



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea in Ingegneria Energetica e Nucleare
Orientamento Progettazione e gestione degli impianti energetici
a.a. 2024/2025
Sessione di Laurea Novembre 2025

Modellazione numerica di una pompa di calore integrata con accumulo termico sensibile per analisi di flessibilità energetica

Relatore:

prof. Marco Perino

Correlatori:

prof. Matteo Bilardo

dott. Lorenzo Pellizzon

Candidato:

Mario Mancuso

Abstract

Negli ultimi anni, il livello di elettrificazione dei consumi legati al riscaldamento degli edifici è in costante crescita, con le pompe di calore che stanno progressivamente sostituendo i sistemi tradizionali alimentati a combustibili fossili. Se da un lato questa diffusione comporta una riduzione delle emissioni, dall'altro pone nuove sfide per la rete elettrica, soprattutto in termini di bilanciamento tra domanda e offerta di energia. In tale contesto, la flessibilità energetica, intesa come la capacità di un sistema di modulare la propria domanda in base a esigenze esterne, risulta fondamentale sia per la stabilità della rete sia per una gestione più intelligente dei dispositivi.

L'obiettivo di questo lavoro è stato sviluppare un modello numerico di pompa di calore e integrarlo con un modello di accumulo termico sensibile (TES), al fine di caratterizzare il funzionamento complessivo del sistema e valutarne la flessibilità energetica. Il modello della pompa di calore, di tipo white-box stazionario, è stato costruito modellando fisicamente i principali componenti (compressore, scambiatori di calore, valvola di laminazione, pompe e ventilatori) e integrandoli per ricostruire il ciclo termodinamico completo. Particolare attenzione è stata rivolta agli scambiatori di calore, modellati con approccio moving boundary, suddividendo le zone in base allo stato del refrigerante per rappresentarne accuratamente le variazioni interne. La pompa di calore opera a numero di giri variabile e il modello include i limiti di funzionamento del compressore, consentendo di stimare la potenza termica minima e massima erogabile. Le sorgenti considerate sono due, aria e acqua, in accordo con il caso studio di riferimento.

I risultati del modello hanno mostrato una buona attendibilità: il confronto con i dati di cinque pompe di calore commerciali ha evidenziato un errore medio assoluto (MAE) sul COP fino a circa 0.2, valore che testimonia la capacità del modello di rappresentare in modo realistico le prestazioni della macchina. L'integrazione con il modello di accumulo ha permesso di implementare due strategie di controllo rule-based, basate rispettivamente sul prezzo orario dell'energia e sull'intensità oraria delle emissioni. Le strategie sono state applicate a diverse capacità di accumulo per analizzare l'impatto della taglia del TES su costi, consumi e prestazioni.

I risultati mostrano che, pur riuscendo a spostare parte dei consumi verso ore più favorevoli, l'effetto delle strategie è compensato dal peggioramento delle prestazioni della pompa di calore durante la fase di carica, dovuto alle temperature di mandata più elevate. Ciò comporta un incremento dei costi fino al 13.8% e delle emissioni fino al 12.1% rispetto alla strategia base senza accumulo.

La flessibilità energetica, quantificata attraverso un apposito indicatore, evidenzia che l'aumento della capacità dell'accumulo incrementa la possibilità di spostare il carico termico dalle ore a prezzo elevato verso quelle a prezzo medio-basso e, in

modo analogo, dalle ore a più alta intensità di CO₂ verso quelle a minore impatto, con valori che raggiungono rispettivamente il 35.5% e il 22%.

Questi risultati dimostrano l'efficacia del modello proposto nel descrivere il comportamento della pompa di calore e del sistema integrato con accumulo, oltre a evidenziare le potenzialità di tali sistemi nel contribuire alla flessibilità energetica complessiva.

Indice

1	Introduzione.....	11
1.1	Le pompe di calore	14
1.2	Gli accumuli termici.....	16
1.3	La flessibilità energetica	19
1.4	Revisione della letteratura.....	20
1.5	Caso studio	23
1.6	Premesse, obiettivi e possibili contributi della tesi.....	26
2	Modellazione.....	28
2.1	Modello pompa di calore	28
2.1.1	Modello condensatore	30
2.1.2	Modello valvola di laminazione.....	37
2.1.3	Modello evaporatore	39
2.1.4	Modello compressore	53
2.1.5	Modelli pompe e ventilatori.....	56
2.1.6	Valori di riferimento e spiegazione del modello	58
2.2	Modello accumulo termico sensibile (TES)	61
3	Controllo e flessibilità energetica	65
3.1	Le strategie di controllo	65
3.2	La flessibilità energetica	68
3.3	Dati di input e analisi di sensitività.....	69
4	Risultati	73
4.1	Modello pompa di calore	73
4.1.1	Il coefficiente di prestazione	73
4.1.2	Le aree di scambio termico.....	76
4.1.3	Limite di funzionamento: numero minimo di giri	78
4.1.4	Confronto con dati di produttori	79
4.1.5	Approfondimento valvola di laminazione	82
4.2	Strategie di controllo e flessibilità energetica	83
4.2.1	Analisi giornaliera del funzionamento della pompa di calore	85
4.2.2	Quantificazione della flessibilità energetica	88

5	Conclusioni.....	94
6	Acronimi.....	96
7	Nomenclatura	97
8	Bibliografia	101

Indice delle figure

Figura 1.1 Efficienza di Carnot in funzione della temperatura di condensazione e di evaporazione	15
Figura 1.2 Classificazione dei TES in base al meccanismo di accumulo del calore	17
Figura 1.3 Le differenti tecniche di DSM (Demand-side management) (Jabir et al., 2018).....	19
Figura 1.4 Schema semplificato dell'impianto HP_Flexlab del Politecnico di Torino	24
Figura 1.5 Albero gerarchico degli scenari di funzionamento individuati per l'impianto HP_Flexlab	25
Figura 2.1 Schema concettuale della pompa di calore.....	28
Figura 2.2 Scambiatore di calore a piastre (a) (Termoleader, n.d.) e parametri geometrici caratteristici (b) (Onda, n.d.).....	30
Figura 2.3 Configurazione controcorrente in parallelo dei fluidi negli scambiatori di calore a piastre (Onda, n.d.)	31
Figura 2.4 Flowchart del modello del condensatore.....	37
Figura 2.5 Valvola di espansione termostatica (Parker Sporlan Division, n.d.).....	38
Figura 2.6 Input e output modello valvola di laminazione	38
Figura 2.7 Flowchart del modello dell'evaporatore ad acqua	43
Figura 2.8 Vista laterale in sezione (non in scala) dell'evaporatore ad aria	44
Figura 2.9 Flowchart del modello dell'evaporatore ad aria	53
Figura 2.10 Schema del compressore scroll: insieme (a) e geometria della camera (b) (Sung et al., 2020)	53
Figura 2.11 Caratteristica di rendimento isoentropico normalizzato compressore .	54
Figura 2.12 Flowchart del modello della pompa di calore	60
Figura 2.13 Schema concettuale TES	61
Figura 3.1 Profilo di carico termico giornaliero adottato come dato di input per le simulazioni	70
Figura 4.1 Prestazioni pompa di calore acqua-acqua al variare della temperatura di mandata e della temperatura di sorgente.....	74
Figura 4.2 Prestazioni pompa di calore aria-acqua al variare della temperatura di mandata e della temperatura di sorgente.....	74

Figura 4.3 Prestazioni pompa di calore acqua-acqua al variare del carico termico e della temperatura di mandata	75
Figura 4.4 Prestazioni pompa di calore aria-acqua al variare del carico termico e della temperatura di mandata	75
Figura 4.5 Ripartizione delle aree di scambio termico nel condensatore per diverse condizioni di temperatura e portata, configurazione acqua–acqua.....	77
Figura 4.6 Ripartizione delle aree di scambio termico nell’evaporatore per diverse condizioni di temperatura e portata, configurazione acqua–acqua.....	77
Figura 4.7 Potenza termica minima erogabile al variare della temperatura di mandata e di sorgente, configurazione aria-acqua.....	79
Figura 4.8 Confronto tra il COP previsti dal modello e i COP dichiarati dai produttori.....	80
Figura 4.9 Errore medio assoluto (MAE) tra i COP previsti dal modello e quelli dichiarati dai produttori.....	81
Figura 4.10 Coefficiente della valvola di laminazione in funzione della temperatura di sorgente e di mandata, configurazione acqua-acqua	82
Figura 4.11 Variazione percentuale del costo e dell’energia elettrica assorbita rispetto alla strategia No TES, al variare della capacità del TES e della strategia di gestione. Configurazione pompa di calore: aria-acqua.....	83
Figura 4.12 Variazione percentuale della CO ₂ emessa e dell’energia elettrica assorbita rispetto alla strategia No TES, al variare della capacità del TES e della strategia di gestione. Configurazione pompa di calore: aria-acqua.....	84
Figura 4.13 SCOP della pompa di calore aria–acqua in funzione della capacità del TES e della strategia di controllo.....	85
Figura 4.14 Andamento del prezzo zonale Nord del 10 gennaio 2024 e soglie inferiore e superiore di prezzo della strategia Euro	86
Figura 4.15 Andamento della temperatura del serbatoio di accumulo termico (TES) da 3000 litri nella giornata del 10 gennaio 2024.....	86
Figura 4.16 Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore in configurazione aria–acqua nella giornata del 10 gennaio 2024 per le strategie No TES e Euro	86
Figura 4.17 Flessibilità energetica sull’energia termica in funzione del costo dell’energia, al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: acqua–acqua	89
Figura 4.18 Flessibilità energetica sull’energia elettrica in funzione del costo dell’energia, al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: acqua–acqua	90

Figura 4.19 Flessibilità energetica sull'energia termica in funzione delle emissioni di CO ₂ , al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: acqua–acqua	91
Figura 4.20 Flessibilità energetica sull'energia elettrica in funzione delle emissioni di CO ₂ , al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: acqua–acqua	91
Figura 4.21 Flessibilità energetica sull'energia termica in funzione del costo dell'energia, al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: aria–acqua.....	92
Figura 4.22 Flessibilità energetica sull'energia elettrica in funzione del costo dell'energia, al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: aria–acqua.....	92
Figura 4.23 Flessibilità energetica sull'energia termica in funzione delle emissioni di CO ₂ , al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: aria–acqua	93
Figura 4.24 Flessibilità energetica sull'energia elettrica in funzione delle emissioni di CO ₂ , al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: aria–acqua	93

Indice delle tabelle

Tabella 1.1 I differenti approcci alla modellazione numerica	13
Tabella 1.2 Componenti principali della pompa di calore modellata	27
Tabella 2.1 Caratteristiche geometriche scambiatori di calore a piastre	31
Tabella 2.2 Input e output del modello del condensatore	35
Tabella 2.3 Input e output del modello dell'evaporatore ad acqua.....	42
Tabella 2.4 Caratteristiche geometriche scambiatore di calore a tubi e alette.....	45
Tabella 2.5 Input e output del modello dell'evaporatore ad aria	51
Tabella 2.6 Input e output del modello del compressore	54
Tabella 2.7 Valori di riferimento utilizzati nel modello	58
Tabella 2.8 Caratteristiche geometriche e proprietà TES	62
Tabella 3.1 Valori di input e setpoint di riferimento per le strategie di controllo ...	70
Tabella 3.2 Analisi di sensitività delle fasce di funzionamento delle strategie di controllo	71
Tabella 4.1 Confronto prestazioni pompa di calore al variare della sorgente	76

1 Introduzione

Tra le sfide più importanti che l'attuale società si trova ad affrontare vi è senza dubbio quello della transizione energetica. I consumi energetici mondiali, infatti, sono in costante crescita e, all'interno di essi, una quota significativa è rappresentata dal fabbisogno per il riscaldamento degli edifici. Secondo l'International Energy Agency (2023), gli edifici rappresentano circa il 30% del consumo energetico finale globale, di cui circa la metà, pari al 15% del totale mondiale, è destinata al riscaldamento degli ambienti e alla produzione di acqua calda sanitaria.

Per affrontare tali criticità, la Commissione Europea, negli ultimi anni, ha intrapreso una serie di iniziative volte a ridurre sensibilmente l'impatto ambientale del sistema energetico e ad accelerare la decarbonizzazione. Tra le iniziative si evidenziano:

- la riduzione delle emissioni nette di gas serra di almeno il 55% entro il 2030 rispetto ai livelli del 1990 (Green Deal europeo, 2019)
- il raggiungimento della neutralità climatica entro il 2050 (Green Deal europeo, 2019)
- il raggiungimento di almeno il 42.5 % del consumo energetico totale da fonti rinnovabili entro il 2030 (Direttiva UE 2023/2413)
- la riduzione collettiva del consumo energetico finale dell'11,7 % entro il 2030, rispetto alle proiezioni dello scenario di riferimento del 2020 (Direttiva UE 2023/1791)

La decarbonizzazione del settore energetico non può che basarsi su un progressivo abbandono delle fonti fossili tradizionali a favore delle fonti rinnovabili. Nonostante ciò, in Italia principale fonte di alimentazione utilizzata per il riscaldamento domestico rimane il gas naturale, con il 68%, mentre solo l'8.5 % degli impianti risulta essere alimentato da energia elettrica (ISTAT, 2021).

Alla luce di tali dati, una delle strade da intraprendere per rispettare la tabella di marcia fissata dall'autorità europea consiste nell'incrementare il livello di elettrificazione dei consumi termici, puntando al riscaldamento degli edifici mediante l'energia elettrica, così da valorizzare il previsto aumento di energia pulita immessa nella rete.

Alimentate ad energia elettrica, le pompe di calore (PdC) sono caratterizzate da un'elevata efficienza espressa dal Coefficient of Performance (COP). Valori tipici di COP in modalità riscaldamento vanno da 3 a 5, il che significa che per ogni kWh di energia elettrica immessa, vengono prodotti dai 3 ai 5 kWh di energia termica. Le PdC costituiscono una tecnologia continua diffusione: secondo l'EHPA (European Heat Pump Association, 2024) solo nel 2022 in Europa sono state installate circa 2.8 milioni di pompe di calore, con un incremento del 37.6% rispetto al 2021. Tra gli stati europei, l'Italia si colloca al secondo posto per potenza installata, favorita anche dagli incentivi governativi promossi a favore della transizione energetica.

La crescita del livello di elettrificazione e l'integrazione delle pompe di calore, tuttavia, pongono il problema della gestione della rete elettrica, con la necessità di affrontare picchi di domanda energetica e la produzione variabile e non programmabile delle fonti rinnovabili, come eolico e fotovoltaico. Questo è il cosiddetto tema della **flessibilità energetica**, che consiste nella capacità di mantenere un equilibrio tra domanda e offerta di energia, tenendo conto sia dell'esigenza di rete che della disponibilità delle fonti.

A livello della rete elettrica nazionale, Terna sfrutta il servizio messo a disposizione da grossi produttori e consumatori che si rendono disponibili a ridurre o aumentare rispettivamente l'energia immessa nella rete o quella prelevata, garantendo così un bilanciamento continuo senza violare i limiti di transito sulla rete. Viste le previsioni future sull'incremento del peso energetico elettrico che le pompe di calore avranno, il controllo e la regolazione di questi sistemi possono avere un ruolo determinante nell'ottica della modulazione della domanda. Tuttavia, affinché ciò sia possibile, è necessario disporre sia di sistemi di controllo intelligenti, capaci di interagire con le richieste della rete e di tradurle in strategie operative per la regolazione delle pompe di calore, sia di tecnologie che aumentino il livello di flessibilità, come gli **accumuli termici**, che consentono di immagazzinare energia prodotta in eccesso e rilasciarla in momenti di maggiore richiesta.

In questo contesto, la modellazione numerica delle pompe di calore rappresenta uno strumento indispensabile, in quanto consente di effettuare previsioni sul funzionamento della macchina, sulle prestazioni e sui flussi di energia termica ed elettrica in funzione delle condizioni esterne, come la temperatura o il carico richiesto, sia in regime stazionario sia in condizioni dinamiche. Inoltre, se integrata con sistemi di accumulo termico — dove anche l'edificio stesso, grazie alla sua massa e inerzia termica, può essere considerato un sistema di accumulo — la simulazione permette di stimare i tempi di carica e scarica e di valutare la capacità delle pompe di calore di partecipare attivamente alla gestione della domanda sulla rete elettrica, ovvero di quantificare il livello di flessibilità energetica ottenibile.

