Materiali a cambiamento di fase

Nel capitolo che segue si presentano i materiali a cambiamento di fase, descrivendone i principali parametri che li caratterizzano, dai quali si determina una classificazione che distingue diverse tipologie di sostanze e ne facilita la selezione, basata su determinati criteri dettati dalla tipologia di applicazione che si vuole adottare per il materiale scelto.

2.1 Caratteristiche generali dei PCMs

I materiali a cambiamento di fase sono noti con l'acronimo inglese *PCMs- Phase Change Materials*. Il principio alla base dei PCMs consiste nella trasformazione del proprio stato fisico, tale fenomeno è definito transizione di fase, la quale corrisponde ad una delle tre tipologie di stati fisici in cui un materiale può presentarsi in natura: solido, liquido e gassoso(aeriforme). La caratteristica fondamentale della transizione di fase risiede nell'abilità di passare da uno stato fisico all'altro mantenendo la temperatura del materiale costante o, più realisticamente, in un determinato intervallo che dipende dalla tipologia di materiale. Nell'ambito dell'accumulo di energia sotto forma di calore latente, i materiali a cambiamento di fase, grazie alla loro elevata densità di energia accumulabile, offrono una promettente strada di ricerca e sviluppo. Questo è dimostrato da una crescita evidente del numero di pubblicazioni inerenti alla tecnologia analizzata, come si osserva in figura 2.1, che conferma l'interesse nell'approfondimento della tecnologia stessa.

Il materiale, cambiando stato fisico, presenta una variazione del suo volume occupato e tale aspetto, nelle applicazioni dedicate all'accumulo termico, è di rilevante importanza. A tal proposito, la trasformazione maggiormente diffusa è la transizione solido-liquido che, sebbene presenta un calore latente minore rispetto agli altri passaggi di stato, mostra una variazione di volume non superiore al 10% nel corso della trasformazione [9], ciò comporta una netta semplificazione nella progettazione relativa alla struttura di contenimento del dispositivo che ospita il PCM. Per la ragione appena esposta, le trasformazioni solido-gas e liquido-gas sono da escludere

a causa della loro significativa variazione di volume nelle trasformazioni, che rende il sistema complesso oltre che impraticabile [10].

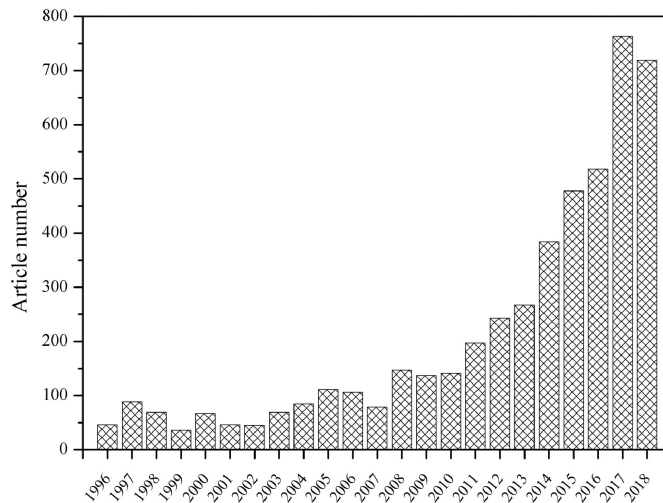


Figura 2.1: Pubblicazioni a tema PCM [11].

2.1.1 Principio fisico

La transizione di fase è un fenomeno fisico caratterizzato dalla variazione di intensità di legame tra le molecole che fanno parte della struttura del materiale. L'intensità della forza di legame è dipendente dalla sola temperatura, la quale per ogni passaggio di stato si mantiene circa costante. Ogni materiale è caratterizzato da una propria

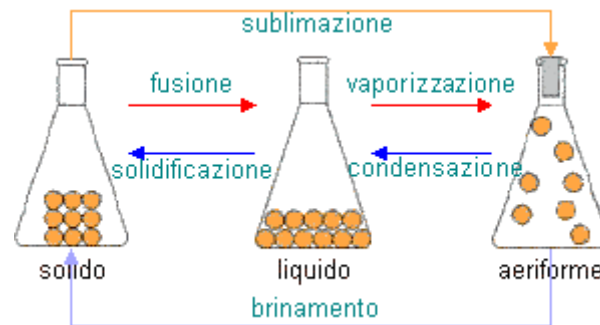


Figura 2.2: Passaggi di stato di una sostanza [12].

temperatura di transizione alla quale corrisponde uno specifico cambiamento di fase che, sulla base dello stato fisico iniziale e finale assume diverse terminologie, come si osserva in figura 2.2 dove sono rappresentate le diverse transizioni di fase con la corrispondente nomenclatura per ogni trasformazione. Il cambiamento di stato del materiale può avvenire in una duplice direzione di trasformazione, la differenza consiste nella possibilità di acquistare/cedere energia, sotto forma di calore latente, dal/verso l'ambiente circostante. Per esempio, nel processo di fusione, il materiale passa dallo stato solido allo stato liquido indebolendo i legami tra le molecole grazie all'assorbimento di una quantità di energia che corrisponde al calore latente di fusione,

viceversa, nel processo inverso di solidificazione, il passaggio dallo stato liquido a quello solido avviene attraverso una cessione di energia sotto forma di calore latente di solidificazione (congelamento), permettendo in tal caso un'intensificazione delle forze di legame. Entrambi i processi avvengono a temperatura costante, ciò che cambia è la sola direzione del flusso energetico. Ogni processo di trasformazione può avvenire esclusivamente se la sua corrispondente temperatura di transizione è stata raggiunta, in tal caso allora si parla di assorbimento o cessione di energia sotto forma di calore latente mantenendo costante la temperatura della sostanza.

2.1.2 Proprietà dei PCMs

Un sistema di accumulo latente è costituito dall'utilizzo di sostanze soggette al cambiamento di fase nel corso delle operazioni di carica e scarica. La realizzazione del sistema nel suo complesso è caratterizzata essenzialmente dallo studio e dall'analisi di due figure che costituiscono il sistema: il mezzo di accumulo (PCM) e lo scambiatore di calore, a cui sarà dedicata una trattazione nel capitolo 3. I materiali da utilizzare come mezzo di accumulo devono presentare determinate proprietà, alcune di queste intrinseche alla tipologia di sostanza (proprietà termiche, fisiche e chimiche) altre inerenti all'interazione con i materiali di contenimento ed infine aspetti di carattere economico e ambientale [9, 10].

Tra le proprietà termofisiche, quelle di maggiore interesse si possono elencare come segue:

- **Temperatura di transizione:** si tratta della temperatura alla quale la sostanza effettua il passaggio dallo stato solido allo stato liquido, in tal caso prende il nome di *Temperatura di fusione*, nel processo inverso si indica come *Temperatura di solidificazione o congelamento*.
- **Calore latente di fusione:** un valore alto, espresso per unità di volume, permette l'utilizzo di un volume minore di PCM a parità di energia da immagazzinare.
- **Densità:** una alta densità garantisce una riduzione delle dimensioni del sistema di contenimento del PCM.
- **Conducibilità termica:** ottenere un elevato valore, sia per la fase liquida che per quella solida, favorisce lo scambio termico nelle fasi di carica e scarica, riducendo il gradiente termico necessario per gestire l'energia richiesta dall'utenza.
- **Fusione congruente:** è necessario che la fase liquida che inizia a formarsi abbia la stessa composizione del composto originario, così la reversibilità del processo di transizione.

Le proprietà cinetiche e chimiche si identificano nelle seguenti caratteristiche:

- **Sovraraffreddamento:** il fenomeno è legato ai cicli di isteresi del materiale, consiste nella possibilità di raggiungere una temperatura inferiore alla temperatura di transizione, prima di iniziare la fase di solidificazione, è un fenomeno da evitare per il corretto utilizzo dei PCM.

- **Stabilità a lungo termine:** il materiale deve presentare un tasso di degradazione ridotto dopo un'elevata serie di cicli di carica/scarica.
- **Compatibilità con i materiali di contenimento:** le interazioni possibili tra il PCM e il materiale di involucro possono essere di tipo corrosivo, peggiorando le prestazioni termiche.

Inoltre, per quanto riguarda la sicurezza e l'inquinamento ambientale, le caratteristiche dei materiali devono escludere la presenza di tossicità ed esplosività della sostanza. Infine, in ambito economico, i PCM devono presentare dei costi ridotti, i quali sono raggiungibili attraverso una vasta disponibilità dei materiali sul mercato.

2.1.3 Problematiche relative ai PCMs

I materiali a cambiamento di fase, nella loro applicazione, sono sottoposti a ripetuti cicli che prevedono la fusione e la solidificazione della sostanza, tali processi fisici presentano alcune problematiche da tenere in considerazione nella classificazione e nella selezione dei PCMs. Tra le proprietà elencate precedentemente, alcune sono delle caratteristiche svantaggiose variabili in base alla tipologia di sostanza.

Fusione incongruente

I PCM possono essere costituiti dalla miscelazione di diverse sostanze o composti, è necessario verificare che la temperatura alla quale avviene la transizione di fase avvenga alla stessa temperatura, altrimenti si potrebbe verificare una *separazione delle fasi*, dove uno dei costituenti della miscela rimane in forma solida mentre il restante procede nello scioglimento. Tale fenomeno, a causa della differenza di densità tra le due fasi, porta alla deposizione della fase solida, provocando la decomposizione del materiale[10].

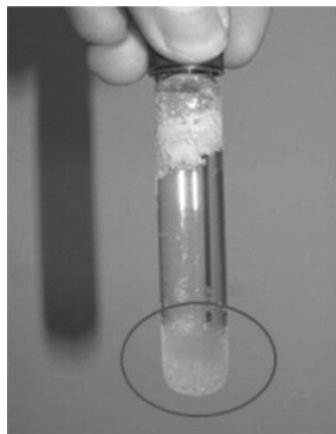


Figura 2.3: Fusione incongruente [13].

Nelle miscele acquose, caratterizzate da un solvente (acqua) e un soluto, la fusione incongruente si verifica quando il soluto non risulta completamente solubile alla temperatura di fusione, questa problematica si traduce nell'irreversibilità dei processi di fusione e solidificazione [9].

Sovraraffreddamento o sottoraffreddamento

Il fenomeno avviene quando il materiale si avvicina alla fase di solidificazione, raggiungendo una temperatura inferiore al punto di congelamento della sostanza (figura 2.4), questo si traduce in un *grado di sovraraffreddamento (sottoraffreddamento)*. La ragione del fenomeno risiede nelle caratteristiche cinetiche del processo, nel quale si verifica una lenta nucleazione dei cristalli di solido che iniziano a formarsi dalla fase liquida del materiale [14].

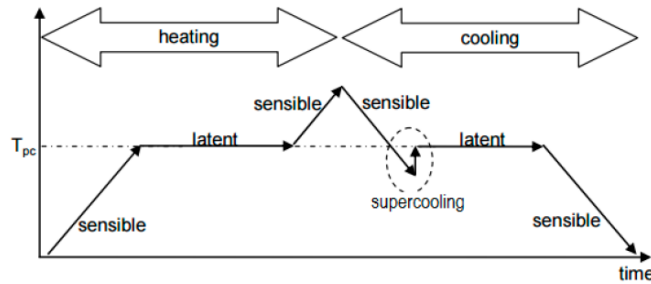


Figura 2.4: Fenomeno di sottoraffreddamento [15].

La presenza di un alto grado di sottoraffreddamento, che per alcuni PCM può raggiungere una temperatura di 5-10 °C al di sotto del punto di solidificazione [9], influenza negativamente il rilascio di calore latente e quindi la fase di scarica del sistema di accumulo.

Stabilità a lungo termine

Una ridotta stabilità a lungo termine del PCM e dell'involucro di contenimento ha ostacolato una significativa diffusione della tecnologia di accumulo latente con PCM. La problematica è legata principalmente a due fattori: il degrado delle proprietà termofisiche del PCM a causa dei numerosi cicli di carica e scarica e la corrosione del materiale che costituisce l'involucro del sistema di accumulo [16]. Quanto detto richiede una attenta valutazione per la tipologia di PCM e del materiale di contenimento.

2.2 Classificazione dei materiali

La distinzione tra le diverse tipologie di materiali a cambiamento di fase tiene conto di tutte le caratteristiche descritte. In particolare, i fattori di maggiore rilievo nella classificazione dei PCM sono la *temperatura di transizione* e il *calore latente di fusione*, corrispondono ai due parametri fortemente vincolati alla tipologia di applicazione scelta per l'utilizzo del PCM come sistema di accumulo latente. Inoltre, nella numerosità di materiali esistenti, non c'è la possibilità di individuare una singola sostanza che permetta di soddisfare interamente le proprietà richieste per ottenere le prestazioni ottimali del TES, questo richiede un'accurata descrizione di ogni differente tipologia di sostanza in termini di proprietà caratteristiche e corrispondenti limitazioni. Le tipologie di materiali disponibili come PCM sono di tipo organico, inorganico o miscele eutettiche, una classificazione generale viene fornita in figura

2.5, che sarà di riferimento per la descrizione di ogni tipologia e corrispondente sottoclasse di sostanza.

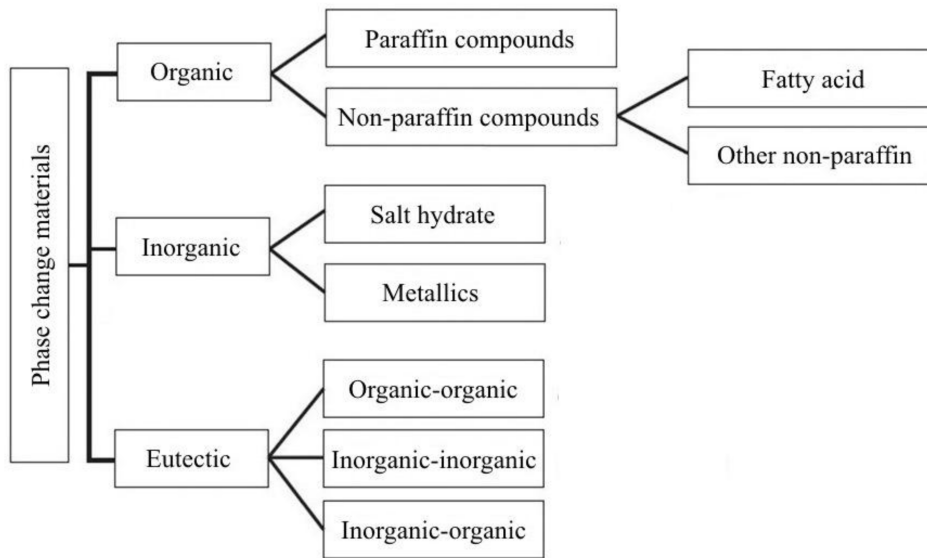


Figura 2.5: Classificazione dei PCMs [9].

2.2.1 Materiali organici

I PCMs organici sono a loro volta classificati in: *paraffine* e *non-paraffine*.

Paraffine

Le paraffine sono sostanze che presentano una consistenza cerosa a temperatura ambiente, la loro struttura molecolare è caratterizzata da lunghe catene di idrocarburi contenenti n -alcani, la cui formula chimica è C_nH_{2n+2} , dove n varia, tipicamente, tra 20 e 40 [17]. Il punto di fusione e il calore latente del materiale dipende dalla lunghezza della catena, in particolare, l'aumento del numero di atomi di carbonio innalza il punto di fusione della sostanza e il calore latente di fusione.

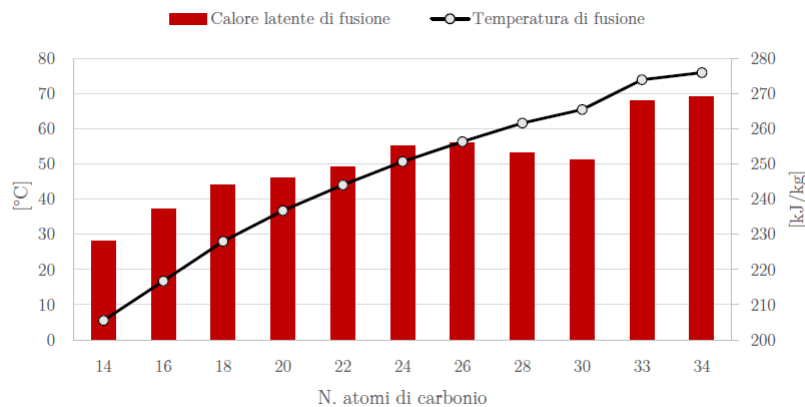


Figura 2.6: Effetto della variazione del numero di atomi di carbonio[9].

Questa caratteristica permette l'applicazione delle paraffine in un ampio range di temperature, una variazione da 14 a 40 atomi di carbonio mostra un intervallo di temperatura tra 6 e 80 °C [9, 10].

Le caratteristiche fondamentali delle paraffine, così come l'insieme dei materiali di tipo organico, risiedono nell'assenza delle problematiche tipiche dei PCMs, espresse nel paragrafo 2.1.3. Le paraffine non presentano fenomeni di fusione incongruente e il grado di sottoraffreddamento è assente o comunque poco apprezzabile, garantendo la stabilità delle proprietà termofisiche anche dopo un elevato numero di cicli operativi. Inoltre, l'ottima compatibilità con i materiali metallici, permette l'interazione con la struttura di contenimento senza peggiorare notevolmente le caratteristiche termiche dei materiali. Oltre ai numerosi vantaggi, le paraffine sono caratterizzate da una bassa conducibilità termica di poco superiore a $0,2 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Questo richiede la progettazione di scambiatori di calore adeguati per incrementare lo scambio termico.

Non-paraffine

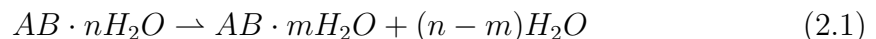
I PCMs sotto questa categoria sono di svariata natura, quelli maggiormente diffusi sono gli *acidi grassi* descritti dalla formula chimica $\text{CH}_3(\text{CH}_2)_{2n} \cdot \text{COOH}$. Le loro caratteristiche, in termini di calore latente, stabilità, sottoraffreddamento ecc., sono paragonabili alle proprietà delle paraffine, dal punto di vista economico presentano dei costi maggiori e valori di conducibilità leggermente inferiori [10].

2.2.2 Materiali inorganici

I PCMs inorganici sono a loro volta classificati in: *sali idrati* e *materiali metallici*.

Sali idrati

Questa categoria comprende quella classe di composti salini, comunemente chiamati sali idrati, dove un sale inorganico si lega con una certa quantità di molecole d'acqua, formando la tipica struttura cristallina del materiale solido, indicata con la formula generale $AB \cdot n\text{H}_2\text{O}$, dove AB indica il composto chimico che costituisce il sale, n indica il numero di molecole di acqua con le quali è legato. Il cambiamento di fase dei sali idrati, è caratterizzato, nel caso del passaggio solido-liquido, da una *deidratazione* del materiale che, assorbendo una certa quantità di calore, rilascia tutte o parte delle molecole d'acqua. Per esempio, considerando un sale inorganico AB , l'espressione della trasformazione si può scrivere:



Una volta raggiunta la temperatura di fusione, la struttura cristallina si modifica ottenendo il sale singolo (*anidrato*), o contenete una piccola quantità (m) di acqua, e le molecole di acqua rilasciate. Questo processo presenta la problematica legata alla fusione incongruente, dove le molecole di acqua rilasciate non sono in grado di dissolvere completamente il sale solido. Per quanto riguarda la fase opposta di solidificazione, si verifica il fenomeno del sovraraffreddamento, dovuto alle basse proprietà di nucleazione del materiale.

Le due problematiche inerenti alla fusione incongruente e al grado di sottoraffreddamento sono state ampiamente studiate nel corso degli anni, determinando diverse soluzioni come la possibilità di aggiungere al sale idrato degli agenti nucleanti e/o addensanti, selezionati tra quelli che presentano un reticolo cristallino simile al PCM in esame [18], dimostrando una considerevole riduzione del grado di sottoraffreddamento. Nelle analisi condotte da Ryu et al.[19], si osserva una riduzione fino al 97% grazie all'aggiunta di agenti nucleanti come carbonio, alluminio o ossidi di titanio, insieme ad un polimero superassorbente come addensante.

In tabella 2.1 sono riportate le proprietà principali, in termini di punto di fusione e calore latente, di una selezione di sali idrati [9].

Materiali	Temperatura di fusione [°C]	Calore latente [kJ/kg]
CaCl ₂ · 12H ₂ O	29,8	174
LiNO ₃ · 2H ₂ O	30	296
LiNO ₃ · 3H ₂ O	30	189
KFe(SO ₄) ₂ · 12H ₂ O	33	173
LiBr ₂ · 2H ₂ O	34	124
FeCl ₃ · 6H ₂ O	37	223
CoSO ₄ · 7H ₂ O	40,7	170
Ca(NO ₃) ₂ · 4H ₂ O	47	153
Fe(NO ₃) ₃ · 9H ₂ O	47	155
Ca(NO ₃) ₂ · 3H ₂ O	51	104
FeCl ₃ · 2H ₂ O	56	90
NaAl(SO ₄) ₂ · 10H ₂ O	61	181
NaOH · H ₂ O	64,3	273
Al(NO ₃) ₃ · 9H ₂ O	72	155
MgCl ₂ · 6H ₂ O	117	167

Tabella 2.1: Temperatura di fusione e calore latente di alcuni sali idrati.

Dal punto di vista applicativo, presentano dei valori di conducibilità termica di circa il doppio rispetto ai materiali organici, con costi moderati. Per quanto riguarda le temperature di fusione, il range di applicazione è simile alle paraffine, ma si distinguono da queste per la discrepanza che si osserva tra le temperature di fusione e di solidificazione a causa del grado di sottoraffreddamento, il quale è necessario che sia opportunamente ostacolato.

Metallici

La categoria comprende materiali inorganici metallici con bassi punti di fusione, ma con il vantaggio di un elevato calore latente per unità di volume e un'alta conducibilità termica. La limitazione di questi materiali risiede nel loro peso molto elevato.

2.2.3 Materiali eutettici

Si tratta di una composizione di due o più materiali con punti di fusione e solidificazione simili, i costituenti possono essere di tipo organico, inorganico o una combinazione tra questi. La caratteristica dei PCM eutettici risiede nella possibilità di ottenere diverse temperature di transizione al variare della quantità, percentuale volumetrica, di uno dei componenti che costituisce la miscela eutettica [9]. I PCM eutettici non presentano fusione incongruente e sono promettenti nelle applicazioni a bassa temperatura. Lo svantaggio è legato ai costi elevati e alle basse proprietà termiche, che ne limitano l'utilizzo in confronto alle altre tipologie di materiali a cambiamento di fase.

2.3 Incremento della conducibilità termica

La maggiore limitazione che accomuna gran parte dei materiali a cambiamento di fase, consiste nella bassa conducibilità termica. Nell'utilizzo dei PCM come mezzi di accumulo termico, la conducibilità termica copre un ruolo significativo affinché lo scambio termico tra PCM e sorgente sia apprezzabile e rispetti le condizioni richieste al sistema di accumulo nel corso dei cicli di carica e scarica. L'influenza della conducibilità termica, tuttavia, non è di pari entità nelle due fasi operative del sistema, tale affermazione è giustificata dal diverso meccanismo di scambio termico che avviene nella fase di carica e scarica. La presenza simultanea della fase liquida e della fase solida del materiale permette di effettuare lo scambio termico tramite convezione naturale e conduzione. Quest'ultima, in buona approssimazione, si può ritenere dominante nella fase di scarica, dove il PCM, rilasciando energia termica sotto forma di calore latente, inizia a solidificare in prossimità della superficie di scambio termico [20]. Inoltre, lo strato di solido formatosi, nel corso dell'intero processo di transizione, aumenta il suo spessore poichè la quantità di materiale in fase liquida si riduce, solidificando, durante l'evoluzione temporale del processo. La trasmissione del calore dal PCM alla superficie di scambio avviene per conduzione attraverso lo strato solido di PCM con spessore crescente. Il basso valore della conducibilità termica dei materiali a cambiamento di fase ostacola il trasferimento del calore, a svantaggio dei tempi richiesti per la scarica del sistema, peggiorandone le prestazioni. Quanto detto, richiede l'applicazione di tecniche appropriate che permettano l'incremento della conducibilità termica del PCM, e il conseguente miglioramento dello scambio termico con tempi di scarica accettabili per le applicazioni pratiche.

2.3.1 Aggiunta di materiali ad alta conducibilità

La metodologia consiste nell'introduzione microscopica di materiali ad alta conducibilità termica all'interno del PCM. La tecnologia comprende: l'inclusione di *nanoparticelle metalliche* o in *fibre di carbonio* oppure l'utilizzo di materiali porosi come *schiume metalliche* o a base di grafite all'interno del quale il PCM viene assorbito. Si tratta quindi di modificare la composizione chimico-fisica del materiale.

Introduzione di nanoparticelle

Si tratta di particelle metalliche o a base di carbonio (fibre di carbonio, nanotubi o grafene). I parametri che influenzano l'aumento della conducibilità termica del materiale composito PCM+nanoparticelle sono le forme e le dimensioni delle particelle insieme al fattore di forma (rapporto tra superficie e volume) e alle quantità introdotte, nella struttura del PCM, in termini di concentrazione percentuale in massa, in termini di concentrazione percentuale in massa. In particolare, un elevato fattore di forma delle particelle implica un maggiore incremento della conducibilità termica.

Le particelle maggiormente diffuse sono quelle a base di carbonio che offrono una buona dispersione all'interno della struttura molecolare del PCM. Nello specifico, le fibre di carbonio risultano le soluzioni migliori, evidenziando un incremento della conducibilità termica di circa il doppio anche con una concentrazione non superiore al 3% [21].

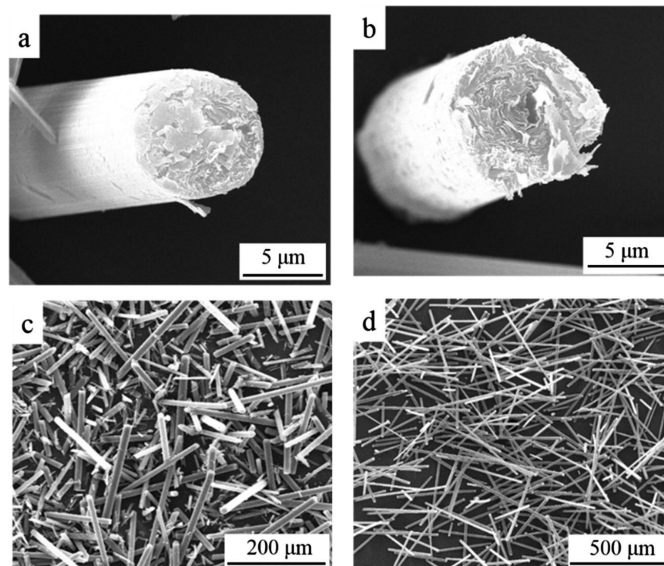


Figura 2.7: Fibre di carbonio con fattore di forma:5 (a,c) e 25 (b,d) [22].

Per quanto riguarda le particelle costituite da elementi metallici, pur avendo un'elevata conducibilità termica, la loro limitazione risiede nella scarsa dispersione ed elevata densità oltre alla problematica di stabilità termica durante il cambiamento di fase del PCM.

Introduzione di materiali porosi

Si tratta di schiume metalliche o di grafite espansa, la loro struttura è caratterizzata dalla presenza di pori all'interno dei quali il PCM viene assorbito per realizzare il materiale composito. Il valore di *porosità* (rapporto tra volume dei pori e volume totale), influenza notevolmente l'incremento della conducibilità termica. In particolare, l'aumento della porosità favorisce un maggiore aumento della conducibilità termica, ma nello stesso tempo comporta una leggera riduzione della capacità di accumulo del materiale [23], la spiegazione è relativa alla dimensione dei pori che costituiscono la

schiuma. A parità di porosità, la dimensione dei pori non influenza la conducibilità ma contribuisce nella riduzione della capacità termica. Una dimensione molto piccola dei pori riduce la quantità di PCM da assorbire all'interno della schiuma, questo comporta una riduzione del calore latente a disposizione.

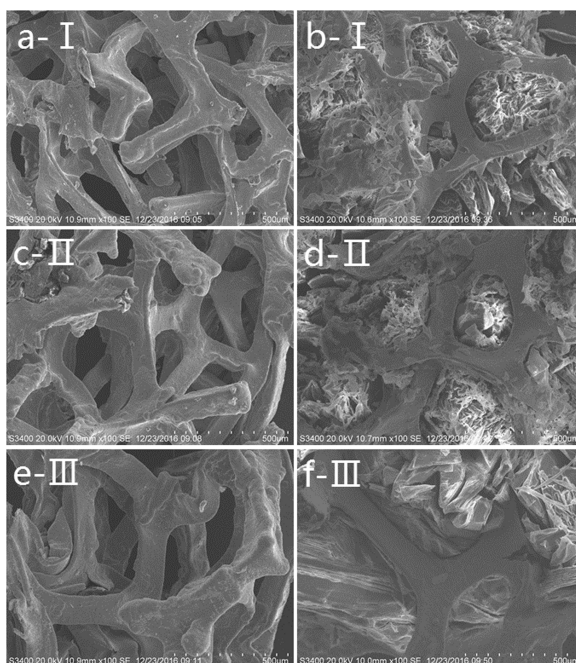


Figura 2.8: Esempio di schiuma metallica prima (a,c,e) e dopo (b,d,f) l'assorbimento del PCM[24].

I materiali maggiormente diffusi come schiume ad elevata porosità sono nickel, rame e grafite, la quale offre un aumento della conducibilità termica più marcato rispetto alle schiume metalliche. I PCMs, sia di tipo organico che inorganico, offrono una buona stabilità a contatto con le schiume metalliche e la loro interazione permette di realizzare un materiale composito PCM-schiuma con un incremento di circa 48 volte la conducibilità iniziale, considerando una paraffina integrata in una schiuma a base di rame con una porosità del 97% [25].

2.3.2 Aumento della superficie di scambio

I materiali a cambiamento di fase, nei processi di fusione e solidificazione, scambiano una quantità di energia termica con un fluido termovettore. La regione di interfaccia tra i due materiali ha la funzione di interagire a vantaggio del trasferimento di calore, e corrisponde alla superficie di scambio termico. L'aumento della superficie di scambio, a contatto con il PCM, ha il compito di incrementare il valore di conducibilità termica dell'intero sistema facilitando il trasferimento di calore e, di conseguenza, ottimizzando i tempi necessari per i processi di carica e scarica dell'accumulo. Le metodologie diffuse al fine di migliorare lo scambio termico consistono nell'introduzione di superfici alettate, realizzate con materiali metallici (alluminio, rame, acciaio ecc.).

Superfici alettate

Nelle applicazioni più comuni, il fluido termovettore circola all'interno di tubi le cui pareti sono modificate tramite l'aggiunta di componenti metallici caratterizzati da diverse configurazioni geometriche, che vengono introdotti fisicamente all'interno della quantità di PCM. L'obiettivo è quello di entrare a contatto con una certa quantità di volume di PCM con lo scopo di favorire la diffusione del flusso termico nel materiale, in particolare, nelle regioni distanti dalla sorgente. Lo studio delle superfici alettate è focalizzato sulle diverse forme geometriche che possono offrire, se ne distinguono di vario tipo come piastre, griglie, tubi alettati radialmente o longitudinalmente. Le soluzioni maggiormente diffuse sono le ultime citate, le quali offrono una semplice installazione e disposizione all'interno del materiale e dell'intero sistema di accumulo.

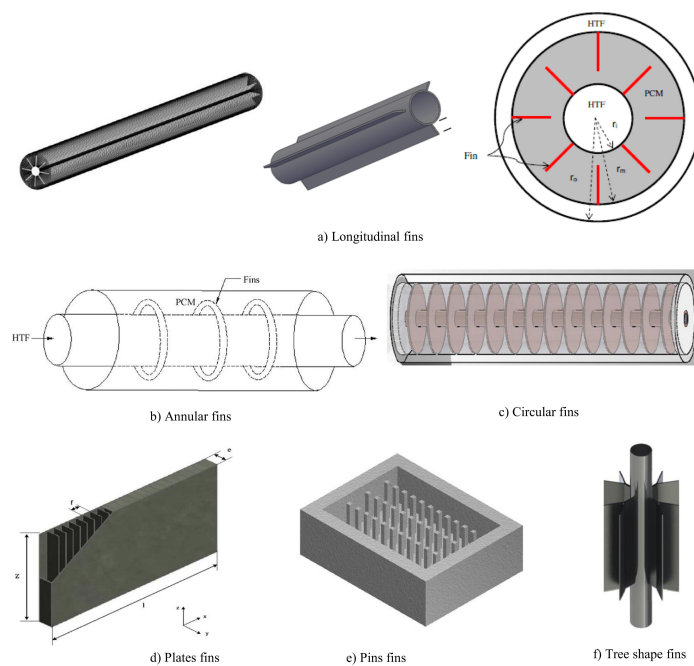


Figura 2.9: Tipologie di superfici alettate [26].

Indifferentemente dalla configurazione geometrica scelta, in molte applicazioni pratiche, le dimensioni esterne dell'intero sistema di accumulo sono vincolate a restrizioni progettuali, per cui, l'inserimento di componenti esterni di diverse forme, riduce la quantità di PCM a disposizione oltre a ridurne la sua mobilità nei processi di trasformazione. Questi aspetti sono da tenere in considerazione nella fase di design e di analisi di scambio termico.

2.4 Selezione del materiale

Nella progettazione di un sistema di accumulo latente, la selezione del materiale a cambiamento di fase da utilizzare come mezzo di accumulo, costituisce lo step più importante nella fase di design. La scelta del PCM è inevitabilmente vincolata alla tipologia di applicazione in cui il TES deve essere integrato, questo si traduce

nella determinazione delle condizioni operative del sistema che sono principalmente caratterizzate dall'intervallo di temperatura di esercizio e dalla quantità di energia da stoccare. I due parametri di maggiore interesse nella selezione, dal punto di vista del PCM, ricadono quindi nella temperatura di transizione e nel calore latente per unità di massa e/o di volume.

La temperatura di cambiamento di fase del materiale deve risultare compresa tra due valori limite, imposti dall'applicazione. Nel caso di un accumulo caldo, si può definire la seguente relazione [15]:

$$T_{sorgente} \geq T_{transizione} \geq T_{utenza} \quad (2.2)$$

il primo termine dell'espressione $T_{sorgente}$ rappresenta il livello di temperatura alla quale è disponibile l'energia da immagazzinare, il terzo termine T_{utenza} indica invece la temperatura richiesta per rilasciare l'energia termica accumulata. La temperatura di transizione del PCM $T_{transizione}$ è compresa tra queste, in questo modo si garantisce l'unidirezionalità del flusso termico da scambiare nella fase di carica e scarica, che corrispondono alla disequazione di sinistra e di destra rispettivamente. Nel caso di un accumulo freddo la relazione descritta si mantiene valida invertendo i simboli della disequazione.

Per quanto riguarda il calore latente del materiale, la selezione è guidata dalla ricerca di un valore quanto più elevato possibile, tale da garantire una notevole riduzione della quantità di PCM da utilizzare, questo aspetto risulta in un impatto positivo sui costi del materiale.

2.4.1 Analisi delle proprietà termiche

La temperatura di transizione e il valore del calore latente di un PCM selezionato devono essere analizzati nel dettaglio. Le tecniche di misurazione utilizzate si distinguono in due tipologie:

- **DSC (Differential Scanning Calorimeter)**: si tratta di un processo di analisi termica di una sostanza. Il processo si basa sull'utilizzo di due materiali, uno di riferimento e un campione del materiale da analizzare, entrambi vengono sottoposti a flussi termici che seguono lo stesso incremento di temperatura nel tempo, durante l'intero esperimento. Nel momento in cui avviene il cambiamento di fase, affinché i due materiali abbiano la stessa temperatura, il flusso termico (richiesto/rilasciato) dal campione si differenzia dal riferimento. I risultati sono visualizzati in un grafico che contiene la differenza tra i flussi termici (asse y) e la variazione di temperatura (asse x), l'area sottesa dal picco della curva indica la quantità di calore latente scambiato dal materiale.
- **DTA (Differential Thermal Analysis)**: il meccanismo è analogo alla DSC, in questo caso si mantiene costante il flusso termico imposto alle due sostanze, e si valuta la differenza di temperatura tra le due. Il risultato si osserva in un grafico temperatura-tempo tramite il quale si apprezza un plateau che esprime il cambiamento di fase della sostanza.

La DSC permette di quantificare il calore latente di fusione e di solidificazione, apprezzando il range di temperature nel quale avviene la transizione di fase. Nella

DTA si osserva direttamente la temperatura di cambio fase e, qualora si verificasse, si apprezza il grado di sottoraffreddamento del PCM, come si osserva in figura 2.10.

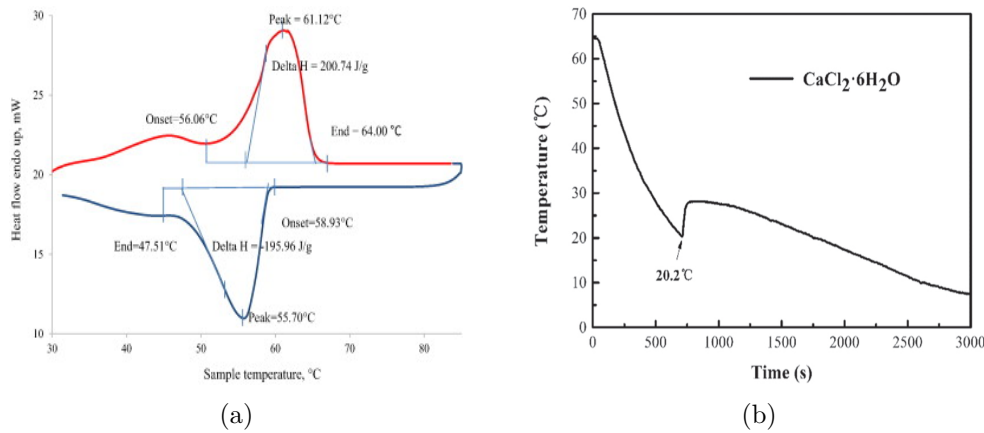


Figura 2.10: DSC per una paraffina (a) e DTA per un sale idrato (b), [27, 28].

In termini di confronto tra le diverse tipologie di materiale, Abhat [10] mise a confronto diversi PCM e si osservò che, tramite la DTA, per le paraffine non si verifica un cambiamento di fase ad una temperatura costante, ma avviene in un range che, in base alla paraffina selezionata, può variare da circa 2 a 6 K, tale fenomeno suggerisce di selezionare il PCM organico che presenta la minore variazione di temperatura durante la transizione di fase, per il dimensionamento di un sistema di accumulo latente. Per quanto riguarda i sali idrati, la DTA permette di valutare una transizione di fase a temperatura costante, ma si apprezza un notevole grado di sottoraffreddamento. Inoltre, è stato osservato che le prestazioni dei sali idrati, a seguito di numerosi cicli, sono migliori se contenuti in moduli sigillati ermeticamente, altrimenti il PCM presenta un elevato grado di decomposizione dopo pochi cicli termici.

2.4.2 Interazione PCM-contenimento

Il materiale soggetto al cambiamento di fase deve essere opportunamente inserito in un involucro di contenimento. Questo richiede una adeguata compatibilità del PCM con il materiale che costituisce il dispositivo di contenimento, assicurando l'assenza di fenomeni corrosivi dovuti al contatto tra il PCM e il contenitore, che porterebbero alla riduzione della superficie dell'involucro.

Generalmente, i materiali usati per il contenimento del PCM sono: alluminio, rame, acciaio. Le analisi dei test di corrosione dimostrano l'ottima compatibilità delle paraffine con i materiali metallici, non presentando effetti di corrosione significativi o notevoli riduzioni delle proprietà termofisiche [16]. I PCM inorganici invece richiedono una più attenta selezione, in particolare nelle applicazioni in cui l'involucro è costituito in rame. Infine, i materiali di contenimento realizzati in acciaio presentano una compatibilità accettabile con la grande maggioranza di materiali a cambiamento di fase commercialmente disponibili.

2.4.3 Conclusioni sui materiali

La selezione di un materiale che possieda tutte le proprietà richieste per il dimensionamento di un accumulo termico, risulta tecnicamente impossibile ed è quindi necessario effettuare una selezione basata sulla priorità delle proprietà richieste.

Inoltre, in base al contesto ambientale nel quale il sistema è collocato, è necessario effettuare un filtraggio dei materiali sulla base dei livelli di infiammabilità e tossicità. Questi ultimi aspetti sono di maggiore rilievo nelle applicazioni in ambito civile, come il riscaldamento o il raffrescamento degli edifici, dove il materiale di accumulo, per ragioni di sicurezza, deve presentare dei livelli di infiammabilità e tossicità trascurabili. Quanto detto, permette di individuare una serie di vantaggi e svantaggi legati alle tipologie di materiale, in tabella 2.2 sono elencati i principali fattori che influenzano la selezione del materiale da utilizzare come mezzo di accumulo.