Tabella 1.1 I differenti approcci alla modellazione numerica

Tipo di modellazione	Principio	Vantaggi	Svantaggi
White-box	Basata sulla modellazione fisica dettagliata del sistema tramite equazioni e bilanci energetici	Elevato livello di accuratezza Facilità di interpretazione dei risultati Consente previsioni anche in condizioni non osservate in precedenza	Richiede conoscenza approfondita del sistema fisico Complessità computazionale elevata
Black-box	Basata su dati empirici per costruire relazioni tra input e output	Non richiede conoscenza dettagliata della fisica del sistema Semplice da implementare Minore onerosità computazionale	Interpretazione dei risultati più difficile Accuratezza dipendente dalla qualità e quantità dei dati Poco affidabile in scenari differenti da quelli di addestramento
Grey-Box	Approccio ibrido: relazioni fisiche semplificate integrate con parametri stimati tramite tecniche data-driven	Buon compromesso tra interpretabilità e complessità Evita modelli troppo pesanti Simulazioni meno onerose	Non raggiunge l'accuratezza dei modelli white-box

In letteratura si distinguono tre principali approcci di modellazione in base alla tipologia di dati in input utilizzati e alla conoscenza del sistema fisico da modellare:

- **Modellazione white-box:** si basa sulla modellazione fisica dettagliata del sistema attraverso equazioni e principi di bilancio energetico. Tra i vantaggi di questo approccio vi sono l'elevato livello di accuratezza, la facilità di interpretazione dei risultati e la capacità di effettuare previsioni anche in condizioni mai osservate precedentemente. Tra gli svantaggi, invece, ritroviamo la necessità di una conoscenza approfondita del sistema fisico, indispensabile per costruire correttamente il modello, e l'elevata complessità computazionale.
- **Modellazione black-box:** si basa sui dati empirici per poter costruire relazioni tra input e output del sistema. Al contrario dei modelli white-box, non richiede una conoscenza dettagliata della fisica del sistema, risultando più semplice da implementare e meno oneroso dal punto di vista computazionale. Tuttavia, questi modelli sono più difficili da interpretare e la loro accuratezza dipende fortemente dalla qualità e dalla quantità dei dati disponibili. Inoltre, tendono a fornire simulazioni poco affidabili

quando applicati a scenari differenti da quelli utilizzati per l'addestramento.

- **Modellazione grey-box:** è un approccio ibrido tra i due precedenti. Si basa su relazioni fisiche semplificate, integrate con parametri stimati tramite tecniche data-driven. Pur non raggiungendo i livelli di accuratezza della modellazione white-box, questo tipo di approccio permette di mantenere un buon compromesso tra interpretabilità e complessità, evitando modelli troppo pesanti e simulazioni onerose.

Per le analisi di flessibilità energetica, la modellazione grey-box rappresenta un buon compromesso tra affidabilità e complessità computazionale, ma si basa comunque su dati empirici. Di conseguenza, le conclusioni ottenute possono risultare meno generalizzabili e l'approccio è applicabile solo quando tali dati sono disponibili. La scelta della strategia di modellazione, quindi, dipende sia dagli obiettivi della simulazione sia dalle informazioni disponibili.

Al sottocapitolo 1.4 verranno presentati alcuni modelli già sviluppati in passato e documentati in letteratura scientifica.

1.1 Le pompe di calore

Le pompe di calore sono macchine termiche in grado di trasferire il calore da una sorgente a bassa temperatura ad una temperatura più elevata, impiegando come input energia elettrica. Esse rappresentano oggi una delle tecnologie più diffuse ed efficienti per il riscaldamento, il raffrescamento e la produzione di acqua calda sanitaria (ACS) in ambito residenziale, commerciale e industriale.

Il funzionamento delle pompe di calore è basato sul ciclo inverso di Carnot, che consiste in un ciclo a compressione di vapore in cui il fluido refrigerante evapora all'interno dell'evaporatore, assorbendo calore da una sorgente fredda (ad esempio aria o acqua); viene poi compresso all'interno del compressore, raggiungendo temperature e pressioni più elevate, e condensa nel condensatore cedendo calore a un fluido secondario (aria o acqua). Infine, si espande passando per una valvola di laminazione, tornando alle condizioni iniziali e completando il ciclo.

Il principale vantaggio di questa tecnologia risiede nell'alta efficienza energetica che permette di ottenere più energia termica rispetto a quella elettrica consumata. L'efficienza delle PdC è quantificata attraverso due parametri principali, a seconda della modalità di funzionamento:

- **COP (Coefficient of Performance):** indica quanta energia termica viene fornita per unità di energia elettrica consumata in modalità riscaldamento;
- **EER (Energy Efficiency Ratio):** rappresenta l'efficienza della pompa di calore in modalità raffrescamento.

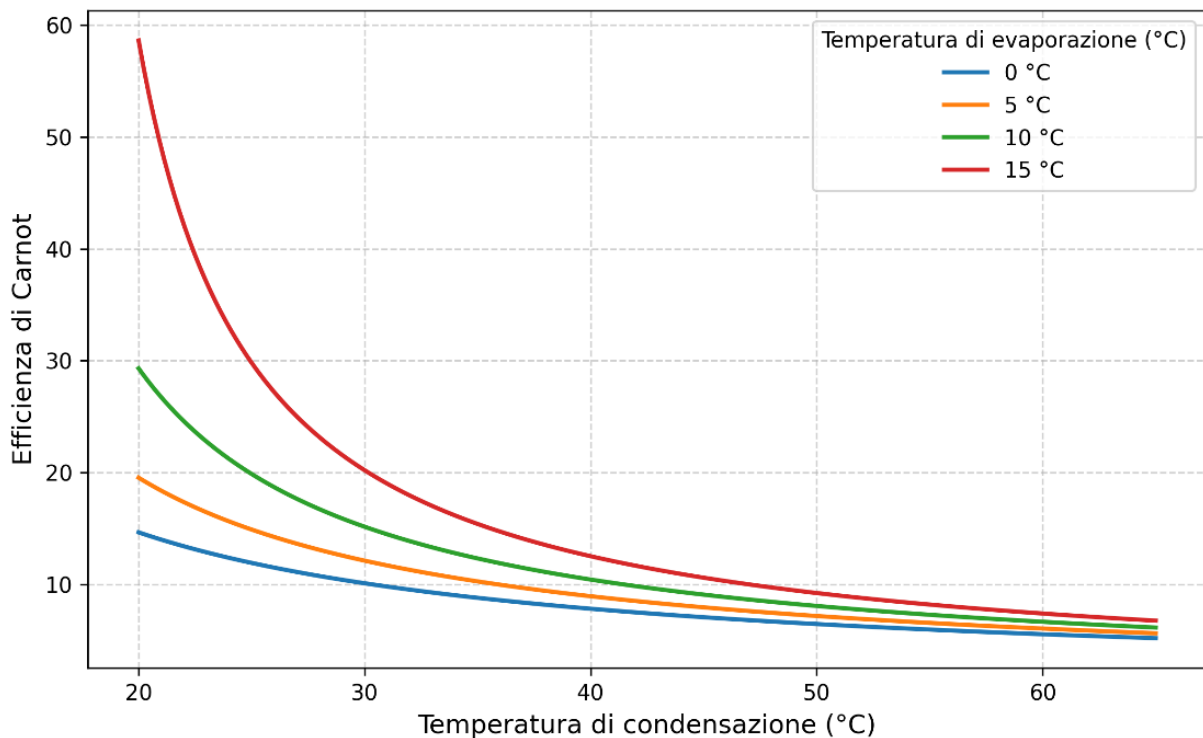


Figura 1.1 Efficienza di Carnot in funzione della temperatura di condensazione e di evaporazione

L'efficienza teorica ideale delle pompe di calore coincide con l'efficienza di Carnot, che rappresenta il massimo rendimento possibile tra due sorgenti a temperatura T_{calda} e T_{fredda} (in Kelvin):

$$COP_{Carnot}^{prisc} = \frac{T_{calda}}{T_{calda} - T_{fredda}} \quad (1.1)$$

$$COP_{Carnot}^{raff} = \frac{T_{fredda}}{T_{calda} - T_{fredda}} \quad (1.2)$$

Dalla Figura 1.1, che mostra l'andamento dell'efficienza di Carnot in funzione delle temperature di condensazione ed evaporazione, si osserva che le prestazioni delle PdC variano significativamente con le condizioni operative.

In particolare, tanto più le temperature di evaporazione e condensazione sono vicine, tanto più elevato sarà il rendimento del sistema. Di conseguenza, le pompe di calore aria-acqua sono soggette a variazioni più marcate durante il giorno, a causa della fluttuazione della temperatura dell'aria, mentre le pompe di calore geotermiche garantiscono performance più stabili grazie alla minor escursione termica del terreno.

Tra i vari vantaggi della tecnologia a pompa di calore rispetto ai più tradizionali sistemi a combustione, ritroviamo la possibile integrazione con fonti energetiche

rinnovabili, come impianti fotovoltaici, che possono alimentare elettricamente il compressore in maniera sostenibile, riducendo costi operativi e impatto ambientale complessivo. Inoltre, la combinazione con sistemi di accumulo termico consente di immagazzinare il calore che viene prodotto nelle ore di minor consumo o in corrispondenza di picchi di produzione rinnovabile, rendendo possibile una gestione più flessibile ed ottimizzata dell'energia termica e contribuendo alla flessibilità energetica del sistema integrato.

1.2 Gli accumuli termici

L'accumulo di energia termica (TES) è una tecnologia che immagazzina energia termica riscaldando o raffreddando un mezzo di accumulo, in modo che l'energia così accumulata possa essere utilizzata in un momento successivo per applicazioni di riscaldamento, raffreddamento e produzione di energia (Sarbu & Sebarchievici, 2018). I TES sono ampiamente diffusi in ambito energetico per diversi motivi:

- **Flessibilità energetica:** i TES consentono a un sistema energetico un maggiore margine di manovra grazie alla possibilità di conservare dell'energia che altrimenti andrebbe dispersa. Per esempio, in contesti residenziali o industriali si possono utilizzare accumuli termici per abbassare il carico di picco giornaliero (peak shaving) di un determinato sistema e distribuirlo nelle ore in cui invece si ha una minor richiesta di energia (load shifting) oppure accumulare energia termica nelle ore in cui il costo dell'energia è più basso per poi scaricarla in momenti più onerosi.
- **Integrazione con fonti rinnovabili e decarbonizzazione:** la progressiva sostituzione delle fonti fossili con quelle rinnovabili è al centro della transizione ecologica. Tuttavia, molte fonti rinnovabili, come il solare e l'eolico, sono intermittenti. In questo contesto, i TES possono fare la differenza, poiché l'energia prodotta in eccesso da queste fonti può essere immagazzinata e utilizzata nei momenti in cui la produzione è scarsa, contribuendo a rendere il sistema più indipendente dalle fonti fossili.
- **Soluzioni di backup:** la presenza di accumuli termici, oltre che di sistemi di produzione di energia termica, permette di disporre di energia termica anche quando la generazione è temporaneamente indisponibile per guasti, malfunzionamenti o manutenzione.
- **Ottimizzazione del dimensionamento:** frequentemente i generatori di calore (caldaie, pompe di calore) vengono sovradimensionati per gestire picchi di carico, anche se questi picchi sono rari. Un accumulo termico permette di ridurre la dimensione del generatore, dato che parte del carico può essere coperto dall'energia immagazzinata. Ciò riduce i costi di investimento e può migliorare l'efficienza operativa, perché il generatore può lavorare più frequentemente vicino alle condizioni nominali.

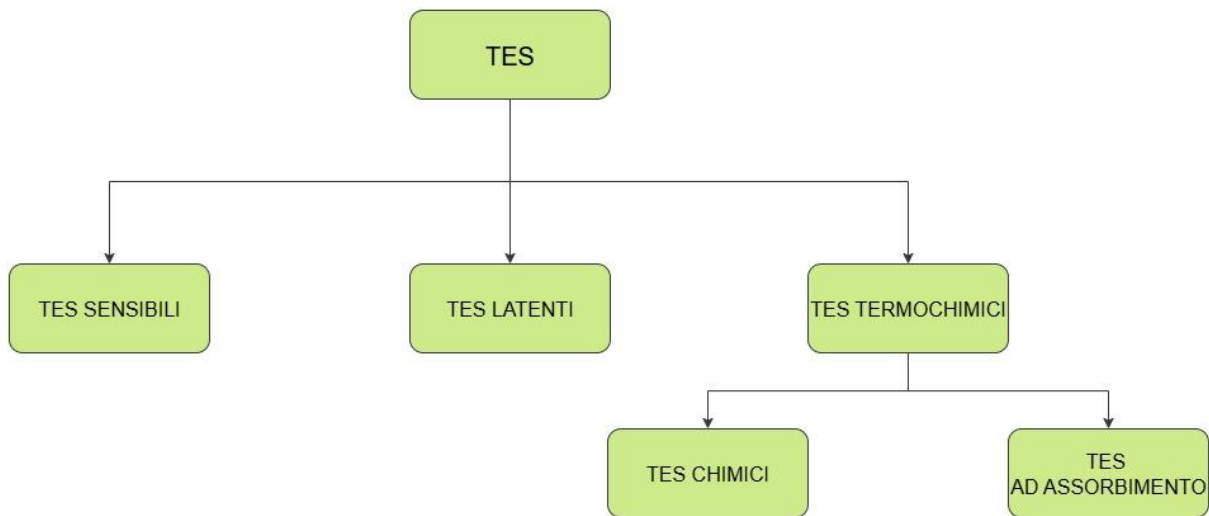


Figura 1.2 Classificazione dei TES in base al meccanismo di accumulo del calore

Gli accumuli termici possono essere classificati in base al meccanismo con cui il calore viene immagazzinato (Zhang et al., 2015):

- **Accumuli termici sensibili:** il calore viene immagazzinato aumentando la temperatura di un materiale. Sono le proprietà del materiale a definire se esso è più o meno idoneo per essere utilizzato in un sistema di accumulo. In ambito residenziale e industriale l'acqua è una delle sostanze più utilizzate, perché ha un basso costo, è facile da trasportare, è facilmente reperibile, dispone di densità relativamente alta rispetto ad altri fluidi, ha un elevato calore specifico e una buona conducibilità termica (Vallese et al., 2025).

La densità e il calore specifico, in particolare, sono fondamentali per poter accumulare, in spazi contenuti, un'alta quantità di energia senza incrementare eccessivamente la temperatura della sostanza, mentre l'elevata conducibilità termica consente di caricare o scaricare più velocemente il TES quando richiesto.

Gli accumuli di acqua, in base alla taglia, possono essere utilizzati in abbinamento a sistemi di riscaldamento e raffrescamento come le PdC, negli impianti di teleriscaldamento e nei sistemi solari termici domestici.

- **Accumuli termici latenti:** il calore viene immagazzinato grazie al cambiamento di fase di una determinata sostanza (ad esempio da solido a liquido). I parametri principali con cui le sostanze vengono scelte sono due: la temperatura di transizione (K) e il calore latente. Tendenzialmente, sono preferibili transizioni di fase solido-liquido e viceversa, poiché i gas hanno una densità molto bassa e difficilmente possono essere stoccati in grandi quantità senza la disponibilità di serbatoi di ampio volume. Fra le

sostanze commercialmente utilizzate ritroviamo le paraffine, i sali idrati e altre miscele eutettiche (Vallese et al., 2025).

I PCM (phase change materials) trovano ampie applicazioni nel settore energetico, ad esempio nell'edilizia, dove vengono impiegati per migliorare l'inerzia termica degli edifici, oppure in integrazione con PdC, sistemi HVAC e impianti solari termici, contribuendo a migliorare la stabilità e la flessibilità operativa dei sistemi.

- **Accumuli termochimici:** il calore viene immagazzinato grazie a una reazione endotermica, di tipo fisico (TES ad assorbimento) oppure chimico (TES chimico), che separa due materiali A e B che precedentemente costituivano un unico composto AB. Durante la fase di scarica, si verifica il processo inverso, con il rilascio del calore immagazzinato (Vallese et al., 2025).

Questa tipologia di accumulo termico permette di immagazzinare grandi quantità di energia grazie all'elevata densità energetica e di conservarla a lungo termine, sfruttando i legami fisici/chimici che si instaurano tra le sostanze coinvolte. Tuttavia, rispetto alle altre due tipologie di accumulo (sensibile e latente), essa presenta una minore maturità tecnologica e maggiore complessità di gestione.

Tra i materiali più studiati per gli accumuli termochimici si possono citare il carbonato di calcio, utilizzato, ad esempio, nei solari a concentrazione (Prasad et al., 2019), le zeoliti e la silica gel.

Un'ulteriore classificazione degli accumuli termici è legata ai tempi di accumulo (Liu et al., 2023):

- **Accumuli a breve termine:** non superano l'orizzonte temporale giornaliero.
- **Accumuli a medio-lungo termine:** progettati per conservare il calore per periodi prolungati, come settimane o mesi.

Infine, secondo il US Department of Energy (2023), gli accumuli termici possono essere classificati in base alla temperatura operativa in:

- **Accumuli a bassa temperatura** (Low-Temperature TES, LT TES): possono essere utilizzati per il riscaldamento e il raffrescamento di edifici e distretti, nonché per alcune applicazioni di calore di processo in configurazioni elettricità-calore o calore-calore.
- **Accumuli ad alta temperatura** (High-Temperature TES, HT TES): applicazioni di accumulo termico per la generazione elettrica (calore-elettricità) sono principalmente associate agli impianti di energia solare concentrata (CSP, Concentrated Solar Power).

Nel campo di utilizzo delle pompe di calore, gli accumuli termici utilizzati sono principalmente quelli sensibili e latenti a bassa temperatura, mentre l'orizzonte temporale di accumulo è generalmente limitato al breve termine, ovvero all'arco della giornata.

1.3 La flessibilità energetica

La flessibilità energetica di un sistema si riferisce alla capacità di adattare la domanda o l'offerta di energia per mantenere l'equilibrio del sistema (Corliss, 2020). L'incremento della richiesta energetica da parte delle utenze, unita all'aumento della penetrazione delle fonti energetiche rinnovabili, come il solare o lo eolico, di natura intermittente, ha reso questo compito sempre più arduo nel corso del tempo. È sufficiente considerare la progressiva trasformazione in atto del sistema elettrico, che sta evolvendo da un modello a generazione centralizzata, caratterizzato da poche centrali di grande potenza, verso un modello di generazione distribuita, con numerosi generatori di piccola-media potenza. Nel nuovo sistema elettrico, di conseguenza, le utenze allacciate non svolgono più il solo ruolo di consumatori, ma anche di produttori (i cosiddetti prosumer), e ciò genera problematiche nella gestione della rete, che diventa sempre più complessa.

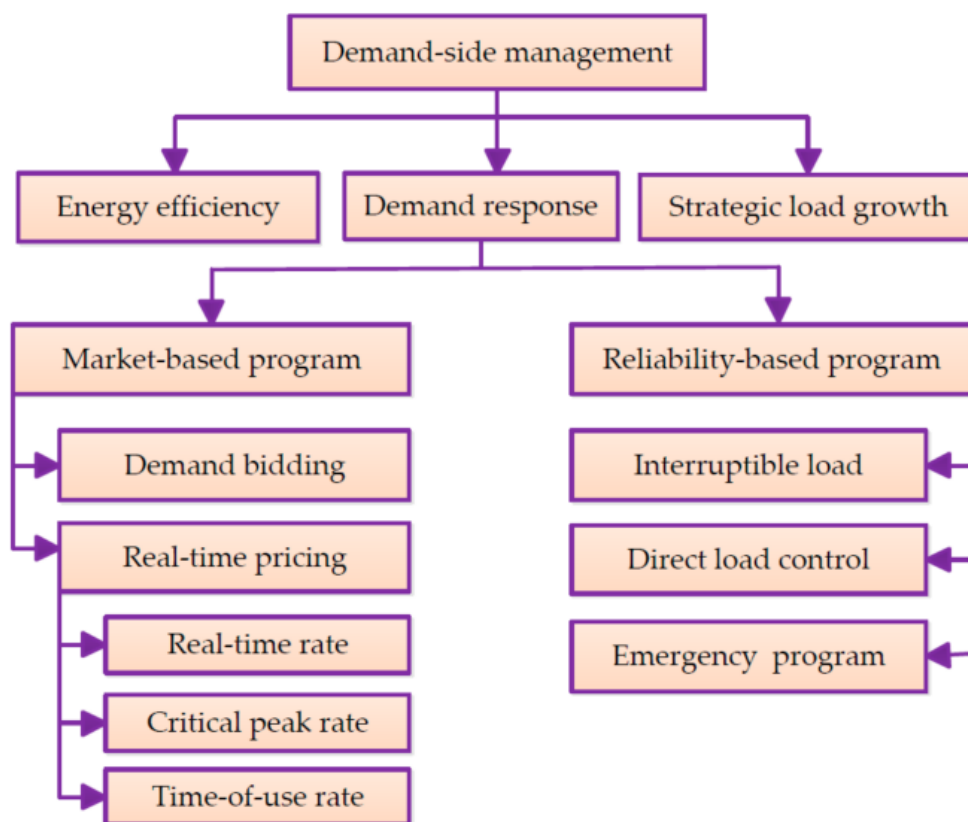


Figura 1.3 Le differenti tecniche di DSM (Demand-side management) (Jabir et al., 2018)

Jabir et al. (2018) affermano che vi sono due modalità per garantire l'equilibrio nel mercato dell'energia, ovvero la gestione dell'offerta (SSM, Supply-Side Management) e la gestione della domanda (DSM, Demand Side Management). Mentre il primo approccio si basa sull'aumento dell'efficienza operativa di produzione, trasmissione e distribuzione dell'energia, il secondo invece consiste nella gestione dei carichi elettrici e dei pattern di consumo, cioè nel determinare come e quando l'energia viene utilizzata. Tra le strategie disponibili, la gestione della domanda risulta più vantaggiosa, in quanto la crescita del consumo energetico avviene a un ritmo superiore rispetto alla potenziale espansione della generazione.

Jabir et al. (2018), inoltre, identificano le tre principali tecniche di DSM: efficienza energetica, demand response (DR) e crescita strategica del carico. L'efficienza energetica consiste in una riduzione dell'energia richiesta (e quindi degli sprechi) a parità di domanda; soprattutto nelle ore di picco, ciò si traduce in un minor livello di congestione della rete. Il DR invece ingloba una serie di strategie e programmi finalizzati alla variazione del carico in base a segnali esterni, che possono essere legati al prezzo dell'energia o alle necessità della rete. Infine, la crescita strategica del carico consiste nell'incrementare in maniera intelligente la domanda di energia durante le ore in cui la richiesta da parte degli utenti è bassa, al fine di ridurre il consumo nelle ore di picco e alleviare lo stress sulla rete, oppure durante le ore di alta produzione solare.

In gran parte di queste strategie l'obiettivo è di spostare la richiesta energetica da un momento all'altro della giornata. Ciò è attuabile, ad esempio, tramite una gestione intelligente dei carichi (ad esempio quelli industriali) o cercando di modificare i comportamenti dei consumatori (ad esempio incentivandoli con tariffe più basse quando la domanda è più scarsa), ma ciò non è sufficiente. In questo contesto, gli accumuli energetici giocano un ruolo fondamentale. Serbatoio di accumulo termico, batterie o persino la massa termica degli edifici possono essere degli strumenti chiave per permettere agli utenti di essere più flessibili nei loro consumi energetici, posticipando o anticipando l'uso dell'energia senza ridurre il comfort, contribuendo così alla stabilità e all'efficienza della rete elettrica.

1.4 Revisione della letteratura

In questa sezione vengono riportati i principali modelli numerici dei componenti delle pompe di calore presenti in letteratura scientifica, evidenziando gli approcci adottati, il livello di dettaglio e gli ambiti applicativi. Vengono inoltre riportati riferimenti sull'integrazione tra pompe di calore e accumuli termici, al fine di mettere in evidenza strategie ottimali per la flessibilità energetica.

Una delle prime applicazioni è quella realizzata da Chi e Didion (1982), i quali presentano un modello dinamico di pompa di calore aria-aria per uso residenziale a parametri concentrati, utilizzando equazioni differenziali ordinarie (ODE) per

descrivere lo scambio termico, di massa e di quantità di moto del fluido e per caratterizzare i componenti del sistema. Gli output del modello, in modalità raffreddamento, sono stati confrontati con dati sperimentali, ottenendo risultati attendibili.

Nel suo studio, Deng (2000) propone un modello a parametri concentrati di un impianto di condizionamento ad espansione diretta raffreddato ad acqua. Rispetto al modello di Chi e Didion (1982) è particolarmente innovativa l'idea di suddividere gli scambiatori di calore in differenti volumi di controllo: il condensatore è suddiviso in zona di desurriscaldamento, zona di condensazione e zona di sottoraffreddamento, mentre l'evaporatore in zona di evaporazione e zona di surriscaldamento. Il modello dell'evaporatore distingue, inoltre, tra raffreddamento sensibile e raffreddamento con deumidificazione dell'aria.

Rajendran e Pate (1986) propongono un modello a parametri concentrati per simulare i transitori di avvio nei sistemi di refrigerazione a compressione di vapore. A differenza del modello di Chi e Didion (1982), in questo caso non si analizza la risposta dinamica del ventilatore, del motore elettrico e dell'albero del compressore, riducendo così la complessità computazionale del modello. Particolarmente interessante è l'approccio utilizzato per la valvola di laminazione termostatica (TEV), in cui si distingue tra il caso in cui il flusso sia critico e il caso in cui non lo sia, riportando due equazioni differenti per la portata di refrigerante.

Vargas e Parise (1995) presentano un modello dinamico di pompa di calore aria-aria semplificato con compressore a velocità variabile, finalizzato a testare un nuovo sistema di controllo a circuito chiuso basato su una power law, anziché sul tradizionale controllo PID (proporzionale-integrativo-derivativo). Per simulare il carico termico, l'ambiente climatizzato è semplificato come un unico volume di controllo per il quale viene formulata una singola ODE che combina il bilancio di massa e di energia. Per evitare un'eccessiva complessità computazionale, i coefficienti globali di scambio termico sono assunti costanti.

Llopis et al. (2006; 2007) propongono modelli dinamici a tubi e mantello rispettivamente di un evaporatore e di un condensatore. Partendo dall'idea di Deng (2000) e di Finn et al. (2003), i loro modelli includono la dinamica del mantello e l'effetto della temperatura ambiente, e utilizzano un timestep di integrazione minore per rappresentare efficacemente il funzionamento degli scambiatori. Confrontando il modello del condensatore con quello dell'evaporatore, Llopis et al. evidenziano che, sebbene la risposta dell'evaporatore sia più rapida, essa non può essere trascurata in una modellazione dinamica del ciclo di refrigerazione a compressione di vapore.

Sánta et al. (2015) propongono un modello stazionario di pompa di calore acqua-acqua in cui gli scambiatori di calore sono descritti mediante un approccio a parametri distribuiti, mentre il compressore e la valvola di laminazione sono trattati a parametri concentrati. Il modello consente di analizzare nel dettaglio il ciclo del

refrigerante, lo scambio termico e i processi fluidodinamici, evidenziando i punti di passaggio di fase. Inoltre, per una data richiesta di carico, viene presentata una metodologia per ottimizzare il COP della PdC variando le portate di acqua al condensatore e all'evaporatore e la portata di refrigerante.

Allen et al. (2023) presentano uno dei primi modelli Python del ciclo di compressione di vapore tipico delle pompe di calore. Pur essendo un modello stazionario e semplificato, l'iniziativa è rilevante in quanto mette a disposizione della comunità scientifica il codice open-source.

Particolarmente significativo è il lavoro di Eames et al. (2013), in cui vengono presentati due modelli della TEV, uno transitorio e uno stazionario, che non richiedono necessariamente dati geometrici o prestazionali in input.

Badiali e Colombo (2011), nel loro modello dinamico di PdC acqua-acqua, utilizzano un approccio a parametri distribuiti per condensatore ed evaporatore, e a parametri concentrati per la valvola di laminazione e il compressore. Il condensatore, a tubi e mantello, è suddiviso in più zone analogamente al modello di Deng (2000), mentre l'evaporatore, anch'esso a tubi e mantello, è rappresentato come un unico volume di controllo, assumendo che il refrigerante sia in condizioni di vapore saturo in ingresso al compressore. Il compressore è di tipo alternativo e si assume che la velocità di rotazione sia nota e costante.

Kinab et al. (2010) presentano un modello stazionario di pompa di calore reversibile aria-acqua, caratterizzato dall'impiego di due tipologie di scambiatori di calore – uno a piastre e uno a tubi con alette – per i quali vengono riportate dettagliate correlazioni di scambio termico. Per il compressore viene adottato il modello sviluppato dall'AHRI (Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute), mentre per la valvola di laminazione si assume che essa garantisca sempre un certo livello di surriscaldamento del refrigerante.

Viviescas e Bernier (2024) propongono un modello stazionario di pompa di calore acqua-acqua con scambiatori a piastre. L'approccio è simile a quello di Kinab et al. (2010) ad eccezione della valvola di laminazione, per la quale si fa riferimento al modello di Eames et al. (2013). La novità introdotta consiste nella possibilità di prevedere le prestazioni della macchina e la potenza di riscaldamento o raffreddamento in base a temperature e portate massiche dei fluidi secondari, senza dover fissare preventivamente alcun grado di surriscaldamento o sottoraffreddamento del sistema.

Evens e Arteconi (2024) adottano un approccio di modellazione black-box basato su reti neurali per sviluppare un gemello digitale di una pompa di calore acqua-acqua. In ingresso al modello vengono fornite le portate d'acqua all'evaporatore e al condensatore, le temperature dell'acqua in ingresso a entrambi gli scambiatori e la temperatura e il setpoint dell'acqua in uscita dal condensatore. Il modello restituisce come output le temperature in uscita dall'evaporatore e dal condensatore, la potenza termica, il consumo elettrico e le portate d'acqua ai due scambiatori.

Shin e Cho (2021) confrontano quattro differenti modelli di machine-learning per la previsione delle prestazioni di una pompa di calore aria-acqua. Pur utilizzando come input esclusivamente le temperature di ingresso e uscita lato sorgente e lato utenza, il modello più accurato – basato su reti neurali – ha fornito risultati particolarmente promettenti.

Per quanto riguarda la flessibilità energetica, Clauß et al. (2019) analizzano l'applicazione del Predictive Rule-Based Control (PRBC) a un sistema di riscaldamento di un edificio alimentato da PdC, valutandone i potenziali effetti in termini di riduzione dei costi, delle emissioni di $\text{CO}_{2\text{eq}}$ e dei consumi nelle ore di picco. La strategia consiste nella rimodulazione dei setpoint della pompa di calore, del serbatoio di accumulo e dell'ambiente interno in funzione dell'andamento orario del prezzo dell'energia, delle emissioni specifiche di $\text{CO}_{2\text{eq}}$ e del carico termico, con l'obiettivo di ottimizzare il funzionamento della PdC.

Pean et al. (2019) propongono invece un approccio di controllo predittivo (MPC – Model Predictive Control) implementato in un ambiente semi-virtuale: una PdC reale è collegata ai carichi termici di un edificio virtuale. Le strategie MPC vengono testate perseguendo diversi obiettivi, quali la minimizzazione dell'energia termica fornita, dei costi operativi e delle emissioni di CO_2 . Ciò è reso possibile dalla capacità di caricare termicamente l'edificio nei momenti più favorevoli, attuando il cosiddetto load shifting.

Un'analisi analoga è condotta da Rodríguez et al. (2018), i quali utilizzano TRNSYS per modellare edificio e pompa di calore e applicano sedici strategie di gestione basate sul prezzo dell'energia, con l'obiettivo di ridurre i costi, limitare l'uso della PdC nelle ore di picco e incrementare l'autoconsumo di energia fotovoltaica.

Loukou et al. (2019) adottano una strategia simile a quella di Clauß et al. (2019), basata sulla modulazione dei setpoint in funzione del prezzo dell'energia, e la applicano a tre differenti sistemi di riscaldamento e raffrescamento. Inoltre, propongono un indice di flessibilità energetica che quantifica la capacità di un edificio di spostare il carico termico dalle ore a prezzo elevato o medio verso quelle a prezzo basso, confrontando i risultati con un caso di riferimento privo di misure di flessibilità (setpoint costanti).