	PCM organici	PCM inorganici
Vantaggi	Buona compatibilità	Alto calore latente
	Sottoraffreddamento trascurabile	Ampio range di temperatura
	Buona stabilità termica e chimica	
Svantaggi	Bassa conducibilità	Sottoraffreddamento
	Basso calore latente	Corrosione con alcuni metalli
	Infiammabilità	Fusione incongruente

Tabella 2.2: Vantaggi/svantaggi tra PCM organici e inorganici [16].

I PCM più diffusi sul mercato sono i materiali di tipo organico, i quali offrono il compromesso migliore tra i costi e le proprietà termofisiche come la stabilità e la compatibilità con i materiali di contenimento. Inoltre, non è richiesta l'aggiunta di particolari sostanze nucleanti per affrontare le problematiche relative al sottoraffreddamento nella transizione da solido a liquido, come avviene per i materiali inorganici.

Lo svantaggio maggiore, comune a tutti i PCM ma più affermato per le paraffine, risiede nella bassa conducibilità termica, tale aspetto necessita lo studio di soluzioni tecniche con l'obiettivo di incrementare la conducibilità del materiale e migliorare le prestazioni dell'intero sistema di accumulo in termini di scambio termico.

Capitolo 3

Accumuli latenti con PCMs

Il seguente capitolo copre due aspetti fondamentali nello studio dei sistemi di accumulo basati su materiali a cambiamento di fase. In primo luogo si analizzano le diverse soluzioni costruttive in termini di geometrie e tipologie di applicazione, con particolare riferimento alla tipologia a scambiatore di calore. Nella seconda parte del capitolo si focalizza l'attenzione sulle analisi dello scambio termico dello scambiatore descrivendone i modelli matematici e come questi sono trattati in termini di modellazione numerica. Infine, la trattazione è dedicata al confronto tra le soluzioni di ottimizzazione dello scambio termico più diffuse, analizzando gli studi sperimentali condotti in letteratura per quanto riguarda l'aumento della superficie di scambio termico per mezzo di superfici alettate ed incremento del numero di tubi.

3.1 Tipologie costruttive

Il sistema di accumulo latente è caratterizzato da determinati aspetti costruttivi che permettono di definire il design della struttura e le sue proprietà in termini di prestazioni dello scambio termico. Quest'ultimo, indifferentemente dalla tipologia di design adottata e dalle diverse geometrie, è caratterizzato dal trasferimento di energia termica tra il mezzo di accumulo (PCM) e un mezzo di trasporto e di scambio, attraverso una superficie di scambio termico.

Le configurazioni geometriche, facendo riferimento principalmente alle diverse opzioni disponibili per la superficie di scambio termico da adottare, permettono di individuare diverse modalità di scambio termico, le quali caratterizzano tre tipologie di design di base per sistemi di accumulo latente [15]:

- Scambio termico sulla *superficie esterna* dell'accumulo.
- Scambio termico tramite *trasporto del mezzo di accumulo*.
- Scambio termico su una *superficie aumentata (interna)* dell'accumulo.

Le opzioni elencate corrispondono ad una classificazione generale delle diverse configurazioni ottenibili. La selezione di una di esse, per l'integrazione del sistema, è naturalmente vincolata alla tipologia di applicazione in esame. Quest'ultima determina le condizioni operative, sulla base delle quali è richiesta una soluzione costruttiva che permetta di soddisfarle. Inoltre, la possibilità di avere il mezzo di trasporto e

di scambio termico in movimento, permette di distinguere le tipologie di accumulo *attive* o *passive*, le prime indicano che il fluido termovettore è messo in movimento meccanicamente, le seconde indicano invece che il movimento del fluido avviene in maniera naturale.

3.1.1 Principali opzioni per un design di base

Scambio sulla superficie esterna

La prima opzione, consiste nella presenza del dispositivo di accumulo che scambia energia con l'ambiente circostante. Tale configurazione è tipica delle applicazioni dedicate al controllo della temperatura di una stanza per esempio (figure 3.1), o per il mantenimento della temperatura per il trasporto dei cibi in contenitori termici, o per il raffreddamento di dispositivi elettronici. Il sistema di accumulo, nel suo

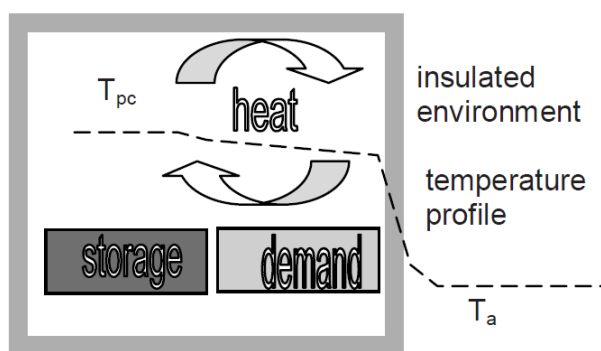


Figura 3.1: Scambio termico sulle superficie esterna dell'accumulo [15].

insieme, è costituito quindi dal PCM e da un volume di controllo che lo circonda e che corrisponde al quantitativo di materiale con il quale avviene lo scambio termico.

Scambio tramite trasporto del mezzo di accumulo

La seconda opzione, è costituita dalla presenza di un fluido termovettore che contiene al suo interno il materiale a cambiamento di fase, il quale si diffonde nel fluido omogeneamente grazie alle piccole dimensioni che costituiscono un'unità di PCM: *microincapsulamento*. I sistemi di questo tipo prendono il nome di *slurry*

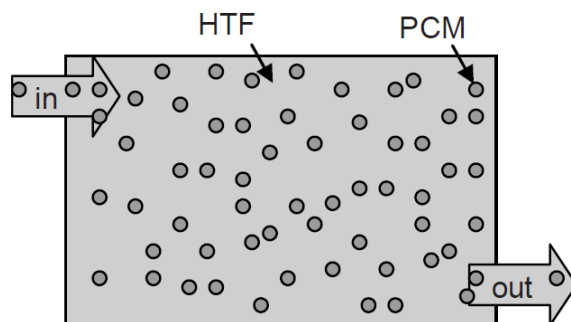


Figura 3.2: Scambio termico per trasporto del PCM nel fluido termovettore [15].

type, termine con il quale si intende una miscela composta da "un componente che immagazzina calore per mezzo del cambiamento di fase e un componente che si mantiene sempre liquido per garantire le proprietà fluidodinamiche" [15]. In termini di scambio termico, questa tipologia costruttiva permette il trasferimento di una maggiore quantità di calore per unità di portata volumetrica del fluido termovettore, questo si traduce nell'utilizzo di sistemi di scambiatori con dimensioni ridotte.

Scambio sulla superficie interna

La terza opzione consiste in una soluzione costruttiva mirata all'incremento della superficie disponibile per lo scambio termico. Gli accumuli di questo tipo utilizzano un fluido termovettore che trasmette il calore all'esterno del sistema o viceversa, la movimentazione del fluido è attuata attraverso uno specifico sistema di pompaggio e di distribuzione al fine di fornire la quantità di energia richiesta nei tempi desiderati. Le principali soluzioni di design che prevedono lo scambio termico sulla superficie interna del sistema sono classificate come segue [15]:

- *Contatto diretto* tra PCM e fluido termovettore
- *Tipologia a moduli*, il fluido termovettore attraversa una serie di moduli/unità di PCM *macroincapsulato*.
- *Scambiatore di calore a fascio tubiero*, con passaggio del fluido lato tubi e PCM che riempie lo spazio nel mantello (o viceversa).

Le prestazioni del sistema sono condizionate dal contatto e dall'interazione tra PCM e fluido termovettore, tra i quali esiste un'interfaccia (parete) che costituisce una resistenza termica al trasferimento di calore. Questa sarà eliminata nella tipologia a *contatto diretto* tra PCM e fluido termovettore (figura 3.3(a)), dove è necessario che i due componenti miscelandosi non interagiscano, questo aspetto richiede fluidi diversi in base al materiale scelto come PCM, per esempio l'utilizzo di sali idrati richiede un olio come fluido termovettore, mentre i materiali paraffinici permettono l'utilizzo di acqua come fluido termovettore [15]. Inoltre, è necessario che il PCM possieda una densità decisamente maggiore del fluido termovettore in modo tale da garantire la separazione delle fasi dei due componenti del sistema [29]. Per quanto riguarda la *tipologia a moduli*, il materiale a cambiamento di fase deve essere contenuto in capsule di diverse dimensioni e geometrie (cilindri, sfere, piastre planari ecc.), le più diffuse sono di tipo sferico (figura 3.3(b)) per diverse ragioni, tra le quali la facilità di inserimento nel sistema di accumulo e la capacità di occupare più omogeneamente lo spazio a disposizione, la densità di occupazione del volume che si raggiunge è del 74% [15].

3.1.2 Opzione scambiatore di calore tubi/mantello

La terza opzione proposta come scambio termico sulla superficie interna del sistema di accumulo, riguarda il tradizionale scambiatore di calore tubi e mantello. Negli scambiatori classici, lo scambio avviene con il passaggio in controcorrente o in equicorrente di due fluidi, uno lato tubi e l'altro lato mantello. Nella applicazioni costituite da sistemi di accumuli latenti, uno dei due fluidi è sostituito dal materiale

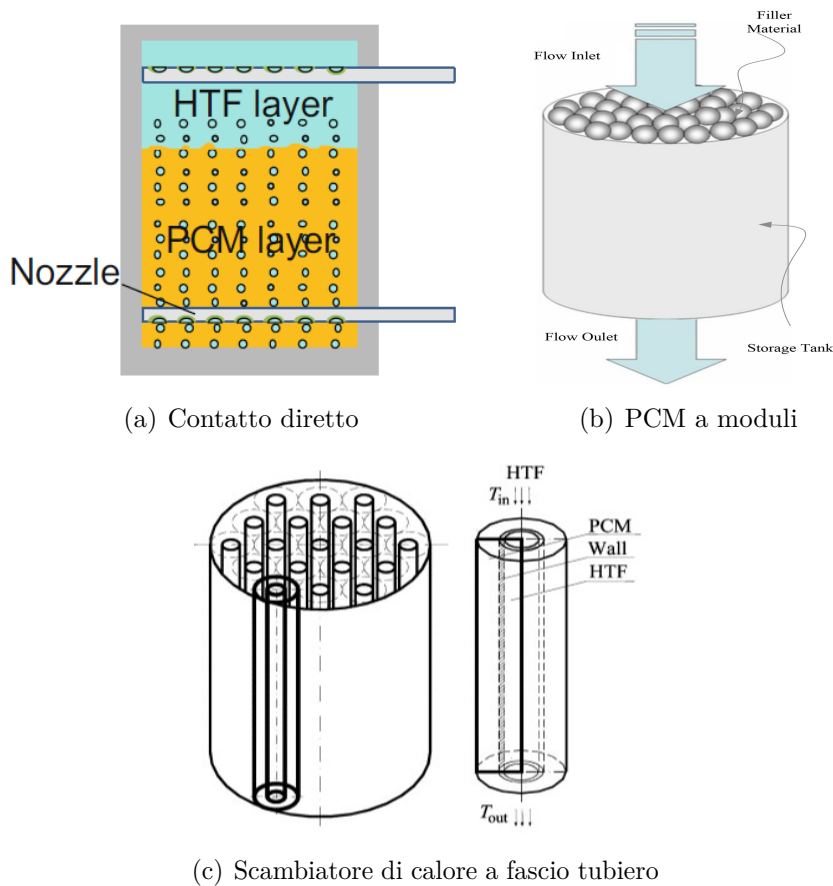


Figura 3.3: Design principali per lo scambio termico sulla superficie interna del sistema di accumulo [29][30][31].

a cambiamento di fase.

Il sistema consiste in un dispositivo contenente il PCM e lo scambiatore di calore al suo interno, dove il fluido termovettore scorre ed effettua lo scambio termico con il materiale a cambiamento di fase.

Configurazioni geometriche di riferimento

Le configurazioni tipiche sono caratterizzate dal diverso volume che il PCM può occupare: *PCM lato tubi-fluido lato mantello*, *PCM lato mantello-fluido lato tubi*, *fascio tubiero*, *triplo tubo concentrico*.

Tra le diverse configurazioni, una prima fase di studio condotta in numerose pubblicazioni in letteratura, si basa sul confronto tra il PCM disposto all'interno o all'esterno di un singolo tubo. In particolare, Esen et al. [33] suggerisce la configurazione che prevede la disposizione del materiale a cambiamento di fase all'esterno del cilindro interno, nel quale scorre invece il fluido termovettore. Questa è risultata come la soluzione ottimale poiché, dal confronto con la configurazione opposta, i tempi di carica/scarica sono ridotti.

Inoltre, la struttura esterna del dispositivo è disponibile sia in forma rettangolare che in forma cilindrica, quest'ultima risulta essere la maggiormente diffusa in ambito di

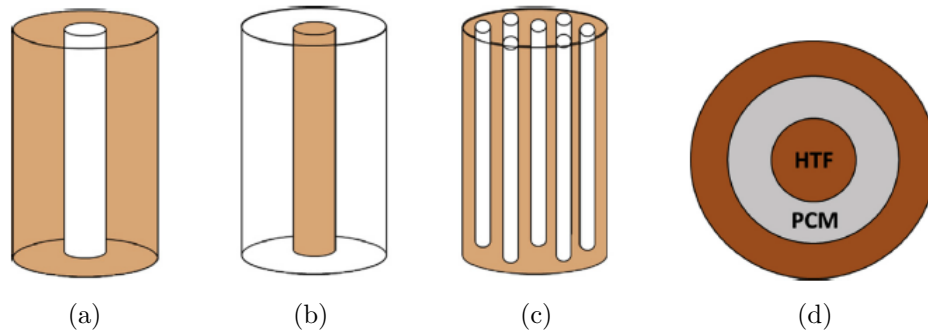


Figura 3.4: PCM lato mantello (a), PCM lato tubo (b), fascio tubiero (c), tubo triplo concentrico (d) [32].

ricerca e sviluppo della tecnologia. Una possibile motivazione risiede nella dispersione termica ridotta della geometria cilindrica grazie all'assenza di zone spigolose come accade nella struttura rettangolare (cubica).

Caratteristiche di performance generali

Le configurazioni disponibili, in termini di geometrie e di design, sono numerose e si possono distinguere delle proprietà generali che si riscontrano in diverse applicazioni, le maggiori caratteristiche sono elencate come segue [15]:

- Il volume occupato dal PCM è intorno al 95% del volume totale del sistema
- Elevato picco di potenza termica nei primi istanti del transitorio.
- Attenuazione della potenza nel corso del transitorio più o meno marcata in base alle caratteristiche di design.

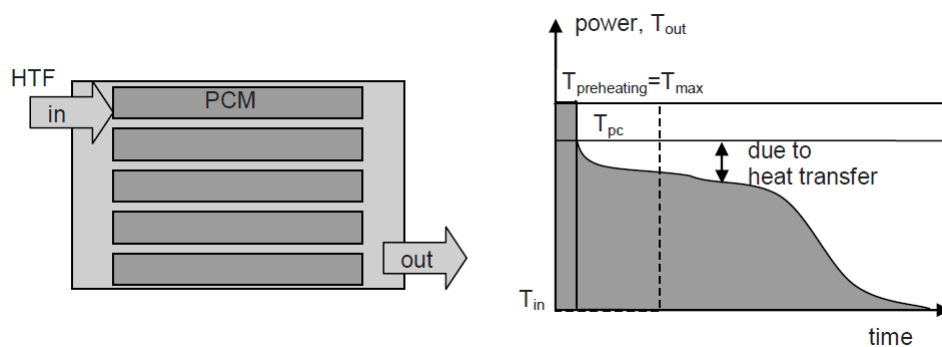


Figura 3.5: Scambiatore di calore tubi mantello (sinistra) e curva di potenza e temperatura nel tempo (destra) [15].

Di particolare interesse è il grafico sulla destra di figura 3.5 [15], nel quale si osserva l'andamento della temperatura di uscita del fluido termovettore e la potenza termica scambiata, nella fase di scarica dell'accumulo. Si noti come i due andamenti sono coincidenti in quanto, con l'assunzione di portata volumetrica e capacità termica

costante, la potenza scambiata risulta funzione del solo salto termico tra sezione di ingresso ed uscita del sistema. Inoltre, come accade nella maggior parte delle applicazioni, la temperatura in ingresso si mantiene costante per cui l'asse orizzontale di riferimento corrisponde alla temperatura di ingresso impostata.

L'andamento riportato in figura 3.5 permette di individuare le fasi principali che avvengono nel processo di scarica. I primi istanti del transitorio mostrano una rapida riduzione di temperatura in uscita, questo è dovuto alla convezione forzata del fluido che attraversa lo scambiatore e che sarà fortemente influenzata dalla portata e quindi della velocità di ingresso. Quando la temperatura raggiunge la temperatura di transizione del materiale T_{pc} si verifica il rilascio di calore latente verso il fluido che rallenta la riduzione di temperatura, mostrando una pendenza nettamente ridotta della curva temperatura-tempo. Per quanto riguarda lo scambio termico, si individuano due resistenze dominanti: *resistenza fluido-parete e resistenza nel PCM*. La prima è costante la seconda aumenta nel tempo [15]. Quest'ultima è responsabile di una graduale riduzione della potenza termica scambiata.

Generalmente, in base all'applicazione in esame, l'obiettivo di un sistema di accumulo, specialmente nella fase di scarica, consiste nel fornire una potenza in un certo intervallo temporale, che molto spesso si traduce nel fornire un fluido (es. acqua calda) ad una data temperatura. Quanto detto implica che il parametro di target si mantenga costante in quel periodo. Un design ideale garantirebbe la prevalenza della resistenza fluido-parete, la quale permetterebbe una potenza e quindi una temperatura con variazioni trascurabili nel transitorio termico analizzato.

3.1.3 Parametri di interesse per lo studio delle prestazioni

La realizzazione di un sistema di accumulo basato su materiali a cambiamento di fase prevede, oltre alla corretta e accurata selezione del materiale, la valutazione di alcuni parametri sia di carattere geometrico che di carattere operativo, i quali devono essere opportunamente scelti ed eventualmente ottimizzati al fine di ottenere il sistema con le prestazioni ottimali desiderate.

Variabili operative

Le prestazioni del sistema, che corrispondono principalmente nei tempi richiesti per le fasi di carica e scarica, sono maggiormente influenzate da due parametri legati alle condizioni operative del sistema:

- Temperatura del fluido in ingresso.
- Velocità del fluido in ingresso.

La prima, che ha influenza maggiore rispetto alla seconda [32], è responsabile della differenza di temperatura tra quella di transizione del PCM e l'ingresso del fluido. Una maggiore differenza di temperatura permette un migliore tasso di scambio termico. In particolare, l'aumento della temperatura del fluido in ingresso favorisce il processo di carica del sistema, velocizzando la fusione del materiale. Al contrario, per favorire la fase di scarica la temperatura in ingresso deve ridursi al fine di incrementare il gradiente termico.

Per quanto riguarda la velocità di ingresso, a parità di sezione e quindi a condizioni geometriche fissate, un suo aumento corrisponde ad un incremento della portata di fluido. Questo aspetto permette di aumentare il tasso di scambio termico in maniera più marcata lato fluido-parete, in quanto l'effetto convettivo nel fluido è incrementato grazie all'aumento della velocità e quindi un corrispondente incremento del coefficiente di scambio termico convettivo. Nello stesso tempo, tale fenomeno permette una riduzione della differenza tra la temperatura in ingresso e in uscita che, in molte applicazioni come la produzione di acqua calda, non è l'effetto desiderato. Inoltre, nella fase di scarica, essendo dominante il fenomeno conduttivo, l'incremento della velocità di ingresso non ha effetti significativi [32].

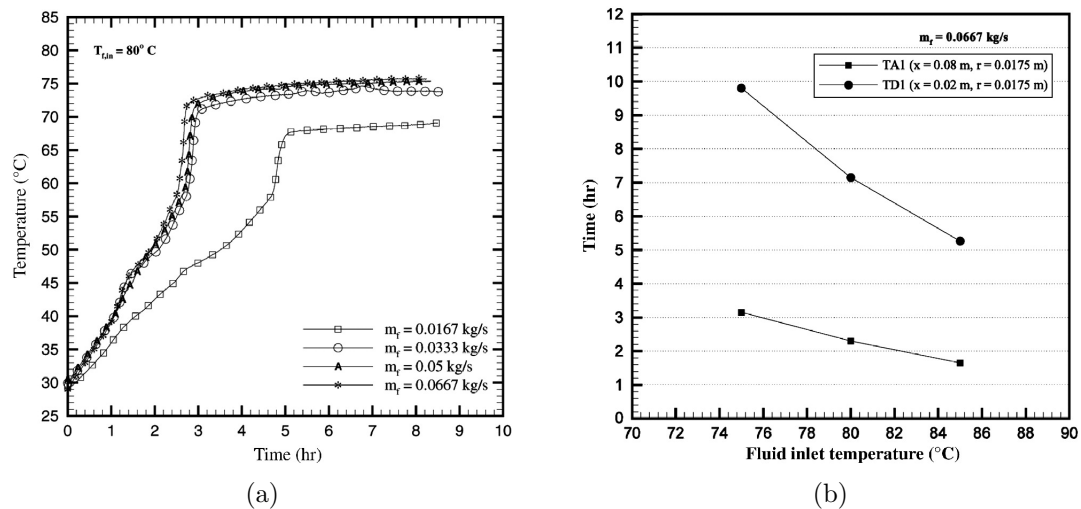


Figura 3.6: Effetto della portata in massa (a), effetto della temperatura di ingresso (b) [34].

Variabili di design

Nella realizzazione di uno scambiatore di calore sono da tenere in considerazione aspetti geometrici di varia natura, di seguito si propongono i parametri di maggiore interesse:

- Rapporto tra *diametro mantello* e *diametro tubo*: all'aumentare del suo valore cresce la quantità di PCM contenuta e si prolungano i tempi di carica/scarica a vantaggio dell'energia immagazzinabile, i valori ottimali sono tra 3.5 e 4 [32].
- Orientazione dello scambiatore, *orizzontale/ verticale*: la prima va a favore della fase di carica grazie alla maggiore presenza di forti regioni di ricircolo del fluido dovute alla presenza dei fenomeni di galleggiamento [32][35]. La seconda non influisce significativamente sulle due fasi (vedi figura 3.7).
- Ingresso del fluido *dall'alto/ dal basso* per l'orientazione verticale: la scelta più diffusa ricade sulla seconda per facilità costruttive e di integrazione nelle applicazioni. Infatti, l'ingresso dal basso va a vantaggio della fase di scarica che nella maggior parte della applicazioni è l'aspetto di maggiore interesse.

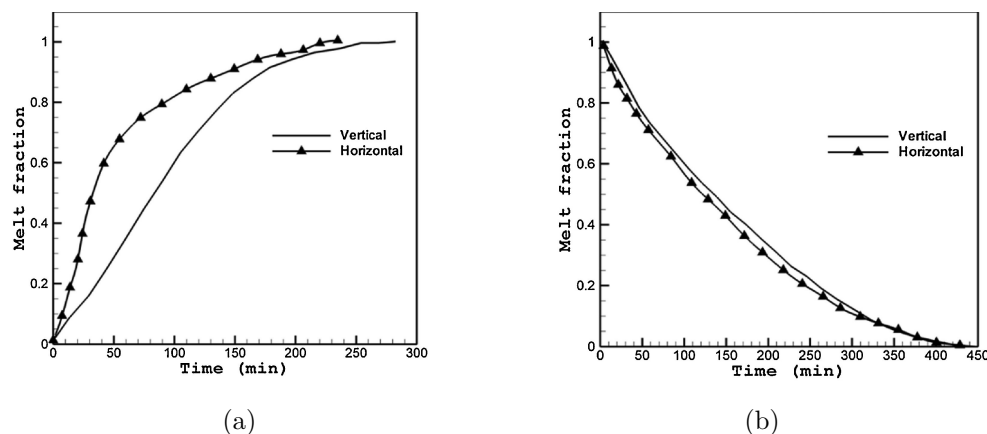


Figura 3.7: Effetto dell'orientazione sulla fase di liquido per la carica (a) e la scarica (b) [35].

3.2 Analisi dello scambio termico

Lo studio delle prestazioni di un sistema di accumulo sono, necessariamente, vincolate alla risoluzione di determinati modelli fisici, nello specifico si tratta di modelli termodinamici e fluidodinamici. I modelli permettono di ottenere le evoluzioni e le distribuzioni di temperatura e velocità dell'oggetto in esame, nel tempo e nello spazio. Inoltre, la presenza di una sostanza soggetta al cambiamento di fase, complica la risoluzione delle equazioni di scambio termico in quanto il problema legato al comportamento del PCM, noto in letteratura come "*moving boundary problem*", deve essere studiato all'interfaccia solido-liquido [36].

I modelli fisici da studiare, per una corretta descrizione dei fenomeni coinvolti nelle operazioni del sistema di accumulo, sono sistemi non stazionari. Infatti, specialmente nella valutazione del sistema realizzato per soddisfare le richieste dell'utenza termica, lo studio della risposta dinamica del dispositivo è cruciale per il dimensionamento e l'ottimizzazione del sistema da realizzare. Con riferimento alla tipologia costruttiva a scambiatore di calore, i meccanismi di scambio termico coinvolti sono i seguenti: *scambio termico latente* per solidificazione/fusione del PCM, *scambio termico per conduzione* attraverso le superfici metalliche dello scambiatore e *scambio termico convettivo* con il fluido termovettore dovuto al suo moto all'interno dei condotti del fascio tubiero.

3.2.1 Scambio termico nel PCM

La caratteristica fondamentale nello scambio termico con il cambiamento di fase risiede nella determinazione e soluzione delle equazioni di conservazione dell'energia all'interfaccia solido-liquido. Il fenomeno quindi, per la sua corretta rappresentazione, richiede una previsione accurata, in ogni istante di tempo, della posizione e della forma del contorno mobile che separa le due fasi. Quanto detto è necessario ai fini della valutazione della quantità di energia rilasciata o assorbita dal sistema. Inoltre, la presenza contemporanea di una fase solida e una liquida, evidenzia uno scambio termico combinato tra conduzione (fase solida) e convezione naturale (fase liquida), le

quali, con l'evolversi del transitorio termico, una delle due modalità sarà dominante rispetto all'altra. In particolare, in corrispondenza della fase liquida, si osservano fenomeni di galleggiamento, "*buoyancy effect*", dovuti alla variazione di densità e dei gradienti termici nel liquido. La nascita di questi fenomeni è maggiormente marcata nel processo di fusione del PCM, dove la quantità di liquido aumenta all'avanzare del transitorio generando un campo di moto di fluido difficile da valutare e modificando la forma del "*fronte di scioglimento*".

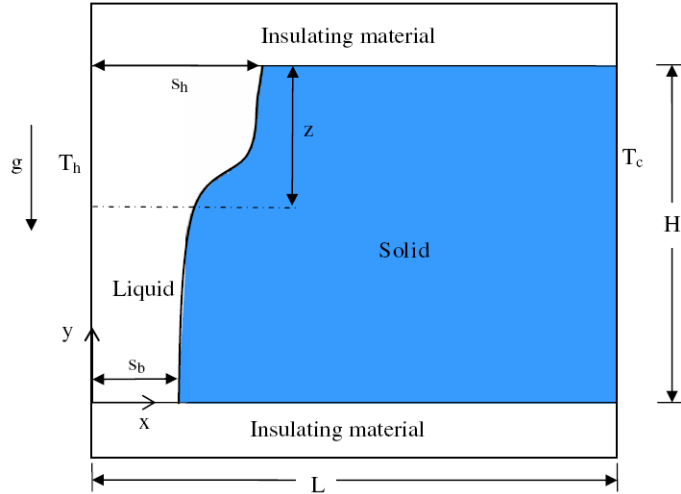


Figura 3.8: Esempio di evoluzione del fronte di scioglimento in una cavità rettangolare con una parete riscaldata a temperatura fissata [37].

Dalla figura 3.8 si osserva come la differenza di densità e di temperatura tra le fasi rende il tasso di scambio termico maggiore nella regione superiore della geometria in esame. Questo effetto conferma la presenza di moti convettivi che movimentano verso l'alto le particelle di liquido formatosi, favorendo lo scambio termico nelle regioni superiori. Trascurare l'effetto della convezione naturale comporta, oltre ad una forte approssimazione nella descrizione della fisica, un notevole errore nella determinazione dell'energia scambiata e quindi della capacità del sistema di accumulo.

Tuttavia, l'effetto convettivo è drasticamente influente nel processo di fusione del materiale (fasi di carica) mentre, nel processo di solidificazione (fase di scarica), risulta dominante il fenomeno conduttivo, dove il fenomeno legato alla convezione naturale non risulta particolarmente rilevante [15, 38, 36, 39, 40].

L'equazione alla base dei meccanismi di scambio termico deriva dall'espressione del primo principio della termodinamica rappresentato in forma differenziale, si tratta dell'equazione generale della diffusione termica, ottenuta eliminando il contributo di generazione di calore per attriti viscosi (trascurabili) e il termine di sorgente di calore esterna. Infine, trascurando i fenomeni di compressibilità, l'espressione è la seguente:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = k \nabla^2 T \quad (3.1)$$

dove ρ , c_p , k sono rispettivamente densità (kg m^{-3}), calore specifico ($\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$) e conducibilità termica del mezzo ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$), il termine \mathbf{u} rappresenta il campo di

velocità dovuto ai moti convettivi. Nell'equazione (3.1) non compare alcun termine che tenga conto del cambiamento di fase, in quanto è assente il termine relativo al calore latente del materiale. I metodi più semplici e maggiormente diffusi in letteratura inglobano il calore latente di fusione/solidificazione nella definizione delle proprietà del PCM, in particolare modificando il valore del calore specifico del materiale, introducendo quindi un termine noto come "**effective heat capacity (EHC)**" funzione della temperatura [41, 42, 43]. Per cui, il termine di calore specifico dell'equazione (3.1) viene modificato tramite una funzione continua definita a tratti secondo l'equazione (3.2) e il termine EHC è ottenuto dall'espressione (3.3):

$$c_p = \begin{cases} c_{p,S} & \text{se } T < T_S \\ c_{p,EFF} & \text{se } T_S \leq T \leq T_L \\ c_{p,L} & \text{se } T > T_L \end{cases} \quad (3.2)$$

$$c_{p,EFF} = \frac{c_{p,S} + c_{p,L}}{2} + \frac{L}{T_L - T_S} \quad (3.3)$$

dove i termini $c_{p,S}$ e $c_{p,L}$ si riferiscono al calore specifico del PCM in fase solida e liquida rispettivamente, L è il calore latente espresso in (J kg^{-1}). Il cambiamento di fase, come discusso nel paragrafo 2.4.1, avviene in un intervallo di temperature, la cui ampiezza è una caratteristica della tipologia di materiale. Tale aspetto è considerato indicando un intervallo di temperatura definito ΔT all'interno del quale avviene il processo di transizione. L'intervallo viene stabilito tramite le prove inerenti alle analisi delle proprietà e permette di definire quindi delle temperature estreme, che corrispondono alle temperature T_S e T_L le quali identificano la sostanza completamente solida e completamente liquida. Per cui, indicando con T_{pc} la temperatura di transizione del materiale si definiscono le due temperature estreme come $T_{pc} - \Delta T/2$ e $T_{pc} + \Delta T/2$, per la fase solida e liquida rispettivamente.

Il cambiamento di fase viene quindi considerato in un range di temperature, problemi di questo tipo sono noti come "*mushy region problem*", fanno riferimento ad una regione di transizione definita dall'intervallo di temperatura $[T_S, T_L]$ all'interno del quale si definisce la fase della sostanza θ , nello specifico si tratta della **frazione di liquido** e come questa si evolve nel corso dell'evoluzione dei fenomeni fisici interessati. Il parametro è rappresentato da una funzione continua dipendente dalla temperatura, espressa secondo l'equazione (3.4).

$$\theta = \begin{cases} 0 & \text{se } T < T_S \\ \frac{T-T_S}{T_L-T_S} & \text{se } T_S \leq T \leq T_L \\ 1 & \text{se } T > T_L \end{cases} \quad (3.4)$$

La frazione di liquido θ si inserisce nell'equazione generale del calore (3.1) nelle proprietà del materiale, in particolare per la densità e la conducibilità termica. Questo permette al modello fisico di identificare quando la sostanza si trova in fase solida o liquida e quindi utilizzare le proprietà termofisiche relative al PCM solido o liquido, in modo tale da descrivere accuratamente i fenomeni coinvolti. Le proprietà sono quindi modificate secondo le equazioni (3.5) e (3.6):

$$\rho = \rho_S(1 - \theta) + \rho_L\theta \quad (3.5)$$

$$k = k_S(1 - \theta) + k_L\theta \quad (3.6)$$

dove i pedici **S** e **L** indicano le proprietà del solido e del liquido.

La trattazione dello scambio termico con il cambiamento di fase è descritta tramite la modellazione dello scambio latente nella definizione di calore specifico. Infatti, dall'equazione (3.3), il termine che comprende il calore latente L introduce una variazione del calore specifico del materiale, incrementandone notevolmente il valore. Tale approssimazione, in termini analitici, significa creare una curva con un valore massimo, nell'intervallo di temperatura definito ΔT , in corrispondenza della temperatura di transizione T_{pc} del PCM. Naturalmente l'area sottesa dalla curva corrisponde al calore latente L , in termini analitici corrisponde all'espressione (3.7):

$$\int_{T_S}^{T_L} c_p(T) dT = L \quad (3.7)$$

3.2.2 Scambio termico conduttivo nel metallo

In uno scambiatore di calore a fascio tubiero, l'energia termica scambiata tra il fluido termovettore e il PCM, viene trasmessa per mezzo delle superfici metalliche dei condotti. Il meccanismo di scambio termico coinvolto è la sola conduzione termica, equazione (3.8), funzione delle proprietà geometriche e fisiche della superficie metallica che caratterizza lo scambiatore.

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = k \nabla^2 T \quad (3.8)$$

L'equazione che governa la fisica, in tal caso, coincide con l'equazione (3.1), eliminando il termine di velocità $\mathbf{u}=0$ in quanto, trattandosi di un componente solido, non sono presenti campi di velocità e quindi l'assenza di fenomeni convettivi nella regione occupata dal metallo.

3.2.3 Scambio termico convettivo e moto del fluido

Il fluido termovettore circola all'interno dei condotti che costituiscono lo scambiatore di calore. I fenomeni di scambio termico coinvolti sono caratterizzati quindi dalla presenza di una sostanza in movimento che sarà soggetta a gradienti di temperatura presenti all'interno del fluido in moto, in particolare tra la sezione di ingresso e di uscita, e all'interfaccia fisica che costituisce il contatto del fluido con le pareti interne dei condotti, soggetti alla conduzione termica come discusso in precedenza. I modelli fisici da valutare fanno riferimento al problema termofluidodinamico dove le variabili del problema sono velocità e temperature del fluido tra loro correlate. La completa rappresentazione dei fenomeni presenti in un fluido in movimento soggetto ad uno scambio termico, è caratterizzata dalla descrizione del problema fluidodinamico e del problema termico. Nello specifico si tratta di analizzare la meccanica del fluido nel suo moto e lo scambio termico per convezione forzata.

Meccanica del fluido

Il moto del fluido viene descritto tramite la risoluzione di equazioni che esprimono la conservazione della quantità di moto, note come equazioni di Navier-Stokes, combinate con l'equazione di continuità che corrisponde alla conservazione della massa. In forma completa le espressioni delle equazioni di Navier-Stokes e della continuità sono descritte secondo le equazioni (3.9) e (3.10) rispettivamente.

$$\rho\left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u}\right) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu(\nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T)) - \frac{2}{3}\mu(\nabla \cdot \mathbf{u})\mathbf{I} + \mathbf{F} \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3.10)$$

Dove \mathbf{u} è il campo di velocità, p è la pressione del fluido, ρ è la densità e μ la viscosità dinamica, \mathbf{F} rappresenta le forze esterne applicate al fluido. Nella maggioranza delle applicazioni pratiche di interesse, dove il fluido termovettore è l'acqua, le equazioni possono essere semplificate secondo la considerazione di fluido incompressibile, riscrivendole si ottiene:

$$\rho\left(\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u}\right) = -\nabla p \mathbf{I} + \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{F} \quad (3.11)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (3.12)$$

Convezione forzata

Per quanto riguarda lo scambio termico l'equazione coincide con l'espressione generale della diffusione termica (3.1). In questo caso però il termine di velocità \mathbf{u} è ottenuto dalla risoluzione delle equazioni di Navier-Stokes, e per quanto riguarda le proprietà termofisiche, queste sono naturalmente le proprietà del fluido. L'equazione del calore è riportata di seguito.

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p \mathbf{u} \cdot \nabla T = k \nabla^2 T \quad (3.13)$$

I due problemi di fluidodinamica e di scambio termico sono tra loro collegati, qualora le proprietà termofisiche fossero dipendenti dalla temperatura, in particolare per la densità che compare in entrambi i modelli matematici, la correlazione tra le due fisiche richiede la risoluzione di tutte le equazioni contemporaneamente, in quanto le variabili dei due problemi sono tra loro combinate.

3.2.4 Modellazione numerica

La corretta descrizione dei fenomeni coinvolti nello scambio termico, come discusso nelle sezioni precedenti, richiede la risoluzione di modelli matematici complessi, caratterizzati da sistemi di equazioni differenziali alle derivate parziali, che molto spesso, in particolare nel caso dello scambio termico nel PCM, presentano un'elevata non linearità. Questo esclude la risoluzione analitica dei modelli in esame, sebbene la soluzione analitica corrisponde alla soluzione esatta, è stato più volte verificato

che l'approccio analitico richiede una notevole semplificazione del problema in esame, lo svantaggio maggiore risiede infatti nella applicabilità limitata a modelli monodimensionali [9]. Inoltre, la natura transitoria dello studio in esame non risulterebbe descritta in maniera accurata. L'approccio analitico esclude la possibilità di descrivere le svariate tipologie costruttive attuabili, caratterizzate da diverse geometrie, e quindi presenta una sostanziale limitazione nelle applicazioni pratiche di interesse. I limiti che si riscontrano con l'utilizzo di metodi analitici sono ampiamente affrontati tramite l'utilizzo della modellazione numerica. La modellazione numerica copre un ampio campo applicativo per la risoluzione di problemi costituiti da sistemi di equazioni matematiche differenziali. Nel problema in esame, caratterizzato dall'analisi di un sistema di accumulo latente che deve rispondere alle condizioni imposte dall'utenza, è fortemente richiesta l'applicazione di modelli numerici. Infatti, per la tecnologia in esame, le prove sperimentali reali del dispositivo comportano notevoli costi in termini di materiali e di strumentazioni, non permettendo di valutare diverse condizioni operative ed eventualmente diverse geometrie.

Le tecniche di modellazione numerica esistenti sono di diversa tipologia e, nel caso di una analisi di scambio con un cambiamento di fase, la più semplice e che presta una migliore applicabilità è la tecnica basata sul **metodo agli elementi finiti (FEM)**. I modelli numerici FEM permettono di risolvere i sistemi di equazioni matematiche, descritte tramite l'utilizzo di forme discretizzate dei domini geometrici studiati, fornendo risultati con ottime approssimazioni, come dimostrano numerose pubblicazioni nelle quali i modelli sono stati validati sperimentalmente [40, 44]. I codici sviluppati per la rappresentazione numerica dei modelli matematici sono implementati con l'utilizzo di software, in particolare si tratta di software **CFD - computational fluidodynamic**, i quali sono in grado di risolvere e descrivere la dinamica di un fluido e la sua evoluzione nel tempo e nello spazio.

3.3 Tecniche di ottimizzazione per uno scambiatore di calore a PCMs

I materiali a cambiamento di fase, come già descritto nel paragrafo 2.3.2, a causa della bassa conducibilità termica, necessitano soluzioni che permettano di incrementare lo scambio termico. Per uno scambiatore di calore a fascio tubiero, le soluzioni costruttive di maggiore diffusione e applicazione pratica consistono nell'aumento della superficie di scambio termico tramite l'utilizzo di superfici alettate [26, 32], che si distinguono in due tipologie: **alettatura radiale** e **alettatura longitudinale**. Le prestazioni del sistema nel suo complesso sono fortemente influenzate dalle geometrie dell'alettatura scelta e dalla tipologia della stessa, senza trascurare il materiale metallico che costituisce lo scambiatore (acciaio, alluminio, rame ecc.).

3.3.1 Ottimizzazione delle superfici alettate

La scelta tra l'adottare un'alettatura radiale o longitudinale ricade nella determinazione e il confronto dei parametri di interesse, inerenti alle prestazioni del sistema

di accumulo. Per entrambe le tipologie, i parametri di design, studiati in numerose pubblicazioni, sono di carattere geometrico:

- Numero delle alette N
- Passo delle alette p : distanza tra le alette
- Altezza delle alette H : distanza tra il tubo e l'estremità dell'aletta
- Spessore delle alette t

Le analisi dell'influenza dei parametri elencati sono oggetto di numerosi studi che trattano entrambe le tipologie, confrontando le prestazioni del sistema in termini di energia scambiata e tempo necessario per la completa solidificazione e fusione del PCM. In seguito se ne citano alcuni ritenuti di maggiore rilevanza.