1.5 Caso studio

L'idea di questa tesi magistrale nasce dalla volontà di simulare parte del funzionamento di un impianto sperimentale denominato “HP_Flexlab” che verrà realizzato presso il Dipartimento di Energia (DENERG) del Politecnico di Torino.

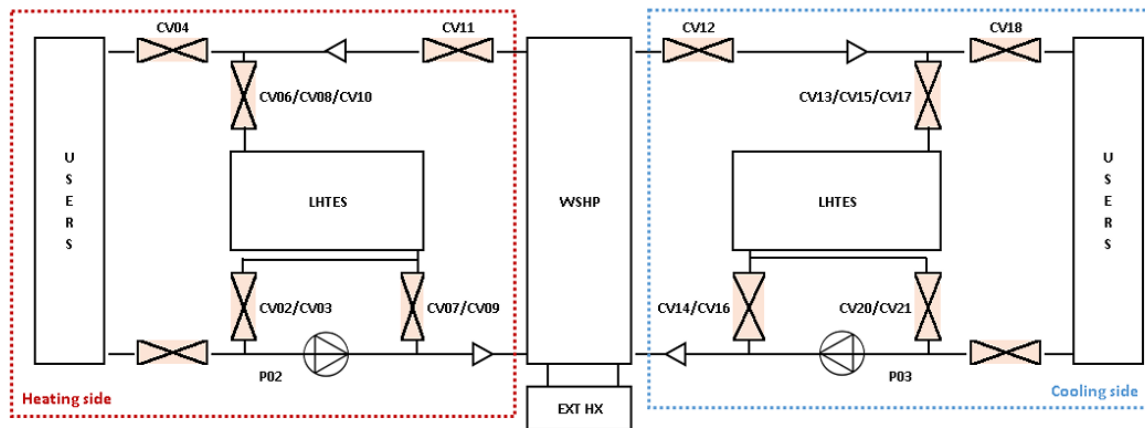


Figura 1.4 Schema semplificato dell'impianto HP_Flexlab del Politecnico di Torino

Come è possibile osservare in Figura 1.4, l'impianto sperimentale è costituito da una pompa di calore reversibile acqua-acqua (WSHP) da 26 kW in modalità riscaldamento e 19 kW in modalità raffrescamento, due accumuli termici a cambiamento di fase (LHTES) da 1000 kg, due utenze (USERS) e uno scambiatore di calore ad aria (EXT HX), oltre ai sistemi di pompaggio e le valvole di regolazione.

Gli scenari principali di funzionamento dell'impianto sono quattro:

1. **Direct heating/cooling**, ovvero fornire direttamente energia termica alle utenze tramite pompa di calore (WSHP → USERS);
2. **Energy charging**, ovvero caricare gli accumuli termici (WSHP → LHTES);
3. **Energy discharging**, ovvero scaricare gli accumuli termici (LHTES → USERS);
4. **Combined heating/cooling**, ovvero fornire energia termica alle utenze tramite pompa di calore e storage (WSHP + LHTES → USERS).

Quando l'impianto si trova in modalità riscaldamento (lato caldo), i potenziali fabbisogni da soddisfare sono due: USER o LHTES. Nel caso dello USER, il calore potrebbe essere fornito da: WSHP, LHTES, WSHP + LHTES. Nel caso in cui si debba accumulare calore nel LHTES, invece, il calore può essere fornito solo ed esclusivamente da WSHP. La sorgente di calore è il lato freddo, per cui si hanno due possibilità: utenza del lato freddo oppure l'accumulo termico a cambiamento di fase del lato freddo. È prevista anche una terza possibilità, che interviene quando il lato freddo non è in grado di fornire il calore richiesto, ovvero l'impiego dello scambiatore di calore ad aria. In questo modo la pompa di calore può passare da un funzionamento acqua-acqua a uno aria-acqua.

Il funzionamento in modalità raffrescamento (lato freddo) è analogo a quanto appena descritto.

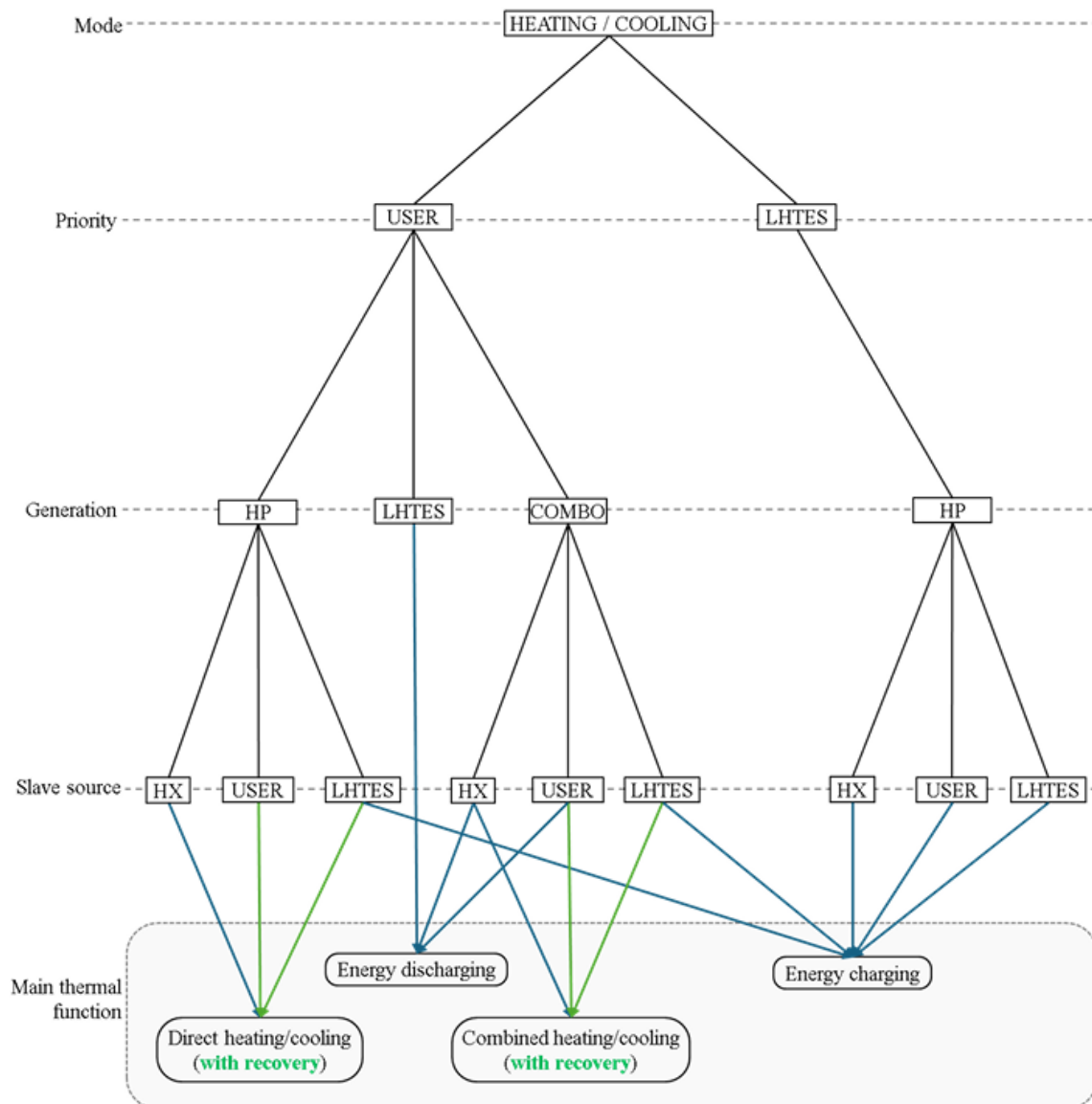


Figura 1.5 Albero gerarchico degli scenari di funzionamento individuati per l'impianto HP_Flexlab

In Figura 1.5 sono riassunti tutti gli scenari individuati. Con **Mode** si indica la modalità di funzionamento; con **Priority**, il fabbisogno che il sistema deve soddisfare; con **Generation**, la fonte di calore (in riscaldamento) o di freddo (in raffreddamento); con **Slave source**, la fonte di calore (in caso di riscaldamento) o il pozzo di calore (in caso di raffreddamento) del lato secondario dell'impianto; con **Main thermal function**, infine, si indicano gli scenari principali di funzionamento descritti in precedenza.

Il Dipartimento di Energia del Politecnico di Torino ha promosso la realizzazione di questo progetto per poter effettuare analisi di flessibilità energetica, ovvero per mettere in pratica differenti strategie di controllo e analizzare gli impatti

che impianti di questo tipo possono avere in termini di costi energetici, emissioni, load shifting, peak shaving e altri parametri rilevanti; allo stesso tempo, l'obiettivo è valutare quali strategie risultino essere le più efficaci e in quale misura.

1.6 Premesse, obiettivi e possibili contributi della tesi

Dall'analisi della letteratura scientifica emerge che, nel corso degli anni, sono stati sviluppati diversi modelli numerici delle pompe di calore, basati su approcci differenti, probabilmente in risposta alla crescente diffusione di questa tecnologia. Nonostante ciò, le simulazioni sono spesso condotte mediante software specifici e sofisticati, e i dettagli dei modelli utilizzati non sono sempre resi pubblici o disponibili open-source.

Inoltre, sebbene numerosi studi affrontino la flessibilità energetica dei sistemi a pompa di calore, essi spesso prevedono l'impiego degli edifici come sistema di accumulo, sfruttandone la massa termica e l'inerzia. Nel caso vengano utilizzati accumuli termici sensibili, questi sono generalmente di piccola taglia e svolgono prevalentemente una funzione inerziale, piuttosto che essere progettati specificamente per l'analisi della flessibilità energetica.

Pertanto, questo lavoro ha come obiettivo quello di realizzare un modello numerico della pompa di calore affine a quella che verrà installata nell'impianto sperimentale "HP_Flexlab" e integrarlo con un modello semplificato di un accumulo termico in modo da simulare il funzionamento dell'intero sistema in modalità riscaldamento. In seguito, verranno implementate delle strategie di controllo per effettuare delle analisi sui costi energetici, sulle emissioni e, in generale, sulla capacità dell'intero sistema di mettere in pratica il load shifting. Il tutto viene realizzato tramite un linguaggio di programmazione gratuito come Python, con la possibilità di rendere disponibile il codice open-source.

Poiché l'impianto sperimentale non è stato ancora realizzato e la pompa di calore non è stata ancora selezionata, è stato necessario formulare ipotesi sulla tipologia, sulla geometria dei componenti e sul gas refrigerante che caratterizzeranno la macchina, al fine di costruire un modello **white-box**. Per effettuare assunzioni ragionevoli sulle tecnologie più diffuse, è stata condotta una breve indagine sia in letteratura scientifica che sul mercato.

La pompa di calore modellata ha una potenza di 23.3 kW ed è caratterizzata da una doppia sorgente: un evaporatore a piastre per lo scambio termico tra gas refrigerante e acqua e un evaporatore a tubi e alette per lo scambio tra gas refrigerante e aria. Il condensatore è di tipo a piastre, mentre il compressore è di tipo scroll. La valvola di laminazione non richiede particolari assunzioni, poiché la sua tipologia non influisce significativamente sulla modellazione. Il gas refrigerante selezionato è il propano (R290).

Introduzione

Tabella 1.2 Componenti principali della pompa di calore modellata

Componenti	Tipo /Caratteristiche
Evaporatore ad acqua	A piastre
Evaporatore ad aria	A tubi e alette
Compressore	Scroll
Valvola di laminazione	(Tipologia non rilevante ai fini della modellazione)
Gas refrigerante	R290

L'approccio adottato per la modellazione è **white-box**, dettato dall'assenza di dati empirici. Il modello è stato sviluppato per simulare le prestazioni della pompa di calore in condizioni stazionarie. Questa scelta presenta alcuni svantaggi, come l'impossibilità di prevedere il comportamento durante le fasi transitorie (accensione, spegnimento o variazioni del carico); tuttavia, consente di semplificare il modello, permettendo simulazioni su periodi temporali più estesi e realizzando un compromesso tra affidabilità dei risultati e tempi computazionali.

Per quanto riguarda l'accumulo termico, a differenza dell'impianto sperimentale che prevede materiali a cambiamento di fase, si opta per una modellazione dinamica semplificata di un **TES** sensibile, utilizzando l'acqua come mezzo di accumulo. La capacità del TES non è predefinita, al fine di analizzare l'impatto di tale parametro sui risultati. La modellazione dinamica risulta fondamentale per quantificare le dispersioni termiche.

L'obiettivo finale è analizzare le risposte dell'intero sistema a strategie di **controllo predittive basate su regole (Predicted Rule-Based Control)**. In particolare, in base all'andamento del **prezzo zonale orario** o della **carbon intensity** dell'energia elettrica, vengono definite regole per ottimizzare la gestione della pompa di calore e della carica/scarica dell'accumulo termico, al fine di ridurre i costi operativi o le emissioni di CO₂ e valutare la flessibilità del sistema.

2 Modellazione

2.1 Modello pompa di calore

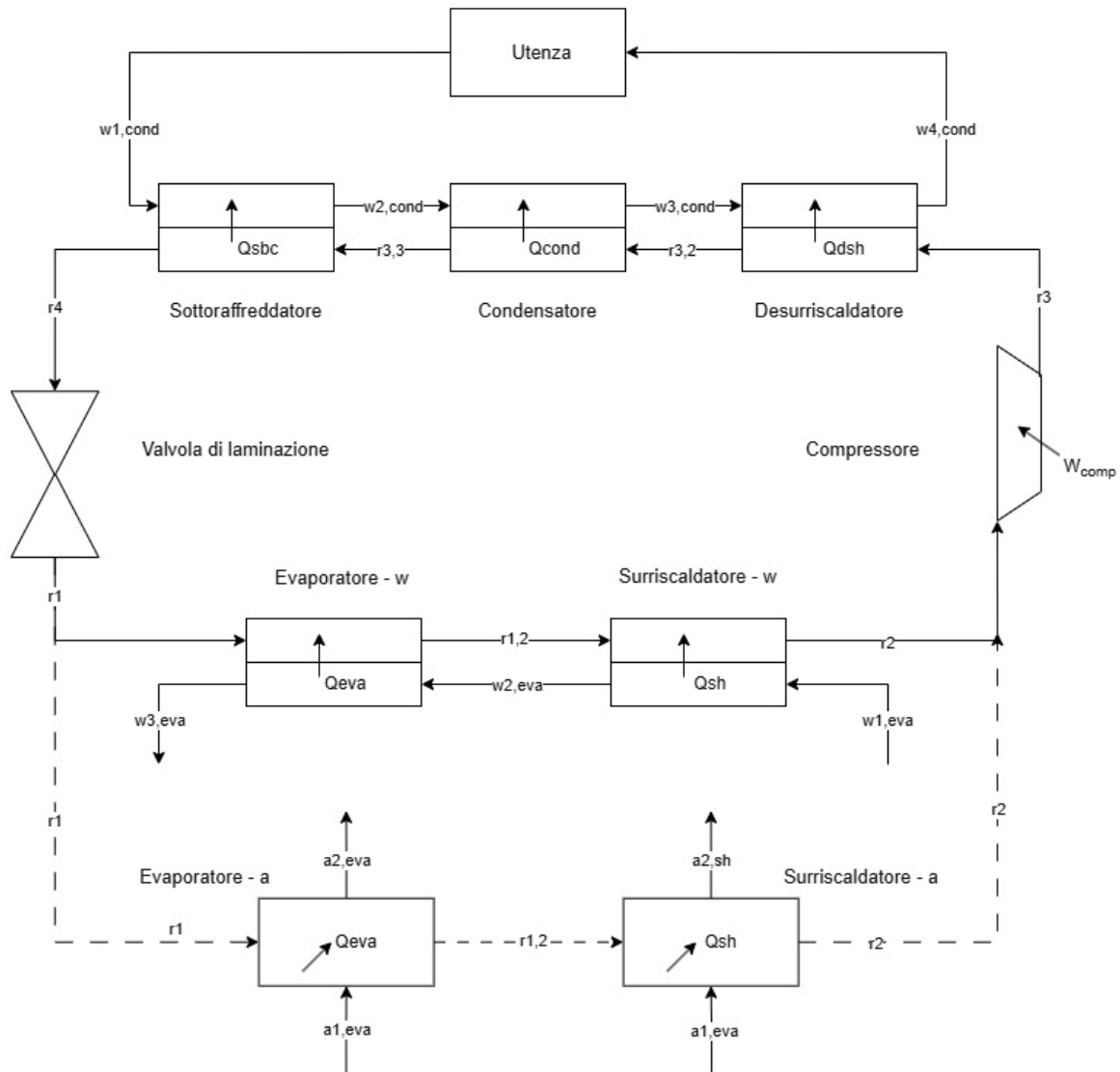


Figura 2.1 Schema concettuale della pompa di calore

L'obiettivo del modello è valutare le prestazioni della pompa di calore al variare del carico termico richiesto, della temperatura di mandata e della temperatura della sorgente, nonché della tipologia di sorgente stessa.

La Figura 2.1 mostra lo schema concettuale della macchina, che può operare in due modalità alternative:

- **sorgente acqua**, mediante un evaporatore a piastre;
- **sorgente aria**, mediante un evaporatore a tubi e alette.

Il ciclo ha inizio con l'ingresso del gas refrigerante all'interno di uno dei due evaporatori. In base allo stato fisico del fluido, l'evaporatore è suddiviso in due zone distinte:

- la **zona di evaporazione**, in cui il refrigerante R290, inizialmente in condizioni bifase, evapora fino a raggiungere lo stato di vapore saturo;
- la **zona di surriscaldamento**, nella quale l'R290 viene ulteriormente riscaldato fino a raggiungere le condizioni di vapore surriscaldato.

Nel caso della sorgente acqua, all'interno dell'evaporatore a piastre il flusso del refrigerante avviene in controcorrente rispetto a quello dell'acqua di sorgente. Quando invece la sorgente è l'aria, lo scambio termico avviene a flussi incrociati tra il refrigerante e l'aria ambiente.

Una volta surriscaldato, il gas viene compresso dal compressore e inviato al condensatore a piastre. Anche in questo scambiatore si distinguono tre zone principali, definite in funzione dello stato termodinamico del refrigerante:

- nel **desurriscaldatore**, la temperatura del gas diminuisce fino a raggiungere la condizione di vapore saturo;
- nel **condensatore** vero e proprio, il calore ceduto all'acqua consente il passaggio del refrigerante da vapore saturo a liquido saturo;
- nel **sottoraffreddatore**, il refrigerante liquido viene ulteriormente raffreddato prima di attraversare la valvola di laminazione, chiudendo così il ciclo termodinamico.

L'acqua, che attraversa in controcorrente tutte le sezioni del condensatore, si riscalda grazie al calore ricevuto dal refrigerante e viene successivamente utilizzata per soddisfare il carico termico dell'utenza.

Sebbene non siano rappresentati nello schema, l'analisi delle prestazioni del ciclo considera anche tutti i dispositivi ausiliari: le pompe di circolazione dell'acqua di sorgente e dell'acqua d'utenza, i ventilatori per il moto dell'aria di sorgente e il motore elettrico che alimenta il compressore.

Nelle sezioni successive vengono analizzati nel dettaglio i modelli dei singoli componenti del sistema.

2.1.1 Modello condensatore

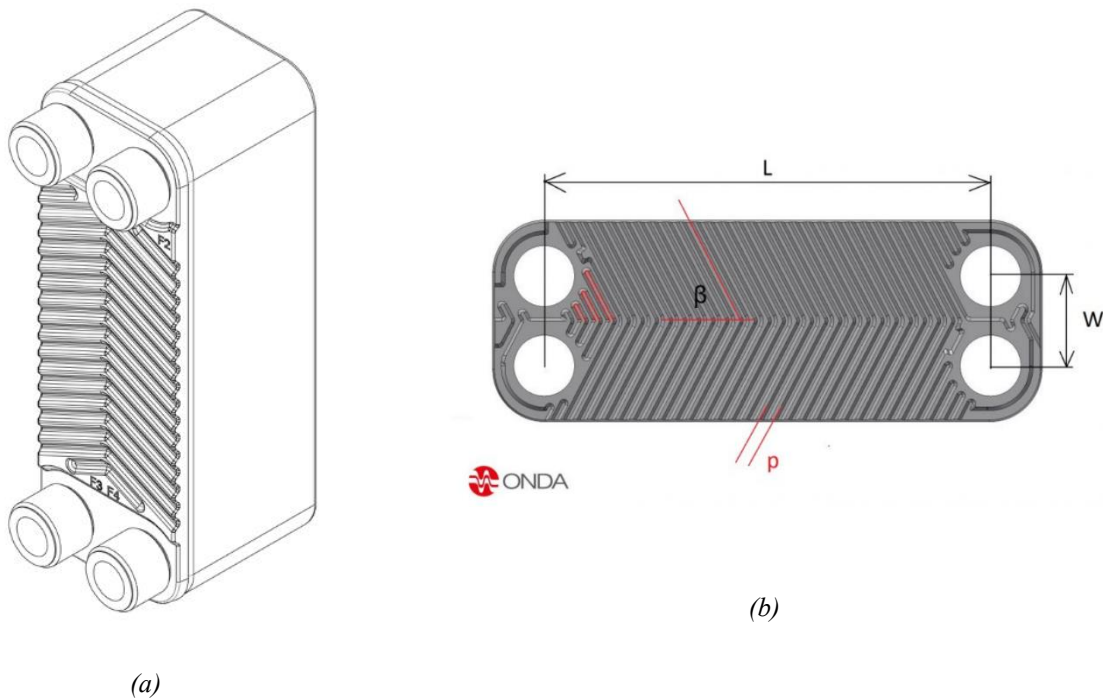


Figura 2.2 Scambiatore di calore a piastre (a) (Termoleader, n.d.) e parametri geometrici caratteristici (b) (Onda, n.d.)

L'approccio utilizzato per la modellazione del condensatore è a parametri concentrati. Poiché il calcolo delle correlazioni di scambio termico convettivo e delle proprietà termiche dipende strettamente dallo stato fisico e termodinamico del gas refrigerante, si è reso necessario suddividere il condensatore nelle tre zone descritte nella sezione precedente. Nella zona di desurriscaldamento, il refrigerante si trova in condizioni monofase, nello specifico allo stato di vapore surriscaldato. Nella zona di condensazione, invece, il fluido opera in regime bifase, mentre nella zona di sottoraffreddamento il refrigerante torna ad essere monofase, ma allo stato liquido. In tutte e tre le zone, l'acqua mantiene il proprio stato liquido, subendo il solo un aumento di temperatura. Le tre zone non possiedono un volume fisso, bensì variabile, poiché lo spazio occupato da ciascuna di esse dipende strettamente dalle condizioni operative. Questo tipo di modellazione è noto come approccio *moving boundary*.

Il condensatore oggetto di studio è di tipo a piastre, all'interno del quale i fluidi attraversano i canali in parallelo, realizzando una configurazione in controcorrente (Onda, n.d.). In Figura 2.2 sono riportate la struttura (a) e i parametri geometrici (b) del componente, mentre in Figura 2.3 è illustrata la configurazione in controcorrente e in parallelo. Tutte le caratteristiche geometriche sono invece riassunte

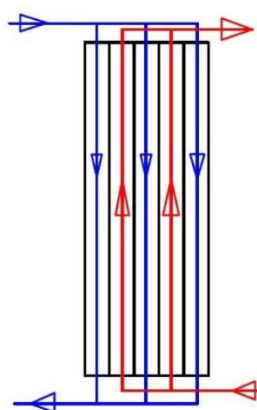


Figura 2.3 Configurazione controcorrente in parallelo dei fluidi negli scambiatori di calore a piastre (Onda, n.d.)

Tabella 2.1 Caratteristiche geometriche scambiatori di calore a piastre

Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Lunghezza condensatore	L_{cond}	1210	mm
Lunghezza evaporatore	$L_{\text{eva,w}}$	1264	mm
Spessore	w_{cond}	119	mm
Profondità	d_{cond}	99	mm
Angolo di Chevron	β	45	°
Spessore piastra	t_p	0.8	mm
Spazio tra le piastre	b	1.7	mm
Fattore di allargamento della superficie	ϕ	1.2	-
Area superficiale effettiva condensatore	$A_{p,\text{cond}}$	0.161	m ² / piastra
Area superficiale effettiva evaporatore	$A_{p,\text{eva}}$	0.168	m ² / piastra
Numero di piastre condensatore	$N_{p,\text{cond}}$	50	-
Numero di piastre evaporatore	$N_{p,\text{eva}}$	40	-
Conducibilità termica della piastra (rame)	k_{Cu}	380	W / (mK)

nella Tabella 2.1 che riprende in gran parte i parametri proposti nel lavoro di Vievescas e Bernier (2024), utilizzato anche come modello di riferimento per lo studio, ad eccezione delle lunghezze delle piastre che sono state in precedenza opportunamente dimensionate.

2.1.1.1 I coefficienti di scambio termico convettivo

Per calcolare il coefficiente di scambio termico convettivo, si sfruttano le correlazioni riportate in letteratura scientifica, le quali permettono di determinare il numero di Nusselt (Nu):

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (2.1)$$

ove h è il coefficiente di scambio termico convettivo, k è la conducibilità termica del fluido e D_h è il diametro idraulico, calcolato come:

$$D_h = \frac{4A_{ch}}{p_b} = \frac{4bw}{2(b + \Phi w)} \cong \frac{4bw}{2\Phi w} = \frac{2b}{\Phi} \quad (2.2)$$

dove A_{ch} è la sezione di passaggio del fluido, in questo caso pari al prodotto tra lo spazio tra le piastre (b) e lo spessore dello scambiatore a piastre (w), mentre p è il perimetro bagnato, calcolato come $p_b = 2(b + \Phi w)$, con Φ che rappresenta il fattore di allargamento della superficie. Il perimetro bagnato può essere semplificato a $p_b = 2\Phi w$ in quanto b risulta trascurabile rispetto w .

Nel caso di deflussi monofase, sia dell'acqua sia del refrigerante, per determinare il numero di Nusselt si fa riferimento alle equazioni di Wanniarachchi et al (1995):

$$Nu = (Nu_l^3 + Nu_t^3)^{\frac{1}{3}} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (2.3)$$

$$Nu_l = 3.65 \Phi^{0.661} \frac{Re^{0.339}}{(90 - \beta)^{0.455}} \quad (2.4)$$

$$Nu_t = 12.6 \Phi^{(1-m)} \frac{Re^m}{(90 - \beta)^{1.142}} \quad (2.5)$$

$$m = 0.646 + 0.0011(90 - \beta) \quad (2.6)$$

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} = \frac{\dot{m} D_h}{N_{ch} w b \mu} \quad (2.7)$$

dove Pr è il numero di Prandtl, μ è la viscosità dinamica del fluido, μ_w è la viscosità valutata alla temperatura della parete, Re è il numero di Reynolds, β è l'angolo di Chevron, v è la velocità del fluido, \dot{m} è la portata massica e N_{ch} è il numero di canali attraversati dal fluido.

Tutte le proprietà termofisiche sono calcolate alla temperatura media del fluido.

Per calcolare, invece, il numero di Nusselt del refrigerante in fase di condensazione si fa riferimento alle correlazioni di Yan et al. (1999):

$$Nu = 4.118 Re_{eq}^{0.4} Pr_l^{\frac{1}{3}} \quad (2.8)$$

$$Re_{eq} = \frac{(G_{eq} D_h)}{\mu_l} \quad (2.9)$$

$$G_{eq} = G \left[1 - X_m + X_m \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) \right] \quad (2.10)$$

ove Re_{eq} è il numero di Reynolds equivalente, G_{eq} è il flusso di massa equivalente e G è il flusso di massa, dato dal rapporto tra la portata massica e la sezione di passaggio del fluido. X_m rappresenta il titolo medio di vapore del refrigerante nel condensatore. I pedici “l” e “v” indicano, rispettivamente, le proprietà della fase liquida e della fase vapore.

2.1.1.2 Le equazioni del modello

Di seguito vengono riportate tutte le equazioni che caratterizzano il condensatore (2.11-2.28):

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{Q}_{tot,cond}}{h_{r3} - h_{r4}} \quad (2.11)$$

$$\dot{Q}_{dsh} = \dot{m}_r (h_{r3} - h_{r3,2}) \quad (2.12)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r (h_{r3,2} - h_{r3,3}) \quad (2.13)$$

$$\dot{Q}_{sbc} = \dot{Q}_{tot,cond} - \dot{Q}_{dsh} - \dot{Q}_{cond} \quad (2.14)$$

$$T_{w3,cond} = T_{w4,cond} - \frac{\dot{Q}_{dsh}}{c_{p,w,dsh} \dot{m}_{w,cond}} \quad (2.15)$$

$$T_{w2,cond} = T_{w3,cond} - \frac{\dot{Q}_{cond}}{c_{p,w,cond} \dot{m}_{w,cond}} \quad (2.16)$$

$$DTML_{dsh} = \frac{(T_{r3} - T_{w4,cond}) - (T_{r3,2} - T_{w3,cond})}{\ln \left(\frac{T_{r3} - T_{w4,cond}}{T_{r3,2} - T_{w3,cond}} \right)} \quad (2.17)$$

$$DTML_{cond} = \frac{(T_{r3,2} - T_{w3,cond}) - (T_{r3,3} - T_{w2,cond})}{\ln \left(\frac{T_{r3,2} - T_{w3,cond}}{T_{r3,3} - T_{w2,cond}} \right)} \quad (2.18)$$

$$DTML_{sbc} = \frac{(T_{r3,3} - T_{w2,cond}) - (T_{r4} - T_{w1,cond})}{\ln \left(\frac{T_{r3,3} - T_{w2,cond}}{T_{r4} - T_{w1,cond}} \right)} \quad (2.19)$$

$$U_{dsh} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,dsh}} + \frac{t_p}{k_{Cu}} + \frac{1}{h_{w,dsh}}} \quad (2.20)$$

$$U_{cond} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,cond}} + \frac{t_p}{k_{Cu}} + \frac{1}{h_{w,cond}}} \quad (2.21)$$

$$U_{sbc} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,sbc}} + \frac{t_p}{k_{Cu}} + \frac{1}{h_{w,sbc}}} \quad (2.22)$$

$$A_{dsh} = \frac{\dot{Q}_{dsh}}{U_{dsh} DTML_{dsh}} \quad (2.23)$$

$$A_{cond} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{U_{cond} DTML_{cond}} \quad (2.24)$$

$$A_{sbc} = \frac{\dot{Q}_{sbc}}{U_{sbc} DTML_{sbc}} \quad (2.25)$$

$$A_{t,cond,calc} = A_{dsh} + A_{cond} + A_{sbc} \quad (2.26)$$

$$A_{t,cond} = (N_{ch,t,cond} - 1) A_{p,cond} \quad (2.27)$$

$$N_{ch,t,cond} = N_{p,cond} - 1 \quad (2.28)$$

2.1.1.1 Soluzione numerica e spiegazione del modello

L'obiettivo del modello del condensatore è determinare la portata di refrigerante \dot{m}_r tale che, dati gli input del modello, l'area di scambio termico calcolata $A_{t,cond,calc}$ coincida con quella reale dello scambiatore $A_{t,cond}$.

Per poter ottenere questo risultato, è necessario risolvere in modo iterativo tutte le equazioni fino al raggiungimento della convergenza.

La Tabella 2.2 riassume gli input e gli output del modello del condensatore.