Alettatura radiale

Per quanto riguarda le alettature radiali, le analisi condotte da Yang et al.[45] osservano l'influenza di un insieme di parametri nel processo di fusione di una cera paraffinica, il numero delle alette è stato variato da 3 a 67, lo spessore ridotto da 3.2 a 0.143 mm. I risultati ottenuti sono riportati in figura 3.9, dove si osserva la variazione del tempo necessario per lo scioglimento del PCM con l'aumentare del numero di alette.

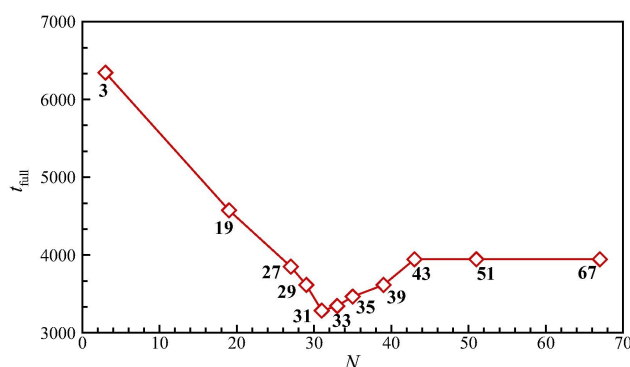


Figura 3.9: Effetto del numero di alette sul tempo di fusione del PCM[45].

L'incremento del numero di alette favorisce lo scambio termico, ma oltre un certo numero ($N = 31$ per il caso studio) il tempo di fusione aumenta indicando un peggioramento dello scambio termico, questo è spiegato dal fatto che un elevato numero di alette, in una lunghezza totale fissata del condotto, se da un lato migliora la conduzione, crea dei compartimenti ridotti di PCM andando ad ostacolare i fenomeni locali di convezione naturale, la quale è di notevole importanza nel processo di fusione (vedi paragrafo 3.2.1).

Alettatura longitudinale

Nel caso di alettatura longitudinale, gli esperimenti condotti da Rathod e Banerjee [46] confrontano i tempi di fusione e solidificazione tra un condotto senza alettatura e uno

con 3 alette longitudinali. I risultati ottenuti dimostrano una maggiore influenza delle alette nel caso della solidificazione del PCM, riducendone il tempo per la completa transizione di fase del 43.6% rispetto ad una riduzione del 24.52% per la fusione. Per quanto riguarda l'ottimizzazione dei parametri di design, Ismail et al. [47] osservarono che, l'incremento di ognuno dei parametri geometrici (numero, altezza, spessore) contribuiscono positivamente allo scambio termico. In dettaglio, con riferimento alla completa solidificazione di una paraffina utilizzata nelle analisi, osservarono una trascurabile influenza dello spessore in confronto al numero e all'altezza delle alette.

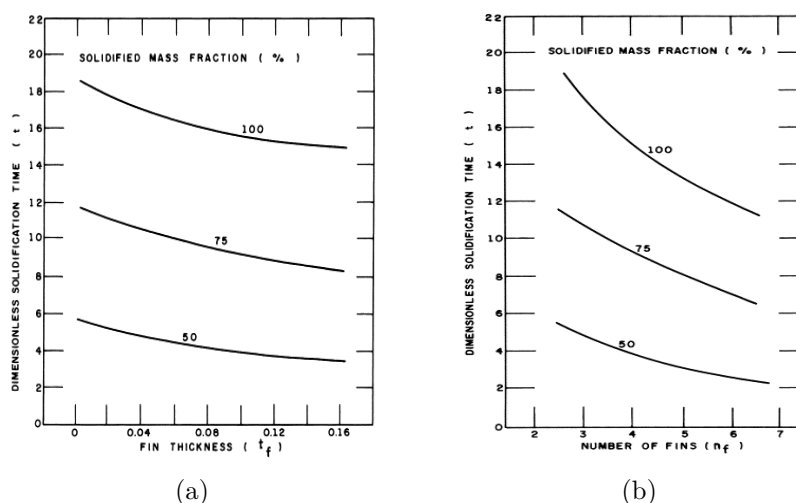


Figura 3.10: Effetto dello spessore dell'aletta (a) e del numero di alette (b) sul tempo di solidificazione [47].

Confronto tra alettatura longitudinale e radiale

Le due tipologie di alettature contribuiscono entrambe positivamente allo scambio termico, in particolare quando la soluzione costruttiva sotto esame è uno scambiatore di calore con un fluido termovettore che circola all'interno dei tubi e il materiale PCM è situato all'esterno. Il confronto tra le due tipologie è fondamentale nella scelta del design di base per un sistema di questo genere. Tra i diversi studi condotti, risaltano le pubblicazioni di Agyenim et al.[48] dove sono stati messi a confronto tre sistemi: tubo senza alettatura, tubo con alettatura radiale e tubo con alettatura longitudinale. Tutte le valutazioni sono state effettuate a parità di PCM inserito e a parità di condizioni operative per quanto riguarda il fluido termovettore.

I parametri di confronto sono ottenuti sulla stessa base temporale di carica e scarica, in termini di prestazioni del sistema determinano che la soluzione con alettatura longitudinale presenta le migliori performance. Questo è spiegato in primo luogo dai gradienti termici registrati tra il fluido in ingresso e il PCM, essendo questi il motore principale dello scambio termico, i valori maggiori si ottengono per il sistema con alette longitudinali. Inoltre, come riporta la tabella 3.1, i valori di energia cumulata che il sistema è in grado di scambiare sono, in ogni fase dei processi analizzati, superiori per l'alettatura longitudinale. Per quanto riguarda la fase di carica, nel caso di alettatura radiale non si verifica la completa fusione del PCM pur essendo

in pari quantità rispetto alla configurazione con alette longitudinali. Infine, come ultima valutazione, i gradienti termici nel PCM analizzati nelle direzioni radiali, assiali e angolari, confermano una migliore distribuzione del flusso termico nella configurazione con alette disposte longitudinalmente.

	Alette radiali	Alette longitudinali
Energia assorbita (kJ)	10418.2	12429.2
Energia rilasciata (kJ)	7293.1	8813.1
Fusione completa in 8h	NO	SI
Efficienza del sistema (%)	70	71
Incremento di energia rispetto al tubo liscio carica/scarica (%)	+15.3/+46.5	+37.5/+77

Tabella 3.1: Confronto delle performance del sistema tra alettatura radiale e longitudinale.

3.3.2 Incremento del numero di tubi

Un'ulteriore soluzione relativa all'aumento della superficie di scambio termico, e quindi nel miglioramento delle performance del sistema, consiste nell'incremento del numero di tubi. Tuttavia, trattandosi di uno scambiatore di calore da integrare in un sistema di utenze termiche, la soluzione a tubo singolo difficilmente viene presa in considerazione come opzione realizzabile. Inoltre, la presenza di un materiale a cambiamento di fase, per via delle sue proprietà termiche, necessita un dettagliato dimensionamento del sistema.

L'incremento della superficie di scambio termico tramite l'aumento del numero di tubi, come osservato per le superfici alettate, comportano un notevole miglioramento delle prestazioni generali del sistema di accumulo. In tal caso però, bisogna tenere conto delle dimensioni totali del sistema le quali, con l'inserimento di più tubi, saranno inevitabilmente maggiori. Questo è particolarmente vero nel caso in cui si vuole analizzare il comportamento del sistema mantenendo costante la quantità di PCM inserito tra i tubi. Niyas et al.[40] analizzarono un sistema costituito da uno scambiatore a fascio tubiero con PCM inserito lato mantello e acqua che scorre all'interno dei condotti. Osservarono il comportamento del sistema al variare del numero di tubi da 19 a 28, e al variare delle alette longitudinale da 0 a 6, i risultati ottenuti, con riferimento alla fase di scarica, mostrano una riduzione apprezzabile dei tempi per la completa solidificazione del PCM. In particolare, da 19 a 22 e da 22 a 25 tubi la riduzione è del 19.4% e 15.2% rispettivamente, mentre da 25 a 28 condotti la riduzione risulta meno elevata ammontando al 8.6%, un trend analogo è stato osservato anche per l'aumento del numero di alette.

Nell'analisi dell'incremento del numero di tubi per quanto riguarda la fase di carica, Esapour et al. [49] osservarono l'effetto dell'incremento del numero di tubi sul processo di fusione e sull'effetto della convezione naturale che domina la fase di carica. In figura 3.11 vengono rappresentati i casi analizzati per mezzo di simulazioni, evidenziando l'evoluzione della frazione di liquido (rosso liquido, blu solido) nella metà

destra dello scambiatore mentre nella metà sinistra sono rappresentate le isolinee di flusso di velocità che tengono conto degli spostamenti del PCM liquido dovuto ai fenomeni di galleggiamento.

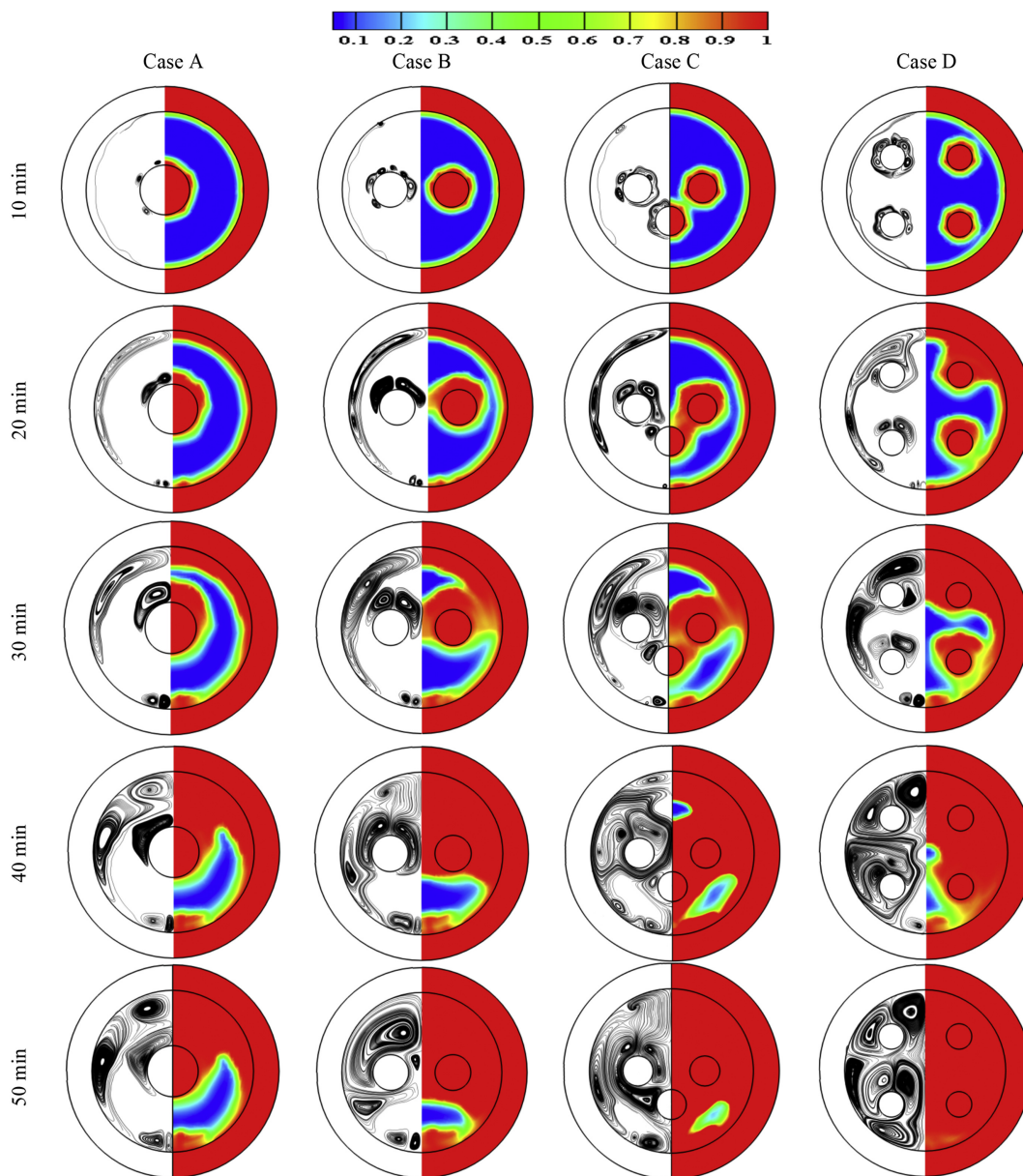


Figura 3.11: Effetto del numero di tubi sul processo di fusione del PCM [49].

I diversi casi rappresentati in figura, corrispondenti a diverse fasi temporali del transitorio, mostrano come le configurazioni B,C e D presentano una più veloce fusione del PCM, questo viene spiegato dall'aumento dei fenomeni convettivi rappresentati dai contorni delle isolinee di flusso, che si intensificano con l'aumentare dei condotti. Inoltre, a 50 minuti l'unica configurazione che ha raggiunto completamente la fase liquida risulta la D con il numero di tubi maggiore e una migliore simmetria nel processo di distribuzione del calore nel materiale che riempie lo spazio tra i tubi.

Quanto osservato dimostra come la scelta del numero di tubi sia un passo necessario per una corretta ottimizzazione del sistema. Inoltre, non meno rilevante, la disposizione dei condotti, in termini di distanza tra essi, richiede ulteriore attenzione ai fini dell'ottimizzazione del sistema. Questo ultimo aspetto, consente l'ottimizzazione della quantità di materiale necessario che partecipa effettivamente, in maniera completa, ai processi necessari per soddisfare le richieste dell'utenza.

Capitolo 4

Caso studio

Il lavoro di tesi svolto prevede lo studio di fattibilità di un sistema di accumulo termico basato su materiali a cambiamento di fase che dovrà essere applicato ad un'utenza reale, in particolare di un edificio della città di Torino. L'obiettivo è quello di determinare una strategia di accumulo sulla base delle informazioni che caratterizzano gli impianti. L'edificio in esame è l'Energy Center, edificio non residenziale adibito ad uffici realizzato nei pressi del Politecnico di Torino.

Il capitolo che segue descrive lo studio preliminare dell'edificio in esame all'interno del quale si vuole procedere per l'applicazione di un accumulo termico. Il lavoro consiste in diverse fasi procedurali, in primo luogo la conoscenza dell'edificio dal punto di vista energetico, caratterizzando i servizi energetici disponibili e i corrispondenti impianti di produzione in termini di produzione e di consumi. Una seconda fase prevede l'analisi dei sistemi di monitoraggio per studiare la reale domanda dell'edificio e come questa viene soddisfatta dagli impianti presenti, al fine di individuare un giorno rappresentativo della stagione per il riscaldamento e il raffrescamento. Infine, dalle valutazioni sul giorno tipo precedentemente individuato si procede con l'identificazione della strategia di accumulo da attuare per ridurre i consumi energetici dell'edificio.



Figura 4.1: Ingresso principale Energy Center-Via P.Borsellino n38/16

4.1 Descrizione dell'edificio

L'edificio è costituito da tre piani fuori terra, che si sviluppano spazialmente su una manica corta e una manica lunga, i quali ospitano sale riunioni e uffici occupati dalle aziende esterne che hanno sede nel centro e dai ricercatori del Politecnico di Torino. Il piano terra è caratterizzato da una Hall che ospita la reception del centro, un Auditorium sulla manica corta e un locale open-space sulla manica lunga che accoglie il laboratorio pesante in cui i vari componenti del centro interdipartimentale svolgono attività di ricerca.. E' presente un piano interrato che ospita parcheggi, altri laboratori e locali tecnici, questi ultimi si possono suddividere in più locali in base al loro scopo, infatti si distinguono locali che ospitano:

- Centrale di produzione
- Unità di trattamento aria (UTA)
- Batterie UPS per la continuità del servizio elettrico
- Centrale antincendio

Inoltre, è presente un piano ammezzato costituito dalla sala di controllo all'interno della quale il personale dedicato è in grado di attuare le operazioni necessarie per il monitoraggio e la sicurezza dell'edificio. La struttura è caratterizzata da un volume lordo di $30075 m^3$ con un superficie utile di circa $5441 m^2$.

Dal punto di vista energetico, l'Energy Center presenta i seguenti servizi:

- Climatizzazione invernale ed estiva
- Sistemi di ventilazione meccanica
- Produzione di acqua calda sanitaria ACS
- Illuminazione
- Sistemi per trasporto di persone o cose

4.1.1 Documentazioni e raccolta dati

Le informazioni generali dell'edificio sono raccolte in una serie numerosa di documenti ed elaborati realizzati dalle figure di merito responsabili per la progettazione dell'edificio. I documenti forniscono la descrizione delle diverse aree dell'edificio, trattando quindi le specifiche tecnico-costruttive dal punto di vista edilizio, le specifiche tecnico-impianistiche dal punto di vista idraulico ed elettrico, fino alla descrizione di ogni singolo componente e/o macchina presente nei locali tecnici.

Nel caso in esame è stato necessario riorganizzare e classificare le documentazioni in modo tale da individuare il materiale di maggiore utilità per lo sviluppo dell'elaborato. I documenti individuati sono stati riorganizzati come segue in tabella 4.1. Nella selezione del materiale è di rilevante importanza tenere in considerazione principalmente le documentazioni che presentano una data di rilascio e di certificazione più recente piuttosto che valutazioni svolte in fase di progetto. Quanto detto permette

	Grafici	Tecnico-amministrativi	Generali
Relazioni Tecniche		X	X
Impianti Meccanici	X	X	
Impianti Elettrici	X	X	
Opere Ediliti	X	X	
Opere strutturali	X	X	
As-Built	X		

Tabella 4.1: Documenti di riferimento per la descrizione dell'edificio

di selezionare come elaborati di riferimento le documentazioni "*As-Built*", che raccolgono schemi funzionali e planimetrie dei diversi locali dell'edificio e delle configurazioni impiantistiche installate. In aggiunta alla documentazione organizzata in tabella 4.1, non sono di minore importanza le schede tecniche, fornite dai costruttori di ogni singolo componente meccanico ed elettrico presente negli impianti presenti nell'edificio.

La raccolta delle informazioni di rilievo è stata inoltre arricchita da incontri e contatti diretti con il personale e lo staff tecnico per ottenere maggiori chiarimenti inerenti alla reale configurazione degli impianti. Tale aspetto è stato di cruciale importanza nel corso dello svolgimento di questo lavoro, in particolare nella fase di monitoraggio energetico dell'edificio, dove è stato frequente lo scambio di informazioni con enti esperti come Eurix e Edilog. Le dinamiche procedurali per accedere ai dati storizzati, per quanto riguarda la gestione dell'energia nell'edificio e quindi la produzione degli impianti e relativi consumi, sono state agevolate grazie alle collaborazioni precedentemente citate.

4.1.2 Fabbisogni energetici

Nel paragrafo 4.1 sono stati elencati i servizi energetici disponibili all'edificio. Tali informazioni permettono di focalizzare l'attenzione sugli impianti tecnici presenti tali da garantire i vettori energetici richiesti dall'edificio. Per lo scopo del lavoro di tesi, le quantità energetiche di maggiore interesse sono quelle relative alla produzione di energia termica e frigorifera per soddisfare i fabbisogni di riscaldamento, acqua calda sanitaria e raffrescamento.

Terminali di erogazione

I fabbisogni energetici dell'edificio sono identificati attraverso l'analisi degli impianti di climatizzazione installati, concentrandosi sui corrispondenti valori nominali di dimensionamento.

La climatizzazione dei locali è necessaria per mantenere il livello di temperatura interna che rispetti il comfort degli occupanti, sia in regime invernale che in regime estivo. La norma UNI 10339 indica i seguenti valori di set-point, inteso come valore

di temperatura interna ottimale:

- INVERNO: $T_{set-point} = 20 \pm 2^\circ\text{C}$ $50 \pm 5\%$ u.r.(umiditàrelativa)
- ESTATE: $T_{set-point} = 26 \pm 2^\circ\text{C}$ $50 \pm 5\%$ u.r.(umiditàrelativa)

L'effetto è prodotto dall'erogazione di energia termica o frigorifera richiesta dall'ambiente, tale erogazione è attuabile attraverso determinati sistemi di erogazione e corrispondenti terminali installati nei locali. I fabbisogni degli ambienti sono determinati seguendo le indicazioni della normativa UNI/TS 11300 parte 2-3, attraverso la quale vengono dimensionati gli impianti di climatizzazione nei singoli locali. Le documentazioni relative ai calcoli esecutivi effettuati, descrivono diverse tipologie di terminali di erogazione presenti all'Energy Center, distinguendo circuiti ad acqua e/o ad aria. Per quanto riguarda questi ultimi si fa riferimento alle unità di trattamento aria (UTA), che garantiscono il corretto ricambio di aria negli ambienti, il livello di temperature e di qualità dell'aria che rientri nei parametri normativi relativi alla percentuale di umidità relativa e presenza di CO_2 .

Le UTA si distinguono in unità definite "a tutt'aria" o "ad aria primaria", la differenza tra le due consiste nel fatto che: la prima garantisce sia la qualità dell'aria che il comfort termico, la seconda contribuisce solo al controllo della qualità dell'aria mentre le richieste di comfort termico sono soddisfatte dai terminali di erogazione basati su un circuito idronico.

L'Energy Center presenta 5 UTA di cui tre ad aria primaria, delle cinque tre sono ubicate in copertura mentre le restanti nel locale tecnico al piano interrato. I sistemi di trattamento aria sono costituiti da batterie di riscaldamento e di raffreddamento che richiedono delle determinate potenze termiche e frigorifere rispettivamente. Le potenze richieste sono fornite dalla centrale (locale tecnico) con la produzione di acqua calda e acqua refrigerata.

La tabella 4.2 elenca tutti i sistemi di climatizzazione disponibili nell'edificio, i valori di potenza descritti saranno di fondamentale importanza nelle analisi che verranno descritte nelle sezioni successive. Infatti, nella determinazione dei reali profili di carico, ogni impianto elencato corrisponde ad un'utenza specifica, ciò permette di distinguere i singoli contributi di energia richiesta da ogni utenza. A tale scopo risulta di non minore importanza conoscere anche i livelli di temperatura richiesti dalle utenze sopra elencate, facendo riferimento ai soli circuiti idronici. Quest'ultimo concetto è cruciale per definire una possibile connessione, con le strutture impiantistiche esistenti, di un accumulo con materiali a cambiamento di fase e soprattutto la scelta del materiale stesso, come descritto nel paragrafo 2.4.

Le temperature operative e, in particolare l'intervallo di operazione, sono la prima fase dello studio di fattibilità. In tabella 4.3 si elencano le temperature di mandata e di ritorno dei flussi di acqua richiesti da ogni utenza.

Impianto (ubicazione)	Locale da climatizzare	Potenza Frigorifera kW	Potenza Termica kW
Pannelli radianti a pavimento	Atrio Pt,P1,P2,P3	20	36
Pannelli radianti a soffitto	Uffici P1,P2,P3	65	68
Radiatori e recuperatori	Servizi sanitari WC	/	96
Split ad espansione diretta	UPS Sala controllo	22	/
UTA (P.int locale tecnico)	Ristorante ¹	45.4	15.9
UTA (Copertura)	Auditorium	55.4	50.2
UTA (P.int locale tecnico)	Atrio Pt	43.5	33.2
UTA (Copertura)	Uffici NO P1,P2,P3	121.9	217.4
UTA (Copertura)	Uffici NE P1,P2,P3	31.7	32.6
Totali		405.9	549.3

Tabella 4.2: Fabbisogni dei terminali di erogazione

Fluido	Utenza	Temperatura Mandata/Ritorno [°C]
Acqua refrigerata	UTA	7/12
Acqua refrigerata	Pannelli radianti a soffitto	16/20
Acqua refrigerata	Pannelli radianti a pavimento	14/20
Acqua calda	Radiatori	45/40
Acqua calda	UTA	45/40
Acqua calda	Pannelli radianti a soffitto	35/30
Acqua calda	Pannelli radianti a pavimento	37/31

Tabella 4.3: Temperature dei fluidi richiesti dalle utenze

4.2 Produzione di Energia

Le utenze dell'Energy Center necessitano quindi la produzione sia di acqua calda che refrigerata per soddisfare i fabbisogni di riscaldamento, raffrescamento e ACS.

La centrale tecnologica, al piano interrato dell'edificio, garantisce la produzione dei vettori energetici tramite l'operazione di determinate macchine di produzione. Nella sezione corrente saranno descritti i macchinari installati in centrale, le cui operazioni permettono la produzione di energia termica e frigorifera. Lo scopo delle analisi condotte ricade nella definizione delle reali configurazioni, in termini di regolazione e produzione, di ogni componente dedicato alla produzione di energia al fine di poter meglio comprendere il loro monitoraggio.

Il fabbisogno di energia termica dell'Energy Center viene in parte soddisfatto dalla centrale di produzione (un contributo ridotto) mentre la restante quota è completamente coperta dalla rete di teleriscaldamento della città di Torino. Per quanto riguarda il fabbisogno di energia frigorifera, questa è interamente prodotta in loco. Inoltre, l'edificio presenta la disposizione di un impianto solare termico in copertura, il quale contribuisce nella produzione di acqua calda sanitaria con una potenza nominale di circa 10 kW corrispondenti ad un'area utile di cattura solare che si aggira sui 30 m².

La centrale di produzione dell'Energy Center è costituita da una serie di macchine di produzione, sistemi di distribuzione e di accumulo. Nella tabella 4.4 vengono elencati i componenti principali con i corrispondenti parametri caratteristici. In tabella 4.5 sono invece elencati i valori di temperatura dei flussi di acqua che agiscono come fluidi termovettori e circolano negli impianti di distribuzione dell'edificio al fine di alimentare i terminali di erogazione e quindi rilasciare o asportare calore dagli ambienti.

Componente	Produzione	Parametro	Valore
Gruppo Polivalente	Termica per Riscaldamento e ACS	Pot. Nominale kW	474
	Frigorifera per Raffrescamento	Pot. Nominale kW	442
	Termica/Frigorifera simultaneamente	Pot. Nominale kW	459/362
Chiller ad Assorbimento	Frigorifera per Raffrescamento	Pot. Nominale kW	155
Sottostazione del Teleriscaldamento	Termica per Riscaldamento	Pot. Nominale kW	350
	Termica per ACS	Pot. Nominale kW	50
	Termica per gruppo ad Assorbimento	Pot. Nominale kW	255
Accumuli sensibili (Buffers)	Acqua calda	Capacità lt.	4000
	Acqua refrigerata	Capacità lt.	4000
	Acqua calda dal solare	Capacità lt.	1000
Boiler	Acqua calda sanitaria	Capacità lt.	1500

Tabella 4.4: Componenti principali della centrale e loro parametri caratteristici

Componente	Fluido	T [°C]
		Mandata/Ritorno
Chiller ad Assorbimento	Acqua Calda	131/110
	Acqua Refrigerata	7/12
Gruppo Polivalente	Acqua Calda	45/40
	Acqua Refrigerata	7/12
Sottostazione del Teleriscaldamento	Acqua Calda	70/60

Tabella 4.5: Temperature di operazione delle macchine di produzione

Tra i componenti elencati sopra il gruppo frigorifero ad assorbimento non è in funzione e non contribuisce alla produzione di energia richiesta per soddisfare il fabbisogno di raffrescamento dell'edificio. Il circuito frigorifero ad assorbimento, funzionante con una miscela di acqua e bromuro di litio LiBr, deve essere alimentato con acqua calda ad una temperatura di 110 °C. Il motivo del suo inutilizzo risiede nell'impossibilità di fornire tale livello di temperatura poichè il teleriscaldamento è in grado di fornire una temperatura dell'acqua di massimo 90 °C. E' importante precisare che i valori riportati sono ottenuti dalle schede tecniche fornite dai costruttori di ogni macchina di produzione.

4.2.1 Produzione di acqua refrigerata

Il fabbisogno di raffrescamento dell'edificio avviene attraverso la produzione di acqua refrigerata che è prodotta esclusivamente dal Gruppo Polivalente. In questa sezione sono descritte nel dettaglio le caratteristiche della macchina e le sue peculiarità.

Descrizione del Gruppo Polivalente

L'unità polivalente è dedicata alla produzione di acqua calda e refrigerata. La macchina opera come gruppo frigo o pompa di calore, in entrambi i casi acqua-acqua, sfruttando l'energia geotermica dell'acqua di falda che, in base alle modalità operative, agisce come pozzo o sorgente.

La produzione di acqua calda e refrigerata avviene in due circuiti indipendenti ad anello chiuso, connessi rispettivamente al collettore caldo e al collettore freddo della centrale, dai quali si diramano i circuiti di alimentazione delle utenze finali. Inoltre, la macchina è caratterizzata da ulteriori circuiti di fluido necessari per il suo principio di funzionamento:

- 2 circuiti interni di fluido refrigerante R134A
- Circuito lato utenza per l'acqua calda
- Circuito lato utenza per l'acqua refrigerata
- Circuito lato pozzo/sorgente per l'acqua di falda.

Il fluido refrigerante circola quindi in due circuiti distinti, ciascuno dei quali è dotato di un compressore semi-ermetico di tipologia a vite. La fase di evaporazione e condensazione avviene in due scambiatori a fascio tubiero ad espansione diretta in comune ai due circuiti, il passaggio di refrigerante avviene lato tubi mentre il passaggio dell'acqua avviene lato mantello.

In figura 4.2 si osserva la vista interna della macchina e il posizionamento degli scambiatori. I due scambiatori operano quindi come condensatore per la produzione di acqua calda e come evaporatore per la produzione di acqua refrigerata, evidenziati in rosso e in blu rispettivamente. Un terzo scambiatore lato sorgente, alimentato ad acqua di falda, opera come condensatore o evaporatore a seconda dei carichi richiesti.

Nella tabella 4.6 sono invece elencati i dati di targa dell'unità, facendo riferimento ai valori nominali di potenza erogata e temperature di ingresso ed uscita degli scambiatori.

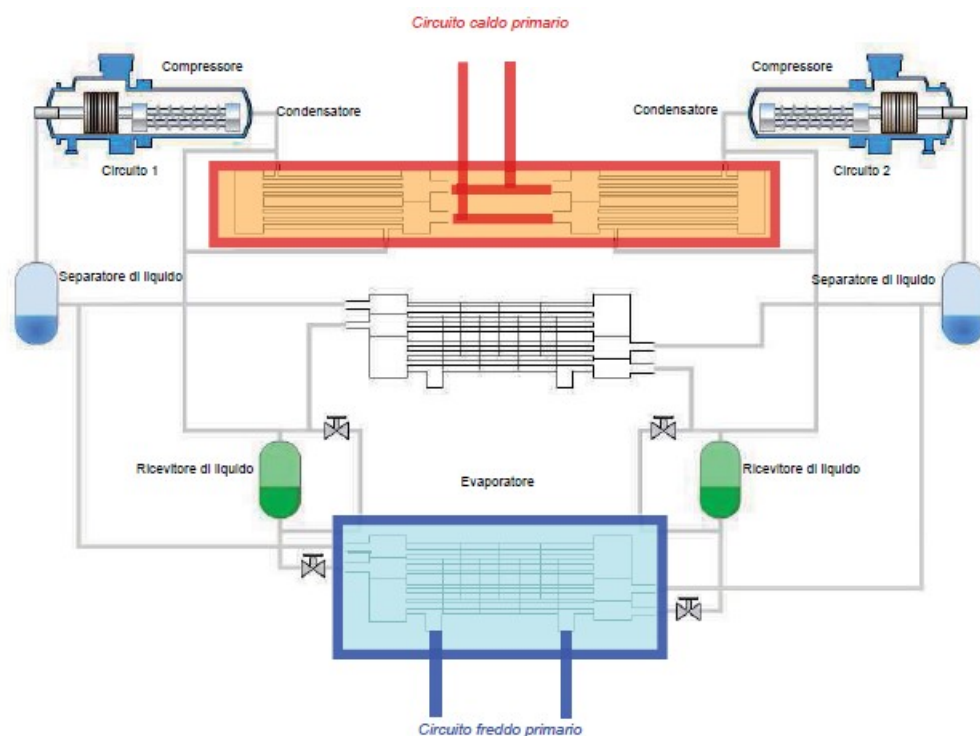


Figura 4.2: Schema semplificato dell'unità polivalente

	Pompa di calore	Chiller	Chiller con Recupero
Pot. Termica kW	473,7	-	459
Pot. Frigorifera kW	-	442,7	362,5
Pot. Elettrica assorbita kW	104,4	73,7	103,4
Coeff. di Prestazione	4,54	6	7,94
T in/out Condensatore °C	40/45	16/26	40/45
T in/out Evaporatore °C	15/10	12/7	12/7
Portata al Condensatore m^3/h	82.3	44.2	120
Portata all' Evaporatore m^3/h	64.7	76.2	76.2

Tabella 4.6: Dati di targa unità polivalente CLIMAVENETA ERACS2-WQ/S 1702

Modalità operative Gruppo Polivalente

La caratteristica principale dell'unità polivalente consiste nella possibilità di produrre simultaneamente acqua calda e acqua refrigerata, operando come gruppo frigorifero (Chiller) con recupero termico. Le tipologie di funzionamento dipendono dalle richieste di acqua calda e fredda da parte dell'impianto, il passaggio da una all'altra delle modalità operative avviene in modo del tutto automatico, attraverso un microprocessore a bordo unità.

Le modalità sono sostanzialmente tre:

1. **Pompa di calore:** l'unità opera per la sola produzione di acqua calda utilizzando lo scambiatore lato sorgente come evaporatore, nel quale il refrigerante

evapora asportando energia termica dall'acqua di falda e trasferendola al circuito caldo lato utenza attraverso il condensatore. In tale configurazione l'evaporatore lato utenza fredda non viene utilizzato.

2. **Chiller:** l'unità opera per la sola produzione di acqua refrigerata, utilizzando lo scambiatore lato sorgente come condensatore, dove l'energia termica asportata dal circuito freddo lato utenza tramite l'evaporatore viene ceduta all'acqua di falda che in tal caso opera come pozzo termico. In tale configurazione il condensatore lato utenza calda non viene utilizzato.
3. **Chiller con Recupero:** l'unità opera per la produzione simultanea di acqua calda e acqua refrigerata. Il fluido refrigerante, che circola nei due circuiti interni, evapora interamente nell'evaporatore lato utenza fredda. L'energia termica asportata dal circuito freddo viene recuperata e rilasciata facendo condensare interamente il fluido nel condensatore lato utenza calda. In tale configurazione lo scambiatore lato sorgente non viene utilizzato.

In figura 4.3 sono rappresentati quattro possibili modalità operative dell'unità polivalente, si distinguono: il caso in cui le richieste di energia dal circuito caldo e dal circuito freddo sono coincidenti 4.3(a) e il caso in cui le due richieste sono invece differenti dipendendo dalle esigenze dell'edificio 4.3(b). I valori percentuali indicati sono relativi alle massima potenze erogabili, che corrispondono ai valori nominali in tabella 4.6.

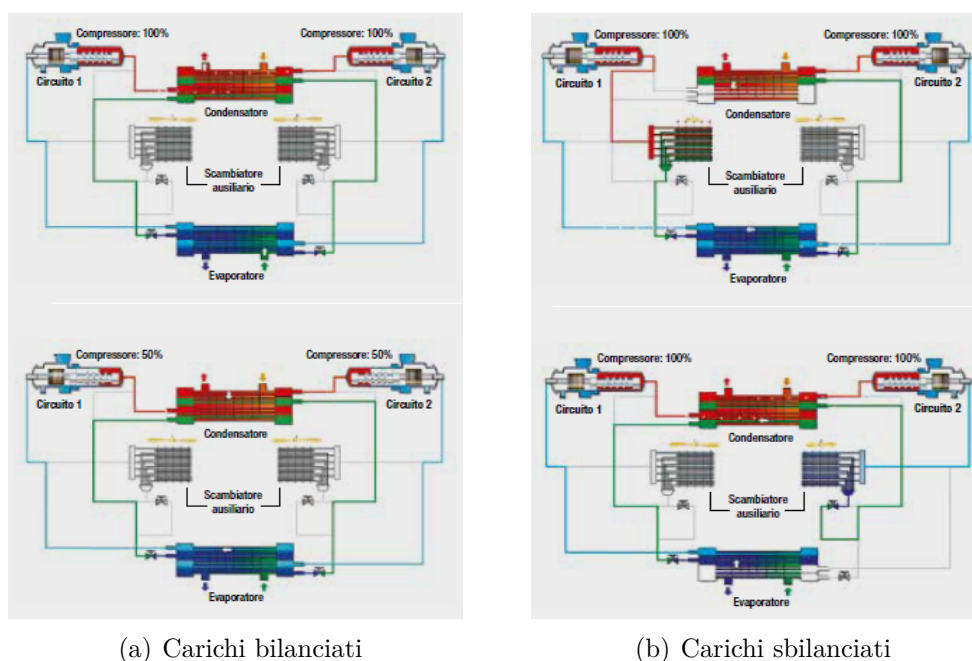


Figura 4.3: Esempio di operazione dell'unità polivalente in base alla richiesta termica e frigorifera

Nel primo caso (a) i due circuiti interni di fluido refrigerante operano evaporando e condensando il fluido negli scambiatori dedicati alle due utenze, senza utilizzare lo scambiatore lato sorgente. Inoltre, quando le richieste coincidono ma le potenze da erogare sono inferiori al massimo erogabile, 4.3(a) (sotto), si opera riducendo la portata circolante di fluido refrigerante. Nel secondo caso (b) il percorso del fluido refrigerante è diverso per i due circuiti. Infatti, nel caso in cui si richieda massima capacità frigorifera e ridotta capacità termica, in figura 4.3(b) in alto si osserva che un circuito opera in modo completo evaporando tutto il fluido refrigerante all'evaporatore e al condensatore (circuito 2), mentre l'altro circuito non condensa nello scambiatore dell'utenza calda ma nello scambiatore ausiliario, smaltendo nell'acqua di falda l'energia termica in eccesso (circuito 1). Nel caso opposto, quando si richiede la massima capacità termica ed una ridotta capacità frigorifera, il concetto è del tutto analogo al caso precedente.

Regolazione e controllo Gruppo Polivalente

La conoscenza delle modalità di regolazione di una macchina di produzione facilita l'interpretazione dei dati raccolti dalle analisi di monitoraggio. Inoltre, permette di prevedere la risposta del componente stesso qualora si dovessero applicare delle modifiche impiantistiche, una su tutte la possibilità di affiancare un accumulo e determinare quindi il possibile risparmio energetico. In tal caso è di rilevante importanza conoscere le relazioni che intercorrono tra i parametri significativi dell'unità, come i consumi elettrici con la produzione termica e/o frigorifera o come queste ultime si regolano con le temperature di operazione.

La documentazione ufficiale fornita dal costruttore CLIMAVENETA, descrive una tipologia di regolazione della macchina attraverso una **logica proporzionale a gradini** che opera sui compressori. In particolare, la parzializzazione avviene attraverso una valvola a cassetto che, a seconda della posizione assunta, determina una riduzione della camera di compressione; cisacun compressore può quindi erogare il 100%, 75%, 50% della sua capacità. La regolazione a gradini dei compressori e la termoregolazione della macchina si osservano in figura 4.4.

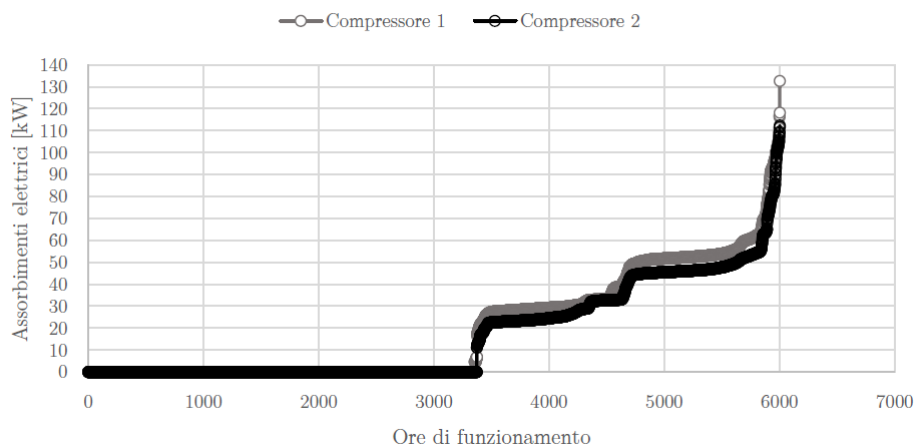


Figura 4.4: Regolazione a gradini di capacità dei compressori

In figura 4.5 si riporta la produzione del gruppo polivalente nel periodo centrale della stagione estiva, coprendo i mesi di giugno, luglio e agosto, il periodo in cui si registra una produzione nulla corrisponde al periodo di chiusura dell'Energy Center per le vacanze estive. Il grafico esprime le potenze erogate dalla macchina valutate a cavallo del circuito caldo e del circuito freddo, quindi lato utenza calda e fredda, immediatamente all'uscita dell'unità. Il grafico permette di individuare la modalità operativa del gruppo, evidenziando la produzione simultanea di potenza termica e frigorifera.