La temperatura di condensazione (T_{cond}) è una variabile di input e viene posta pari alla temperatura di uscita dell'acqua dallo scambiatore ($T_{w4,cond}$) o comunque superiore di almeno 5°C rispetto alla temperatura di ingresso dell'acqua ($T_{w1,cond}$). Tale differenza minima di temperatura garantisce un adeguato scambio termico tra il gas refrigerante e l'acqua, assicurando il soddisfacimento del carico richiesto e riducendo il rischio che, all'uscita dallo scambiatore, il refrigerante si trovi ancora

Tabella 2.2 Input e output del modello del condensatore

Input		Output	
Refrigerante	T_{r3}, h_{r4}, T_{cond}	Refrigerante	$T_{r3,2}, T_{r3,3}, T_{r4}$ $h_{r3}, h_{r3,2}, h_{r3,3}, h_{r4}$ $p_{cond}, x_{r3,3}, \dot{m}_r$
Acqua	$T_{w1,cond}, T_{w4,cond}$ $\dot{m}_{w,cond}$	Acqua	$T_{w2,cond}, T_{w3,cond}$
Carico termico	$\dot{Q}_{tot,cond}$	Aree	$A_{dsh}, A_{cond}, A_{sbc}$ $A_{t,cond,calc}$
Geometria scambiatore		Carichi termici	$\dot{Q}_{dsh}, \dot{Q}_{cond}, \dot{Q}_{sbc}$

in condizioni bifase, situazione che comporterebbe un funzionamento non ottimale della valvola di laminazione.

Sia la temperatura di ingresso che quella di uscita dell'acqua vengono fornite come dati di input al modello.

Dalla temperatura di condensazione è possibile determinare, oltre alla pressione di condensazione (p_{cond}), anche le temperature e le entalpie di ingresso ($T_{r3,2}, h_{r3,2}$) e di uscita ($T_{r3,3}, h_{r3,3}$) del refrigerante nel condensatore. Si ipotizza inizialmente che la condensazione sia completa, quindi le condizioni di ingresso e di uscita corrispondono rispettivamente a quelle di vapore saturo e liquido saturo.

Conoscendo la temperatura di ingresso del refrigerante al desurriscaldatore (T_{r3}), anch'essa un dato di input, e la pressione di condensazione, è possibile definire lo stato termodinamico del refrigerante in tale punto e ricavarne l'entalpia (h_{r3}).

A questo punto, per calcolare la portata di refrigerante tramite l'equazione (2.11), è necessario conoscere l'entalpia del refrigerante in uscita dallo scambiatore (h_{r4}). Sebbene tale valore non sia noto a priori, si può assumere che esso ricada in un intervallo compreso tra un valore minimo $h_{r4,min}$ e uno massimo $h_{r4,max}$. Il valore $h_{r4,min}$ corrisponde all'entalpia che il refrigerante assume quando la sua temperatura di uscita dallo scambiatore coincide con quella di ingresso dell'acqua ($T_{r4} = T_{w1,cond}$), mentre $h_{r4,max}$ rappresenta l'entalpia del refrigerante quando il titolo di vapore in uscita (x_{r4}) è pari a 0.9. Quest'ultima ipotesi risulta conservativa, poiché in una pompa di calore operante in condizioni stazionarie il refrigerante in uscita dal condensatore è generalmente in stato di liquido sottoraffreddato o, al più, in condizione bifase con titolo di vapore molto basso.

Il valore iniziale di h_{r4} è quindi assunto come la media tra $h_{r4,min}$ e $h_{r4,max}$.

Il carico termico richiesto dall'utenza ($\dot{Q}_{tot,cond}$) è un dato di input e consente di ricavare la portata d'acqua nel circuito dell'utenza mediante l'equazione:

$$\dot{m}_{w,cond} = \frac{\dot{Q}_{tot,cond}}{c_{p,w,cond}(T_{w4,cond} - T_{w1,cond})} \quad (2.29)$$

Determinata la portata di refrigerante con l'equazione (2.11), le equazioni (2.12–2.14) permettono di calcolare le potenze termiche scambiate nelle diverse zone dello scambiatore. Da queste potenze e dai valori di input della portata ($\dot{m}_{w,cond}$) e della temperatura dell'acqua ($T_{w4,cond}$) in uscita dal desurriscaldatore si ottengono poi le temperature di ingresso ($T_{w2,cond}$) e uscita ($T_{w3,cond}$) dell'acqua nella zona di condensazione (eq. 2.15 e 2.16).

Essendo tutte le temperature note, si calcola per ciascuna zona la differenza di temperatura media logaritmica (eq. 2.17–2.19) e il coefficiente globale di scambio termico (eq. 2.20–2.22), quest'ultimo dipendente dai coefficienti convettivi di scambio termico (eq. 2.1–2.10).

Le equazioni (2.23–2.25) permettono di determinare le aree di scambio termico per ciascuna zona e, infine, l'area totale $A_{t,cond,calc}$ (eq. 2.26). Quest'ultima viene confrontata con l'area reale dello scambiatore a piastre $A_{t,cond}$, determinata a partire dal numero di piastre $N_{p,cond}$ e dall'area di ogni piastra $A_{p,cond}$ (eq. 2.27 e 2.28).

L'errore è così calcolato:

$$errore_{cond} = \frac{|A_{t,cond,calc} - A_{t,cond}|}{A_{t,cond}} \cdot 100 \quad (2.30)$$

Se l'errore supera una certa tolleranza (fissata allo 0.5%), prima di rilanciare il modello del condensatore vengono aggiornati i valori di $h_{r4,min}$ o $h_{r4,max}$ secondo il seguente criterio:

$$\begin{cases} A_{t,cond,calc} > A_{t,cond} \Rightarrow h_{r4,min} = h_{r4} \\ A_{t,cond,calc} < A_{t,cond} \Rightarrow h_{r4,max} = h_{r4} \end{cases}$$

Aggiornando i valori di $h_{r4,min}$ e $h_{r4,max}$, anche h_{r4} risulta modificato all'iterazione successiva, richiedendo quindi una nuova risoluzione del sistema di equazioni.

Il ciclo continua fino al raggiungimento della convergenza, secondo il metodo di bisezione.

Infine, si analizza il caso in cui non si verifichi la completa condensazione del refrigerante. Tale condizione si presenta quando il valore calcolato di h_{r4} risulta superiore all'entalpia del liquido saturo. In questo caso, l'entalpia in uscita dal condensatore ($h_{r3,3}$) deve essere posta pari a h_{r4} , poiché fisicamente non si ha più sottoraffreddamento. Pertanto, le equazioni (2.19), (2.22) e (2.25) non devono essere utilizzate e l'area di scambio termico relativa alla zona di sottoraffreddamento va assunta nulla.

La Figura 2.4 mostra il flowchart che riassume la logica del modello del condensatore.

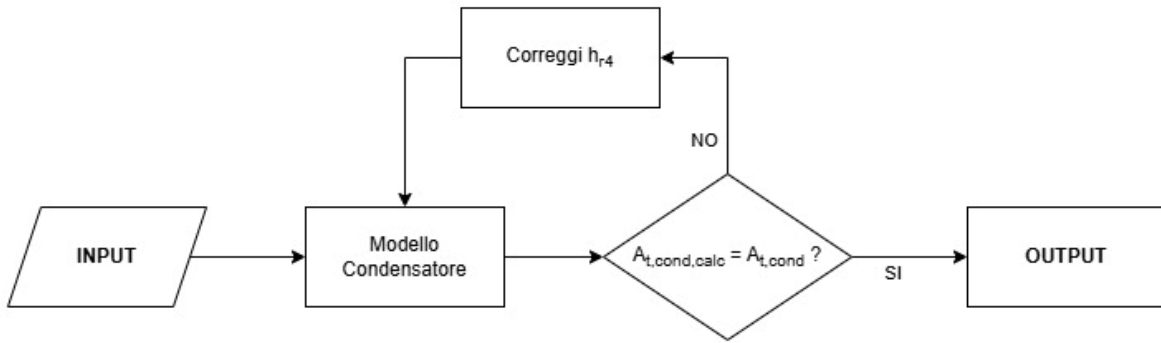


Figura 2.4 Flowchart del modello del condensatore

2.1.2 Modello valvola di laminazione

L'ipotesi adottata all'interno di questo modello è che la valvola di laminazione svolga la funzione di mantenere un certo grado di surriscaldamento prefissato pari a $\Delta T_{sh} = 3^\circ\text{C}$ all'uscita del surriscaldatore, in modo da garantire che all'ingresso del compressore non vi siano tracce di refrigerante in fase liquida. Le valvole di espansione termostatiche (TEV) svolgono tipicamente tale funzione regolando la portata di refrigerante all'ingresso dell'evaporatore in funzione della pressione di condensazione (p_{cond}), della pressione di evaporazione (p_{eva}) e del grado di surriscaldamento.

Eames et al. (2013) modellano questo comportamento attraverso un'equazione, di seguito riportata in forma semplificata:

$$\dot{m}_r = c_{vl} \sqrt{2 \rho_{l,cond} (p_{cond} - p_{eva})} \quad (2.31)$$



Figura 2.5 Valvola di espansione termostatica (Parker Sporlan Division, n.d.)

dove $\rho_{l,cond}$ è la densità del refrigerante in condizioni di liquido saturo alla pressione di condensazione e c_{vl} è un coefficiente che dipende dall'area dell'orifizio attraversato dal fluido. Quest'ultimo coefficiente può essere determinato anche senza dati empirici o geometrici, in funzione delle pressioni di condensazione ed evaporazione e del grado di surriscaldamento.

Poiché, in questo lavoro, l'obiettivo è ottenere un modello della pompa di calore in condizioni stazionarie e la portata di refrigerante è già stata determinata come output del modello del condensatore, l'equazione (2.31) non viene integrata nel modello, ma utilizzata successivamente per analizzare la variabilità del coefficiente c_{vl} in funzione delle temperature di mandata e di sorgente.

Per poter completare il modello della valvola di laminazione, è necessario impostare un bilancio energetico. Assumendo che l'espansione sia adiabatica e che il lavoro scambiato sia nullo, dal primo principio della termodinamica è possibile ricavare che il processo risulta isoentalpico:

$$h_{r4} = h_{r1} \quad (2.32)$$

dove h_{r1} è l'entalpia in uscita dalla valvola di laminazione e in ingresso all'evaporatore.

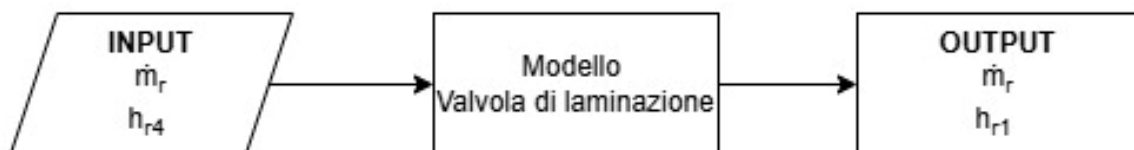


Figura 2.6 Input e output modello valvola di laminazione

In Figura 2.6 sono riassunti gli input e gli output del modello della valvola di laminazione. Come si può osservare, il grado di surriscaldamento ΔT_{sh} non è considerato un output del modello, sebbene la valvola ne imponga il valore, in quanto esso sarà uno dei vincoli che determinano la pressione di evaporazione e costituisce pertanto un dato di input per il modello dell'evaporatore.

2.1.3 Modello evaporatore

Per il modello dell'evaporatore si assumono le stesse ipotesi formulate per il condensatore. Anche in questo caso, infatti, il componente viene suddiviso in due zone in base allo stato fisico del refrigerante: nella zona di evaporazione, l'R290 si trova in condizioni bifase; nella zona di surriscaldamento, invece, è monofase. Per entrambe le zone, inoltre, si adotta un approccio a parametri concentrati con modello moving boundary, in modo che ogni zona possa variare il proprio volume in funzione delle condizioni del fluido e le opportune correlazioni di scambio termico possano essere applicate.

Nelle due sezioni seguenti si approfondisce il modello, distinguendo tra evaporatore ad acqua ed evaporatore ad aria.

2.1.3.1 Modello evaporatore ad acqua

L'evaporatore che utilizza l'acqua come sorgente termica è di tipo a piastre e la configurazione fluidodinamica coincide con quella già vista nel condensatore, con l'acqua e il fluido refrigerante che scorrono in controcorrente.

È possibile ritrovare tutti i dati geometrici dell'evaporatore a piastre nella Tabella 2.1.

2.1.3.1.1 I coefficienti di scambio termico convettivo

Per l'acqua nell'evaporatore e l'R290 nel surriscaldatore, le condizioni monofase dei fluidi consentono di applicare le equazioni di Wanniarachchi et al (1995) (2.3-2.7) per determinare il numero di Nusselt e quindi il coefficiente di scambio termico convettivo.

Per il refrigerante nella zona di evaporazione, invece, si utilizza la correlazione di Cooper (1984):

$$h = 55 p_r^{0.12-0.2 \log_{10} R_p} (-\log_{10} p_r)^{-0.55} M^{-0.5} \left(\frac{q}{A}\right)^{0.67} \quad (2.33)$$

dove p_r è la pressione ridotta, ovvero il rapporto tra la pressione operativa e la pressione critica del refrigerante, R_p è la rugosità superficiale ($R_p = 1 \mu m$ se non specificata), M è la massa molecolare del fluido e (q/A) è il flusso termico.

2.1.3.1.2 Le equazioni del modello

Di seguito vengono riportate tutte le equazioni che caratterizzano l'evaporatore ad acqua (2.34-2.49):

$$T_{r2} = T_{r1,2} + \Delta T_{sh} \quad (2.34)$$

$$\dot{Q}_{tot,eva} = \dot{m}_r (h_{r2} - h_{r1}) \quad (2.35)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_r (h_{r1,2} - h_{r1}) \quad (2.36)$$

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{Q}_{tot,eva} - \dot{Q}_{eva} \quad (2.37)$$

$$T_{w3,eva} = T_{w1,eva} - \frac{\dot{Q}_{tot,eva}}{c_{p,w,eva+sh} \dot{m}_{w,eva}} \quad (2.38)$$

$$T_{w2,eva} = T_{w3,eva} + \frac{\dot{Q}_{eva}}{c_{p,w,eva} \dot{m}_{w,eva}} \quad (2.39)$$

$$DTML_{eva,w} = \frac{(T_{w2,eva} - T_{r1,2}) - (T_{w3,eva} - T_{r1})}{\ln\left(\frac{T_{w2,eva} - T_{r1,2}}{T_{w3,eva} - T_{r1}}\right)} \quad (2.40)$$

$$DTML_{sh,w} = \frac{(T_{w1,eva} - T_{r2}) - (T_{w2,eva} - T_{r1,2})}{\ln\left(\frac{T_{w1,eva} - T_{r2}}{T_{w2,eva} - T_{r1,2}}\right)} \quad (2.41)$$

$$U_{eva,w} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,eva}} + \frac{t_p}{k_{Cu}} + \frac{1}{h_{w,eva}}} \quad (2.42)$$

$$U_{sh,w} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,sh}} + \frac{t_p}{k_{Cu}} + \frac{1}{h_{w,sh}}} \quad (2.43)$$

$$A_{eva} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{U_{eva,w} DTML_{eva,w}} \quad (2.44)$$

$$A_{sh} = \frac{\dot{Q}_{sh}}{U_{sh,w} DTML_{sh,w}} \quad (2.45)$$

$$A_{t,eva,calc} = A_{eva} + A_{sh} \quad (2.46)$$

$$A_{t,eva} = (N_{ch,t,eva} - 1) A_{p,eva} \quad (2.47)$$

$$N_{ch,t,eva} = N_{p,eva} - 1 \quad (2.48)$$

$$errore_{t,eva} = \frac{|A_{t,eva,calc} - A_{t,eva}|}{A_{t,eva}} \cdot 100 \quad (2.49)$$

2.1.3.1.3 Soluzione numerica e spiegazione del modello

L'obiettivo del modello dell'evaporatore ad acqua è determinare la pressione di evaporazione che garantisca il grado di surriscaldamento ΔT_{sh} e che renda l'area di scambio termico calcolata $A_{t,eva,calc}$ coincidente con quella reale dell'evaporatore $A_{t,eva}$.

Per raggiungere tale risultato, si procede alla risoluzione iterativa delle equazioni (2.34-2.49) fino alla convergenza.

La Tabella 2.2 riassume gli input e gli output del modello dell'evaporatore ad acqua.

Il modello avvia il primo ciclo tramite un valore di tentativo della temperatura di evaporazione (T_{eva}), da cui si deduce la corrispondente pressione di evaporazione (p_{eva}). Tale valore viene stimato con le seguenti equazioni:

$$T_{eva} = T_{w1,eva} - \Delta T_{eva} \quad (2.50)$$

$$\Delta T_{eva} = \frac{1}{2} (\Delta T_{min} + \Delta T_{max}) \quad (2.51)$$

dove $T_{w1,eva}$ è la temperatura dell'acqua in ingresso al surriscaldatore ed un dato in input, mentre ΔT_{min} e ΔT_{max} sono differenze di temperatura definite arbitrariamente con $\Delta T_{max} > \Delta T_{min}$ (in questo modello: $\Delta T_{max} = 6^\circ\text{C}$ e $\Delta T_{min} = 3^\circ\text{C}$). La scelta di questi parametri ha come obiettivo quello di applicare successivamente il metodo di bisezione per raggiungere la convergenza del ciclo.