La modalità operativa impostata dall'utente risulta essere la numero 3: chiller con recupero termico. La quantità di energia termica prodotta che non viene smaltita nell'acqua di falda, è utilizzata per mantenere la temperatura del boiler per l'ACS al valore richiesto di 60 °C, secondo precise configurazioni orarie come verrà descritto in seguito nel paragrafo 4.2.2, nella sezione dedicata alla produzione di ACS.

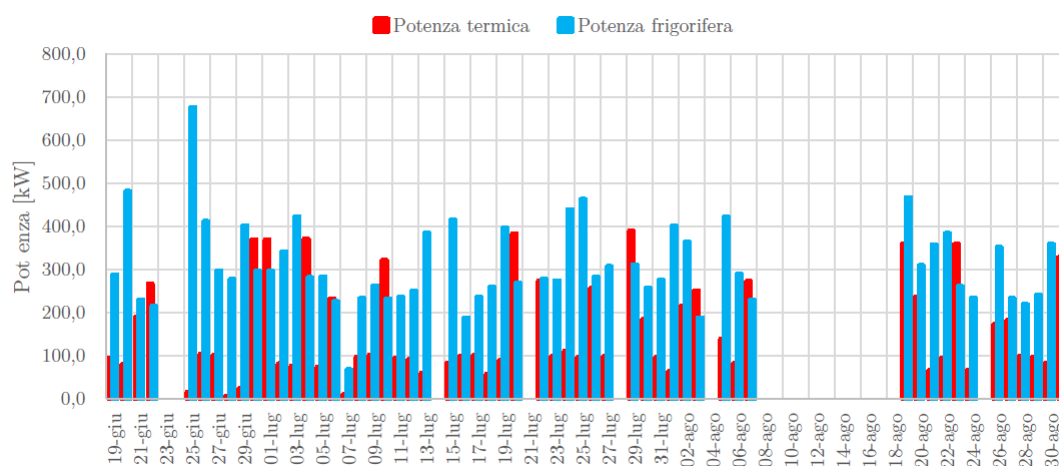


Figura 4.5: Produzione del gruppo polivalente Giugno/Agosto 2019

Un ulteriore parametro di valutazione dell'unità risiede nello studio delle temperature di operazione e degli orari di accensione e spegnimento. Questi ultimi sono settati come segue:

- Lun-Ven: 7:30-19:30
- Sabato: 7:30-13:00
- Domenica: OFF

I profili di temperatura osservati nelle figure 4.6 e 4.7 corrispondono ai profili ottenuti per una settimana di funzionamento dell'impianto. E' opportuno tenere in considerazione gli orari di funzionamento dell'impianto per l'analisi dei dati. Infatti, dai grafici riportati è evidente un incremento della temperatura di mandata di acqua refrigerata dovuto all'assenza di produzione frigorifera negli orari precedentemente indicati ad impianto spento. Per quanto riguarda la produzione termica il trend è del tutto analogo, ma chiaramente in tal caso i profili presentano una diminuzione di temperatura nelle ore in cui l'impianto non è in funzione.

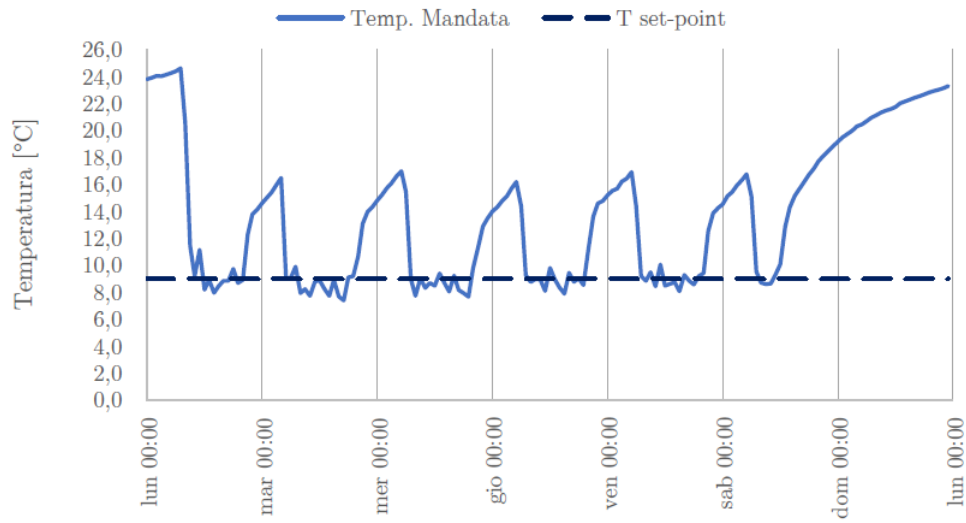


Figura 4.6: Temperatura all'uscita dall'evaporatore

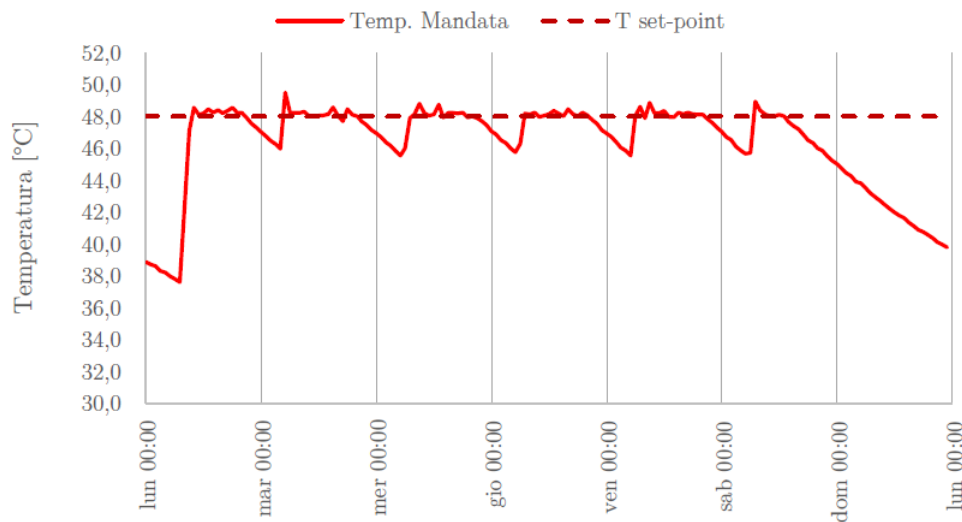


Figura 4.7: Temperatura all'uscita dal condensatore

4.2.2 Produzione di acqua calda

L'acqua calda richiesta dalle utenze per soddisfare il fabbisogno di energia per il riscaldamento è interamente fornita dalla rete di Teleriscaldamento della città di Torino. Per quanto riguarda la richiesta di ACS, l'edificio presenta più modalità di produzione che saranno descritte in seguito.

Nella descrizione della produzione di acqua calda è quindi opportuno distinguere tra l'acqua calda necessaria per il riscaldamento e per ACS. Infatti, l'Energy Center presenta diverse logiche di funzionamento degli impianti, in particolare per la produzione di ACS.

Acqua calda dal Teleriscaldamento

Il teleriscaldamento permette di fornire energia termica agli edifici per riscaldamento e ACS. L'energia termica richiesta è fornita attraverso la produzione e distribuzione di acqua calda proveniente dalle centrali di produzione presenti nella cintura della città di Torino, in particolare si tratta di centrali in assetto cogenerativo a ciclo combinato per la produzione di energia termica ed energia elettrica, con potenze complessive di circa 1100 MW elettrici e 740 MW termici [50]. L'acqua calda prodotta, tramite la rete di distribuzione giunge agli edifici allacciati, dove è presente una sottostazione che corrisponde sostanzialmente ad uno o più scambiatori di calore nei quali l'energia termica dal teleriscaldamento viene ceduta all'impianto dell'edificio.

L'Energy Center dispone di tre scambiatori allacciati alla rete di teleriscaldamento, situati nel locale tecnico al piano interrato. Ognuno di essi è connesso ad aree diverse dell'impianto, tale da alimentare utenze diverse. In figura 4.8 si riporta lo schema in pianta della sottostazione con i corrispondenti scambiatori SC-01, SC-02, SC-03, che corrispondono rispettivamente alla produzione di acqua calda per ACS, riscaldamento e gruppo frigo ad assorbimento.

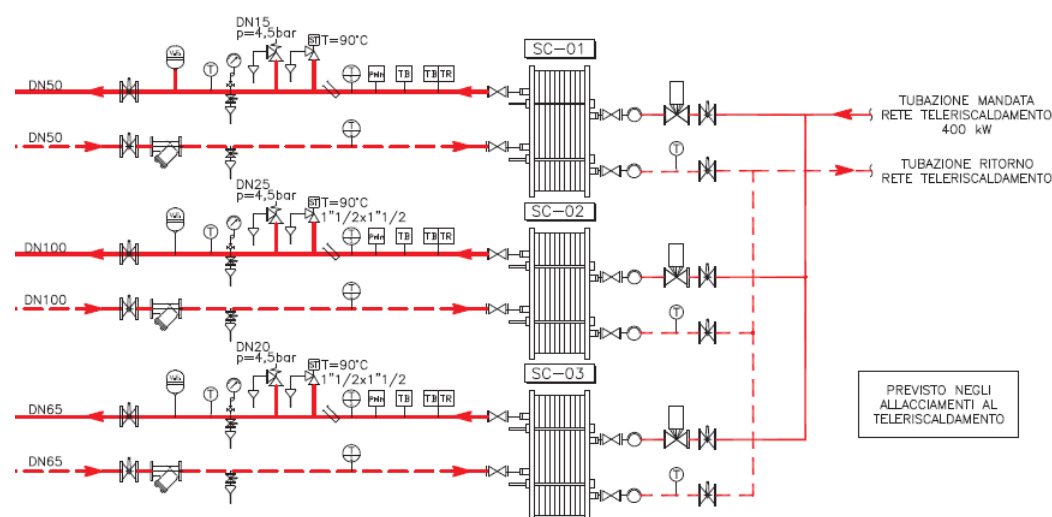


Figura 4.8: Schema dell'alimentazione dal teleriscaldamento

Nelle figure 4.9 e 4.10 si osservano i profili di temperatura di mandata dell'acqua calda proveniente dagli scambiatori SC-01 e SC-02, il profilo relativo alla mandata per il gruppo frigo ad assorbimento, dato il suo inutilizzo, non viene rappresentato. Analogamente a quanto già discusso per la produzione di acqua refrigerata, si analizzano i profili di temperatura settimanali, tenendo in considerazione la stessa disposizione oraria di accensione e spegnimento degli impianti. Anche in questo caso è dunque evidente in fig.4.9 la variazione di temperatura, osservando una forte diminuzione nelle ore di spegnimento. Ciò è dovuto ad un'elevata differenza di temperatura tra l'acqua all'interno delle tubazioni e l'aria esterna che le circondano, facilitando lo scambio termico per convezione, specialmente nei mesi centrali della stagione invernale, infatti gli andamenti riportati rappresentano una settimana di

gennaio.

Per quanto riguarda l'alimentazione dell'impianto per la produzione di ACS, i profili di figura 4.10 mostrano una minore riduzione rispetto alla 4.9 poichè anche nelle ore notturne è richiesto il ricircolo di una quantità di acqua calda negli impianti dedicati all'ACS per effettuare il lavaggio antilegionella.

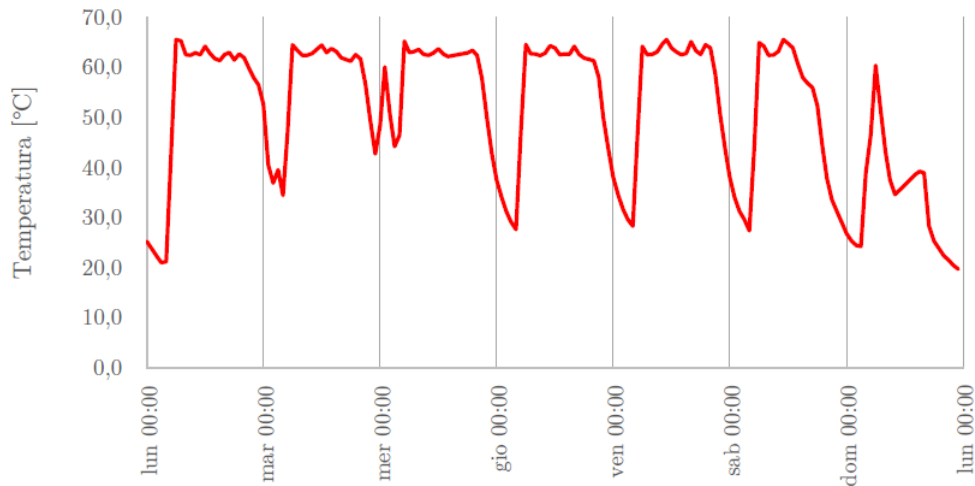


Figura 4.9: Temperatura di alimentazione per l'impianto di riscaldamento

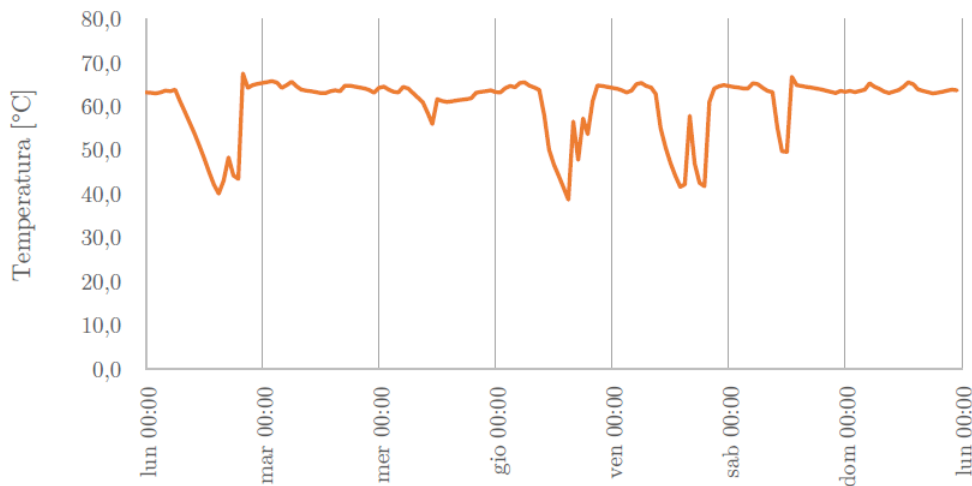


Figura 4.10: Temperatura di alimentazione per l'impianto di ACS

Acqua calda dal Solare Termico

L'impianto solare termico è costituito da collettori a tubi vetrati sotto vuoto, con un angolo di inclinazione di 15° e con una potenza di picco che si aggira sui 10 kW, si attesta una producibilità annua di circa 12500 kWh.

I pannelli sono disposti in copertura, dove è presente il sistema di collettori che

raccogliono l'acqua calda prodotta per poi inviarla in centrale tramite un'apposita elettropompa di circolazione tale da alimentare la serpentina termica presente all'interno del serbatoio solare da 1000 lt, la cui acqua presente viene quindi riscaldata.

La produzione dell'impianto solare termico è regolata dalla logica di controllo della pompa di ricircolo. Con l'ausilio dello schema funzionale di figura 4.11, dove viene rappresentata la connessione dell'impianto solare con la centrale termica, si descrivono le possibili modalità operative della pompa e delle valvole a tre vie indicate in figura con EP15 e V1 rispettivamente.

L'acqua calda prodotta dai collettori viene inviata al serbatoio indicato con BP-02 seguendo una logica gestita dal sistema di supervisione che controlla la differenza di temperatura tra la temperatura in uscita dai collettori T1 e la temperatura letta dal serbatoio TS. Qualora tale differenza risulti maggiore di 5 °C l'elettropompa viene attivata e si permette il passaggio di acqua calda "solare" per riscaldare il bollitore BP-02, quando il sistema rileva una temperatura del serbatoio TS maggiore o uguale al valore di set-point impostato, la pompa viene disattivata e si comandano le valvole V1 affinché si chiuda la via B e si apra la via C. Così facendo l'acqua calda prodotta e quindi l'energia termica, che non può essere utilizzata per riscaldare il serbatoio solare, viene inviata all'accumulo di 4000 lt di cui se ne rappresenta solo la connessione (percorso evidenziato in grigio) nello schema 4.11.

Le connessioni del serbatoio BP-02 con il resto dell'impianto dell'ACS sono rappresentate dalle linee in azzurro e in magenta, che costituiscono rispettivamente il reintegro con l'acqua fredda della rete idrica e la mandata all'impianto per la distribuzione dell'ACS alle utenze.

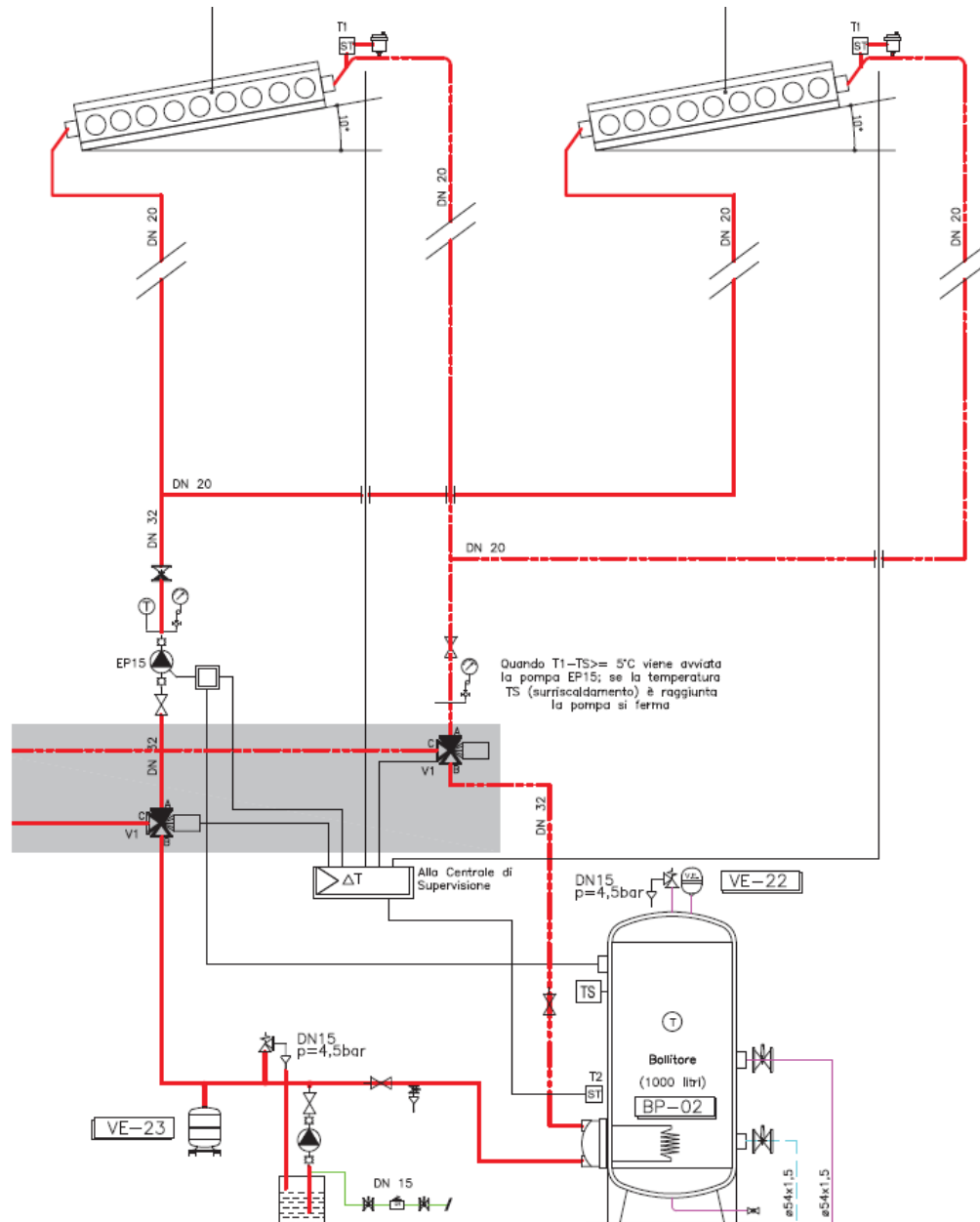


Figura 4.11: Schema funzionale dell'impianto solare termico

Nel corso dello svolgimento di questo lavoro di tesi è stato previsto un periodo di manutenzione dell'impianto solare, ciò non ha permesso lo studio dettagliato del suo funzionamento. Inoltre, in mancanza di dati storicizzati e monitorati anche per periodi antecedenti, non è stato possibile effettuare un'analisi di monitoraggio accurata per determinare il reale contributo del solare termico per soddisfare il fabbisogno di acqua calda sanitaria.

Acqua calda sanitaria ACS

La disposizione impiantistica prevista per la produzione di acqua calda sanitaria merita una descrizione dettagliata. Il componente cardine dell'impianto è il serbatoio di 1500 lt, il cui contenuto d'acqua viene riscaldato per raggiungere una temperatura di set-point prevista di 60 °C. L'acqua calda sanitaria richiesta dalle utenze viene quindi prelevata dal serbatoio e reimpressa nello stesso.

L'energia termica richiesta dal serbatoio per raggiungere il valore di temperatura desiderato avviene attraverso una serpentina in cui circola acqua calda, dimensionata per una potenza massima di scambio termico di 50 kW. L'acqua calda che circola nello scambiatore interno al serbatoio può essere fornita dal teleriscaldamento o dal gruppo polivalente.

Le due modalità di alimentazione non avvengono mai nello stesso momento ma, grazie alla presenza di un sistema di valvole a tre vie, si imposta una logica di controllo oraria e stagionale per stabilire quando l'energia termica da fornire al serbatoio deve essere prodotta dal gruppo polivalente o dal teleriscaldamento.

Per quanto riguarda il gruppo polivalente, è opportuno ricordare che la sua funzione prioritaria è la produzione di energia frigorifera per il raffrescamento, quindi il contributo di acqua calda fornito è relativo al periodo di funzionamento dell'unità in regime estivo.

In figura 4.12 viene rappresentata la configurazione oraria scelta dal personale responsabile della gestione degli impianti, individuando un maggiore contributo per la produzione di acqua calda sanitaria da parte del teleriscaldamento.

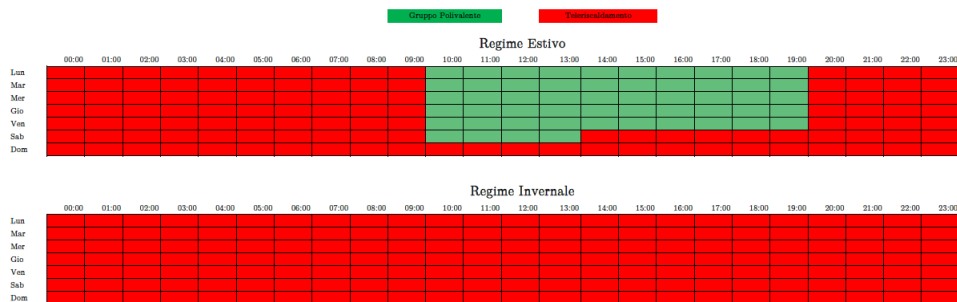


Figura 4.12: Produzione di ACS da teleriscaldamento o gruppo polivalente

Nel corso di un anno intero, l'energia termica fornita al serbatoio per la produzione di acqua calda sanitaria viene rappresentata in 4.13. Il grafico mostra come il contributo da parte del gruppo polivalente sia evidentemente ridotto, nonostante l'unità presenta un periodo di attività anche in periodi come aprile/maggio e ottobre/novembre. Ciò trova riscontro con l'impostazione del gruppo polivalente in priorità di raffrescamento. In figura 4.13 si osservano dei periodi, individuabili nel mese di giugno e negli ultimi giorni del mese di agosto, nei quali la richiesta di acqua calda sanitaria risulta molto ridotta. Tale anomalia si può giustificare con una possibile sospensione dell'erogazione oppure con eventuali errori di lettura da parte dei misuratori termici dedicati.

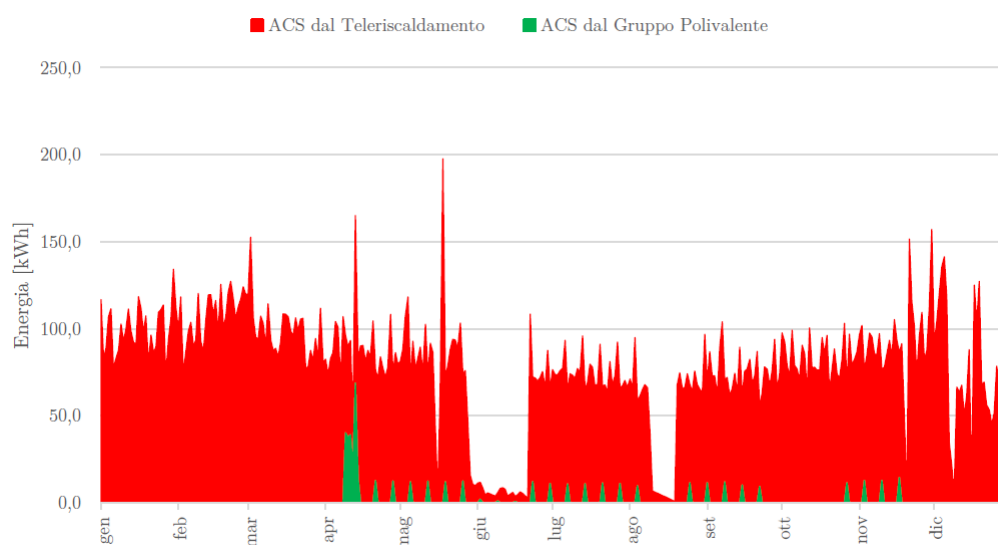


Figura 4.13: Energia termica per ACS

4.2.3 Conclusioni sulle temperature operative

La fase di valutazione preliminare descritta nelle sezioni precedenti, inerente alle configurazioni impiantistiche e la loro produzione di energia, permette di identificare la reale opportunità di applicare un accumulo basato su materiali a cambiamento di fase.

In prima analisi, è possibile escludere l'applicazione dell'accumulo in esame per il gruppo polivalente e di conseguenza per la produzione di energia per il raffrescamento. Il motivo di questa scelta ricade nell'impossibilità di definire un ampio range di temperature di operazione tra la produzione e la richiesta delle utenze. Infatti, l'unità polivalente fornisce l'acqua refrigerata ad una temperatura di circa 8 °C e la massima temperatura richiesta dalle utenze è intorno ai 16 °C per i pannelli radianti. Ipotizzando che l'accumulo si carichi fornendo l'acqua prodotta dal gruppo polivalente e si scarichi per fornire l'acqua richiesta dai pannelli radianti, il materiale a cambiamento di fase da scegliere dovrà allora presentare una temperatura compresa tra 8 e 16 °C. Ciò significa che lo scambio termico avverrà con gradienti di temperatura decisamente bassi per effettuare le fasi di carica e scarica, e in previsione di una quantità di energia da stoccare dell'ordine delle decine di kWh, si arriverebbe ad un dimensionamento del dispositivo con elevate superfici di scambio termico che comporterebbero dei costi elevati oltre a dimensioni geometriche incompatibili con gli spazi a disposizione in centrale.

Quanto detto esclude quindi la possibilità di applicare un accumulo freddo nel contesto tecnologico in esame.

Nell'ambito del riscaldamento invece si può agire con range di temperature più favorevoli, dato che la fornitura dal teleriscaldamento permette di avere a disposizione l'acqua calda fino a temperature maggiori di 70 °C, mentre le utenze richiedono una temperatura minima di 35 °C per i pannelli radianti.

4.3 Analisi di monitoraggio

Nel paragrafo che segue e nelle sue corrispondenti sezioni si procede nello studio monitorato delle reali operazioni degli impianti. I risultati che si vogliono ottenere dalle analisi di monitoraggio sono, in primo luogo una visione generale dei consumi nel corso di un anno intero, e in conclusione la determinazione di un profilo di carico rappresentativo per il periodo temporale di valutazione scelto. Quest'ultimo, sulla base di quanto detto nel paragrafo 4.2.3, ricade nella sola stagione di riscaldamento ai fini della scelta del giorno tipo. La scelta di un giorno rappresentativo permette quindi di ottenere un reale profilo quotidiano di richiesta energetica. Ciò corrisponderà al riferimento principale nella definizione di una possibile applicazione di un accumulo a cambiamento di fase, in termini di energia da accumulare e rilasciare.

4.3.1 Sistema di monitoraggio

La raccolta dei dati e le relative analisi che si vogliono attuare, sono garantite attraverso un chiaro ed efficiente sistema di monitoraggio. Nell'ambito degli edifici e in particolare nello studio delle loro prestazioni energetiche, il monitoraggio ricade nella corretta installazione e operatività di dispositivi ideati per il calcolo dell'energia consumata.

Un adeguato sistema di monitoraggio permette di facilitare le operazioni di analisi richieste alle figure responsabili della gestione dell'edificio, mostrandosi di grande aiuto nell'ottimizzazione dei consumi energetici o nelle decisioni di attuare una determinata operazione di risparmio energetico [51]. La caratteristica fondamentale di un sistema di monitoraggio ricade nell'accuratezza delle misurazioni effettuate e nella diretta e facile visualizzazione dai dati di interesse, quest'ultimo aspetto è legato alle modalità di comunicazione specifiche tra il sensore installato e la base operativa di raccolta dei dati. Quanto detto, in aggiunta chiaramente ai costi di installazione e collaudo, è alla base della scelta del corretto sistema di monitoraggio[51].

L'Energy Center è dotato di un sistema di automazione e controllo dell'edificio *BACS (Building Automation and Control System)* il quale è interfacciato con il software di supervisione Siemens *DESIGO CCTM* che permette di effettuare le operazioni di gestione e regolazione degli impianti di produzione, dei sistemi di illuminazione e dei sistemi di allarme e sicurezza generali. Il sistema è caratterizzato dalla presenza di numerose stazioni di automazione, suddivise per gruppi in base alla loro funzionalità e locazione. Ogni gruppo raccoglie le misurazioni di numerosi sensori installati nell'intero edificio (circa 8000).

Le misurazioni sono di diversa tipologia e la comunicazione con il sistema di supervisione permette di comandare l'attivazione, lo spegnimento e la regolazione degli impianti e dei loro componenti funzionali al fine di mantenere le condizioni di comfort interno nei locali.

I gruppi di rilievo per la realizzazione dell'elaborato sono classificati come segue:

- "Multimetri": misurazioni di assorbimenti elettrici di ogni singolo quadro
- "Centrale termofrigio": misurazioni dei parametri tecnici di ogni componente in centrale (temperatura, pressioni, stato pompe, valvole, ecc.)

- "Contabilizzatori": misurazioni di energia termica e frigorifera

Il gruppo "contabilizzatori" permette di individuare i dispositivi di misurazione installati in centrale e quindi le loro caratteristiche. La locazione dei misuratori è a cavallo delle tubazioni di mandata e ritorno dove si vuole calcolare il flusso energetico scambiato. Le misure ottenute fanno riferimento al calcolo dell'energia basata sulla formula seguente:

$$Energia = V * (T_{Risc.} - T_{Raffr.}) * k(T_i) \quad (4.1)$$

Il calcolo viene effettuato da un contatore a partire dalla temperatura differenziale $T_{Risc.} - T_{Raffr.}$, rispettivamente la differenza tra la temperatura misurata nella linea calda e la temperatura misurata nella linea fredda, ottenute dalla presenza di sonde di temperatura Pt500 a 2 o 4 fili. Il volume V indicato nell'equazione (4.1) è il volume di una quantità di impulsi di volume in m^3 ottenuti dal flussometro situato su una linea di tubazione e comunicante con il dispositivo di misurazione dell'energia. Il calcolo si completa con il coefficiente $k(T_i)$ che indica il contenuto entalpico del fluido e il contenuto calorifico, tale valore è funzione della temperatura ad ogni istante temporale i -esimo che da manuale risulta di circa 2 secondi. Nelle figure 4.14 e 4.15 si osserva, in uno schema semplificato, l'integrazione del dispositivo con il sistema impiantistico, per le utenze di riscaldamento e raffrescamento rispettivamente.

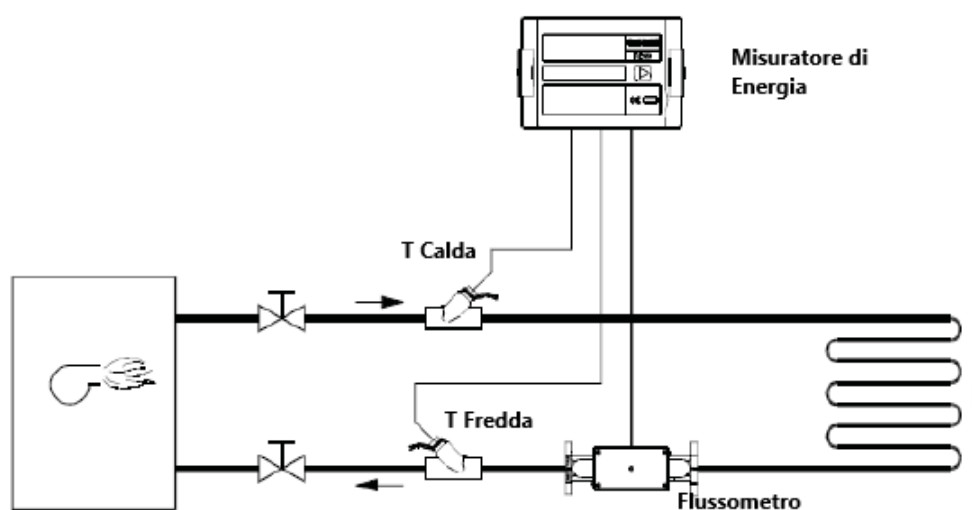


Figura 4.14: Misuratore per l'energia termica

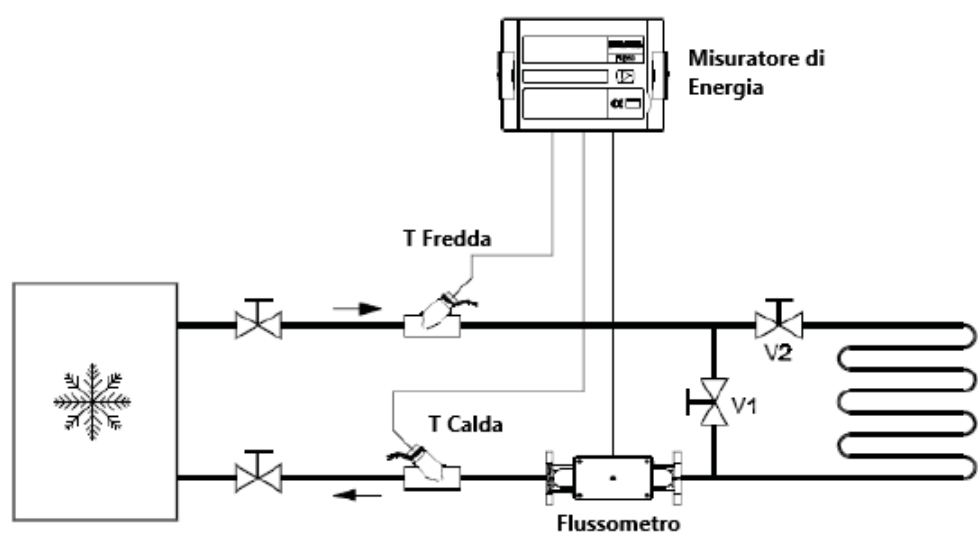


Figura 4.15: Misuratore per l'energia frigorifera

Le misurazioni registrate sono storicizzate e i valori sono riferiti ad una discretizzazione temporale di 15 minuti. I dispositivi utilizzati hanno delle determinate codifiche da conoscere e verificare, tale da poter collocare il corretto vettore energetico misurato in una determinata sezione dell'impianto. Questo permette di associare ogni flusso energetico al corrispondente dispositivo. La tabella 4.7 elenca i misuratori di energia termica presenti e la loro posizione all'interno dell'impianto nel suo complesso.

ID	Misurazione	Servizio Energetico
MT1	Energia dal/al acqua di falda	Riscaldamento/Raffrescamento
MT2	Energia termica dal Gruppo Polivalente	Riscaldamento/ACS
MT3	Energia frigorifera dal Gruppo Polivalente	Raffrescamento
MT4	Energia frigorifera dal Gruppo ad Assorbimento	Raffrescamento
MT5	Energia termica dal Teleriscaldamento	Riscaldamento
MT6	Energia termica da Teleriscaldamento/Gruppo Polivalente	ACS
MT7	Energia termica dal Solare Termico	ACS
MT8	Energia termica di ACS per ristorante	ACS

Tabella 4.7: Elenco dei misuratori di energia installati

Inoltre, ogni misuratore rileva flusso, temperature di mandata e ritorno, potenza ed energia, quest'ultima è in termini di energia cumulata.

4.3.2 Consumi di energia per Raffrescamento

La produzione di energia per soddisfare le richieste di raffrescamento è interamente dedicata all'operazione del Gruppo Polivalente, la cui produzione di acqua refrigerata è inviata al collettore freddo da dove l'acqua fredda viene poi inviata alle utenze dedicate per raffrescare i singoli locali dell'edificio.

I dati raccolti fanno riferimento alle misurazioni effettuate dal misuratore MT3 di tabella 4.7, che permette quindi di quantificare il reale consumo da parte delle utenze per il raffrescamento. Tramite le analisi condotte è stato possibile individuare il periodo di funzionamento dell'impianto per la produzione di energia frigorifera, basandosi sulle letture degli assorbimenti elettrici dell'unità polivalente, le misurazioni del dispositivo MT3 sono state filtrate solo per il periodo individuato.

Le misurazioni raccolte su una base di 15 minuti sono state riordinate su base giornaliera, ottenendo i consumi quotidiani di energia per il raffrescamento. La figura 4.16 mostra la produzione di energia giornaliera del gruppo polivalente per il raffrescamento dell'edificio. Si osserva che il periodo di operazione della macchina va dal 09/04 al 27/09, i dati sono riferiti ad un anno intero di funzionamento.

Dal grafico di figura 4.16 si osserva una richiesta maggiormente stabile nei mesi centrali della stagione estiva (luglio-agosto-prima metà di settembre), mentre risulta più altalenante nei mesi di aprile-maggio. Per meglio comprendere il trend rappresentato, si riportano nello stesso grafico anche i valori di temperatura media giornalieri, i quali per i mesi di aprile-maggio mostrano un andamento di temperatura variabile tra i 22/23 °C e i 15 °C, mentre si assesta intorno i 25 °C per i mesi di luglio-agosto.

La produzione di energia frigorifera viene osservata considerando come questa si divide nelle utenze che la richiedono, la figura 4.16 rappresenta i fabbisogni di ogni terminale di erogazione. E' opportuno precisare che, in assenza di misuratori di energia per ogni singola utenza, la ripartizione dell'energia per ogni utenza è ottenuta considerando una percentuale di richiesta, relativa al valore nominale di ogni terminale di erogazione. Inoltre, sono stati ritenuti utili nelle analisi dei consumi, solo i componenti che garantiscono una continuità di funzionamento, ciò permette di trascurare i fabbisogni delle UTA dedicate all'auditorium e al ristorante, il primo

poichè il suo utilizzo è sporadico mentre il secondo poichè ancora in fase di realizzazione, quindi assente in termini di fabbisogni e consumi. Il consumo di energia

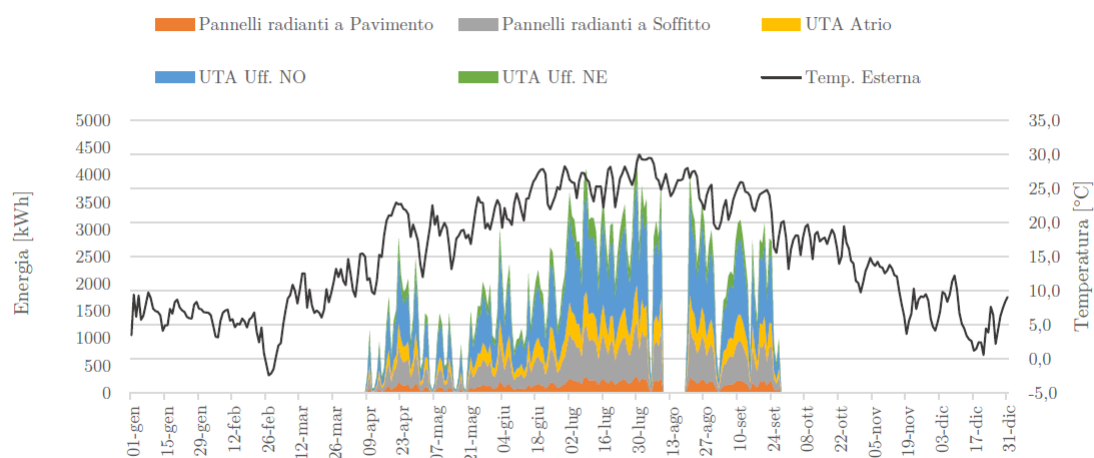


Figura 4.16: Energia prodotta per il raffrescamento dell'edificio

per il raffrescamento dell'edificio, quantificato in termini di assorbimenti elettrici da parte dell'unità polivalente, sono rappresentati in figura 4.17, facendo riferimento ai consumi mensili.

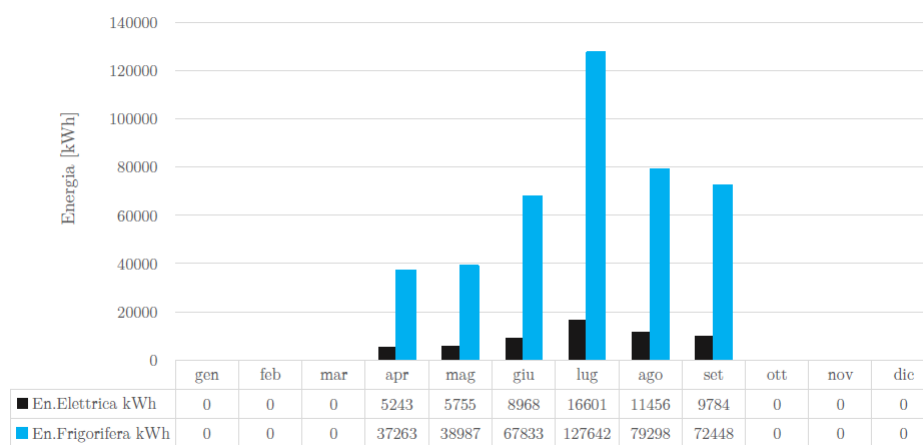


Figura 4.17: Consumi mensili per il raffrescamento

4.3.3 Consumi di energia per Riscaldamento

L'energia termica richiesta per soddisfare il fabbisogno di riscaldamento dell'edificio è principalmente fornita dalla rete di teleriscaldamento. Per le analisi di monitoraggio, la raccolta dati fa riferimento al misuratore MT5 di tabella 4.7, come fatto per lo studio dei consumi di raffrescamento anche il tal caso, per il riscaldamento, si procede con una riduzione della quantità di misurazioni riordinandole in valori di consumi giornalieri.

La figura 4.18 mostra la richiesta di energia per il fabbisogno di riscaldamento dell'edificio, in relazione con la temperatura media giornaliera. Gli andamenti mostrati si riferiscono alle diverse utenze dell'edificio, le quali coincidono con quelle monitorate per le analisi di raffrescamento, si aggiungono per il riscaldamento le richieste dei radiatori presenti nei locali dei servizi sanitari.

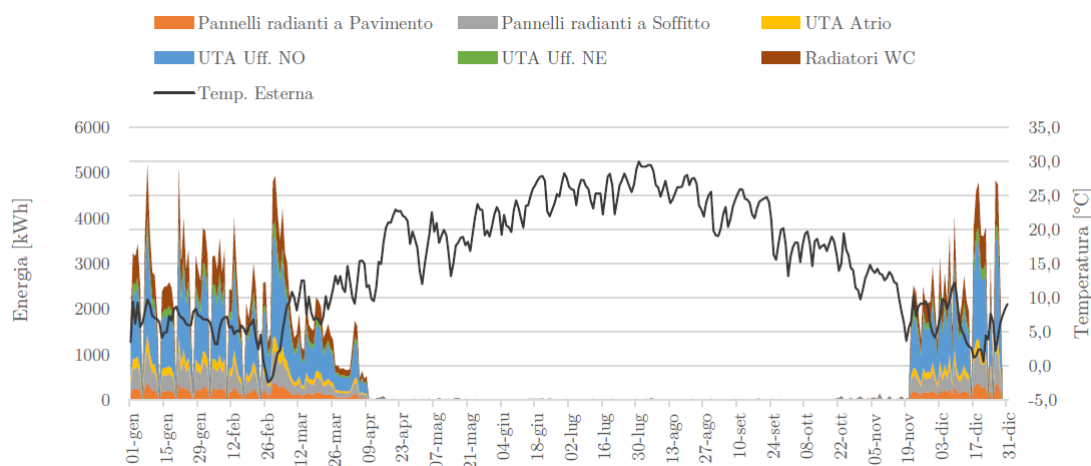


Figura 4.18: Energia termica per il riscaldamento dell'edificio

Nel caso del riscaldamento degli edifici, il periodo di valutazione è definito dalla Legge 10/91 e conseguente DPR 412/93, i quali indicano i periodi di accensione e spegnimento degli impianti dedicati al riscaldamento degli edifici in base alla zona climatica di appartenenza. Nel caso in esame, la città di Torino si associa alla zona climatica E la quale prevede il periodo di funzionamento degli impianti dal 15/10 al 15/04. Il grafico di figura 4.19 mostra i consumi mensili, con valori maggiori per i mesi centrali della stagione come dicembre-gennaio e minori per i mesi finali come febbraio-marzo. Nei mesi di novembre e ottobre, una quota di richiesta termica viene soddisfatta dal gruppo polivalente, indicato in figura dalle barre in bianco con contorno rosso, i valori riportati sono riferiti alle misurazioni registrate dal contatore termico MT2.

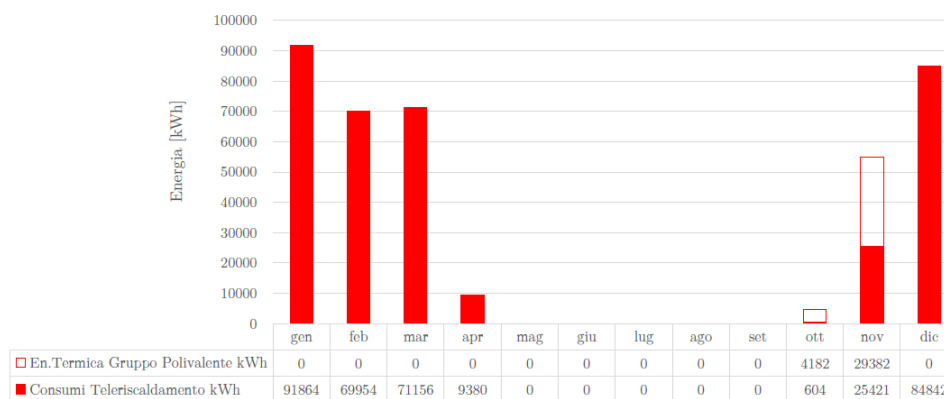


Figura 4.19: Consumi mensili per il riscaldamento

4.3.4 Scelta di un giorno tipo

Le analisi di monitoraggio condotte nelle sezioni precedenti hanno permesso di ottenere una visione generale delle richieste dell'edificio, in termini di fabbisogni per il raffrescamento e per il riscaldamento nel corso di un anno di analisi. Per determinare la possibilità di applicare una strategia di risparmio energetico, attraverso un accumulo con materiali a cambiamento di fase, è necessario ottenere un profilo di carico giornaliero, tale da avere una visualizzazione diretta della richiesta di energia nel corso della giornata. Il giorno che sarà di riferimento per il dimensionamento dell'accumulo termico, seguendo un approccio conservativo, sarà quello che presenta un profilo di richiesta maggiore e di conseguenza un maggiore consumo di energia nel corso della giornata. La procedura utilizzata nella determinazione del profilo si suddivide in diverse fasi che saranno discusse in seguito.

Valutazione preliminare-Heat map

La visualizzazione dei consumi giornalieri in una mappa di calore a calendario, come si osserva in figura 4.20, permette di identificare in prima analisi, qualitativamente, la distribuzione dei consumi giornalieri nella stagione di riscaldamento.

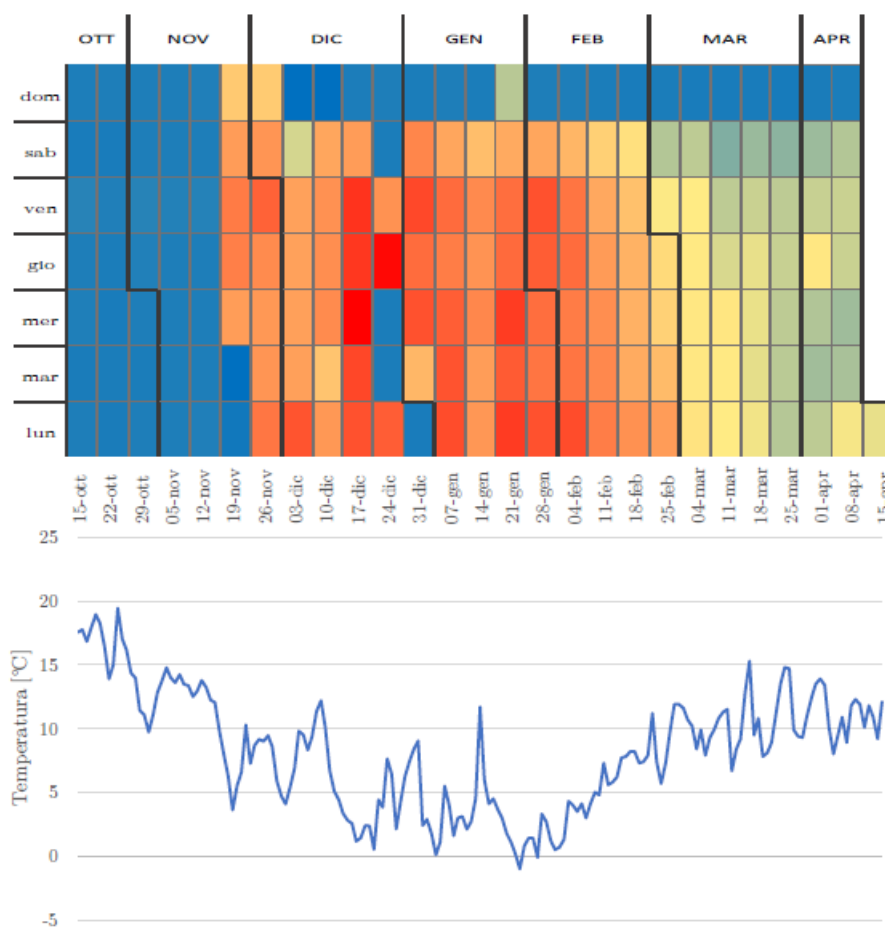


Figura 4.20: Mappa di calore a calendario (sopra) e temperatura media esterna (sotto)

La figura mostra una scala di colori che corrispondono ai valori minimi di consumi in blu e massimi in rosso, con sfumature per valori intermedi. Inoltre, la valutazione preliminare della mappa a calendario viene affiancata dall'andamento delle temperature medie giornaliere, figura 4.20 (sotto). Questo è di ausilio nell'identificazione del periodo, della stagione di riscaldamento, in cui ricade una maggiore richiesta di consumi, infatti si osserva che nei mesi centrali della stagione la temperatura presenta valori minimi di $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e massimi di $12\text{ }^{\circ}\text{C}$.

In aggiunta, è importante evidenziare che nei mesi di ottobre e novembre risulta un consumo giornaliero sostanzialmente nullo, questo perchè sino al 22 novembre il fabbisogno di riscaldamento è soddisfatto dal gruppo polivalente in modalità riscaldamento.

Clustering: k-means

In questa fase si vogliono determinare una serie di raggruppamenti (cluster), che contengono nello stesso cluster giorni con consumi *simili* rispetto a giorni raggruppati in altri cluster [52]. Il raggruppamento dei dati avviene attraverso il metodo k-means, che usa come parametro di similarità la distanza euclidea, dove k indica il numero di cluster da scegliere a priori. Con l'aiuto del software RapidMiner[53] è stato possibile effettuare il processo di clustering per diversi valori di k così da ottenere un numero ottimale, il quale è scelto osservando il comportamento del parametro di performance (densità media tra i cluster) al variare del numero dei cluster. Individuando quindi un valore di k oltre il quale il parametro di performance non subisce notevoli cambiamenti.

In figura 4.21 viene riportata l'analisi di performance evidenziando un numero di cluster e quindi di raggruppamenti ottimali pari a 6.

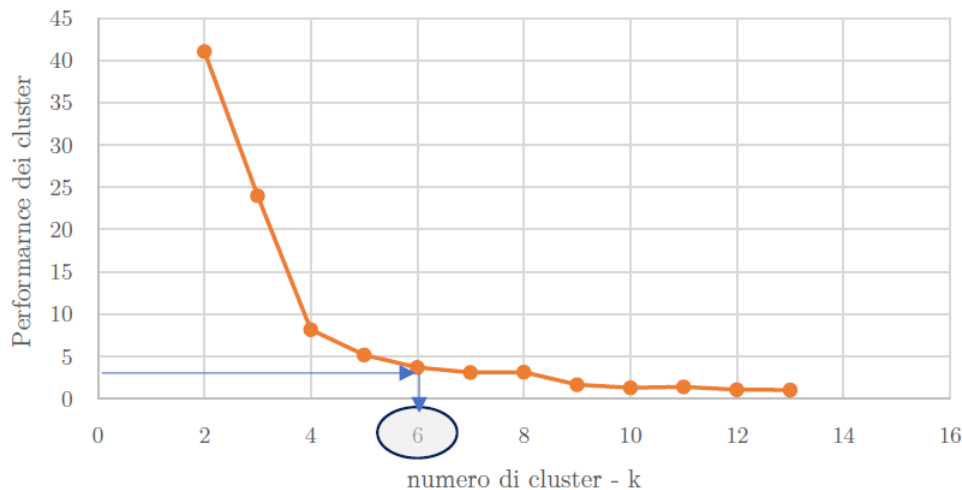


Figura 4.21: Performance del clustering al variare del numero di cluster

Clustering supervisionato

Il processo svolto precedentemente raggruppa i valori di consumo secondo il solo criterio di similarità, in questa fase è necessario integrare nel raggruppamento le informazioni ottenute dalla fase preliminare attraverso l'osservazione della mappa a calendario, tenendo in considerazione anche l'andamento della temperatura media, e le informazioni inerenti alle ore di funzionamento dell'impianto di riscaldamento. Per quest'ultimo aspetto è necessario distinguere i giorni feriali, festivi e il sabato, quando l'impianto opera per mezza giornata. I gruppi individuati sono i seguenti:

- Cluster 1: domenica e festivi
- Cluster 2: mar/apr giorni feriali
- Cluster 3: mar/apr sabato
- Cluster 4: dic/gen/feb sabato
- Cluster 5: dic/gen/feb giorni feriali- Minore consumo
- Cluster 6: dic/gen/feb giorni feriali- Maggiore consumo

Giorno rappresentativo del cluster

Ogni cluster individuato raggruppa una serie di profili giornalieri di potenza ogni 15 minuti, tra questi per ogni cluster, si sceglie il giorno rappresentativo seguendo i seguenti passaggi di calcolo:

1. Calcolo del giorno medio effettuando la media dei valori di potenza per ogni quarto d'ora di tutti i giorni dello stesso cluster.
2. Calcolo lo scostamento quadratico dal valore medio per ogni giorno, equazione 4.2, dove x_i e μ_i sono la potenza nel quarto d'ora i –esimo del giorno reale e del giorno medio rispettivamente, N corrisponde al numero di quarti d'ora presenti in un giorno, 96.

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - \mu_i)^2}{N}} \quad (4.2)$$

3. Scelgo il giorno con il valore di RMS minore come profilo rappresentativo del cluster.

I tre punti precedentemente elencati sono stati applicati per ogni cluster, per ognuno dei quali sono stati individuati i giorni rappresentativi riassunti in tabella 4.8. Per lo scopo di questo lavoro di tesi, inerente al dimensionamento di un accumulo termico, si sceglie di escludere nella valutazione i giorni di sabato e festivi, concentrandosi principalmente sui giorni feriali i quali, come si legge dalla tabella 4.8, sono tre che caratterizzano la stagione. In ordine dal profilo di minore consumo al profilo di maggiore consumo sono 15-marzo, 21-febbraio e 29-gennaio. Al fine di ottenere un'ulteriore valutazione dei raggruppamenti ottenuti, in figura 4.22 si osservano i profili

Cluster	Giorno rappresentativo
Domenica e festivi	domenica 16-dicembre
Marzo/Aprile feriali	venerdì 15-marzo
Mar/Apr sabato	sabato 02-marzo
Dic/Gen/Feb sabato	sabato 09-febbraio
Dic/Gen/Feb feriali- minore consumo	giovedì 21-febbraio
Dic/Gen/Feb feriali- maggiore consumo	martedì 29-gennaio

Tabella 4.8: Giorni rappresentativi per ogni cluster

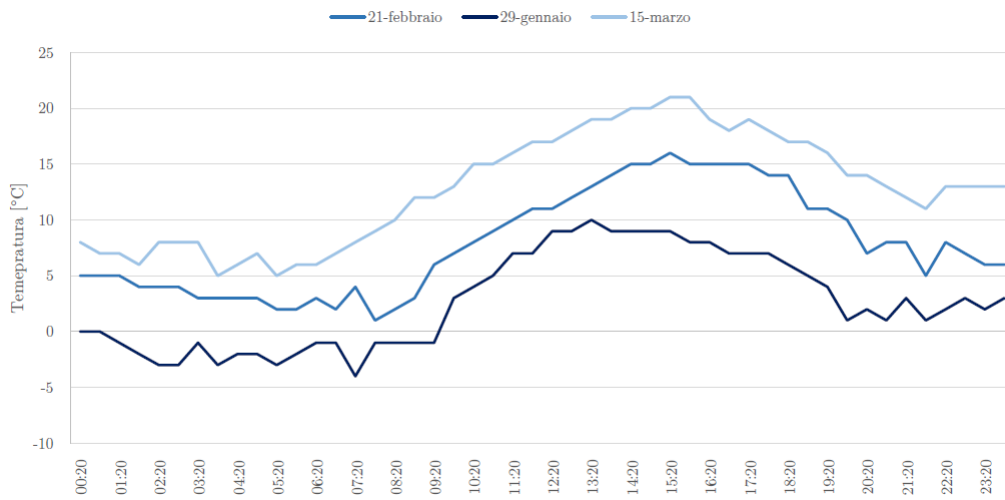


Figura 4.22: Profilo di temperatura esterna in tre giorni tipici

di temperatura per ognuno dei tre giorni individuati. I profili di temperatura giustificano la suddivisione nei tre cluster che rappresentano profili di potenza maggiori in corrispondenza di profili di temperatura inferiori.

Infine, in figura 4.23 vengono visualizzati i giorni rappresentativi per ogni cluster insieme al profilo medio. La curva in rosso corrisponde al giorno individuato secondo i passaggi discussi in precedenza, mentre la curva in nero rappresenta il profilo medio di ogni cluster. Tra i diversi profili si apprezza la distinzione tra i profili dei giorni di sabato (figura 4.23(c) e 4.23(d)) e dei giorni feriali per il periodo centrale della stagione di maggiore e minore consumo e il periodo di bassa stagione, rispettivamente figura 4.23(a), 4.23(b) e 4.23(e). Per la domenica e i festivi, figura 4.23(f), si osserva un profilo singolare con dei valori di potenza decisamente ridotti, ciò si può spiegare attraverso l'utilizzo di una quantità di energia per effettuare un ricircolo di acqua calda nelle tubazioni al fine di evitare il congelamento nelle ore notturne dove le temperature possono scendere ripetutamente sotto lo zero.

In conclusione, per quanto detto in apertura del paragrafo, il giorno scelto per il dimensionamento dell'accumulo latente è quello che mostra un profilo di potenza più critico così da attuare un'analisi cautelativa, secondo la quale si dimensiona e si analizza il comportamento del dispositivo nelle condizioni peggiori di progetto. Il profilo di potenza di riferimento è quindi quello relativo al 29-gennaio, che rappresenta

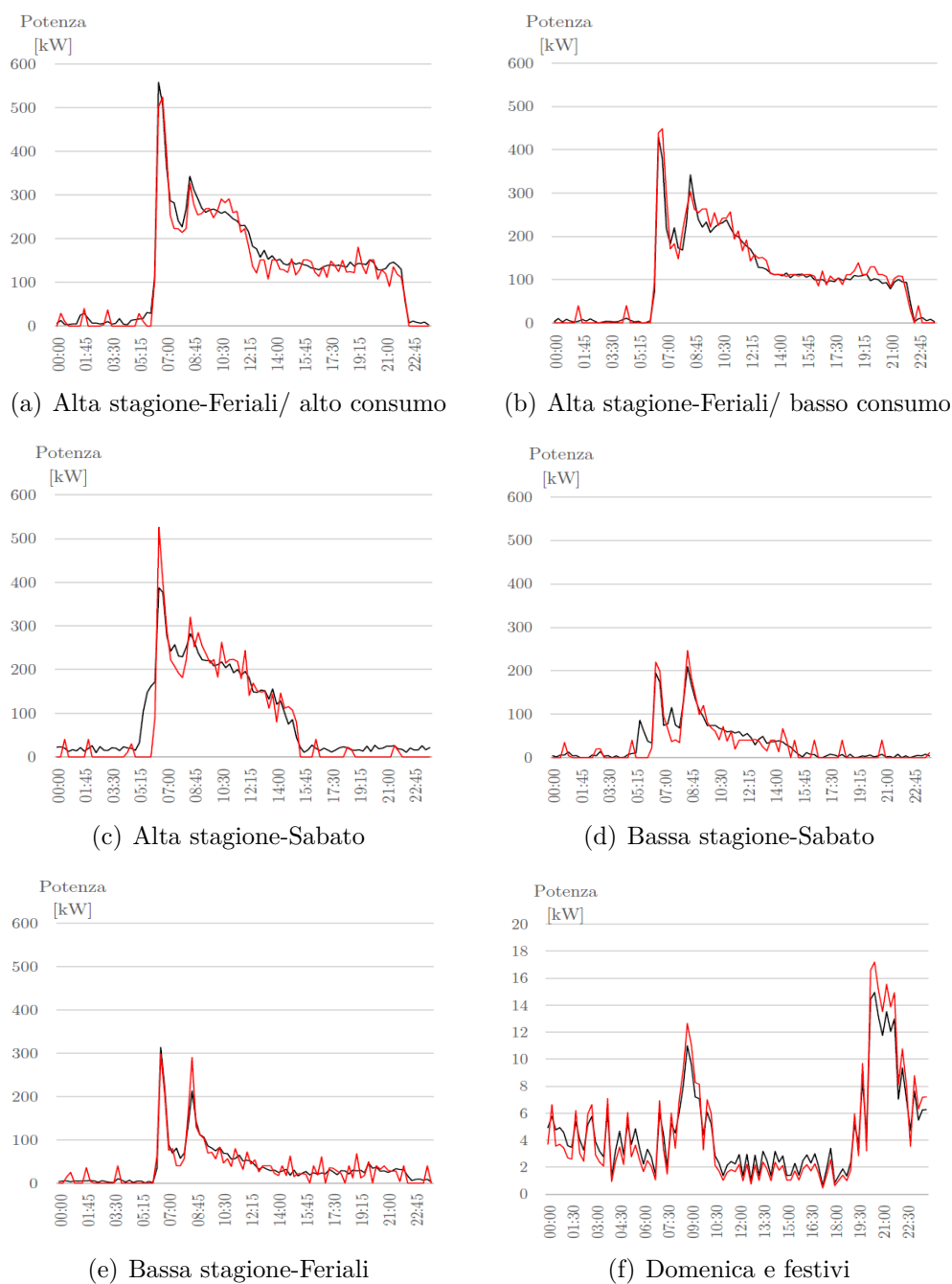


Figura 4.23: Profili di potenza dei giorni rappresentativi di ogni cluster

il cluster 6 relativo al maggiore consumo di energia per soddisfare il fabbisogno di riscaldamento. Il profilo di potenza è rappresentato in figura 4.23(a).

4.4 Applicazione dell'accumulo

Il giorno individuato come riferimento per il dimensionamento dell'accumulo termico, viene analizzato integrando le informazioni ottenute dalle analisi di monitoraggio e dalle configurazioni orarie degli impianti.

Il grafico di figura 4.24 mostra il profilo di potenza scelto, linea continua, e le richieste delle singole utenze dell'Energy Center, colonne in pila. Si osserva che il prelievo dal teleriscaldamento, indicato con la linea in nero, presenta un profilo sempre superiore alle massime richieste delle utenze presenti, tale aspetto è maggiormente marcato nelle ore centrali della giornata, mentre nelle ore di avviamento degli impianti, che si verificano nelle prime ore del mattino, il profilo delle utenze va circa a coincidere con il profilo relativo al prelievo dal teleriscaldamento. Infatti, sebbene l'accensione dell'impianto di riscaldamento è prevista per le ore 7:30, nel pieno della stagione di riscaldamento è necessario un anticipo di circa un'ora per portare l'acqua presente nelle tubazioni alla temperatura richiesta dalle utenze, la quale è diminuita notevolmente nelle ore notturne, come discusso nel paragrafo 4.2.2.

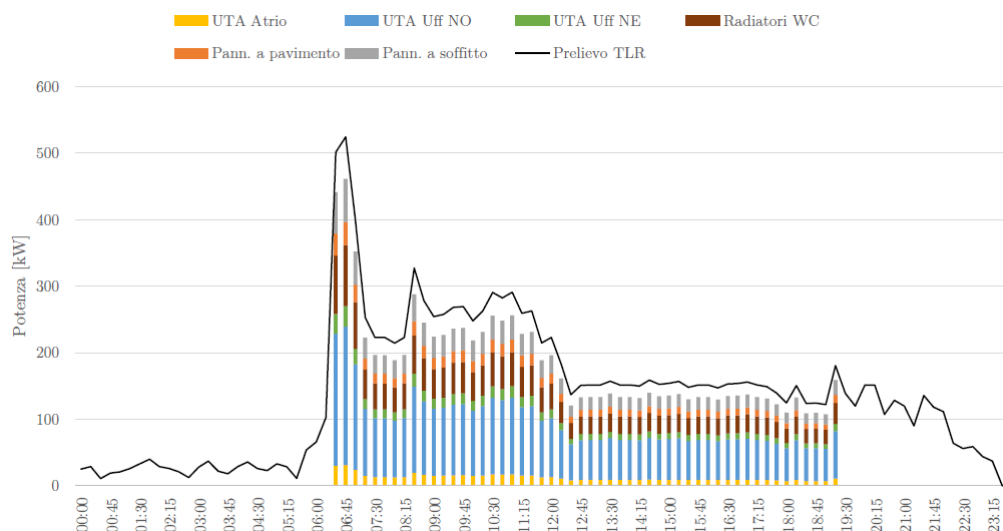
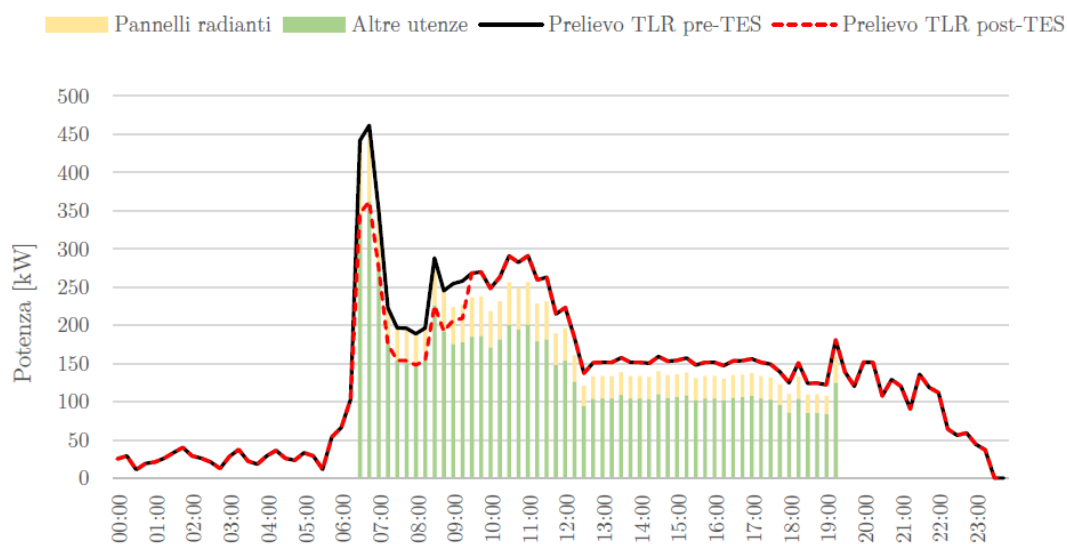


Figura 4.24: Profilo del giorno rappresentativo per le utenze e il prelievo dal Teleriscaldamento

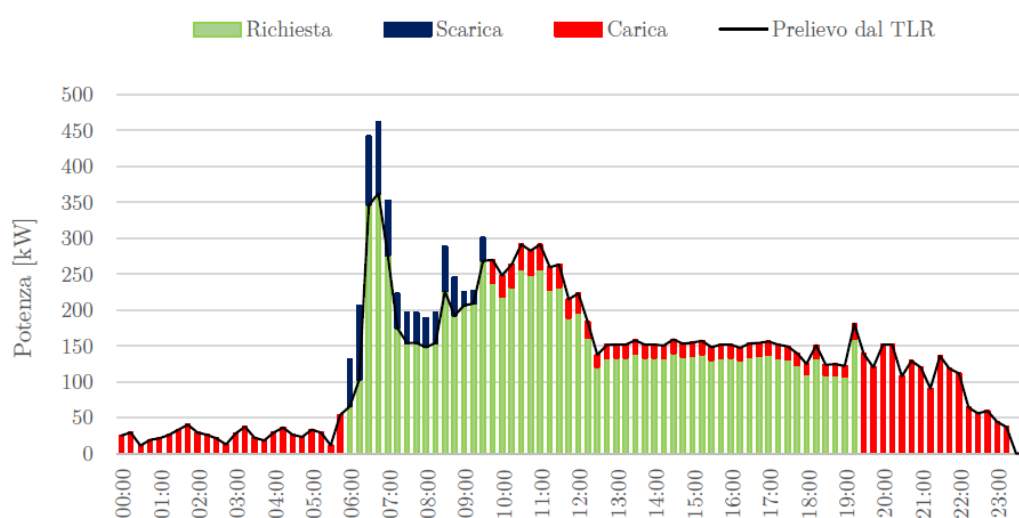
L'applicazione scelta per l'integrazione di un sistema di accumulo termico, consiste nella riduzione del picco nelle prime ore del mattino.

Nelle ore che vanno dalle 6:00 alle 9:00, si sceglie di alimentare le utenze che richiedono l'acqua calda alla temperatura di 45-50 °C dal teleriscaldamento, mentre le utenze che richiedono l'acqua calda ad una temperatura inferiore intorno ai 35 °C, come avviene per i pannelli radianti, sono alimentate dall'accumulo latente. Nelle ore successive alle 9:00 il profilo resta invariato e l'accumulo può caricarsi, accumulando l'energia termica in eccesso dal teleriscaldamento, nella seconda parte della giornata e in particolare nelle ore successive alle 19:30 dove i sistemi di pompaggio e distribuzione si spengono ma si registra per almeno altre 3 ore un significativo prelievo dal teleriscaldamento. I grafici di figura 4.25 mostrano come il profilo di carico relativo al prelievo dal teleriscaldamento viene modificato e ridotto grazie all'integrazione del sistema di

accumulo, figura 4.25(a), mentre sulla destra, figura 4.25(b) si visualizzano i periodi di carica e scarica del sistema, rispettivamente in rosso e in blu. I due processi corrispondono quindi alle fasi in cui l'accumulo deve accumulare l'energia termica in eccesso (carica), per poi rilasciarne la quantità richiesta nelle ore di avviamento degli impianti (scarica).



(a)



(b)

Figura 4.25: Profilo di carico con integrazione del sistema di accumulo (a) e periodi di carica e scarica nel giorno (b).

Capitolo 5

Dimensionamento e modellazione

Il capitolo seguente è dedicato alla descrizione del sistema di accumulo latente che ha come scopo la riduzione del profilo di carico termico, richiesto dalle utenze dell'Energy Center, per la produzione di acqua calda al fine di coprire il fabbisogno di riscaldamento dei pannelli radianti nelle ore di avviamento dell'impianto. In primo luogo vengono descritte le caratteristiche generali del sistema con riferimento alla sua integrazione nell'impianto di produzione in termini di dimensionamento e operatività. Le restanti sezioni del capitolo sono dedicate alla descrizione del modello numerico sviluppato per lo studio delle prestazioni del sistema di accumulo latente, discutendo nel dettaglio tutti i passaggi necessari per l'implementazione.

5.1 Descrizione del sistema di accumulo

La tipologia di accumulo termico da integrare all'impianto di produzione di acqua calda dell'Energy Center, sarà costituito da uno scambiatore di calore a fascio tubiero. In cui si realizza lo scambio termico tra il materiale a cambiamento di fase, il quale costituisce la sorgente di calore, e il fluido termovettore utilizzato per alimentare l'utenza. Lo scambio termico fra PCM e acqua è di tipo indiretto in quanto i due materiali sono separati da un tubo dotato di alettatura longitudinale al fine di incrementare la superficie di scambio termico. Di seguito verranno descritte le caratteristiche principali del sistema.

5.1.1 Condizioni operative del sistema

Il sistema deve essere dimensionato con lo scopo di fornire la quantità di energia richiesta dai pannelli radianti nelle ore che vanno dalle 6:00 alle 9:00. Il valore di energia si attesta intorno a 70 kWh, che significa avere in 3 ore di scarica una potenza media di circa 23 kW.

Le temperature operative sono vincolate alle temperature presenti nell'impianto dove il sistema deve essere integrato. Inoltre, è necessario distinguere le temperature che caratterizzano la fase di scarica e carica. In particolare per temperatura di carica e scarica si intendono, nel primo caso (carica), la temperatura alla quale

Temperatura di scarica (°C)	35
Temperatura di carica (°C)	80
Energia da fornire (kWh)	70
Potenza media (kW)	23
Portata d'acqua (m ³ /h)	1.98

Tabella 5.1: Condizione operative del sistema di accumulo

l'energia termica da accumulare viene fornita, ovvero, la temperatura di ingresso al sistema di accumulo, nel secondo caso (scarica), si fa riferimento alla temperatura alla quale deve essere rilasciata l'energia termica, corrispondente alla temperatura di uscita dell'acqua dal sistema per raggiungere le utenze che la richiedono. In tabella 5.1 sono riportate le caratteristiche generali del sistema di accumulo. Le temperature di carica e scarica sono rispettivamente la temperatura dell'acqua dalla rete di teleriscaldamento e la temperatura richiesta dai pannelli radianti. Inoltre, la temperatura di ingresso al sistema, per la fase di scarica, è quella corrispondente al flusso del condotto di ritorno dell'utenza relativa ai pannelli radianti che, nelle ore notturne, si riduce sino a circa 25 °C. Tale flusso di acqua deve essere portato ai 35 °C richiesti dai terminali di erogazione. Infine è riportato il valore di portata volumetrica di acqua da gestire, ottenuta essendo noti il salto termico e la potenza media da fornire.

La fase di carica, in termini di dimensionamento, è meno vincolante rispetto alla fase di scarica in quanto l'energia a disposizione per caricare il sistema è disponibile per un arco temporale superiore e con valori di energia più elevati, circa 100 kWh nelle ore successive allo spegnimento degli impianti, figura 4.25(b).

5.1.2 Materiale a cambiamento di fase selezionato

Il materiale PCM, selezionato seguendo i criteri discussi nel paragrafo 2.4, è un materiale bio-organico *PureTemp53*. La sua temperatura di fusione è indicata a 53 °C, compatibile con le condizioni operative imposte dall'utenza in termini di temperature di ingresso e di uscita del sistema. Nella sua forma solida appare sotto forma di cera, a temperature superiori di quella di transizione risulta un liquido chiaro. La sua natura bio-organica lo rende compatibile con i materiali che costituiscono il sistema in termini di corrosività, stabilità chimica e termica, garantendo oltre 1000 cicli di utilizzo [54]. Le sue proprietà fisiche, da scheda tecnica del fornitore, sono riportate in tabella 5.2. La proprietà principale risiede nell'elevato valore di calore latente di 225 kJ kg⁻¹, inoltre, la variazione di densità nel passaggio da liquido a solido è intorno al 9.5%, ciò semplifica le interazioni con i materiali di contenimento in quanto la variazione di volume, nel corso dei cicli operativi, è contenuta.

Il range di temperatura è ottenuto osservando le analisi DSC i cui risultati sono forniti nella scheda tecnica del materiale. Il grafico risultante dalle analisi DSC, permette di identificare un range di temperatura all'interno del quale il PCM effettua i processi di solidificazione e fusione. Nello specifico, osservando la figura 5.1, l'intervallo di temperature risulta essere di circa 5°C, questo implica che il cambiamento di fase avviene tra 50.5 e 55.5 °C.

Temperatura di transizione (°C)	53
Calore latente (kJ/kg)	225
Conducibilità termica liquido (W/mK)	0.15
Conducibilità termica solido (W/mK)	0.25
Densità liquido (kg/m ³)	840
Densità solido (kg/m ³)	920
Calore specifico liquido (kJ/kgK)	2.60
Calore specifico solido (kJ/kgK)	2.36

Tabella 5.2: Proprietà termofisiche del materiale *PureTemp53*.

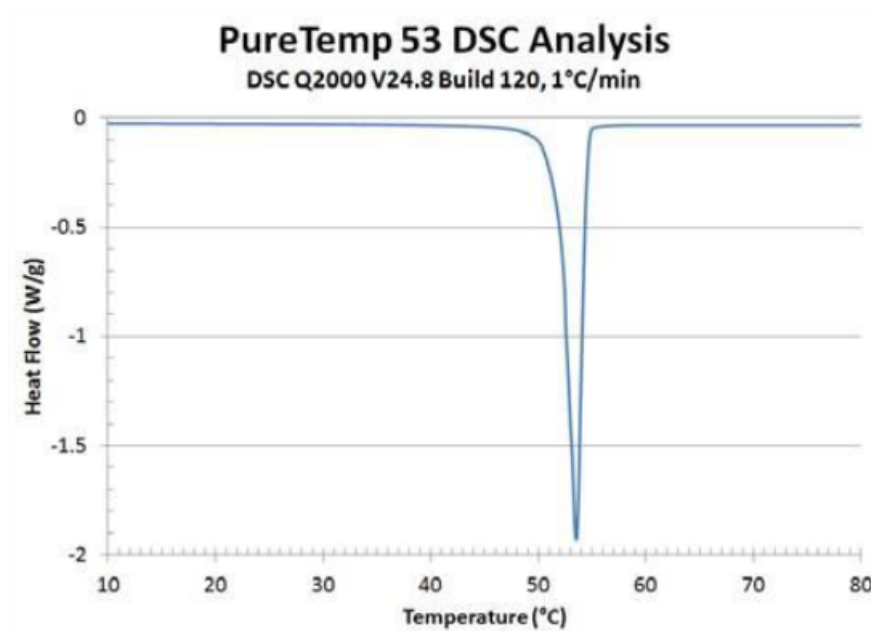


Figura 5.1: Analisi DSC per il materiale *PureTemp53*.

5.1.3 Scambiatore di calore

Il sistema è caratterizzato da un insieme di condotti alettati longitudinalmente, inseriti in un dispositivo di contenimento cilindrico dalle dimensioni massime di 1.2 m di diametro e di altezza. Il materiale che costituisce i condotti e le superfici alettate è un acciaio inox AISI 4340, le cui proprietà sono riportate in tabella 5.3.

Conducibilità termica (W/mK)	44.5
Densità (kg/m ³)	7850
Calore specifico (kJ/kgK)	0.475
Coeff. di espansione termica (1/K)	1.23×10^{-7}

Tabella 5.3: Proprietà di base dell'acciaio AISI 4340.

Per quanto riguarda i parametri di dimensionamento, come discusso nel Capitolo 3,

sono diversi e di notevole influenza sulle prestazioni del sistema. Nel caso dell'applicazione in esame si agisce sulla determinazione del numero di tubi necessario affinché le performance del sistema rispettino i vincoli dell'utenza termica. Questo significa che la velocità di ingresso al sistema è una variabile dipendente dal numero di tubi, poiché la portata totale di acqua da gestire nell'accumulo è fissata. Inoltre, mantenendo costanti le dimensioni esterne totali del sistema, la variazione del numero dei tubi coincide con la variazione del passo tra essi.

Le analisi delle prestazioni del sistema prevedono lo studio di diverse configurazioni, partendo da una configurazione iniziale dello scambiatore con un numero massimo di 158 tubi identici tra di loro con un diametro di 16 mm e uno spessore di 2 mm. Il valore massimo di tubi è stato ottenuto considerando un passo minimo tra i condotti di 80 mm in modo tale che la distanza tra le estremità delle alettature di tubi adiacenti sia pari alla lunghezza dell'aletta stessa, la quale è stata scelta di 20 mm. Infine, il numero di alette previste è pari a 12 corrispondente ad un incremento della superficie di scambio termico rispetto al tubo liscio di circa 10 volte. I parametri di design, per quanto riguarda la configurazione di partenza, sono riassunti in tabella 5.4.