Poiché si assume che il refrigerante sia surriscaldato all'ingresso del compressore, all'uscita dell'evaporatore esso risulta in condizioni di liquido saturo. L'entalpia $h_{r1,2}$ corrisponde a quella del liquido saturo alla pressione di evaporazione p_{eva} , mentre la sua temperatura $T_{r1,2}$, essendo l'R290 un fluido puro, coincide con la temperatura di evaporazione.

Conoscendo il grado di surriscaldamento, mediante l'equazione (2.34) si determina T_{r2} , che insieme alla pressione di evaporazione definisce lo stato termodinamico in uscita dal surriscaldatore e consente di ricavare l'entalpia h_{r2} . Le equazioni (2.35–2.37) consentono di calcolare le potenze termiche scambiate nelle due zone dello scambiatore. Da tali potenze, insieme ai valori in ingresso di portata e temperatura dell'acqua, si ottengono le temperature di uscita e ingresso dell'acqua nella zona di evaporazione (eq. 2.38 e 2.39).

Avendo determinato tutte le temperature, si calcolano le differenze di temperatura media logaritmica (eq. 2.40 e 2.41) e i coefficienti globali di scambio termico (eq. 2.42 e 2.43), dipendenti dai coefficienti convettivi (eq. 2.1–2.7 e 2.33).

Tabella 2.3 Input e output del modello dell'evaporatore ad acqua

Input		Output	
Refrigerante	h_{r1}, T_{eva}	Refrigerante	$T_{r1}, T_{r1,2}, T_{r2}$ $h_{r1,2}, h_{r2}$ p_{eva}, T_{eva}
Acqua	$T_{w1,eva}, \dot{m}_{w,eva}$	Acqua	$T_{w2,eva}, T_{w3,eva}$
Grado di Surriscaldamento	ΔT_{sh}	Aree	A_{eva}, A_{sh} $A_{t,eva,calc}$
Geometria scambiatore		Potenze termiche	$\dot{Q}_{eva}, \dot{Q}_{sh}, \dot{Q}_{tot,eva}$

Poiché per poter ricavare il coefficiente convettivo del refrigerante nella zona di evaporazione con l'equazione (2.33) è necessario che l'area di scambio termico dell'evaporatore (A_{eva}) sia nota, si imposta il seguente ciclo iterativo:

- 1) Si assume un valore iniziale di tentativo A_{eva} (posto pari a metà dell'area totale dello scambiatore $A_{t,eva}$)
- 2) Si calcola il coefficiente convettivo $h_{r,eva}$
- 3) Si calcola il coefficiente globale $U_{eva,w}$ con l'equazione (2.42)
- 4) Si calcola la nuova area dell'evaporatore $A_{eva,new}$ tramite (2.44)
- 5) Si valuta l'errore nell'iterazione:

$$errore_{iter} = \frac{|A_{eva,new} - A_{eva}|}{A_{eva}} \cdot 100 \quad (2.52)$$

- Se $errore_{iter} > 0.5\%$ $\rightarrow A_{eva} = A_{eva,new}$ e si ripetono i punti dal 2 al 5
- Altrimenti: $A_{eva} = A_{eva,new}$ e il ciclo termina

Le equazioni (2.45) e (2.46) forniscono l'area di scambio termico nel surriscaldatore e l'area totale dello scambiatore $A_{t,cond,calc}$ (eq. 2.26). Questa viene confrontata con l'area reale dello scambiatore $A_{t,eva,w}$, determinata a partire dal numero di piastre $N_{p,eva}$ e dall'area di ciascuna $A_{p,eva}$ (eq. 2.47 e 2.48).

L'errore è valutato con l'equazione (2.49). Se supera una certa tolleranza (0.5%), si aggiornano ΔT_{min} e ΔT_{max} secondo:

$$\begin{cases} A_{t,eva,calc} > A_{t,eva,w} \Rightarrow \Delta T_{min} = \Delta T_{eva} \\ A_{t,eva,calc} < A_{t,eva,w} \Rightarrow \Delta T_{max} = \Delta T_{eva} \end{cases}$$

Aggiornando ΔT_{min} e ΔT_{max} , si modifica ΔT_{eva} e si rende necessaria una nuova iterazione.

Il ciclo prosegue fino alla convergenza.

Può accadere che, durante l'iterazione, la temperatura di evaporazione risulti troppo elevata, tale per cui: $T_{w2,eva} < T_{r1,2}$ oppure $T_{w3,eva} < T_{r1}$, violando il secondo principio della termodinamica. In tal caso, il ciclo viene interrotto e si impone $\Delta T_{min} = \Delta T_{eva}$, forzando la successiva iterazione verso un valore di temperatura di evaporazione più basso.

La Figura 2.6 mostra il flowchart che riassume la logica del modello dell'evaporatore ad acqua.

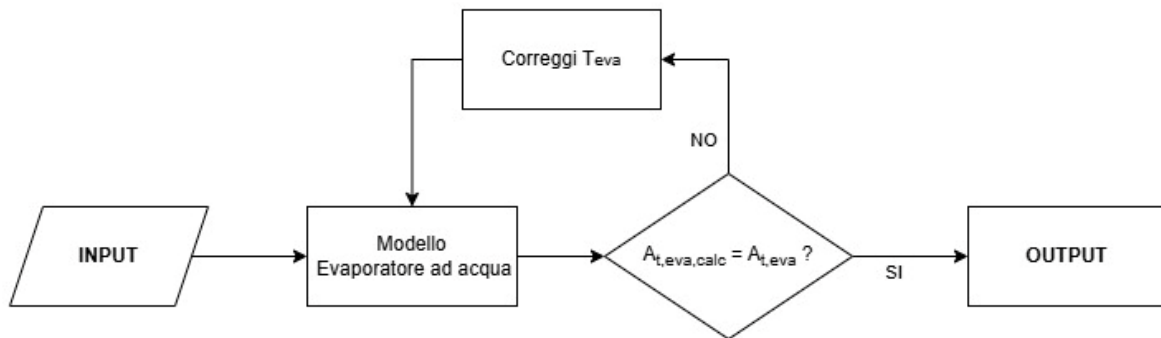


Figura 2.7 Flowchart del modello dell'evaporatore ad acqua

La scelta di ΔT_{min} e ΔT_{max} influenza la convergenza: un intervallo più ampio incrementa la probabilità di contenere la soluzione ma aumenta il numero di iterazioni.

È pertanto necessario individuare un compromesso che garantisca tempi computazionali contenuti e stabilità nella convergenza.

2.1.3.2 Modello evaporatore ad aria

L' evaporatore ad aria oggetto di studio è uno scambiatore a tubi e alette, con il refrigerante che scorre all'interno dei tubi e l'aria che lambisce i tubi esternamente.

La configurazione fluidodinamica è a flussi incrociati, mentre i tubi sono disposti in configurazione allineata.

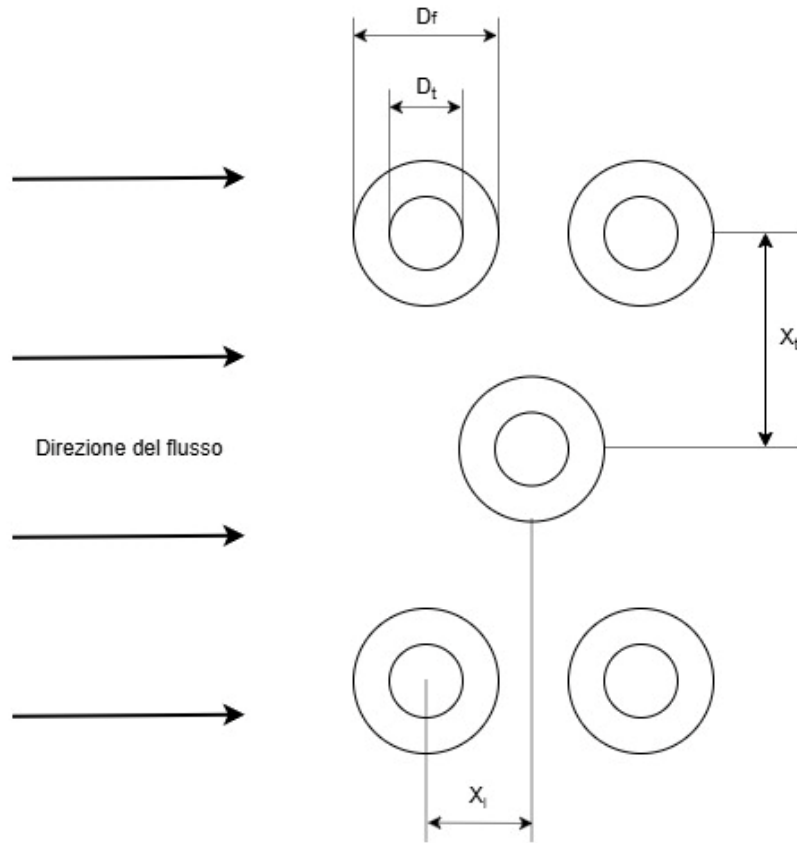


Figura 2.8 Vista laterale in sezione (non in scala) dell'evaporatore ad aria

In Figura 2.8 è riportata una vista laterale in sezione dell'evaporatore ad aria, in cui si mettono in evidenza alcuni dei parametri geometrici dello scambiatore e la direzione del flusso d'aria.

Le caratteristiche geometriche dello scambiatore sono quelle della configurazione per scambiatori a tubi e alette circolari con superficie CF-7.0-5/8J, presentata da Kays e London (2018, p.266), ad eccezione della lunghezza dei tubi e del rapporto tra l'area totale alettata e l'area totale di scambio termico che, invece, sono stati ricavati da un opportuno dimensionamento dello scambiatore.

Tutti i dati geometrici sono riportati nella Tabella 2.4.

Per ipotesi, si assume che i tubi si estendano in linea retta per tutta la loro lunghezza L_t , senza curve e quindi cambi di direzione per il fluido refrigerante. Questo semplifica il calcolo dell'area frontale A_{fr} , riportato nell'equazione (2.53), senza inficiare sui risultati ottenuti.

$$A_{fr} = L_{t,eva,a} a_{eva,a} \quad (2.53)$$

Modellazione

Tabella 2.4 Caratteristiche geometriche scambiatore di calore a tubi e alette

Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Diametro interno tubi	$D_{t,i}$	16.38	mm
Diametro esterno tubi	$D_{t,e}$	15.88	mm
Lunghezza tubi	L_t	7.37	m
Numero di tubi	N_t	14	-
Passo tra i tubi in direzione del flusso d'aria	X_l	34.3	mm
Passo tra i tubi in direzione normale al flusso d'aria	X_t	31.3	mm
Diametro alette	D_f	28.47	mm
Numero di alette per metro	b_f	276	1/m
Spessore delle alette	w_f	0.254	mm
Rapporto tra area libera minima trasversale al flusso (A_{fr}) e area frontale (A_{fr})	σ	0.449	-
Diametro idraulico	$D_{h,eva,a}$	6.68	mm
Rapporto tra area totale di scambio termico ($A_{t,eva,a}$) e volume totale	α	0.269	-
Rapporto tra area totale alettata (A_{fins}) e area totale di scambio termico	$A_{fins}/A_{t,eva,a}$	0.988	-
Conducibilità termica tubi (rame)	k_{Cu}	380	W/(mK)

$L_{t,eva,a}$ è la lunghezza totale dello scambiatore, che coincide con quella dei tubi L_t , mentre $a_{eva,a}$ è l'altezza dello scambiatore. Quest'ultima, assumendo che la sezione trasversale sia quadrata, coincide con la profondità dello scambiatore e può essere ricavata dalla seguente equazione (Shah & Sekulić, 2003, p.564, eq. 8.1):

$$a_{eva,a} = \sqrt{N_t X_t X_l} \quad (2.54)$$

dove N_t è il numero di tubi, X_l il passo tra i tubi in direzione del flusso d'aria e X_t il passo tra i tubi in direzione normale al flusso d'aria.

2.1.3.2.1 I coefficienti di scambio termico convettivo

Per il refrigerante in condizione monofase, il coefficiente di scambio termico convettivo può essere ricavato attraverso il numero di Nusselt dall'equazione di Dittus-Boelter (Incropera et al., 2007, p.578, eq. 8.60):

$$Nu = 0.023 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{0.4} \quad (2.55)$$

In regime bifase, invece, viene utilizzata la correlazione di Güngör and Winterton (2.55) (Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij, 2012, p. 529, eq. 12.37):

$$h = Eh_{LO} + Sh_p \quad (2.56)$$

$$E = 1 + 2.4 \cdot 10^4 Bo^{1.16} + 1.37 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.86} \quad (2.57)$$

$$S = \frac{1}{1 + 1.15 \cdot 10^{-6} E^2 Re_L^{1.17}} \quad (2.58)$$

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (2.59)$$

$$Bo = \frac{(q/A)}{G(h_v - h_l)} \quad (2.60)$$

In tali equazioni:

E è l'enhanced factor, S è il suppression factor, Re_L è il numero di Reynolds riferito alla sola fase liquida, X_{tt} è il parametro di Martinelli, x è il titolo di vapore, Bo è il numero di ebollizione, q/A è il flusso termico, h_v e h_l sono le entalpie di vapore saturo e liquido saturo. Il coefficiente convettivo del liquido, h_{LO} , può essere ottenuto dall'equazione (2.55) moltiplicando per il titolo di liquido (1-x), mentre il coefficiente di ebollizione h_p viene determinato tramite la correlazione di Cooper (eq. 2.33).

Per tubi orizzontali, deve essere applicata una correzione a E e S nel caso in cui il numero di Froude (Fr_L) risulti inferiore a 0.05:

$$E_2 = E Fr_L^{(0.1-2Fr_L)} \quad (2.61)$$

$$S_2 = S \sqrt{Fr_L} \quad (2.62)$$

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_l^2 g d_i} \quad (2.63)$$

dove g è l'accelerazione gravitazionale e d_i è il diametro interno.

Per calcolare il coefficiente convettivo lato aria si utilizzano correlazioni presenti in letteratura per determinare il fattore di Colburn j:

$$j = \frac{G h \text{Pr}^{\frac{2}{3}}}{c_p} \quad (2.64)$$

Il flusso di massa G , negli scambiatori a tubi ed alette, può essere determinato come:

$$G = \frac{\dot{m}}{\sigma A_{fr}} \quad (2.65)$$

dove \dot{m} è la portata d'aria e σ il rapporto tra l'area minima trasversale al flusso d'aria A_{ff} e l'area frontale.

Per la configurazione dello scambiatore studiato, Kays e London (2018, p.266) forniscono il valore del fattore j in funzione del numero di Reynolds in forma grafica. Ricostruendo tale curva, è possibile ottenere la seguente equazione:

$$j = 0.1665 Re^{-0.3559} \quad (2.66)$$

Il numero di Reynolds è calcolato come:

$$Re = \frac{G D_{h,eva,a}}{\mu} \quad (2.66)$$

dove $D_{h,eva,a}$ è il diametro idraulico dello scambiatore.

2.1.3.2.2 Il coefficiente globale di scambio termico

Il coefficiente globale di scambio termico riferito all'area laterale interna dei tubi $A_{li,t}$ si calcola come:

$$U_i = \left[\frac{1}{h_r} + A_{li,t} \log \left(\frac{D_{t,e}/D_{t,i}}{2\pi L_t k_{Cu}} \right) + \frac{A_{li,t}}{A_{t,eva,a}} \left(\frac{1}{\eta_o h_a} \right) \right]^{-1} \quad (2.67)$$

dove:

- h_r e h_a sono i coefficienti di scambio convettivo lato refrigerante e lato aria,
- $D_{t,e}$ e $D_{t,i}$ i diametri esterno ed interno dei tubi,
- $A_{t,eva,a}$ è l'area totale di scambio termico lato aria.