Diametro interno tubo (mm)	16
Spessore tubo (mm)	2
Lunghezza tubo (m)	1.2
Passo (mm)	80
Numero di tubi	158
Altezza aletta (mm)	20
Spessore aletta (mm)	1
Numero alette longitudinali	12
Volume totale del sistema (m ³)	1.36
Superficie di scambio termico (m ²)	102.4
Quantità di acciaio (kg)	480
Quantità di PCM (kg)	1140

Tabella 5.4: Dimensioni per la configurazione iniziale del sistema.

5.2 Descrizione del modello numerico

Il sistema di accumulo latente deve rispettare le richieste imposte dall'utenza termica determinate in apertura del capitolo. Le analisi del comportamento transitorio dello scambiatore sono quindi necessarie per studiare le prestazioni del sistema. In questo lavoro di tesi, data l'applicazione del sistema ad un'utenza termica, la determinazione delle performance è stata effettuata per mezzo di modelli numerici FEM. In particolare, i modelli sono stati sviluppati con l'utilizzo del software *COMSOL Multiphysics* le cui caratteristiche permettono lo studio di numerosi fenomeni fisici anche accoppiati tra di loro. Nel caso specifico in esame, il modello numerico deve essere in grado di descrivere il comportamento transitorio del sistema soggetto a diversi meccanismi

di scambio termico come lo scambio latente nel PCM, la conduzione attraverso le superfici alettate e la convezione forzata all'interno del fluido termovettore. La struttura del modello in COMSOL è caratterizzata da una serie di operazioni sequenziali indicate nell'interfaccia del software stesso, a partire dalla definizione della geometria, dei materiali, dei modelli fisici, della griglia di calcolo (mesh) e della tipologia di studio (stazionario o transitorio), per finire con l'analisi dei risultati (post-processing). Per quanto riguarda la definizione delle geometrie, COMSOL permette l'importazione di componenti realizzati in ambienti CAD esterni, nel caso in esame è stato utilizzato il CAD *SolidWorks*.

Nelle analisi di fenomeni fisici tramite metodi numerici è importante studiarne l'accuratezza dei risultati ottenuti trovando però un opportuno compromesso con i costi computazionali che il modello numerico richiede. Inoltre, molto spesso, si ricorre a considerazioni ed ipotesi che comportano una notevole semplificazione dello studio rispettando la fisica del problema. Di seguito verranno descritte le considerazioni di carattere fisico e geometrico adottate e la generazione della mesh che permette la discretizzazione del dominio di calcolo.

5.2.1 Assunzioni fisiche

La completa rappresentazione del comportamento dinamico del sistema di accumulo, introdotta in linea generale nel paragrafo 3.2, viene adesso applicata al caso in esame con le opportune considerazioni valide per l'analisi della fase di scarica. Le principali assunzioni sono relative alla trattazione dello scambio termico con il cambiamento di fase e al moto del fluido e si possono sintetizzare come segue.

Problema termico

Per quanto riguarda lo scambio termico si assumono le seguenti considerazioni:

- Il cambiamento di fase avviene in un intervallo di temperatura definito.
- Il PCM è omogeneo e isotropo.
- Il PCM è trattato come mezzo solido, l'effetto del calore latente è inglobato nella definizione del calore specifico apparente.

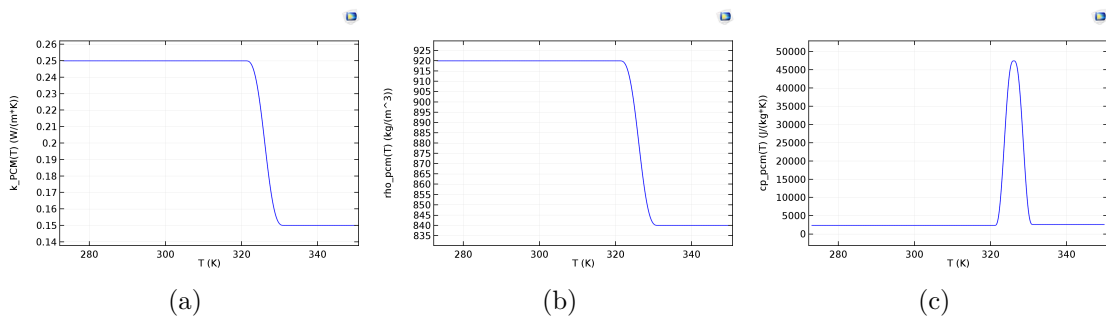


Figura 5.2: Funzioni definite per la conducibilità (a), densità (b) e calore specifico (c) per *PureTemp53*.

in particolare, le proprietà del PCM come la densità, la conducibilità termica e il suo calore specifico sono modificate per tenere conto della fase solida e liquida. Sono implementate in COMSOL con delle funzioni continue a tratti con derivata seconda continua e presentano le forme rappresentate in figura 5.2.

Problema fluidodinamico

Per quanto riguarda il moto del fluido, corrispondente all'acqua che circola nei condotti, le considerazioni adottate sono:

- Fluido incompressibile.
- Proprietà termofisiche dell'acqua costanti con la temperatura.
- Flusso laminare e completamente sviluppato con dissipazioni viscosse trascurabili.

la trattazione della fluidodinamica con la considerazione di flusso incompressibile permette di considerare lo studio del moto del fluido stazionario. Questo è vero poiché gli effetti del transitorio fluidodinamico sono decisamente più rapidi di quelli che si sviluppano per il problema termico, in particolare, per lo sviluppo del moto del fluido si tratta di minuti che, in confronto all'intervallo temporale di analisi per lo studio del transitorio termico, corrispondono agli istanti iniziali del processo. Inoltre, la presenza di condotti con una sezione costante e con dimensioni notevolmente inferiori alla lunghezza totale del tubo, avvale la condizione di flusso completamente sviluppato in quanto le velocità di ingresso sono costanti e uniformi in tutta la sezione. Il modello fluidodinamico è sviluppato considerando il regime di moto del fluido

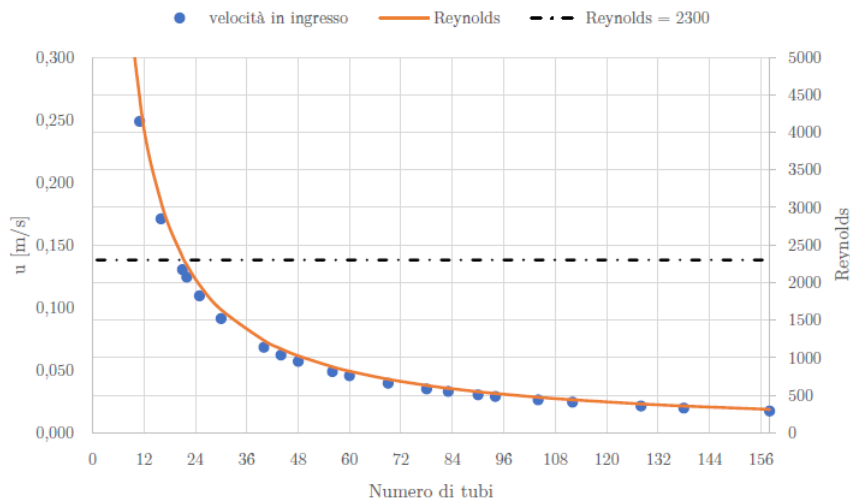


Figura 5.3: Variazione del numero di Reynolds e della velocità di ingresso all'aumentare del numero di tubi.

laminare. Questo è determinato dalla valutazione di un parametro adimensionale come il numero di Reynolds, funzione delle proprietà del fluido, della velocità e della geometria dei condotti. Il parametro è definito dall'equazione (5.1) per i condotti cilindrici.

$$Re_D = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (5.1)$$

Per valori di Re_D inferiori a 2300 il regime di moto è laminare altrimenti il moto è in regime di turbolenza [55]. Nel caso in esame, data la portata di acqua costante imposta dall'applicazione e dato l'elevato numero di tubi a diametro costante, Re_D è solo funzione della velocità di ingresso. Queste risultano tali da mantenere il numero di Reynolds sempre inferiori a 2300, pur riducendo il numero dei condotti (oggetto dell'ottimizzazione del sistema) sino al limite di 22 tubi, valore difficilmente raggiungibile per soddisfare le richieste dell'utenza. Come si osserva in figura 5.3, all'aumentare del numero di tubi, la velocità di ingresso in ogni singolo condotto decresce insieme al numero di Reynolds, essendo costanti il diametro D (16 mm) e la portata totale da gestire (1.98 m³/h).

Equazioni che governano la fisica del modello

Le considerazioni descritte permettono di definire il set di equazioni da risolvere derivanti dalle equazioni descritte nel paragrafo 3.2 con le opportune semplificazioni.

Nell'acqua si risolve il problema termofluidodinamico come segue. In termini di implementazione in COMSOL, considerando la stazionarietà del problema, il moto del fluido è descritto singolarmente tramite le equazioni (5.2) e (5.3), dalle quali si ottiene come unico risultato il campo di velocità \mathbf{u} che viene poi introdotto come input nell'equazione (5.4) per la risoluzione della convezione forzata nel fluido. I due fenomeni risultano disaccoppiati, così facendo non si richiede al software la risoluzione di sistemi di equazioni alle derivate parziali in maniera combinata risparmiando significativamente sui costi computazionali.

$$\rho_{H_2O}(\mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u}) = -\nabla p \mathbf{I} + \mu_{H_2O} \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{F} \quad (5.2)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (5.3)$$

$$\rho_{H_2O} c_{p,H_2O} \frac{\partial T}{\partial t} + \rho_{H_2O} c_{p,H_2O} \mathbf{u} \cdot \nabla T = k_{H_2O} \nabla^2 T \quad (5.4)$$

Nella superficie alettata e nelle pareti del tubo, costituite da acciaio, è presente il solo problema termico conduttivo descritto dall'equazione 5.5.

$$\rho_{AISI4340} c_{p,AISI4340} \frac{\partial T}{\partial t} = k_{AISI4340} \nabla^2 T \quad (5.5)$$

Il PCM, considerando la sola fase di scarica dominata dal fenomeno conduttivo, è trattato come mezzo solido e l'equazione è analoga a quella utilizzata per l'acciaio ma, per il materiale a cambiamento di fase, le proprietà termofisiche sono funzione della temperatura secondo le curve rappresentate in figura 5.2.

$$\rho_{PCM} c_{p,PCM} \frac{\partial T}{\partial t} = k_{PCM} \nabla^2 T \quad (5.6)$$

5.2.2 Assunzioni geometriche

La geometria del componente oggetto di studio del modello numerico determina la maggiore o minore complessità dei calcoli da effettuare e i tempi necessari per l'analisi completa dei meccanismi fisici coinvolti. La struttura del sistema in esame deve essere in grado di descrivere i fenomeni fisici sia nella direzione radiale che longitudinale, la prima per analizzare l'evoluzione del processo di evoluzione del PCM, la seconda per l'analisi della convezione forzata che richiede lo sviluppo della geometria per tutta la lunghezza del condotto. Inoltre, l'alettatura longitudinale non permette una simmetria assiale, ovvero, non si può determinare una sezione longitudinale che si ripeta come rotazione intorno all'asse del condotto. Quanto detto implica la necessità di utilizzare un modello numerico 3D. La geometria in questione, affinché sia in grado di descrivere tutti i fenomeni fisici presenti, deve quindi essere tridimensionale. Tuttavia, si può ulteriormente apportare una semplificazione al modello, usufruendo di geometrie ridotte ottenute dalla presenza di simmetrie o parti del componente che si ripetono nella struttura completa del sistema di analisi, come si vede in seguito.

Il componente è costituito da uno scambiatore a fascio tubiero nel quale i condotti, inseriti all'interno di un involucro cilindrico, sono identici per materiali, proprietà fisiche e geometrie. Questo rende il sistema una ripetizione di un elemento singolo costituito da un singolo condotto con la propria alettatura e circondato da una certa quantità di PCM. Quest'ultima andrà a comporre un cilindro esterno "fittizio" concentrico al singolo tubo determinando un "*modulo elementare*". Il raggio del cilindro esterno è ottenuto considerando la metà del passo tra due tubi, ed è quindi oggetto di ottimizzazione in quanto, a parità di dimensioni esterne del sistema, l'aumento del passo corrisponde alla riduzione del numero di tubi e viceversa.

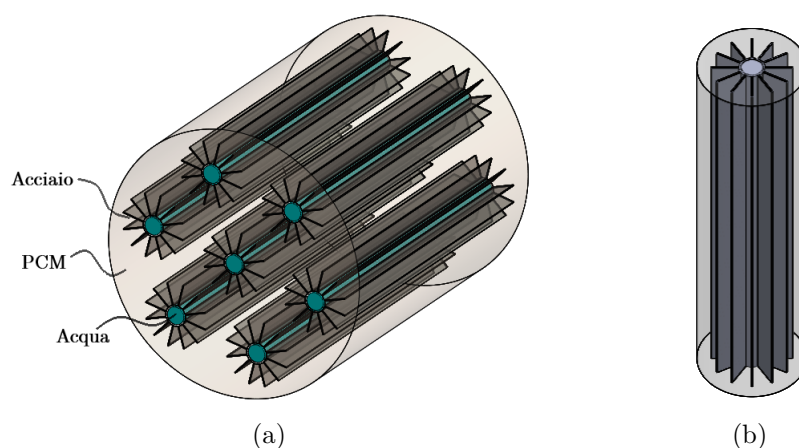


Figura 5.4: Sistema di scambiatore alettato (a), modulo elementare del sistema (b).

Dal modulo elementare si determina un'ulteriore semplificazione della geometria. Infatti, osservando la sezione trasversale, si individua una distribuzione omogenea lungo il diametro del condotto. Questo permette di considerare oggetto di studio solo 1/8 di cerchio. Il settore circolare ottenuto si ripete infatti simmetricamente al

raggio del cerchio tracciato per ogni 45° .

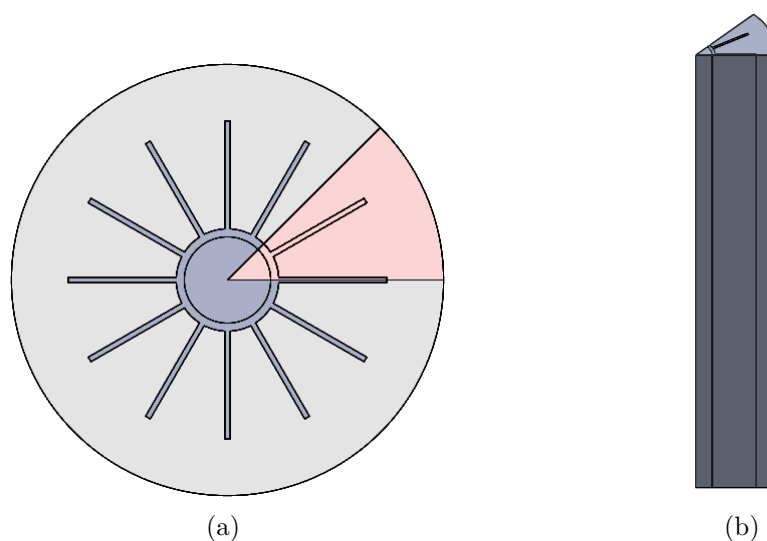


Figura 5.5: Sezione trasversale del modulo elementare (a), geometria semplificata oggetto della simulazione numerica (b).

Le semplificazioni geometriche introdotte hanno una valenza anche dal punto di visto fisico. In particolare, i fenomeni che avvengono in uno spicchio del cilindro sono anch'essi una ripetizione di quello che accade negli altri settori di 45° , ragionamento analogo per il modulo elementare e la sua ripetizione per il numero totale di tubi.

5.2.3 Condizioni al contorno e valori iniziali

La struttura del modello numerico prevede la definizione di opportune condizioni al contorno. Queste permettono di definire il set di equazioni (5.2-5.6) all'interno dei domini di calcolo corrispondenti ai diversi materiali che costituiscono il componente, indicando il comportamento del modello nei confini, sia interni che esterni, della geometria. Inoltre, per quanto riguarda il problema di scambio termico, data la sua natura transitoria, è necessario imporre i valori iniziali di temperatura, essendo questa l'unica variabile del problema.

La geometria in esame è rappresentata in figura 5.5(b), nella quale si distinguono i tre domini di calcolo che separano le fisiche coinvolte in ognuno di essi. Nel caso di modelli tridimensionali i contorni corrispondono naturalmente a superfici.

Sezione di ingresso e di uscita del fluido

La superficie che rappresenta l'ingresso del fluido termovettore, evidenziata in blu nella figura 5.6(a) è caratterizzata dalle seguenti condizioni:

- Velocità di ingresso: $\mathbf{u} = -U_0 \mathbf{n}$ (5.7)

- Temperatura in ingresso: $T = T_{in}$ (5.8)

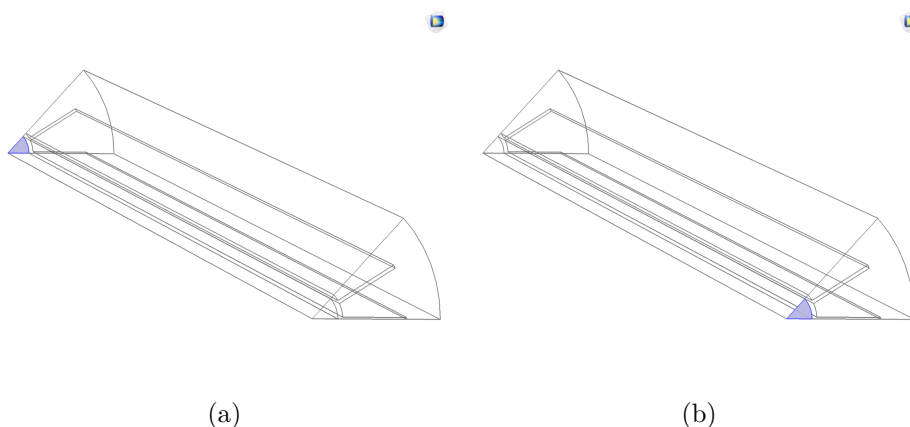


Figura 5.6: Sezione di ingresso (a) e di uscita (b) del fluido.

le due condizioni sono costanti per l'intera evoluzione del transitorio e uniformi su tutta la superficie. La temperatura di ingresso T_{in} è imposta uguale all'acqua presente nell'impianto dei pannelli radianti che, ad impianto spento, nella notte scende sino a 25°C .

La superficie che rappresenta la sezione di uscita dell'acqua (figura 5.6(b)), presenta le seguenti condizioni imposte:

- Pressione (relativa) costante e nulla: $p_0 = 0$ (5.9)
- Flusso uscente: $-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = 0$ (5.10)

la prima condizione evita il reflusso del fluido, la seconda invece impone che il flusso termico convettivo normale alla superficie sia nullo. Questa condizione implica che, in corrispondenza della sezione di uscita, lo scambio termico è legato alla sola convezione forzata che si sviluppa dall'ingresso all'uscita del condotto tramite il trasporto di fluido.

Contorno di interfaccia fluido-parete

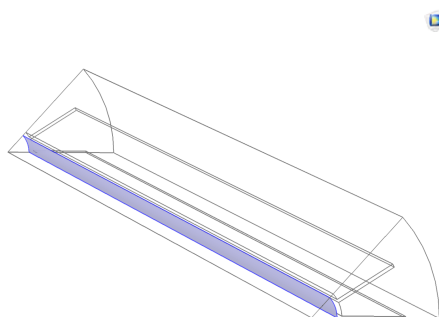


Figura 5.7: Contorno di interfaccia fluido-parete.

Il contatto tra il dominio fluido e il dominio acciaio corrisponde alla superficie interna del condotto che presenta la condizione di *no-slip*:

- Nessuno scorrimento (no-slip condition): $\mathbf{u} = 0$ (5.11)

che impone velocità nulla all'interfaccia fluido-parete. Si assume quindi che l'effetto delle forze viscosse sia tale da considerare il fluido fermo in corrispondenza del bordo.

Contorni esterni

Per quanto riguarda i confini esterni, bisogna distinguere tra le superfici inerenti alle sezione inferiore e superiore del sistema e le superfici laterali, indicati in figura 5.8(a) e 5.8(b).

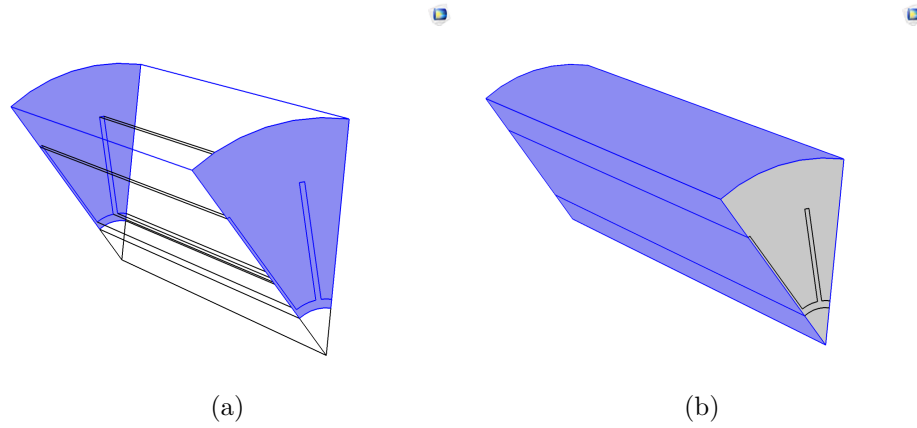


Figura 5.8: Pareti frontali (a) e pareti laterali (b) del componente.

Nelle prime si impone la condizione di adiabaticità, questo permette di simulare la presenza di opportune coibentazioni che l'involucro ospitante lo scambiatore dovrà necessariamente possedere, pur non inserendole nella geometria del modello. Per le superfici restanti, evidenziate in figura 5.8(b), si impone la condizione di simmetria la quale garantisce che i contorni non siano soggetti a flussi termici. Per il problema termico, la condizione di simmetria è equivalente alla condizione di pareti adiabatiche in termini di equazioni del modello. Per quanto riguarda il problema fluidodinamico la simmetria impone che non ci siano gradienti di velocità e sforzi di taglio nelle superfici evidenziate per il dominio fluido:

- Simmetria lato fluido: $\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0$ (5.12)

$$\mathbf{K} - (\mathbf{K} \cdot \mathbf{n})\mathbf{n} = 0 \quad (5.13)$$

$$\mathbf{K} = [\mu(\nabla\mathbf{u} + (\nabla\mathbf{u})^T)]\mathbf{n}$$

- Simmetria e adiabaticità termiche: $-\mathbf{n} \cdot \mathbf{q} = 0$ (5.14)

Valori iniziali

La natura transitoria del modello fisico richiede la definizione di valori iniziali che corrispondo all'istante temporale $t = 0s$. L'unica variabile dipendente dal tempo è la

temperatura per cui è necessario imporre il suo valore iniziale per ogni dominio. In aggiunta, il moto del fluido all'inizio della fase di scarica è considerato nullo.

- Temperatura iniziale uniforme: $T(t = 0s) = T_0$ (5.15)

- Fluido fermo: $U(x, y, z, t = 0s) = 0$ (5.16)

Il valore di T_0 è assunto pari a 70°C considerando un equilibrio termico raggiunto a valle della fase di carica del sistema e ragionevolmente compreso nell'intervallo di temperature operative per la fase di carica tra gli 85°C in ingresso al sistema dal teleriscaldamento e la temperature di transizione del PCM di 53°C.

5.3 Discretizzazione dei domini

L'ultimo passaggio per la completa rappresentazione del modello numerico corrisponde alla discretizzazione dei domini. Questo consiste nella creazione di una griglia di calcolo (mesh) caratterizzata da una serie di elementi discreti che compongono un certo numero di nodi, nei quali sono risolte le equazioni che governano la fisica del modello. Il numero di elementi necessari per la corretta descrizione del modello fisico non è definito a priori. In linea teorica, l'accuratezza "ottimale" dei risultati si avrebbe con un elevato numero di elementi generando una mesh molto fitta. Questo richiede però uno spropositato, e spesso non necessario, costo computazionale. Condurre un'analisi di convergenza della mesh permette di determinare una discretizzazione del dominio ragionevole, definendo il problema fisico "*indipendente dalla griglia*". Inoltre, lo studio dei fenomeni di scambio termico suggerisce una discretizzazione del dominio che tenga conto delle regioni dove i gradienti termici risultano maggiori. In particolare, nella fisica in esame, le regioni maggiormente interessate sono quelle in prossimità delle regioni di interfaccia, costituite da contorni interni che separano materiali e meccanismi di scambio termico differenti.

In figura 5.9 è riportata la discretizzazione scelta per la geometria in esame. La mesh completa è ottenuta dall'estrusione lungo la direzione longitudinale degli elementi triangolari definiti sulla superficie frontale, detta superficie sorgente, creando una serie di elementi esaedrici che occupano l'intero volume del componente. Questo approccio è ragionevole data la geometria in esame, caratterizzata effettivamente dallo sviluppo in direzione longitudinale della sezione frontale. Il numero degli elementi, le loro dimensioni, i loro rapporti di forma e i livelli di estrusione, sono tutti oggetto dell'analisi di convergenza, come verrà discusso in seguito.

5.3.1 Analisi di convergenza della mesh

L'approccio consiste nella valutazione di una variabile del problema fisico in esame all'aumentare del numero di elementi che costituiscono la mesh. L'obiettivo è quello di osservare come la discretizzazione disturba i risultati verificando che, oltre un certo numero di elementi, il parametro sotto osservazione non presenti notevoli variazioni tra una mesh più fitta e una meno fitta. Quest'ultima, al termine delle analisi, sarà la discretizzazione scelta come riferimento.

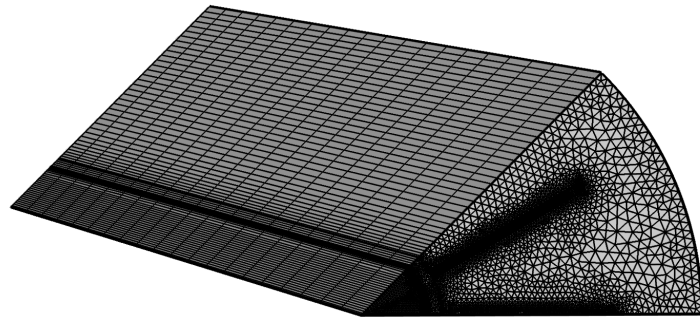


Figura 5.9: Mesh generata per la discretizzazione dei domini.

Elementi di superficie

Si valuta l'effetto degli elementi triangolari che compongono la griglia sui problemi di fluidodinamica e di scambio termico. In figura 5.10 è rappresentato il comportamento della velocità media su tutto il volume di fluido al variare del numero di elementi triangolari di superficie nella faccia sorgente. Per il problema fluidodinamico si osserva che il modello risulta indipendente dalla griglia per un numero di celle non inferiore a 814 elementi triangolari, caratterizzati da una dimensione minima e massima rispettivamente di 0.03 e 0.32 mm con un fattore di crescita di 1.2.

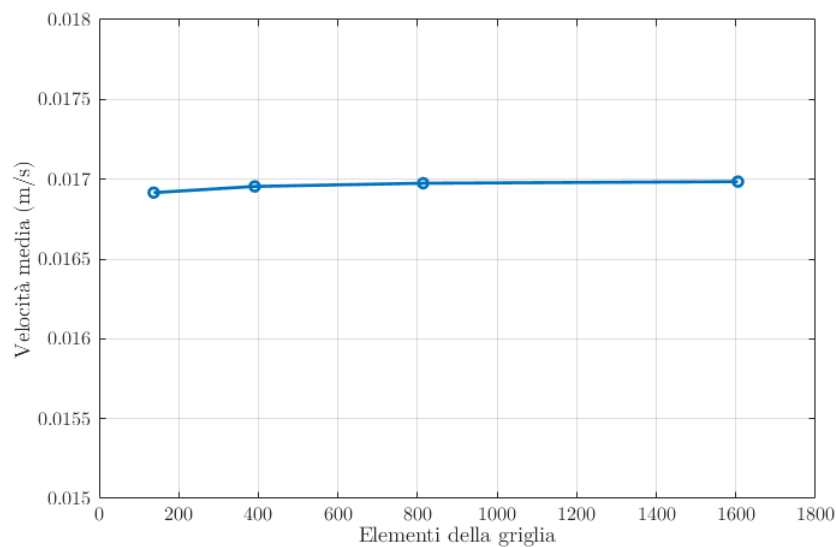


Figura 5.10: Effetto sulla velocità media del numero di elementi di superficie della griglia per il dominio fluido.

Nel caso del problema termico, sono stati variati gli elementi che costituiscono la

superficie dei domini di acciaio e PCM, mantenendo fissi i parametri inerenti al dominio di fluido con le dimensioni ottenute in precedenza. L'analisi di convergenza è condotta osservando il comportamento della potenza e della temperatura dell'acqua in uscita, come si osserva dalla figura 5.11. Questi risultano indisturbati dal numero degli elementi della griglia per una quantità di celle pari a 4467 elementi triangolari con parametri dimensionali di 8 mm e 0.2 mm come dimensioni massime e minime.

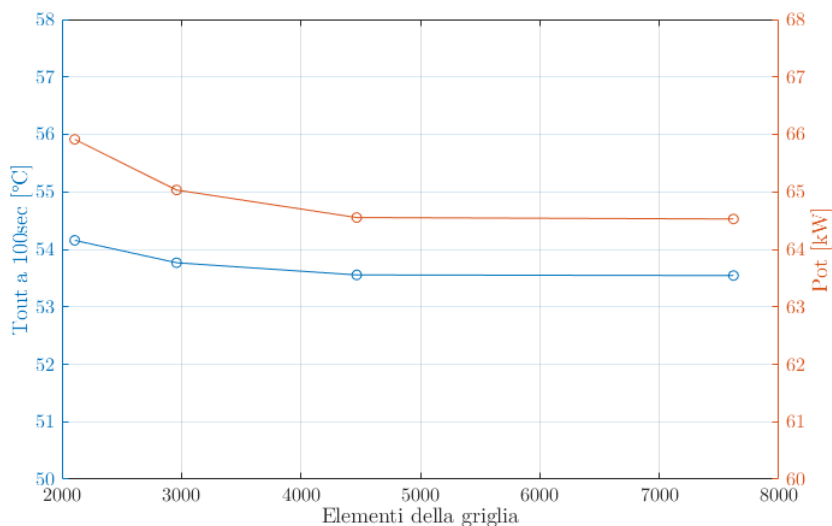


Figura 5.11: Effetto sul problema termo-fluidodinamico, degli elementi di superficie triangolari.

Elementi di volume

Gli elementi esaedrici che discretizzano il componente nel suo volume sono ottenuti come estrusione degli elementi triangolari definiti nella faccia sorgente. I livelli di estrusione sono oggetto dell'analisi di convergenza per gli elementi di volume. I risultati sono riportati nei grafici di figura 5.12 e 5.13. Nella prima, analogamente a quanto fatto per gli elementi di superficie, si osserva il comportamento della temperatura e della potenza. Nel grafico di figura 5.13 vengono rappresentati le evoluzioni di temperatura al variare della mesh, verificando l'indipendenza della griglia per 88180 elementi di volume con dimensione massima di 60 mm e minima di 0.32 mm, i quali corrispondono ad un numero di livelli di estrusione pari a 20 lungo la direzione longitudinale.

5.3.2 Mesh ottimale

La combinazione dei risultati ottenuti dalle analisi di convergenza determina la discretizzazione dei domini (acqua, acciaio e PCM) tale da definire il modello numerico indipendente dalla griglia. In tabella 5.5 sono riassunti gli elementi che caratterizzano la mesh, indicando come ultimo parametro la qualità media della discretizzazione. Quest'ultimo parametro è riferito alla distribuzione degli elementi in superficie e fornisce le informazioni sulla quantità di area del dominio coperta dalle celle. Dai risultati si osserva come per i tre domini la qualità è superiore al 90 %, garantendo

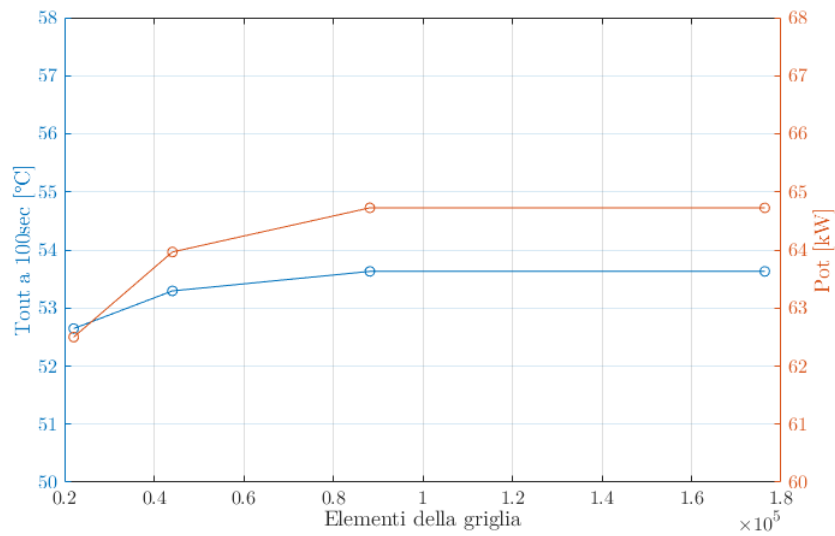


Figura 5.12: Effetto sul problema termo-fluidodinamico, degli elementi di volume esaedrici.

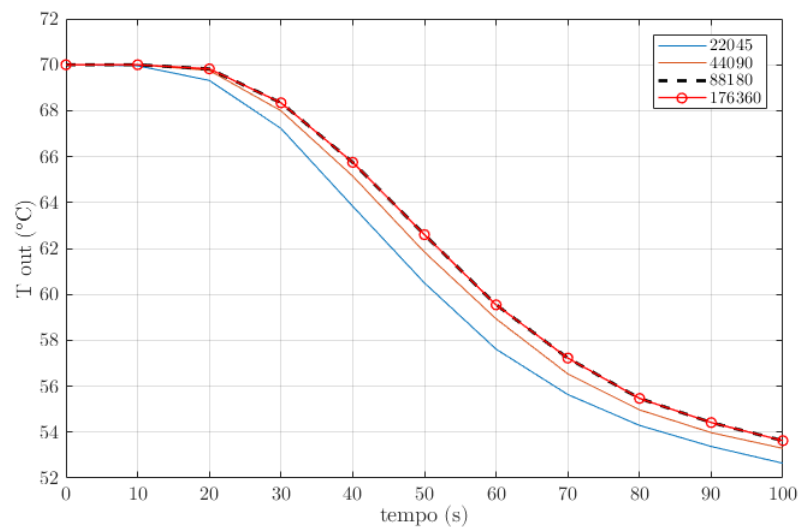


Figura 5.13: Effetto sull'evoluzione di temperatura degli elementi di volume esaedrici.

un'adeguata discretizzazione del dominio di calcolo.

	Acqua	Acciaio	PCM
Elementi di superficie	814	784	2869
Elementi di volume	22630	14103	51447
Densità (elementi/mm ²)	32	19	5
Qualità media della mesh	96.01 %	93.45 %	94.90 %

Tabella 5.5: Caratteristiche della mesh finale che rende il modello "indipendente dalla griglia"

La mesh ottenuta fa riferimento alla geometria della configurazioni iniziale del sistema di accumulo (158 tubi, passo 8 cm). Le analisi del sistema e la sua ottimizzazione prevedono la variazione dei parametri geometrici, questo comporta la variazione degli elementi che costituiscono la griglia. Affinché si mantenga la qualità della mesh ottenuta, il numero di elementi per le diverse geometrie è ricavato dalla densità della griglia riportata in tabella 5.5. Tramite questo approccio la qualità e quindi l'analisi di convergenza della griglia è preservata.

Capitolo 6

Ottimizzazione del sistema

6.1 Obiettivi del problema

Le analisi di monitoraggio condotte per lo studio dei consumi e della produzione dell'utenza, come discusso nel paragrafo 4.4, hanno permesso di definire una strategia di accumulo di energia mirata alla riduzione del carico termico per il fabbisogno di riscaldamento. Nello specifico, l'obiettivo è quello di coprire una parte della domanda di energia che corrisponde alla richiesta termica dei pannelli radianti nelle 3 ore di avviamento mattutino dell'impianto di riscaldamento. Nelle ore successive l'accumulo si ricarica usufruendo della quantità di energia dal teleriscaldamento in eccesso di produzione sino allo spegnimento dell'impianto. In termini pratici, il sistema deve essere in grado di fornire un quantitativo energetico di circa 70 kWh i quali corrispondono all'erogazione di una potenza media di 23 kW nelle tre ore di operazione. Tale valore di potenza è necessario per portare l'acqua di alimento dei pannelli alla temperatura richiesta di 35 °C, partendo dai 25 °C raggiunti nelle ore notturne quando l'impianto non è in funzione. La tipologia costruttiva del sistema è costituita da uno scambiatore di calore a fascio tubiero alettato longitudinalmente descritto nel capitolo precedente. I parametri di target del problema, sulla base delle analisi condotte e di quanto detto in precedenza, risiedono nella potenza media da erogare di 23 kW e nella temperatura dell'acqua calda da fornire all'utenza di 35 °C, il tutto vincolato in 3 ore di operazione. Tutte le fasi di ottimizzazione, che verranno discusse in seguito, hanno quindi come obiettivo principale il raggiungimento dei target richiesti dall'utenza.

6.2 Procedura di ottimizzazione

Il design del sistema deve essere quindi studiato affinché le richieste dell'utenza termica siano rispettate. Le prestazioni del sistema, come è stato ampiamente discusso nel capitolo 3, sono influenzate da numerosi parametri costruttivi. Tra questi il fattore più influente risiede nella superficie metallica che costituisce i tubi e le alettature, la quale deve essere determinata in modo tale da garantire le caratteristiche di scambio termico richieste al sistema. La prima fase dello studio di ottimizzazione è mirata alla ricerca del numero minimo di tubi che il sistema deve contenere. Questo significa infatti determinare una minima superficie di scambio termico affinché le prestazioni

ottenute siano compatibili con i target imposti dall'utenza. Successivamente, una volta determinato il numero di condotti che corrisponderà alla configurazione di "design di base", si procede con una seconda fase di studio che ha come obiettivo l'analisi e l'ottimizzazione della quantità di materiale a cambiamento di fase che, al termini delle 3 ore di scarica dell'accumulo, non partecipa effettivamente alla cessione di calore latente. Si tratta di una quantità di PCM soggetta ad una solidificazione incompleta nelle regioni di materiale comprese tra più condotti, nelle quali le alettature non riescono ad inserirsi per incrementare lo scambio termico. Quest'ultimo aspetto determina un utilizzo della risorsa non ottimizzato influenzando negativamente sull'efficienza energetica del sistema e sui costi totali.

6.2.1 Prima fase di ottimizzazione

Le variabili del problema di ottimizzazione sono diverse per le due fasi di studio. Per quanto riguarda l'ottimizzazione mirata alla determinazione del numero di tubi, il parametro variabile è il passo trasversale tra i condotti. La sua variazione implica la corrispondente variazione del numero di tubi in quanto, fissate le dimensioni dell'involucro di contenimento esterno (max 1,2 m di diametro), la crescita della distanza tra i tubi equivale alla riduzione dei tubi stessi. Inoltre, non variando alcun parametro geometrico del singolo tubo, il passo trasversale coincide con il diametro del modulo elementare, le cui prestazioni sono simulate con l'utilizzo del modello numerico descritto nel paragrafo 5.2.

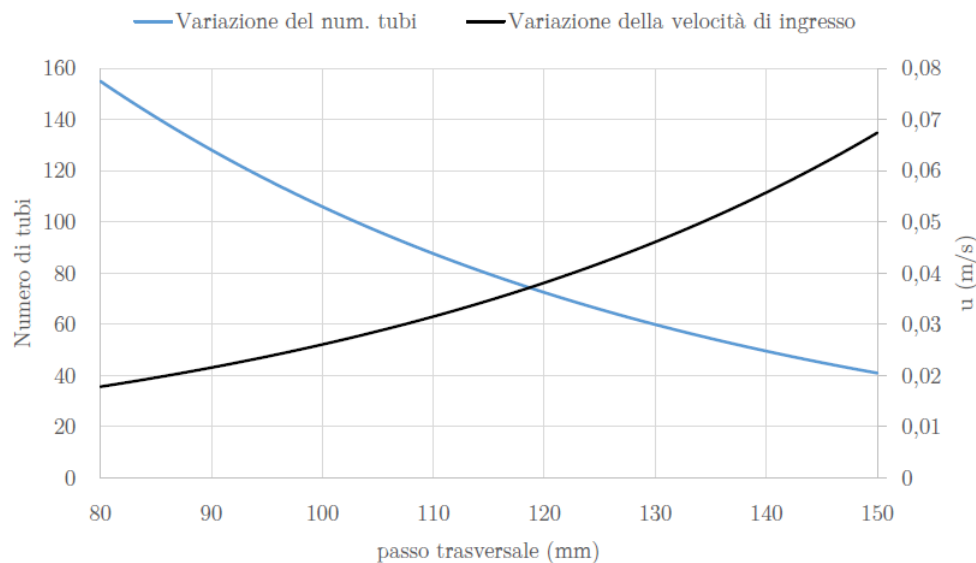


Figura 6.1: Variazione del numero di tubi e della velocità di ingresso nel singolo modulo all'aumentare del passo trasversale.

La figura 6.1, rappresenta l'effetto della variazione del passo trasversale sul numero di condotti e conseguentemente sulla velocità di ingresso dell'acqua in un singolo modulo elementare. In pratica, la curva in blu contiene le possibili soluzioni del problema di ottimizzazione. Tra queste si sceglierà quella che avrà come risultato delle simulazioni numeriche le prestazioni richieste dall'utenza. La curva in nero

rappresenta invece le diverse velocità di ingresso in un singolo condotto in quanto, la modifica del numero di tubi implica un diverso flusso d'acqua entrante nel singolo condotto. Infatti, i valori di velocità sono determinati ridistribuendo la portata totale di $1.98 \text{ m}^3/\text{h}$ equamente sul singolo condotto. E' importante specificare che le diverse velocità di ingresso sono uno degli input al modello numerico e non sono quindi oggetto di ottimizzazione, ma derivano esclusivamente dalla variazione dei condotti che costituiscono lo scambiatore.

6.2.2 Seconda fase di ottimizzazione

Una volta determinato il numero di tubi ottimale, individuato come quella configurazione del sistema tale da garantire le prestazioni richieste con la minima superficie di scambio termico, si effettua la seconda fase di analisi. Lo studio è basato sull'ottimizzazione della quantità di materiale che non completa il processo di solidificazione. L'obiettivo che si pone è quello di raggiungere, in termini di scambio termico, le regioni di PCM distanti dai confini estremi del modulo elementare. Per raggiungere tale scopo si osservano due alternative:

1. **Riduzione della distanza tra i condotti:** si valuta il passo minimo tale da ottenere una percentuale di solidificazione maggiore del 95% al termine della scarica.
2. **Aumento dell'altezza delle alette:** si valuta la penetrazione di acciaio necessaria all'interno del PCM "isolato" affinché, con l'incremento dello scambio termico, si raggiunga la stessa percentuale di materiale solidificato.

Le due alternative sono analizzate singolarmente a parità di PCM presente nel sistema, partendo dalla configurazione di riferimento ottenuta dalla prima fase di ottimizzazione. In questo modo è possibile effettuare un confronto tra due soluzioni diverse che portano al medesimo risultato. Questo corrisponde alla stessa frazione di liquido rimanente nel sistema terminata la fase di scarica. Nell'alternativa numero 1 si agisce quindi sulla disposizione del fascio tubiero, nell'alternativa numero 2 si agisce invece sulla dimensione dell'alettatura. La fase di ottimizzazione corrente è inoltre affiancata dall'influenza di carattere economico derivante dalle due alternative. Nello specifico si osserva la differenza di costi del sistema acciaio+PCM rispetto alla configurazione di riferimento.

6.3 Analisi delle prestazioni

La risposta dinamica del sistema di accumulo latente è analizzata facendo uso del modello numerico sviluppato. Questo è implementato nella piattaforma di simulazione COMSOL *Multiphysics* attraverso il quale è stato possibile ottenere i parametri di valutazione del sistema. In particolare, i risultati di interesse al fine di analizzare le prestazioni del sistema sono elencati come segue, e corrispondono agli output delle simulazioni numeriche.

- Temperatura di uscita dell'acqua (T_{out}): calcolata come media di superficie sulla sezione di uscita.

- Frazione di liquido (θ): calcolata come media sul volume di PCM.
- Temperatura del PCM (T_{PCM}): calcolata come media sul volume di PCM.

Ognuno dei parametri sopra elencati sono funzione del tempo e sono forniti dal modello come evoluzione temporale. Infine, la potenza erogata dal sistema è calcolata facendo riferimento al trasporto del fluido lungo il condotto. Nello specifico si determina la potenza termica assorbita dall'acqua che circola nel sistema tramite l'equazione (6.1) in kW.

$$\dot{Q}_{H_2O} = \dot{m}c_{p,H_2O}(T_{out} - T_{in}) \quad (6.1)$$

Nell'espressione della potenza l'unico parametro funzione del tempo è la temperatura dell'acqua in uscita. Questo rende le curve che descrivono le due variabili di potenza e di temperatura completamente identiche in termini di andamento nel tempo.

6.3.1 Ottimizzazione del numero di tubi

Nella prima fase di ottimizzazione si vuole determinare il numero di tubi necessario per raggiungere i target di potenza e temperatura dell'acqua in uscita richiesti. In primo luogo si osserva la risposta dinamica del sistema simulando il modello facendo riferimento alla configurazione iniziale di 158 tubi con un passo trasversale di 8 cm. In base ai risultati ottenuti si procede verificando le prestazioni del sistema. Il criterio si basa naturalmente sulla verifica degli obiettivi del problema.

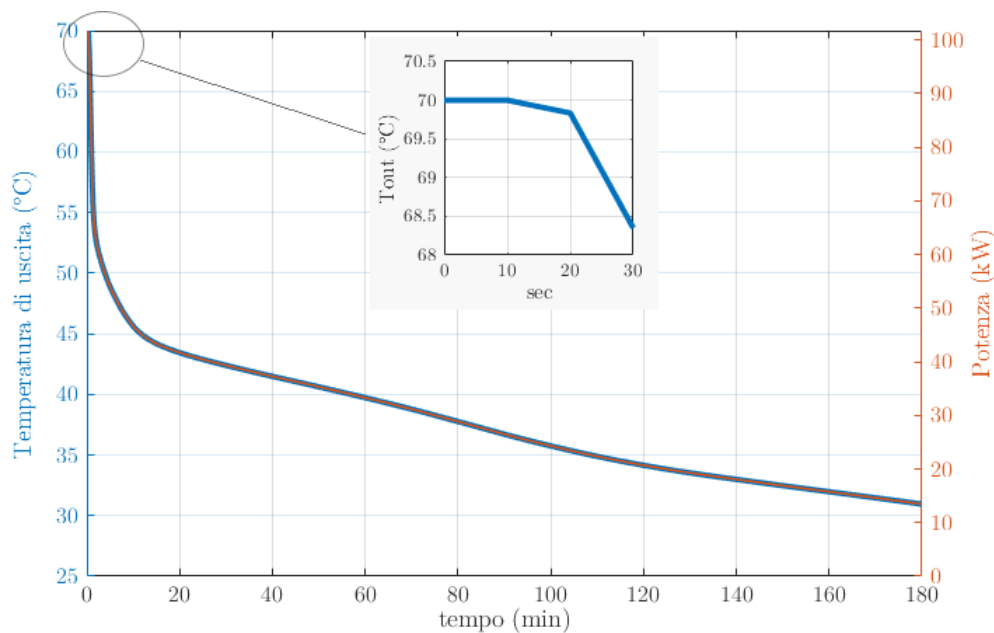


Figura 6.2: Evoluzione della temperatura dell'acqua in uscita e della potenza erogata per 158 tubi con un passo di 80 mm.

La figura 6.2 rappresenta l'evoluzione della temperatura dell'acqua in uscita che, come introdotto in apertura del paragrafo, corrisponde anche alla potenza erogata in ogni istante temporale. L'intervallo di analisi sono le 3 ore per le quali il sistema deve essere dimensionato. L'andamento della temperatura ottenuto è concorde con quanto

discusso in linea teorica nel paragrafo 3.1.2. Infatti, nei primi istanti del transitorio, l'acqua a 25 °C entra in corrispondenza della sezione di ingresso e nello stesso istante, il fluido più caldo, inizialmente presente alla temperatura di 70 °C, lascia il condotto dalla sezione di uscita. Questo fenomeno genera un andamento di temperatura quasi costante nei primi 30 secondi circa del transitorio. Negli istanti successivi il fluido passante nello scambiatore viene riscaldato dall'energia termica rilasciata dall'accumulo. L'acqua in uscita mostra una rapida riduzione della temperatura sino al raggiungimento del valore di cambiamento di fase del PCM, intorno ai 55 °C. Da questo momento in poi lo scambio termico è dominato dalla cessione del calore latente da parte dell'accumulo, mentre negli istanti precedenti lo scambio termico era di tipo sensibile. In questa fase l'andamento della curva presenta una netta riduzione di pendenza muovendosi verso un plateau. Quest'ultimo determina l'influenza della resistenza termica che si genera, inevitabilmente, all'interno del PCM soggetto alla presenza della sua fase solida in aumento. Infatti, il continuo decrescere della temperatura in uscita dell'acqua dimostra come la resistenza termica nel PCM, generata dal continuo avanzare del fronte di solidificazione, sia dominante e impedisca un andamento che si evolve in maniera costante (idealmente) intorno alla temperatura di 35 °C, target del problema.

Effetto sulle prestazioni

Per quanto riguarda le prestazioni del sistema, si osserva che per la configurazione iniziale la potenza media erogata e la temperatura in uscita dell'acqua sono superiori ai valori di target. Nello specifico si registrano 28.54 kW e 37.62 °C come valori medi. Questo suggerisce di agire sulla riduzione del numero di tubi. L'approccio consiste nel mantenere fissate le dimensioni totali del sistema e ciò che varia è invece il passo trasversale del fascio tubiero, incrementandolo. In questo modo, aumentando la distanza tra i condotti, il numero di essi che il sistema potrà contenere si riduce (vedi figura 6.1). I risultati della prima fase di ottimizzazione sono rappresentati in figura 6.3.

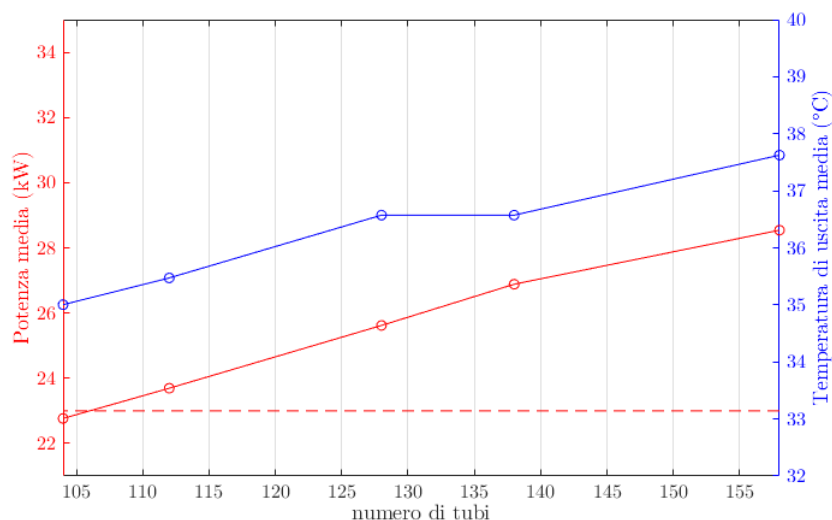


Figura 6.3: Variazioni dei target del problema al ridurre del numero dei tubi.

La riduzione del numero di tubi del fascio tubiero è affiancata dall'aumento della velocità di ingresso in ogni singolo condotto. Questo implica che la riduzione del numero di tubi comporta due conseguenze per quanto riguarda lo scambio termico. Se da un lato l'incremento di velocità favorisce la convezione forzata e quindi il tasso di scambio, d'altra parte diminuire il numero di condotti riduce la superficie di scambio termico disponibile. Quest'ultimo fattore è decisamente più influente sulle prestazioni energetiche del sistema, come si osserva in figura 6.4 nella quale le evoluzioni di temperatura e potenza nel tempo decrescono con il numero di tubi.

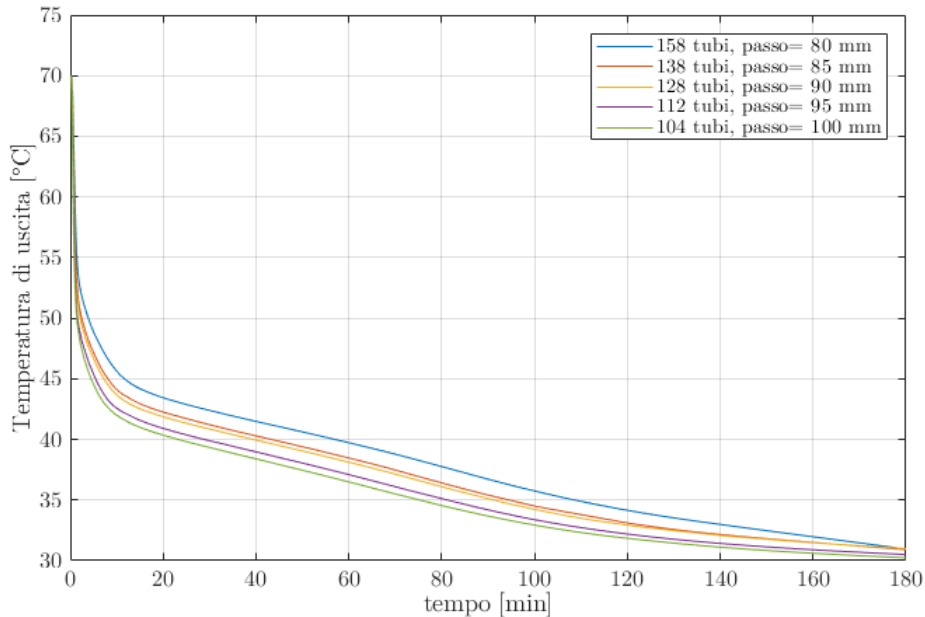


Figura 6.4: Evoluzione della temperatura di uscita dell'acqua per un numero di tubi diverso

Dalle analisi condotte, si osserva la graduale riduzione dei parametri di target del problema al diminuire del numero di condotti, che corrisponde all'aumento del loro passo trasversale. Il crollo delle prestazioni è comunque ritenuto favorevole dal punto di vista del dimensionamento. La configurazione iniziale presenta infatti prestazioni superiori alle richieste dell'utenza, questo implica una superficie di scambio termico sovradimensionata. In altri termini, si sta utilizzando una quantità di acciaio non necessaria. Il criterio di questa prima fase di ottimizzazione si basa sulla determinazione del minimo numero di tubi per raggiungere le richieste dell'utenza. La figura 6.3 dimostra che al di sotto di un numero minimo di 112 condotti, corrispondenti ad un passo trasversale di 95 mm, le prestazioni del sistema non sono più accettabili.

Effetto sul PCM solidificato

In figura 6.5 viene rappresentata l'evoluzione del fronte di solidificazione indicata come la frazione di liquido che varia all'interno del dominio di PCM nell'evolversi del transitorio termico. L'avanzamento dell'interfaccia solido (blu) liquido (rosso), come si osserva dalla figura, ha una diversa velocità. Questa è intesa come la posizione che assume il contorno nello stesso istante temporale. La figura 6.5 rappresenta 5 diverse

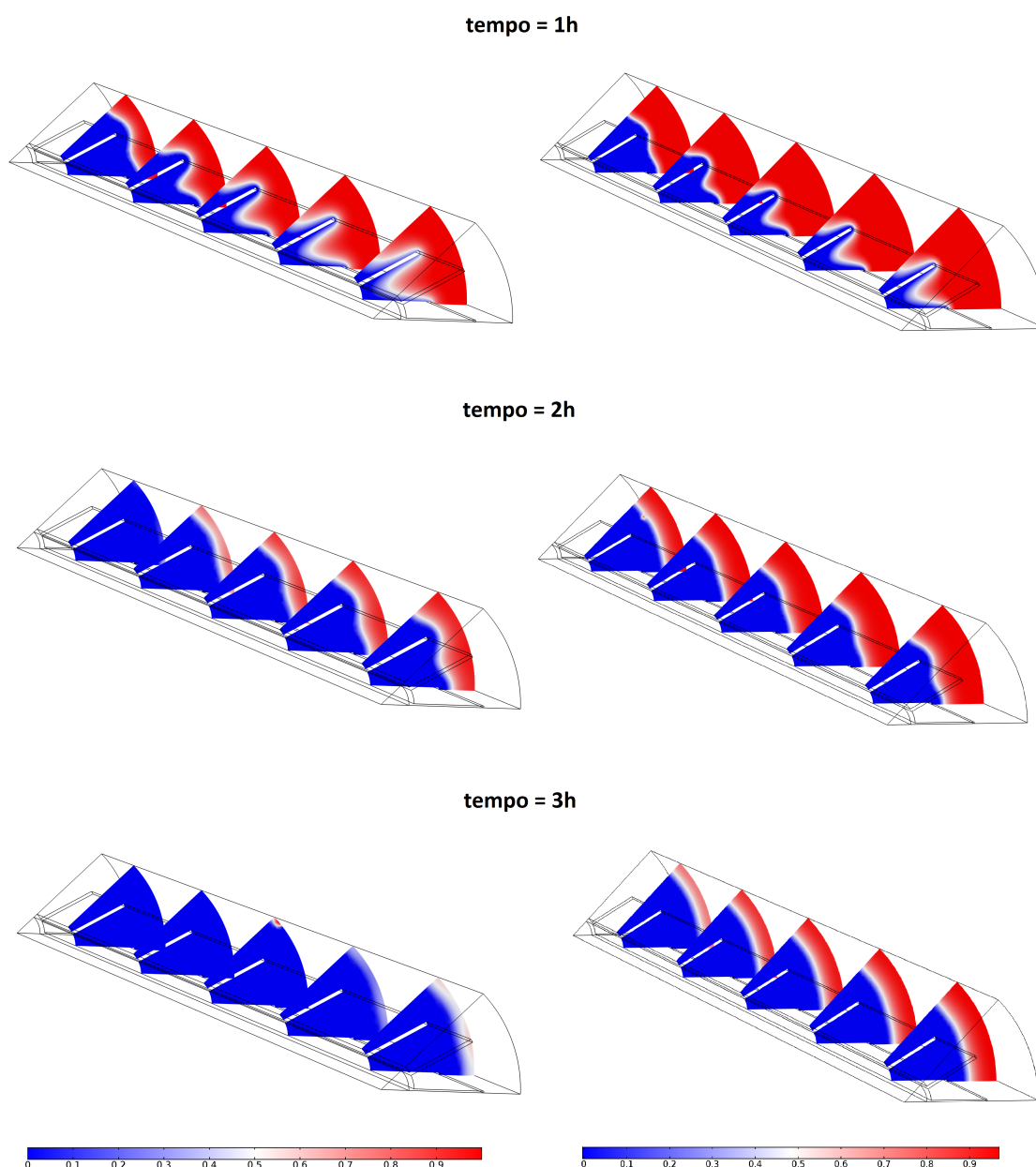


Figura 6.5: Evoluzione del fronte di solidificazione a tre istanti del transitorio termico per la configurazione con il numero massimo di tubi e passo di 80 mm (sinistra) e per la configurazione con 112 tubi e passo di 95 mm (destra).

sezioni posizionate lungo la lunghezza totale del condotto che permettono di osservare l'evoluzione del fronte sia nella direzione radiale che longitudinale. La velocità di avanzamento risulta, coerentemente alla fisica del problema, maggiore nelle regioni in prossimità della sezione di ingresso dell'acqua fredda. Tale fenomeno si osserva verificando una distribuzione di quantità di materiale solidificato che diminuisce gradualmente dalla sezione di ingresso verso la sezione di uscita. Inoltre, la presenza della superficie alettate aiuta l'avanzamento del fronte di solidificazione favorendo

l'assorbimento, da parte del fluido che scorre nel condotto, della quantità di energia termica sotto forma di calore latente.

La configurazione iniziale con 158 tubi mostra una migliore solidificazione del PCM rispetto al caso con 112 condotti. Quanto detto si osserva ulteriormente, in termini quantitativi, nella figura 6.6, dove è rappresentata la frazione di liquido θ come evoluzione temporale nelle 3 ore di scarica.

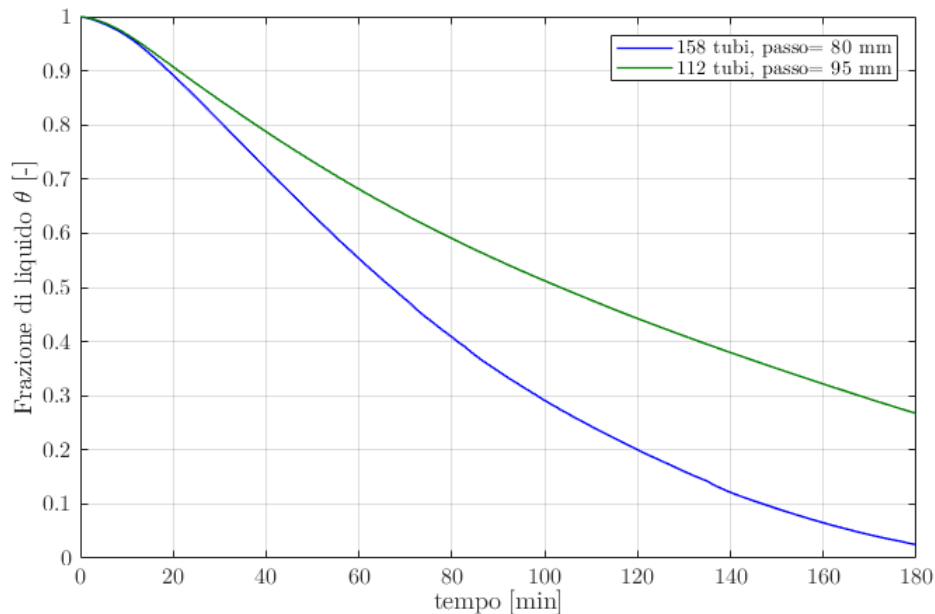


Figura 6.6: Evoluzione della frazione di liquido del PCM tra la configurazione con il numero di tubi massimo e il numero ottimale.

Questo aspetto è giustificato dalla presenza di una quantità maggiore di materiale a cambiamento di fase nella configurazione finale dovuta all'incremento del passo trasversale che, per le condizioni di dimensioni esterne fissate, risulta nell'incremento del raggio del modulo elementare. In altri termini, il volume di acciaio occupato dai condotti viene sostituito con il PCM al diminuire del numero di tubi. In prima analisi, dai risultati ottenuti osservando il comportamento del materiale in transizione di fase, si potrebbe preferire la configurazione iniziale con un numero massimo di condotti (figura 6.5 a sinistra). Nelle analisi di dimensionamento per sistemi di questa tipologia, risulta però significativo affiancare una voce di costo alle diverse analisi di prestazione effettuate. Nel caso in esame, la prima fase di ottimizzazione prevede la diminuzione della quantità di acciaio con un incremento della quantità di PCM per comporre il sistema di accumulo, ciò significa una riduzione dei costi per l'acciaio e un aumento per il PCM. La figura 6.7 mostra l'evoluzione dei costi dei due materiali, intesi come la somma dei costi del PCM e dell'acciaio. I risultati ottenuti dimostrano che, in termini economici, l'acciaio assume un peso maggiore sul dimensionamento di base del sistema.

Sulla base di quanto osservato, la configurazione con una quantità di condotti ridotta si conferma la soluzione migliore per un dimensionamento preliminare del sistema di accumulo. In tabella 6.1 sono rappresentate le caratteristiche principali del sistema

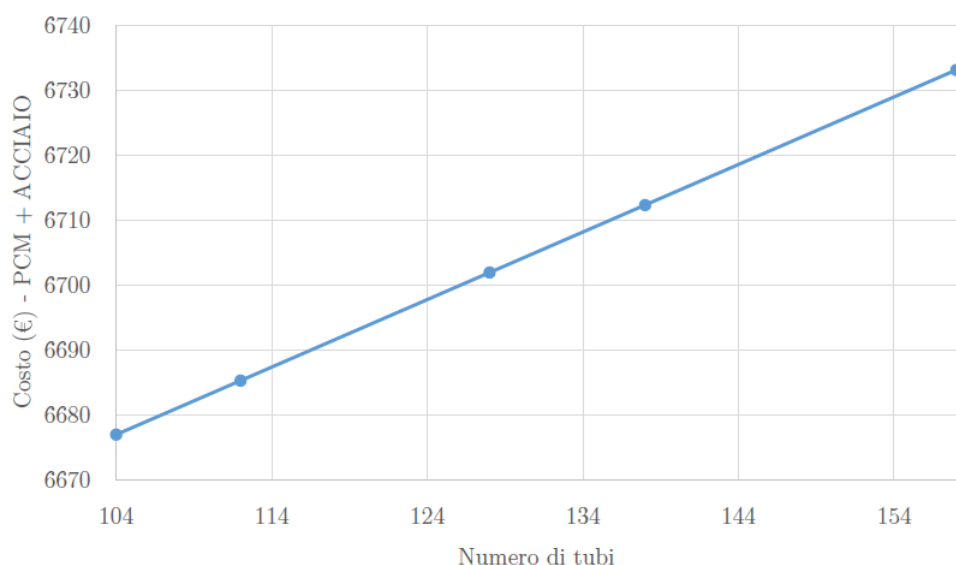


Figura 6.7: Variazione della somma dei costi di PCM e acciaio al variare del numero di tubi.

di accumulo che corrispondo al "*design di base*" che sarà di riferimento in termini di confronto per la seconda fase di ottimizzazione.

Numero di tubi	112
Passo (mm)	95
Numero alette	12
Altezza alette (mm)	20
Volume totale del sistema (m^3)	1.36
Superficie di scambio (m^2)	72.53
Potenza media erogata (kW)	23.69
Temperatura media di uscita dell'acqua ($^{\circ}C$)	35.47

Tabella 6.1: Caratteristiche del sistema per la configurazione del design di base.

6.3.2 Ottimizzazione della quantità di PCM

La prima fase di ottimizzazione ha permesso di determinare un design di base del sistema di accumulo, oggetto di studio. La configurazione ottenuta è costituita da un fascio tubiero composto da 112 tubi con un passo trasversale di 95 mm. In questa seconda fase lo studio si focalizza sull'ottimizzazione della quantità di PCM che non partecipa al cambiamento di fase, ciò vale a dire quella quantità di materiale che non contribuisce allo scambio termico latente. I risultati precedenti, alla fine delle 3 ore di utilizzo, mostrano una percentuale di materiale ancora in forma liquida del 26.72%. In altri termini, dell'energia disponibile dall'accumulo se ne sta utilizzando solo il 73% circa. Questo significa che su una quantità di materiale di 776.4 kg solo 569 sono effettivamente utilizzati per le operazioni del sistema di accumulo. In

termini economici, considerando un costo del PCM di 5.5 €/kg, risulta un costo in eccesso di circa 1140 €. Inoltre, la tecnologia di accumulo latente prevede la sostituzione del materiale a cambiamento di fase dopo un certo numero di cicli di carica/scarica. Quest'ultimo aspetto dà un peso maggiore alla voce di costo in eccesso ineliminabile, in quanto si andrebbe a sostituire una quantità di PCM, e quindi della risorsa energetica, ancora utile per i processi energetici. Quanto detto inevitabilmente complica la realizzabilità del sistema.

L'approccio a questa fase di ottimizzazione, come discusso nella sezione 6.2 in apertura di capitolo, prevede lo studio di due possibili soluzioni che verranno descritte in seguito. L'obiettivo, per entrambe le alternative, consiste nel raggiungere una percentuale di sfruttamento del materiale elevata che si avvicini al 98% a parità di PCM presente nel sistema per le due soluzioni. E' opportuno rimarcare che per le diverse simulazioni condotte, oltre al target di ottimizzazione sotto osservazione, si tiene conto sempre delle prestazioni del sistema, che siano compatibili con le richieste dell'utenza.

Riduzione del passo trasversale

La prima alternativa è caratterizzata dalla riduzione della distanza tra i condotti. In questo modo si agisce riducendo una quantità di materiale a cambiamento di fase che, nella fase di scarica dell'accumulo, non viene utilizzata per effettuare lo scambio termico latente. Questa quantità di PCM è individuabile tramite la frazione di liquido θ valutata al termine del transitorio termico di 3 ore.

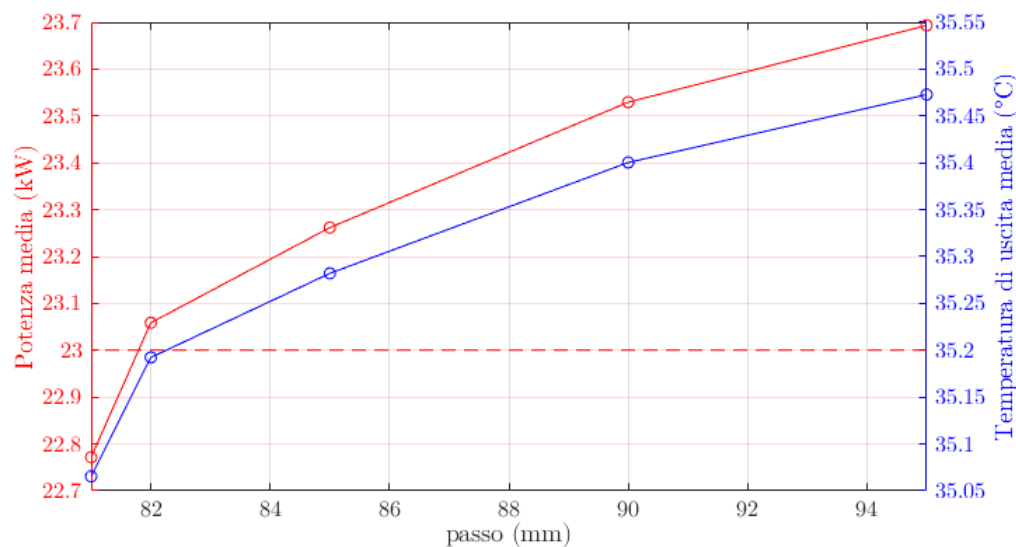


Figura 6.8: Effetto sulle prestazioni della variazione della distanza tra i condotti, al variare del passo trasversale.

La figura 6.8 rappresenta l'effetto della riduzione del passo trasversale sulle prestazioni del sistema. Si osserva che al di sotto di un valore di 82 mm, l'accumulo non risulta in grado di garantire le richieste dell'utenza termica, in termini di potenza termica media fornita all'acqua. In particolare, per un passo trasversale di 80 mm, le prestazioni del

sistema sono di 22.77 kW per la potenza media erogata, inferiore ai valori di target del sistema di 23 kW.

La variabile principale di questa fase di ottimizzazione è la frazione di liquido del PCM nell'evoluzione del transitorio. La figura 6.9 mostra i risultati che descrivono l'effetto della distanza ridotta dei condotti sulla velocità di solidificazione del materiale a cambiamento di fase.

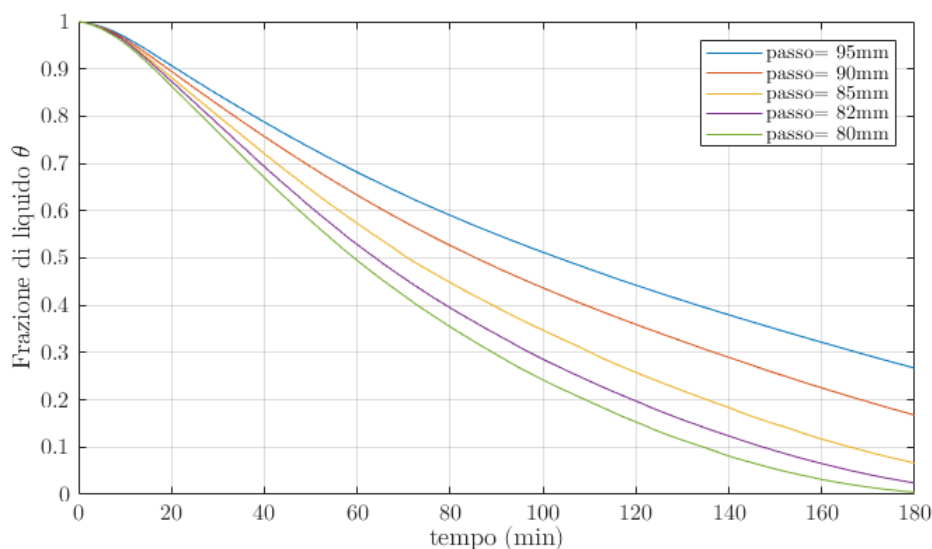


Figura 6.9: Effetto sulle frazione di liquido θ per la variazione del passo trasversale.

Dai risultati ottenuti si osserva che un passo trasversale di 82 mm permette di raggiungere una quantità di PCM che, alla fine delle 3 ore di valutazione, risulta solo al 2.44 % allo stato liquido. La configurazione corrispondente è costituita da 562.7 kg di materiale a cambiamento di fase dei quali 548.9 effettuano il passaggio di stato e sono quindi utili ai fini dello scambio termico latente per le operazioni di scarica dell'accumulo. La riduzione del passo da 95 mm a 82 mm permette di usufruire a pieno la quantità di PCM presente nel sistema. Infatti il 97.56 % del materiale è soggetto alla transizione di fase liquido-solido. La figura 6.10, ottenuta dalle simulazione del modello numerico, permette di visualizzare il comportamento del sistema nel suo complesso. In particolare, si osserva la distribuzione della frazione liquida dopo 2 ore di valutazione verificando come questa, per la configurazione caratterizzata da un passo di 82 mm, sia nettamente ridotta in confronto alla configurazione di riferimento.

Dalle analisi dei risultati ottenuti emergono ulteriori valutazioni, discusse come segue. La minima variazione delle prestazioni del sistema, rispetto al caso di riferimento, corrisponde ad una riduzione del 2.7 %. Questa è accompagnata da una notevole variazione della quantità di materiale a cambiamento di fase "utile" al sistema di rilascio di energia. Nello specifico, la frazione di liquido finale si riduce dal 26.7 % al 2.44 %, corrispondente ad una riduzione dell' 89.74 % rispetto alla configurazione di riferimento. Analogamente si aumenta la quantità di PCM che partecipa allo scambio termico latente del 33.64 %. Infine, per quanto riguarda l'aspetto economico, la voce di costo relativa alla quantità di materiale in eccesso per le prestazioni di scambio termico è nettamente ridotta. Nella configurazione ottenuta si sfrutta circa

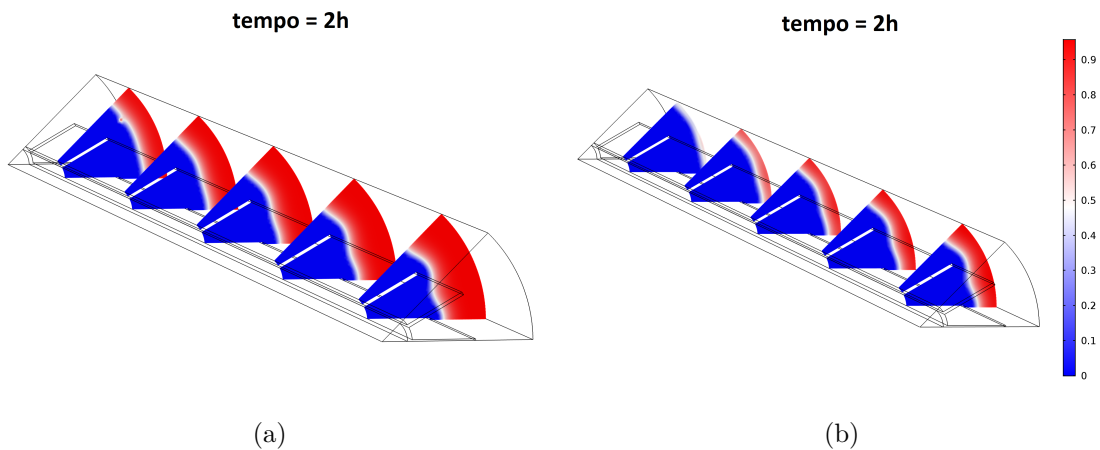


Figura 6.10: Evoluzione del fronte di solidificazione per il design di base (passo 95 mm) (a) e la configurazione 1 (passo 82 mm) (b) dopo 2 ore.

il 98 % del contenuto energetico del sistema, questo implica che dei 562.7 kg di PCM solo 13.8 restano ancora nella loro fase liquida. In termini quantitativi si tratta di un costo del materiale a cambiamento di fase in esubero di 76 €, rispetto ai 1141 del caso base. In conclusione, si è osservato che una minima riduzione del 2.7 % delle prestazioni del sistema, mirata al maggiore sfruttamento del PCM che partecipa allo scambio termico latente, comporta una riduzione dei costi, grazie al PCM ottimizzato, del 93.4 %, tutto nei limiti operativi imposti dall'utenza termica. Nella tabella 6.2 sono messe a confronto la configurazione del design di base con la soluzione ottimale ottenuta dalle analisi condotte in questa fase di ottimizzazione.

	Design di base	Caso 1
passo (mm)	95	82
H aletta (mm)	20	20
PCM (moduli elementari) (kg)	776,4	562,7
PCM solidificato (kg)	569,0	548,9
PCM utilizzato (%)	73%	98%
Potenza media erogata (kW)	23,69	23,05
Temperatura media di uscita dell' acqua (°C)	35,5	35,058
Costo TOT (PCM + ACCIAIO) (€)	5137	3962
Costo PCM in esubero (€)	1141	76

Tabella 6.2: Confronto delle caratteristiche del sistema tra la configurazione di base e la configurazione con il passo ottimale.

Penetrazione della superficie alettata nel PCM

La seconda alternativa proposta per l'ottimizzazione della quantità di materiale a cambiamento di fase, è caratterizzata dalla variazione della superficie alettata. In particolare si valuta la risposta dinamica del sistema all'aumentare dell'altezza delle alette. In questo modo si ottiene una maggiore penetrazione di acciaio all'interno del PCM, favorendo lo scambio termico nelle regioni di materiale che non sono subivano la transizione liquido-solido, e quindi non partecipavano al rilascio di energia termica. L'approccio adottato si basa su un graduale incremento dell'altezza delle alettature a step di 4 mm, avendo come condizione di partenza la configurazione di riferimento ottenuta dalla prima fase di ottimizzazione con un'altezza di 20 mm. L'obiettivo che si pone coincide con quanto discusso per la soluzione precedente, ovvero, raggiungere il 98 % di materiale a cambiamento di fase utilizzato per lo scambio termico latente. Affinché le due alternative possano essere ragionevolmente confrontate, le analisi condotte fanno riferimento alla stessa quantità di PCM che compone il sistema e il singolo modulo elementare. Per far ciò, in questa seconda alternativa, è necessario ridurre il numero di condotti del fascio tubiero. Questo approccio permette di equilibrare parte del volume di acciaio che si aggiunge dovuto all'incremento delle altezze di ogni singola aletta. La riduzione dei condotti, è importante sottolineare, in questo caso non peggiora lo scambio termico in quanto l'aumento delle superfici alettate permettono di avere una superficie di scambio termico maggiore o uguale a quella ottenuta per la condizione di riferimento del "design di base".

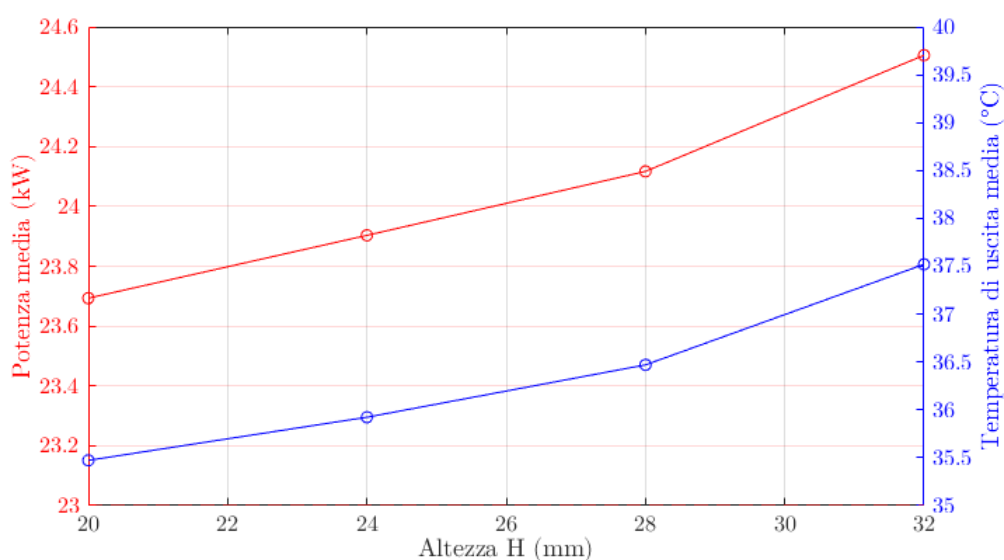


Figura 6.11: Effetto sulle prestazioni per la variazione dell'altezza H delle alette.

La figura 6.11 rappresenta l'effetto della penetrazione di acciaio all'interno del PCM. Si osserva un contenuto aumento delle prestazioni del sistema che si registra del 3.3 %. Questo permette di quantificare un leggero aumento della superficie di scambio termico grazie all'incremento delle alette. Il grafico delle prestazioni garantisce i target richiesti dall'utenza termica all'aumentare della superficie alettata. Tale aspetto però non deve portare ad un elevato sovradimensionamento del sistema,

per questo motivo si opera diminuendo il numero di tubi rispettando l'aumento della superficie di scambio termico causato dall'incremento dell'alettatura.

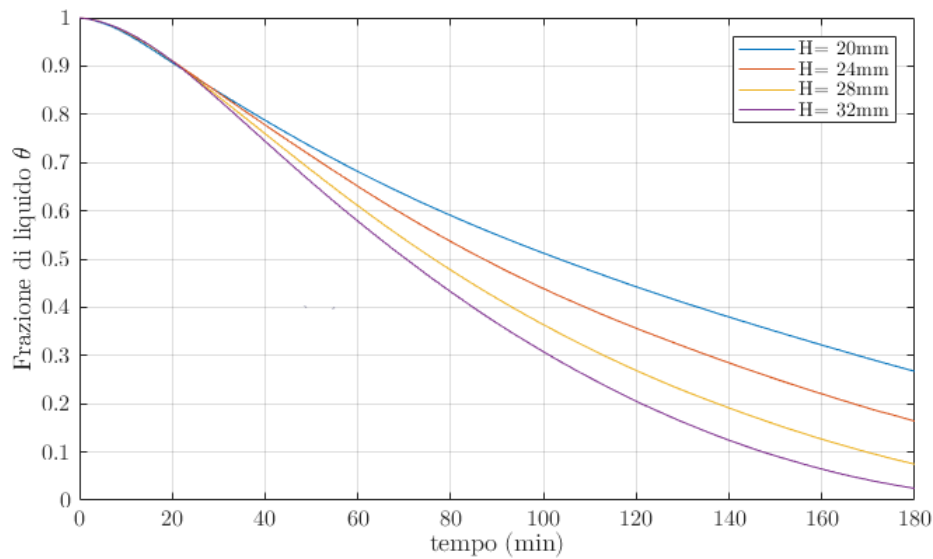


Figura 6.12: Effetto sulle frazione di liquido θ per la variazione dell'altezza delle alette.

Nella figura 6.12 sono rappresentati gli effetti sull'evoluzione della frazione di liquido. Al termine delle 3 ore di valutazione, la configurazione che permette di raggiungere la percentuale di PCM solidificato richiesta risulta l'alettatura con una lunghezza delle alette di 32 mm. I risultati ottenuti sono analoghi a quelli relativi alla prima alternativa proposta. Infatti anche in questo caso, considerando come riferimento il design di base, si raggiunge il 98 % di materiale utilizzato per le operazioni di rilascio di energia con la stessa quantità di PCM di 562.8 kg. In figura 6.13 viene rappresentata l'evoluzione del fronte di solidificazione dopo due ore di scarica per la configurazione iniziale con l'altezza delle alette di 20 mm (6.13(a)) e la configurazione finale con un'altezza delle alette 32 mm (6.13(b)). Osservando l'avanzamento dell'interfaccia solido-liquido si determina come l'incremento della superficie alettata riesca a raggiungere le regioni di PCM più distanti e recuperare quindi un ulteriore contributo di calore latente.

Il risultato di maggiore interesse risiede nelle analisi dei costi legati all'alternativa corrente. L'aumento della superficie alettata, se pur in parte bilanciato dalla riduzione del numero di condotti, comporta l'incremento della quantità di acciaio che costituisce lo scambiatore. In termini di costo questo implica un aumento del costo del sistema per quanto riguarda le sole componenti metalliche. Nello specifico, i costi relativi all'acciaio sono di 929 € rispetto a 867 per il design di base. Analizzando i risultati che derivano dalle analisi condotte, l'ottimizzazione del PCM e quindi la riduzione del costo di materiale in esubero resta il fattore più influente nel dimensionamento del sistema. Infatti, il costo del materiale in eccesso è di 77 €, in confronto ai 76 ottenuti in precedenza. Questo dimostra che, la netta riduzione della quantità di materiale a cambiamento di fase, che non viene utilizzato per i fenomeni di scambio termico del sistema, riesce a coprire i costi derivanti dall'aumento della quantità di acciaio che, per questa alternativa analizzata, corrisponde ad un incremento del 6.7

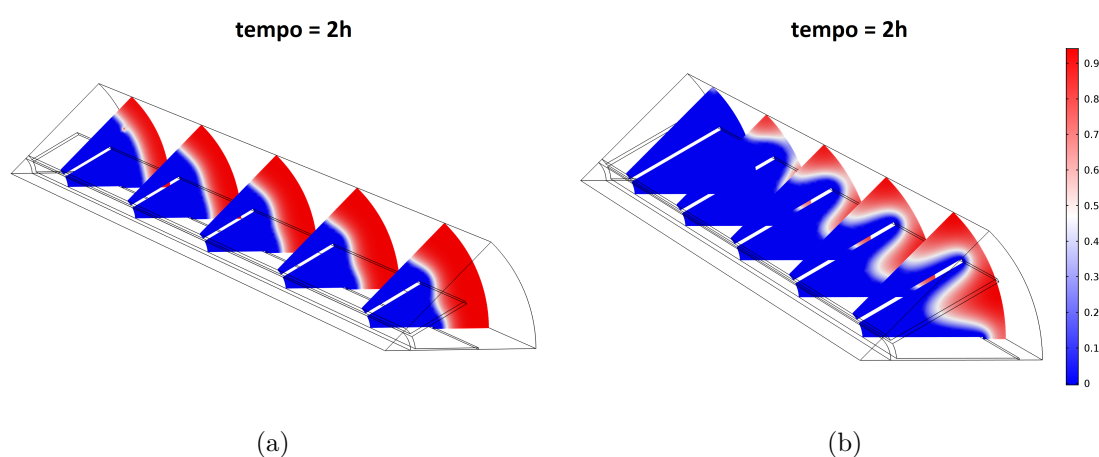


Figura 6.13: Evoluzione del fronte di solidificazione per il design di base (Altezza (H) 20 mm) (a) e la configurazione 2 (Altezza (H) 32 mm) (b) dopo 2 ore.

% rispetto alla configurazione di riferimento costituita da 340.2 kg. In altri termini, l'aumento della quantità di acciaio al fine di raggiungere le regioni di materiale più distanti dai fenomeni di scambio termico favorisce la fattibilità del sistema con lo scopo di usufruire nel modo più efficiente della risorsa energetica. Nella tabella 6.3 si ripropone il confronto tra le caratteristiche della configurazione del sistema ottenuto con l'aumento dell'altezza delle alette e la configurazione di riferimento.

	Design di base	Caso 2
passo (mm)	95	95
H aletta (mm)	20	32
PCM (moduli elementari) (kg)	776,4	562,8
PCM solidificato (kg)	569,0	548,8
PCM utilizzato (%)	73%	98%
Potenza media erogata (kW)	23,69	24,53
Temperatura media di uscita dell' acqua (°C)	35,5	37,058
Costo TOT (PCM + ACCIAIO) (€)	5137	4024
Costo PCM in esubero (€)	1141	77

Tabella 6.3: Confronto delle caratteristiche del sistema tra la configurazione di base e la configurazione con l'altezza delle alette ottimale.

6.4 Analisi di confronto

L'ottimizzazione del sistema è stata volta in due fasi descritte ampiamente nelle sezioni precedenti. La prima fase ha permesso di determinare un "*design di base*", inteso come quella configurazione che permette di raggiungere le richieste dell'utenza termica con il minor numero di condotti a comporre il fascio tubiero dello scambiatore di calore.

In questa sezione si mettono a confronto le due alternative proposte per la seconda fase di ottimizzazione, avendo come modello di riferimento il design di base. Per una completa visualizzazione degli effetti apportati dalle due configurazioni, si osserva l'evoluzione temporale del fronte di solidificazione da una prospettiva diversa. Si tratta di analizzare il comportamento del materiale a cambiamento di fase in un modello che comprenda anche l'effetto dei condotti circostanti. Per fare ciò sono stati realizzati tre modelli di simulazioni bidimensionali che rappresentano le sezioni trasversali dell'accumulo. L'implementazione del modello numerico è del tutto analoga a quanto descritto nella sezione 5.2 per quanto riguarda le considerazioni fisiche e geometriche, naturalmente rivalutate per una geometria 2D. Le sezioni trasversali analizzate fanno riferimento alla parte terminale dell'accumulo, in corrispondenza della sezione di uscita dell'acqua. Per motivi di semplificazioni geometriche, si individua un elemento *esagonale* che corrisponde al modulo elementare della sezione circolare completa che contiene lo scambiatore per intero. Affinché i modelli 2D possano descrivere lo scambio termico nella sezione di interesse, è stata imposta come condizione al contorno, per sola parete interna dei condotti, l'evoluzione di temperatura a cui è soggetta la superficie metallica ottenuta come output dal modello 3D. Questo permette di collegare i due modelli introducendo in quello bidimensionale gli stessi fenomeni fisici a cui è soggetto il componente.

I risultati dei modelli 2D sono riportati in figura 6.14. La velocità di solidificazione del sistema per le due configurazioni ottimizzate è visivamente superiore alla configurazione di riferimento del design di base. Nella rappresentazione d'insieme del sistema si osserva come la presenza delle superfici alettate influiscano positivamente sull'evoluzione del fronte di solidificazione. Si verifica la presenza di un contorno ondulato, apprezzabile principalmente nella prima ora di scarica, che risente della penetrazione di un materiale ad elevata conducibilità termica come l'acciaio all'interno del PCM. Quanto detto avvale la scelta di dimensionare il sistema con l'obiettivo di favorire la completa solidificazione del materiale a cambiamento di fase in quanto, considerando i costi elevati per tecnologie di questo genere, si valorizza in maniera più efficace la notevole quantità di acciaio richiesta affinché si incrementi la conducibilità termica del sistema.

La tabella 6.4 esprime in sintesi i risultati ottenuti dalle valutazioni effettuate. Le configurazioni 1 e 2 corrispondono alle soluzioni ottimali ottenute dalla seconda fase di ottimizzazione per quanto riguarda la riduzione del passo trasversale e l'aumento dell'altezza dell'alettatura rispettivamente.

Nella tabella riassuntiva, la quantità di PCM presa in considerazione si riferisce al solo materiale che compone il modulo elementare oggetto del modello numerico simulato. Questo significa trascurare quella parte di materiale che si dispone lungo i bordi esterni del sistema. Tuttavia, per tutte le alternative analizzate questa quantità

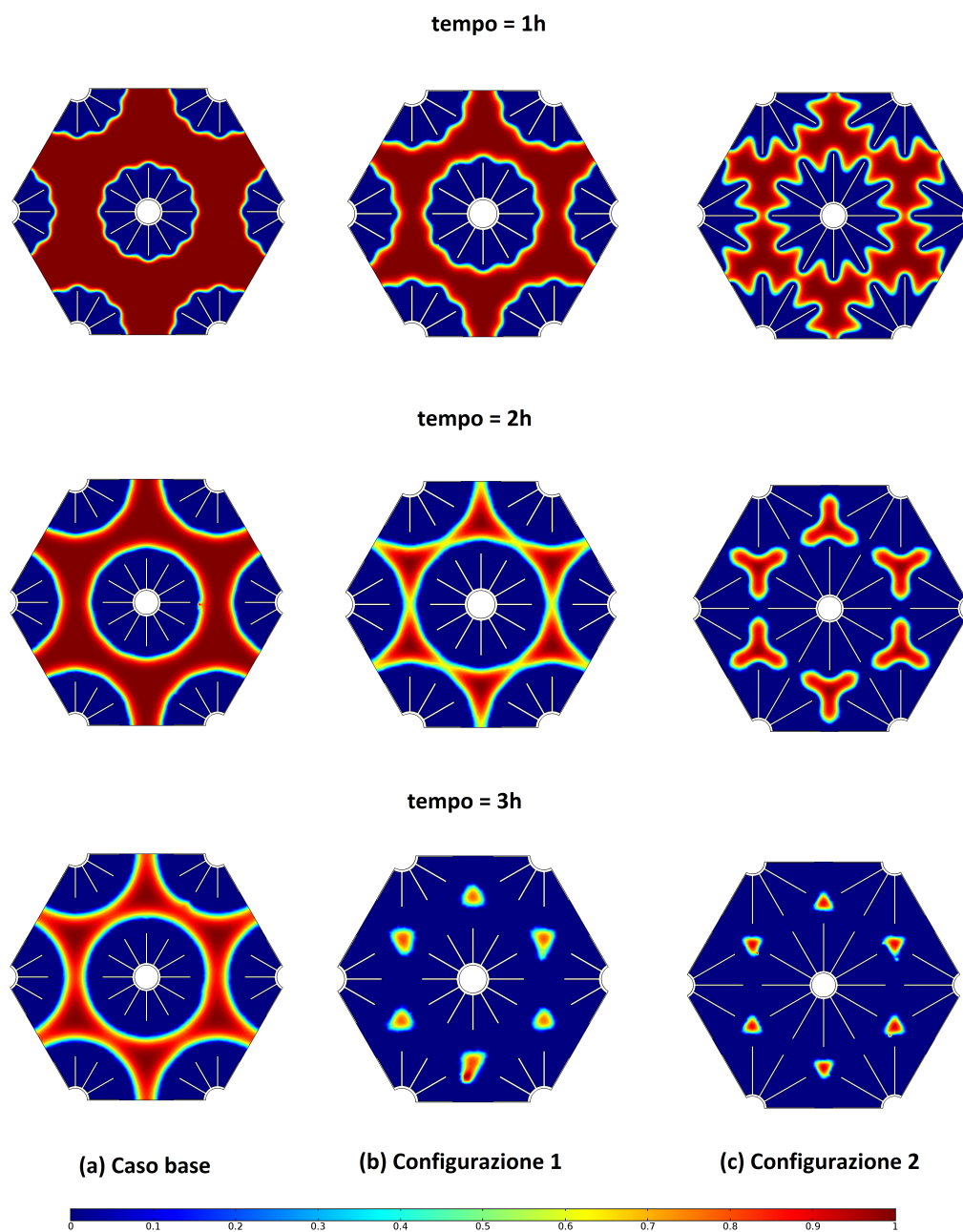


Figura 6.14: Evoluzione del fronte di solidificazione sulla sezione superiore dell'accumulo per le tre casistiche: (a) caso base, (b) riduzione del passo, (c) aumento altezza delle alette.

di materiale non influisce significativamente sulle effettive prestazioni del sistema, trattandosi evidentemente di materiale che ha il solo scopo riempitivo. In ogni modo, la sua ottimizzazione prevede l'utilizzo di geometrie complesse per i dispositivi di contenimento (forme esagonali o ellittiche) che innalzano il livello di complessità delle analisi, per una percentuale di PCM ai bordi estremi del sistema sempre al di sotto del 9%.

Analizzando i risultati riassunti in tabella si osserva per entrambe le configurazioni

	Caso base	Caso 1	Caso 2
passo (mm)	95	82	95
H aletta (mm)	20	20	32
PCM (moduli elementari) (kg)	776,4	562,7	562,8
PCM solidificato (kg)	569,0	548,9	548,8
PCM utilizzato (%)	73%	98%	98%
Quantità acciaio (kg)	340,2	340,2	364,71
Volume totale del sistema (m^3)	1,36	0,99	1,12
Potenza media erogata (kW)	23,69	23,05	24,5
Temperatura media di uscita dell' acqua ($^{\circ}C$)	35,5	35,058	37,058
Costo TOT (PCM + acciaio) (€)	5137	3962	4024
Costo PCM in esubero (€)	1141	76	77

Tabella 6.4: Confronto tra le diverse configurazioni ottenute dalle fasi di ottimizzazione.

1 e 2 numerosi vantaggi in confronto al design di base. In termini di ingombri del sistema, entrambe le alternative presentano delle dimensioni e dei pesi complessivi ridotti. Per quanto riguarda i costi, anche questi sono nettamente ridotti quasi del 23% rispetto alla configurazione di riferimento.

La valutazione che determina quale delle due configurazioni sia quella ottimale è vincolata dal discriminante caratterizzato da dimensioni e costi del sistema. Questo permette di individuare nella configurazione 1 quella ottimale per il dimensionamento del sistema di accumulo latente in esame. La configurazione 1, pur presentando i target di potenza e temperatura più bassi, ma compatibili con le richieste dell'utenza, permette di dimensionare il sistema con una quantità di acciaio di 25 kg in meno e un costo totale più basso rispetto alla configurazione 2. Tuttavia, va comunque tenuto in considerazione che la configurazione 2 dimostra come l'ottimizzazione del sistema mirata a minimizzare la quantità di materiale a cambiamento di fase inutilizzato nei cicli operativi dell'accumulo sia una soluzione valida per il dimensionamento del sistema.

Capitolo 7

Conclusioni

Il lavoro di tesi è stato svolto con l'obiettivo di studiare la fattibilità di un sistema di accumulo termico innovativo. La tecnologia in questione è caratterizzata dalla tipologia di accumulo latente basato su materiali a cambiamento di fase. Nel caso studio esaminato, l'accumulo è inserito all'interno del sistema di produzione di energia per il fabbisogno di riscaldamento dell'Energy Center, un edificio non residenziale nella città di Torino. L'integrazione del sistema di accumulo ha lo scopo di ridurre il consumo energetico, in termini di prelievo dalla rete di teleriscaldamento, nelle prime ore di avviamento dell'impianto di produzione di acqua calda, la quale deve essere fornita alle utenze termiche operanti per il riscaldamento degli ambienti dell'edificio.

Lo sviluppo del lavoro comprende diverse fasi di analisi. Il punto di partenza consiste nello studio approfondito dell'edificio per quanto riguarda i servizi energetici presenti. L'obiettivo è stato quello di discutere le modalità di approvvigionamento di energia insieme alla conoscenza nel dettaglio delle disposizioni impiantistiche e delle modalità di gestione e controllo degli impianti produttivi. Questa fase ha richiesto, inoltre, la collaborazione con le figure di competenza nel monitoraggio degli impianti. In questo modo è stato possibile avere accesso ai dati storici inerenti alle reali operazioni delle macchine produttive per soddisfare la domanda. Quanto detto si basa sulla questione inerente al possibile inserimento di un accumulo termico latente. Infatti, agendo esclusivamente sul sistema di produzione esistente all'interno dell'edificio e basandosi sulla tecnologia innovativa che comprende i materiali a cambiamento di fase, il vincolo di maggiore rilievo è costituito dalle temperature operative. Queste devono essere tali da poter giustificare l'utilizzo di un sistema di accumulo con materiali a cambiamento di fase. Per sistemi di accumulo di questa tipologia, è necessario determinare un range di temperature, delimitato dalla temperatura alla quale l'energia viene fornita e dalla temperatura alla quale l'energia è richiesta dall'utenza. Inoltre, date le basse proprietà termofisiche dei materiali a cambiamento di fase, risulta conveniente che tale range operativo sia ampio. Analizzando le caratteristiche degli impianti e delle utenze presenti, sia per quanto riguarda la produzione di acqua calda che di acqua refrigerata, è stato possibile escludere quest'ultima in quanto non presentava condizioni di temperature operative che giustificassero l'inserimento di un accumulo latente, il quale sarebbe stato dimensionato per operare con un salto termico non superiore a 10 °C. Sulla base

delle valutazioni effettuate e delle richieste delle utenze esistenti, l'impianto termico per la produzione di acqua calda, risulta invece compatibile con i criteri esposti in precedenza. In particolare, l'accumulo si inserisce nella produzione di acqua calda da fornire ai pannelli radianti, i quali richiedono una temperatura del fluido di 35 °C. Mentre l'approvvigionamento del fluido, che alimenta anche le altre utenze, avviene tramite il prelievo dalla rete del teleriscaldamento ad una temperatura maggiore di 80 °C. Le due temperature individuate delimitano il range operativo e fanno sì che le condizioni operative siano ragionevolmente accettabili per procedere al dimensionamento di un accumulo latente. Nello specifico, l'accumulo è finalizzato alla riduzione dei consumi, relativi al prelievo della rete di teleriscaldamento, di circa 70 kWh nelle tre ore di avviamento degli impianti dalle 06:00 alle 09:00. Nelle ore successive, inoltre, il carico termico risulta livellato e sempre maggiore alle richieste delle utenze termiche. Il surplus di produzione viene quindi accumulato sotto forma di calore latente nel dispositivo di accumulo realizzato con materiali a cambiamento di fase.

Note le condizioni operative del sistema, la seconda fase di studio consiste nel dimensionamento del dispositivo di accumulo latente. L'utilizzo di materiali a cambiamento di fase richiede soluzioni tecniche che permettano di incrementare le proprietà termiche dei materiali, caratterizzati da valori di conducibilità termica molto bassi. La soluzione costruttiva adottata è costituita da uno scambiatore di calore a fascio tubiero dotato di superfici alettate longitudinalmente, le quali, tra le svariate geometrie costruttive, presentano le migliori prestazioni termodinamiche. A questo punto, è necessario stabilire un criterio di design che conduca ad un'ottimizzazione del componente da realizzare. Il criterio stabilito fa riferimento alle possibili azioni da attuare affinché il sistema soddisfi i target prestazionali imposti dall'utenza con il minor costo possibile. Nel lavoro svolto è stato deciso di individuare una configurazione iniziale definita "*design di base*", il quale consiste nella determinazione del minimo numero di condotti necessari per raggiungere le prestazioni richieste al sistema. Dai risultati ottenuti è emerso che, sebbene le richieste dell'utenza fossero rispettate, risulta una quantità di materiale a cambiamento di fase che non partecipa effettivamente ai fenomeni di scambio termico latente. Questo significa che, nel processo di transizione liquido-solido, al termine delle tre ore di scarica, risulta ancora presente una quantità del 27 % di materiale allo stato liquido. A tal proposito sono state analizzate due configurazioni finalizzate alla riduzione della quantità di materiale "inutilizzato", mantenendo le prestazioni del sistema compatibili con le richieste dell'utenza. La prima si basa esclusivamente sulla disposizione del fascio tubiero, riducendo la distanza tra i condotti, la seconda si basa sulla maggiore penetrazione delle superfici alettate nelle regioni dove il materiale non completa il processo di transizione. Le analisi condotte si concludono con il confronto in termini di prestazioni, dimensioni e costi, avendo come termine di riferimento il "*design di base*". Le due alternative contribuiscono ad una riduzione del 23 % dei costi di realizzazione. Questo è dovuto alla minore quantità di materiale a cambiamento di fase, circa 214 kg in meno rispetto al design di base. Con le due configurazioni proposte, l'effettivo contributo del materiale nei processi di scambio termico latente è del 98 % rispetto al 73 % per la configurazione di riferimento.

Le analisi delle prestazioni dell'accumulo sono state effettuate usufruendo di un

modello numerico agli elementi finiti sviluppato sulla piattaforma di simulazione *COMSOL Multiphysics*. Questo, avvalendosi di semplificazioni e condizioni al contorno di carattere fisico e geometrico, ha permesso di descrivere in modo opportuno i complessi fenomeni fisici che caratterizzano il componente. In particolare, è stato necessario correlare indirettamente l'effetto convettivo a cui è soggetto il fluido termovettore che scorre nei condotti e lo scambio termico conduttivo per quanto riguarda l'intero scambiatore. Dal punto di vista geometrico è stato possibile individuare una parte del sistema, "*modulo elementare*", che ha semplificato notevolmente i costi computazionali conservando la validità dei fenomeni fisici coinvolti.

Nell'ambito dello studio di sistemi di accumuli latenti, l'utilizzo di strumenti di simulazione numerica rappresenta un aspetto fondamentale. I modelli numerici offrono un vantaggio notevole per la ricerca e lo sviluppo delle tecnologie in esame e, in particolare, per la corrispondente fase di design. Le simulazioni permettono infatti di analizzare diverse configurazioni del sistema di accumulo, osservando il suo comportamento al variare di numerosi parametri caratteristici. Tuttavia, per ottenere una reale validazione del modello numerico sviluppato, è comunque consigliato effettuare prove sperimentali in laboratorio al fine di consolidare l'affidabilità dei risultati ottenuti dalle simulazioni numeriche.

Bibliografia

- [1] [Online] IEA (2019), "World Energy Outlook 2019", IEA, Paris. 2019. URL: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2019> (visitato il 28/02/2020) (cit. a p. 1).
- [2] [Online] IEA (2019), "The Critical Role of Buildings", IEA, Paris. 2019. URL: <https://www.iea.org/reports/the-critical-role-of-buildings> (visitato il 28/02/2020) (cit. alle pp. 2, 3).
- [3] [Online] IEA-Technical Collaboration Programs (TPC), "Energy Conservation & Energy Storage mission", IEA-ECES. 2020. URL: <https://iea-eces.org/> (visitato il 01/03/2020) (cit. a p. 3).
- [4] A. Arteconi, N.J. Hewitt e F. Polonara. «State of the art of thermal storage for demand-side management». In: *Applied Energy* 93 (2012). (1) Green Energy; (2)Special Section from papers presented at the 2nd International Energy 2030 Conf, pp. 371–389. ISSN: 0306-2619. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.12.045> (cit. a p. 4).
- [5] Clark W Gellings e William M Smith. «Integrating demand-side management into utility planning». In: *Proceedings of the IEEE* 77.6 (1989), pp. 908–918 (cit. a p. 4).
- [6] Ioan Sarbu e Calin Sebarchievici. «A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage». In: *Sustainability* 10.1 (2018). ISSN: 2071-1050. DOI: [10.3390/su10010191](https://doi.org/10.3390/su10010191) (cit. alle pp. 5, 6, 9).
- [7] Guruprasad Alva, Yaxue Lin e Guiyin Fang. «An overview of thermal energy storage systems». In: *Energy* 144 (2018), pp. 341–378. ISSN: 0360-5442. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.12.037> (cit. alle pp. 6, 7, 9).
- [8] Huili Zhang, Jan Baeyens, Gustavo Cáceres, Jan Degève e Yongqin Lv. «Thermal energy storage: Recent developments and practical aspects». In: *Progress in Energy and Combustion Science* 53 (2016), pp. 1–40. ISSN: 0360-1285. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2015.10.003> (cit. a p. 9).
- [9] Atul Sharma, V. V. Tyagi, C. R. Chen e D. Buddhi. *Review on thermal energy storage with phase change materials and applications*. 2009. DOI: [10.1016/j.rser.2007.10.005](https://doi.org/10.1016/j.rser.2007.10.005) (cit. alle pp. 11, 13–19, 39).
- [10] A. Abhat. «Low temperature latent heat thermal energy storage: Heat storage materials». In: *Solar Energy* 30.4 (1983), pp. 313–332. ISSN: 0038-092X. DOI: [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(83\)90186-X](https://doi.org/10.1016/0038-092X(83)90186-X) (cit. alle pp. 12–14, 17, 24).

- [11] Sandra Raquel Leite da Cunha e José Luís Barroso de Aguiar. «Phase change materials and energy efficiency of buildings: A review of knowledge». In: *Journal of Energy Storage* 27 (2020), p. 101083. ISSN: 2352-152X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2019.101083> (cit. a p. 12).
- [12] [Online] *Passaggi di stato, G.M.P.E.* 2005-2020. URL: <https://www.gmpe.it/chimica/passaggi-stato> (visitato il 30/11/2019) (cit. a p. 12).
- [13] F. Bruno, M. Belusko, M Liu e N.H.S. Tay. «9 - Using solid-liquid phase change materials (PCMs) in thermal energy storage systems». In: *Advances in Thermal Energy Storage Systems*. A cura di Luisa F. Cabeza. Woodhead Publishing Series in Energy. Woodhead Publishing, 2015, pp. 201–246. ISBN: 978-1-78242-088-0. DOI: <https://doi.org/10.1533/9781782420965.2.201> (cit. a p. 14).
- [14] «Thermal Energy Storage (TES) Methods». In: *Thermal Energy Storage*. John Wiley & Sons, Ltd, 2010. Cap. 3, pp. 83–190. ISBN: 9780470970751. DOI: 10.1002/9780470970751.ch3. eprint: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/9780470970751.ch3>. URL: <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/9780470970751.ch3> (cit. a p. 15).
- [15] Harald Mehling e Luisa F Cabeza. *Heat and cold storage with PCM*. Vol. 308. Springer, 2008 (cit. alle pp. 15, 23, 27–29, 31, 32, 35).
- [16] Belén Zalba, José M Marin, Luisa F. Cabeza e Harald Mehling. «Review on thermal energy storage with phase change: materials, heat transfer analysis and applications». In: *Applied Thermal Engineering* 23.3 (2003), pp. 251–283. ISSN: 1359-4311. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(02\)00192-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(02)00192-8) (cit. alle pp. 15, 24, 25).
- [17] R.K. Sharma, P. Ganesan, V.V. Tyagi, H.S.C. Metselaar e S.C. Sandaran. «Developments in organic solid–liquid phase change materials and their applications in thermal energy storage». In: *Energy Conversion and Management* 95 (2015), pp. 193–228. ISSN: 0196-8904. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.01.084> (cit. a p. 16).
- [18] Mohammed Farid, Amar Auckaili, Siddique Ali Khateeb Razack e Said Al-Hallaj. «A review on phase change energy storage: Materials and applications». In: *Energy Conversion and Management* 45 (giu. 2004), pp. 1597–1615. DOI: 10.1016/j.enconman.2003.09.015 (cit. a p. 18).
- [19] Hee W Ryu, Sung W Woo, Byung C Shin e Sang D Kim. «Prevention of supercooling and stabilization of inorganic salt hydrates as latent heat storage materials». In: *Solar Energy Materials and Solar Cells* 27.2 (1992). Special Issue on Heat Storage Materials, pp. 161–172. ISSN: 0927-0248. DOI: [https://doi.org/10.1016/0927-0248\(92\)90117-8](https://doi.org/10.1016/0927-0248(92)90117-8) (cit. a p. 18).
- [20] Ming Liu, Wasim Saman e Frank Bruno. «Review on storage materials and thermal performance enhancement techniques for high temperature phase change thermal storage systems». In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16.4 (2012), pp. 2118–2132. ISSN: 1364-0321. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.01.020> (cit. a p. 19).

- [21] Zubair Ahmad Qureshi, Hafiz Muhammad Ali e Shahab 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), pp. 838–856. ISSN: 0017-9310. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.049> (cit. a p. 20).
- [22] «Preparation and thermal properties of short carbon fibers/erythritol phase change materials». In: *Energy Conversion and Management* 136 (2017), pp. 220–228. ISSN: 0196-8904. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.023> (cit. a p. 20).
- [23] Zakir Khan, Zulfiqar Khan e Abdul Ghafoor. «A review of performance enhancement of PCM based latent heat storage system within the context of materials, thermal stability and compatibility». In: *Energy Conversion and Management* 115 (2016), pp. 132–158. ISSN: 0196-8904. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.02.045> (cit. a p. 20).
- [24] Xiang Huang, Yaxue Lin, Guruprasad Alva e Guiyin Fang. «Thermal properties and thermal conductivity enhancement of composite phase change materials using myristyl alcohol/metal foam for solar thermal storage». In: *Solar Energy Materials and Solar Cells* 170 (2017), pp. 68–76. ISSN: 0927-0248. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solmat.2017.05.059> (cit. a p. 21).
- [25] Changhong Wang, Tao Lin, Na Li e Huanpei Zheng. «Heat transfer enhancement of phase change composite material: Copper foam/paraffin». In: *Renewable Energy* 96 (2016), pp. 960–965. ISSN: 0960-1481. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2016.04.039> (cit. a p. 21).
- [26] Ammar M. Abdulateef, Sohif Mat, Jasim Abdulateef, Kamaruzzaman Sopian e Abduljalil A. Al-Abidi. «Geometric and design parameters of fins employed for enhancing thermal energy storage systems: a review». In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 82 (2018), pp. 1620–1635. ISSN: 1364-0321. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.07.009> (cit. alle pp. 22, 39).
- [27] M.H. Mahfuz, M.R. Anisur, M.A. Kibria, R. Saidur e I.H.S.C. Metselaar. «Performance investigation of thermal energy storage system with Phase Change Material (PCM) for solar water heating application». In: *International Communications in Heat and Mass Transfer* 57 (2014), pp. 132–139. ISSN: 0735-1933. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2014.07.022> (cit. a p. 24).
- [28] Kaixuan Cui, Liqiang Liu, Fukun Ma, Mingjie Sun, Zhenyi Li e Liangkan Lin. «Fabrication of $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}/\text{Na}_2\text{SiO}_3 \cdot 9\text{H}_2\text{O}$ composite phase change material for floor heating system». In: *Materials Research Express* 5.6 (giu. 2018), p. 065524. DOI: 10.1088/2053-1591/aab874. URL: <https://doi.org/10.1088/2053-1591/aab874> (cit. a p. 24).
- [29] Takahiro Nomura e Tomohiro Akiyama. «High-Temperature Latent Heat Storage Technology to Utilize Exergy of Solar Heat and Industrial Exhaust Heat». In: *Exergy for A Better Environment and Improved Sustainability 1: Fundamentals*. A cura di Fethi Aloui e Ibrahim Dincer. Cham: Springer International Publishing, 2018, pp. 1207–1224. ISBN: 978-3-319-62572-0. DOI: 10.1007/978-3-319-62572-0_77 (cit. alle pp. 29, 30).

- [30] Hamidreza Shamsi, Mehrdad Boroushaki e Hosna Geraei. «Performance evaluation and optimization of encapsulated cascade PCM thermal storage». In: *Journal of Energy Storage* 11 (2017), pp. 64–75. ISSN: 2352-152X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2017.02.003> (cit. a p. 30).
- [31] Anica Trp, Kristian Lenic e Bernard Frankovic. «Analysis of the influence of operating conditions and geometric parameters on heat transfer in water-paraffin shell-and-tube latent thermal energy storage unit». In: *Applied Thermal Engineering* 26.16 (2006), pp. 1830–1839. ISSN: 1359-4311. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.02.004> (cit. a p. 30).
- [32] Lokesh Kalapala e Jaya Krishna Devanuri. «Influence of operational and design parameters on the performance of a PCM based heat exchanger for thermal energy storage – A review». In: *Journal of Energy Storage* 20 (2018), pp. 497–519. ISSN: 2352-152X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.est.2018.10.024> (cit. alle pp. 31–33, 39).
- [33] Mehmet Esen, Aydin Durmuş e Ayla Durmuş. «Geometric design of solar aided latent heat store depending on various parameters and phase change materials». In: *Solar Energy* 62 (gen. 1998), pp. 19–28. DOI: 10.1016/S0038-092X(97)00104-7 (cit. a p. 30).
- [34] MK Rathod e Jyotirmay Banerjee. «Experimental investigations on latent heat storage unit using paraffin wax as phase change material». In: *Experimental heat transfer* 27.1 (2014), pp. 40–55 (cit. a p. 33).
- [35] Saeid Seddegh, Xiaolin Wang e Alan D Henderson. «A comparative study of thermal behaviour of a horizontal and vertical shell-and-tube energy storage using phase change materials». In: *Applied Thermal Engineering* 93 (2016), pp. 348–358 (cit. alle pp. 33, 34).
- [36] G. Ziskind. «12 - Modelling of heat transfer in phase change materials (PCMs) for thermal energy storage systems». In: *Advances in Thermal Energy Storage Systems*. A cura di Luisa F. Cabeza. Woodhead Publishing Series in Energy. Woodhead Publishing, 2015, pp. 307–324. ISBN: 978-1-78242-088-0. DOI: <https://doi.org/10.1533/9781782420965.2.307> (cit. alle pp. 34, 35).
- [37] Farah Souayfane, Farouk Fardoun e Pascal Biwole. «Different Mathematical Models of Convection during Phase Change». In: lug. 2016. DOI: 10.1109/REDEC.2016.7577543 (cit. a p. 35).
- [38] Afif Hasan. «Phase change material energy storage system employing palmitic acid». In: *Solar Energy* 52.2 (1994), pp. 143–154. ISSN: 0038-092X. DOI: [https://doi.org/10.1016/0038-092X\(94\)90064-7](https://doi.org/10.1016/0038-092X(94)90064-7) (cit. a p. 35).
- [39] Amy S. Fleischer. «Fundamental Thermal Analysis». In: *Thermal Energy Storage Using Phase Change Materials: Fundamentals and Applications*. Cham: Springer International Publishing, 2015, pp. 75–85. ISBN: 978-3-319-20922-7. DOI: 10.1007/978-3-319-20922-7_5 (cit. a p. 35).

- [40] Hakeem Niyas, Sunku Prasad e P. Muthukumar. «Performance investigation of a lab-scale latent heat storage prototype – Numerical results». In: *Energy Conversion and Management* 135 (2017), pp. 188–199. ISSN: 0196-8904. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.12.075>. URL: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890416311694> (cit. alle pp. 35, 39, 42).
- [41] Sarada Kuravi, Krishna M. Kota, Jianhua Du e Louis C. Chow. «Numerical Investigation of Flow and Heat Transfer Performance of Nano-Encapsulated Phase Change Material Slurry in Microchannels». In: *Journal of Heat Transfer* 131.6 (mar. 2009). ISSN: 0022-1481. DOI: 10.1115/1.3084123 (cit. a p. 36).
- [42] Haitian Yang e Yiqian He. «Solving heat transfer problems with phase change via smoothed effective heat capacity and element-free Galerkin methods». In: *International Communications in Heat and Mass Transfer* 37.4 (2010), pp. 385–392. ISSN: 0735-1933. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2009.12.002> (cit. a p. 36).
- [43] Wilson Ogoh e Dominic Groulx. «Effects of the heat transfer fluid velocity on the storage characteristics of a cylindrical latent heat energy storage system: a numerical study». In: *Heat and Mass Transfer* 48.3 (mar. 2012), pp. 439–449. ISSN: 1432-1181. DOI: 10.1007/s00231-011-0888-3 (cit. a p. 36).
- [44] Piia Lamberg, Reijo Lehtiniemi e Anna-Maria Henell. «Numerical and experimental investigation of melting and freezing processes in phase change material storage». In: *International Journal of Thermal Sciences* 43.3 (2004), pp. 277–287 (cit. a p. 39).
- [45] Xiaohu Yang, Zhao Lu, Qingsong Bai, Qunli Zhang, Liwen Jin e Jinyue Yan. «Thermal performance of a shell-and-tube latent heat thermal energy storage unit: Role of annular fins». In: *Applied Energy* 202 (2017), pp. 558–570. ISSN: 0306-2619. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.007> (cit. a p. 40).
- [46] Manish K. Rathod e Jyotirmay Banerjee. «Thermal performance enhancement of shell and tube Latent Heat Storage Unit using longitudinal fins». In: *Applied Thermal Engineering* 75 (2015), pp. 1084–1092. ISSN: 1359-4311. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.10.074> (cit. a p. 40).
- [47] K.A.R Ismail, C.L.F Alves e M.S. Modesto. «Numerical and experimental study on the solidification of PCM around a vertical axially finned isothermal cylinder». In: *Applied Thermal Engineering* 21.1 (2001), pp. 53–77. ISSN: 1359-4311. DOI: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00002-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00002-8) (cit. a p. 41).
- [48] Francis Agyenim, Philip Eames e Mervyn Smyth. «A comparison of heat transfer enhancement in a medium temperature thermal energy storage heat exchanger using fins». In: *Solar Energy* 83.9 (2009), pp. 1509–1520. ISSN: 0038-092X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.04.007> (cit. a p. 41).
- [49] M Esapour, MJ Hosseini, AA Ranjbar, Y Pahamli e R Bahrampoury. «Phase change in multi-tube heat exchangers». In: *Renewable Energy* 85 (2016), pp. 1017–1025 (cit. alle pp. 42, 43).

- [50] [Online] *IREN Energia*. 2019. URL: <https://www.gruppoiren.it/> (visitato il 30/10/2019) (cit. a p. 57).
- [51] Muhammad Waseem Ahmad, Monjur Mourshed, David Mundow, Mario Sisinni e Yacine Rezgui. *Building energy metering and environmental monitoring - A state-of-the-art review and directions for future research*. 2016. DOI: 10.1016/j.enbuild.2016.03.059 (cit. a p. 63).
- [52] Sudipto Guha, Rajeev Rastogi e Kyuseok Shim. «CURE: An Efficient Clustering Algorithm for Large Databases». In: *Proceedings of the 1998 ACM SIGMOD International Conference on Management of Data*. SIGMOD '98. Seattle, Washington, USA: ACM, 1998, pp. 73–84. ISBN: 0-89791-995-5. DOI: 10.1145/276304.276312 (cit. a p. 70).
- [53] [Online] *RapidMiner Documentation*. 2019. URL: <https://docs.rapidminer.com/> (visitato il 13/10/2019) (cit. a p. 70).
- [54] [Online] *PureTemp-Technical data sheets*. 2019. URL: <http://www.puretemp.com/stories/puretemp-technical-data-sheets> (visitato il 16/12/2019) (cit. a p. 78).
- [55] Frank P Incropera, Adrienne S Lavine, Theodore L Bergman e David P DeWitt. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Wiley, 2007 (cit. a p. 83).