L'efficienza complessiva della superficie η_o si esprime come (Incropera et al., 2007, p.154, eq. 3.102):

$$\eta_o = 1 - \frac{A_{fins}}{A_{t,eva,a}} (1 - \eta_f) \quad (2.68)$$

dove A_{fins} è l'area totale alettata.

Per alette circolari, l'efficienza dell'aletta η_f è calcolata mediante (Shah & Sekulić, 2003, p.283):

$$\eta_f = \begin{cases} a(ml_e)^{-b} & \text{se } \phi > 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \\ \frac{\tanh \phi}{\phi} & \text{se } \phi \leq 0.6 + 2.257(r^*)^{-0.445} \end{cases} \quad (2.69)$$

con:

$$a = (r^*)^{-0.246} \quad (2.70)$$

$$\phi = ml_e (r^*)^n \quad (2.71)$$

$$n = \exp(0.13ml_e - 1.3863) \quad (2.72)$$

$$b = \begin{cases} 0.9107 + 0.0893r^* & \text{se } r^* \leq 2 \\ 0.9706 + 0.17125 \log r^* & \text{se } r^* > 2 \end{cases} \quad (2.73)$$

$$m = \left(\frac{2h_a}{k_{Cu}w_f} \right)^{0.5} \quad (2.74)$$

$$l_e = l_f + \frac{w_f}{2} \quad (2.75)$$

$$r^* = \frac{D_f}{D_{t,e}} \quad (2.76)$$

$$l_f = \frac{D_f - D_{t,e}}{2} \quad (2.77)$$

dove D_f e w_f sono rispettivamente diametro e spessore delle alette.

2.1.3.2.3 Le equazioni del modello

Di seguito vengono riportate tutte le equazioni che caratterizzano l'evaporatore ad aria:

$$\Delta T_{eva} = \frac{1}{2} (\Delta T_{min} + \Delta T_{max}) \quad (2.51)$$

$$T_{eva} = T_{a1,eva} - \Delta T_{eva} \quad (2.78)$$

$$T_{r2} = T_{r1,2} + \Delta T_{sh} \quad (2.34)$$

$$\dot{Q}_{tot,eva} = \dot{m}_r (h_{r2} - h_{r1}) \quad (2.35)$$

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_r (h_{r1,2} - h_{r1}) \quad (2.36)$$

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{Q}_{tot,eva} - \dot{Q}_{eva} \quad (2.37)$$

$$x_{r,eva} = \frac{1}{2} (x_{r1} + x_{r1,2}) \quad (2.79)$$

$$\dot{m}_a = \dot{V}_a \rho_a \quad (2.80)$$

$$\dot{m}_{a,eva} = \dot{m}_a \frac{L_{eva}}{L_{t,eva}} \quad (2.81)$$

$$\dot{V}_{a,eva} = \dot{V}_a \frac{L_{eva}}{L_{t,eva}} \quad (2.82)$$

$$A_{li,st,eva} = \pi D_{t,i} L_{eva} \quad (2.83)$$

$$A_{li,t,eva} = A_{li,st,eva} N_t \quad (2.84)$$

$$A_{fr,eva} = a_{eva} L_{eva} \quad (2.85)$$

$$T_{a2,eva} = T_{a1,eva} - \frac{\dot{Q}_{eva}}{c_{p,a} \dot{m}_{a,eva}} \quad (2.86)$$

$$\varepsilon_{eva} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{\dot{m}_a c_{p,a} (T_{a1,eva} - T_{r1,2})} \quad (2.87)$$

$$NTU_{eva} = -\log(1 - \varepsilon_{eva}) \quad (2.88)$$

$$A_{li,t,eva,new} = \frac{NTU_{eva} c_{p,a} \dot{m}_{a,eva}}{U_{i,eva}} \quad (2.89)$$

$$L_{eva,new} = \frac{A_{li,t,eva,new}}{\pi D_{t,i} N_t} \quad (2.90)$$

$$errore_{eva,a} = \frac{|L_{eva,new} - L_{eva}|}{L_{eva}} 100 \quad (2.91)$$

$$\dot{m}_{a,sh} = \dot{m}_a \frac{L_{sh}}{L_{t,eva}} \quad (2.92)$$

$$\dot{V}_{a,sh} = \dot{V}_a \frac{L_{sh}}{L_{t,eva}} \quad (2.93)$$

$$A_{li,st,sh} = \pi D_{t,i} L_{sh} \quad (2.94)$$

$$A_{li,t,sh} = A_{li,st,sh} N_t \quad (2.95)$$

$$A_{fr,sh} = a_{eva} L_{sh} \quad (2.96)$$

$$T_{a2,sh} = T_{a1,eva} - \frac{\dot{Q}_{sh}}{c_{p,a} \dot{m}_{a,sh}} \quad (2.97)$$

$$\varepsilon_{sh} = \frac{\dot{Q}_{sh}}{\dot{m}_a c_{p,a} (T_{a1,eva} - T_{r2})} \quad (2.98)$$

$$NTU_{sh} = -\frac{1}{C^*} [1 + C^* \log(1 - \varepsilon_{sh})] \quad (2.99)$$

$$A_{li,t,sh,new} = \frac{NTU_{sh} c_{p,a} \dot{m}_{a,sh}}{U_{i,sh}} \quad (2.100)$$

$$L_{sh,new} = \frac{A_{li,t,sh,new}}{\pi D_{t,i} N_t} \quad (2.101)$$

$$errore_{sh,a} = \frac{|L_{sh,new} - L_{sh}|}{L_{sh}} 100 \quad (2.102)$$

$$L_{t,eva,calc} = L_{eva} + L_{sh} \quad (2.103)$$

$$errore_{t,eva} = \frac{|L_{t,eva,calc} - L_{t,eva,a}|}{L_{t,eva,a}} 100 \quad (2.104)$$

2.1.3.2.1 Soluzione numerica e spiegazione del modello

L'obiettivo del modello è determinare la pressione di evaporazione che consente di ottenere il grado di surriscaldamento ΔT_{sh} desiderato e che renda la lunghezza dello scambiatore calcolata $L_{t,eva,calc}$ coincidente con quella reale dell'evaporatore $L_{t,eva}$.

Per raggiungere tale risultato, si procede alla risoluzione iterativa delle equazioni fino alla convergenza.

La Tabella 2.2 riassume gli input e gli output del modello dell'evaporatore aria.

Il modello sfrutta il metodo di bisezione, analogamente a quanto già implementato per l'evaporatore ad acqua, pur presentando alcune differenze significative.

Dopo aver inizializzato il modello imponendo un valore di temperatura di evaporazione e aver calcolato le temperature del refrigerante all'ingresso e all'uscita delle due zone, oltre alle potenze termiche scambiate, è necessario suddividere la

Tabella 2.5 Input e output del modello dell'evaporatore ad aria

Input		Output	
Refrigerante	h_{r1}, T_{eva}	Refrigerante	$T_{r1}, T_{r1,2}, T_{r2}$ $h_{r1,2}, h_{r2}$ p_{eva}, T_{eva}
Acqua	$T_{a1,eva}, \dot{V}_a$	Acqua	$T_{a2,eva}, T_{a2,sh}, \dot{m}_a$
Grado di Surriscaldamento	ΔT_{sh}	Aree	L_{eva}, L_{sh} $L_{t,eva,calc}$
Geometria scambiatore		Potenze termiche	$\dot{Q}_{eva}, \dot{Q}_{sh}, \dot{Q}_{tot,eva}$

portata d'aria tra zona di evaporazione e zona di surriscaldamento ($\dot{m}_{a,eva}, \dot{m}_{a,sh}$). Poiché in ingresso è fornita unicamente la portata volumetrica totale \dot{V}_a , si assume che la sua distribuzione avvenga in proporzione alle lunghezze delle due zone. Tuttavia, tali lunghezze non sono note a priori: per questo motivo è necessario impostare due cicli iterativi, uno per ciascuna zona, utilizzando valori di tentativo delle lunghezze (L_{eva} e L_{sh}).

I cicli sono di seguito descritti.

Nella zona di evaporazione, L_{eva} viene inizialmente assunta come valore medio tra due estremi:

- una lunghezza massima $L_{eva,max}$ pari alla lunghezza totale dello scambiatore
- una lunghezza minima $L_{eva,min}$ calcolata imponendo la portata minima d'aria necessaria alla zona

La portata d'aria minima è ottenuta come:

$$\dot{m}_{a,eva,min} = \frac{\dot{Q}_{eva}}{c_{p,a}(T_{a1,eva} - T_{a2,eva,min})} \quad (2.105)$$

dove $T_{a2,eva,min} = T_{eva}$.

Da questa si ricava $L_{eva,min}$:

$$L_{eva,min} = \frac{\dot{m}_{a,eva,min}}{\dot{m}_a} L_{t,eva} \quad (2.106)$$

Scelta la lunghezza iniziale, vengono calcolate: le portate d'aria massica e volumetrica di zona $\dot{m}_{a,eva}$ e $\dot{V}_{a,eva}$, l'area laterale interna del singolo tubo $A_{li,st,eva}$, l'area laterale interna totale dei tubi $A_{li,t,eva}$, l'area frontale dell'evaporatore $A_{fr,eva}$, la temperatura dell'aria in uscita dall'evaporatore $T_{a2,eva}$ e il titolo medio di vapore del refrigerante $x_{r,eva}$ con le equazioni (2.79, 2.81-2.86).

A questo punto si possiedono tutte le grandezze utili alla stima dei coefficienti convettivi e del coefficiente globale $U_{i,eva}$. Applicando l'equazione (2.87) si ricava l'efficienza di scambio termico ε_{eva} e, con il metodo ε -NTU per flussi incrociati (Kakaç, Liu e Pramuanjaroenkij, 2012, p. 60) viene calcolato NTU_{eva} (eq. 2.88).

La nuova area di scambio $A_{li,t,eva,new}$ permette poi di ricavare la nuova lunghezza $L_{eva,new}$ (eq. 2.89 e 2.90). L'errore relativo $errore_{eva,a}$ (eq. 2.91) viene confrontato con una tolleranza del 0,5 %. Se non soddisfa il criterio di convergenza, si aggiorna il campo di ricerca:

$$\begin{cases} L_{eva,new} > L_{eva} \Rightarrow L_{eva,min} = L_{eva} \\ L_{eva,new} < L_{eva} \Rightarrow L_{eva,max} = L_{eva} \end{cases}$$

e si ripete l'iterazione.

Il procedimento nella zona di surriscaldamento è analogo a quello appena descritto (eq. 2.92–2.102), con l'unica differenza rappresentata dal calcolo del parametro NTU_{sh} . In questo caso, infatti, compare C^* , definito come rapporto tra la portata termica minima C_{min} e quella massima C_{max} ($C = c_p \dot{m}$).

Nella zona bifase $C_{max} \rightarrow \infty$ e quindi in precedenza era stato assunto $C^* = 0$.

Dopo aver determinato L_{eva} e L_{sh} , si ricava la lunghezza complessiva con l'equazione (2.103) e si valuta l'errore rispetto alla lunghezza reale dello scambiatore (eq. 2.104).

Se tale errore supera lo 0,5 %, si aggiornano i valori dei limiti ΔT_{min} e ΔT_{max} secondo:

$$\begin{cases} L_{t,eva,calc} > L_{t,eva} \Rightarrow \Delta T_{min} = \Delta T_{eva} \\ L_{t,eva,calc} < L_{t,eva} \Rightarrow \Delta T_{max} = \Delta T_{eva} \end{cases}$$

L'intero processo iterativo prosegue finché non viene raggiunta la convergenza.

La Figura 2.9 mostra il flowchart che sintetizza la logica operativa del modello dell'evaporatore ad aria.

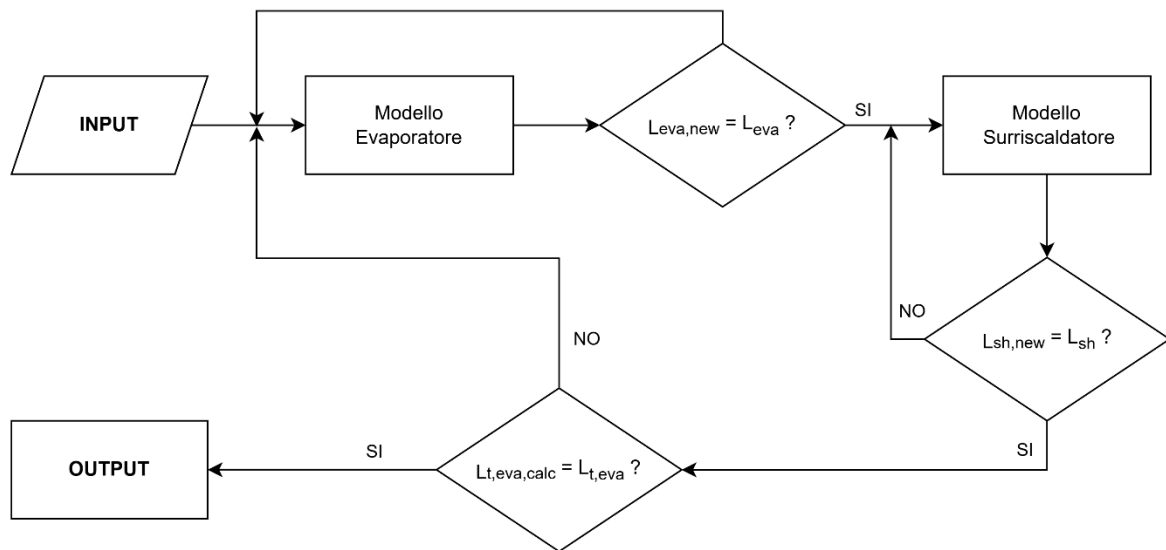


Figura 2.9 Flowchart del modello dell'evaporatore ad aria

2.1.4 Modello compressore

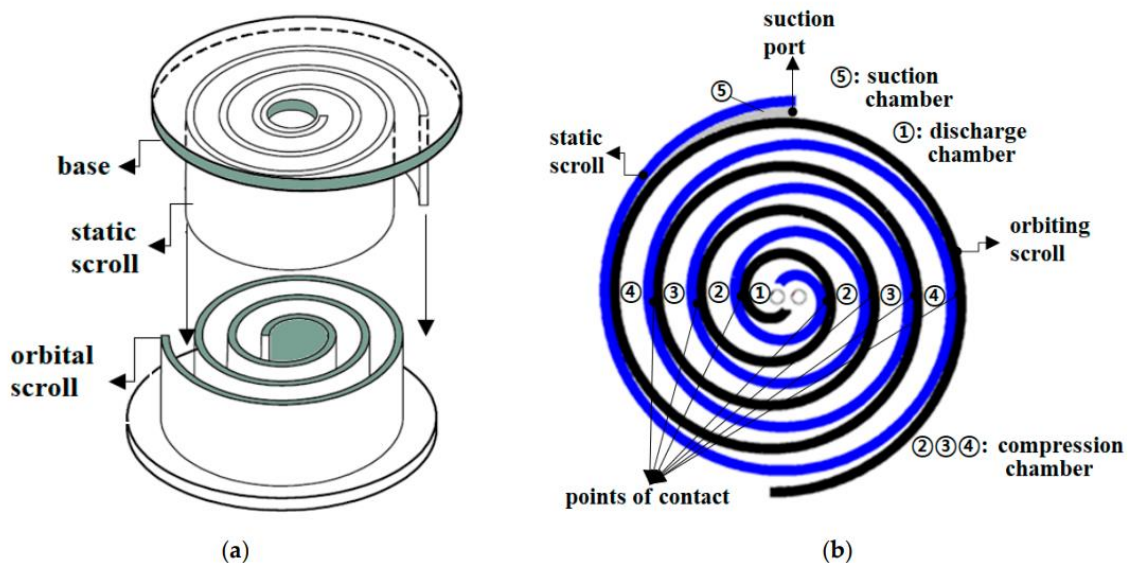


Figura 2.10 Schema del compressore scroll: insieme (a) e geometria della camera (b) (Sung et al., 2020)

Il compressore modellato è di tipo scroll a numero di giri variabile.

L'obiettivo è quello di valutare le prestazioni compressive in condizioni stazionarie; pertanto, i fenomeni transitori e i dettagli dei processi fisici interni al componente non sono considerati. Grazie a questa semplificazione, la complessità del

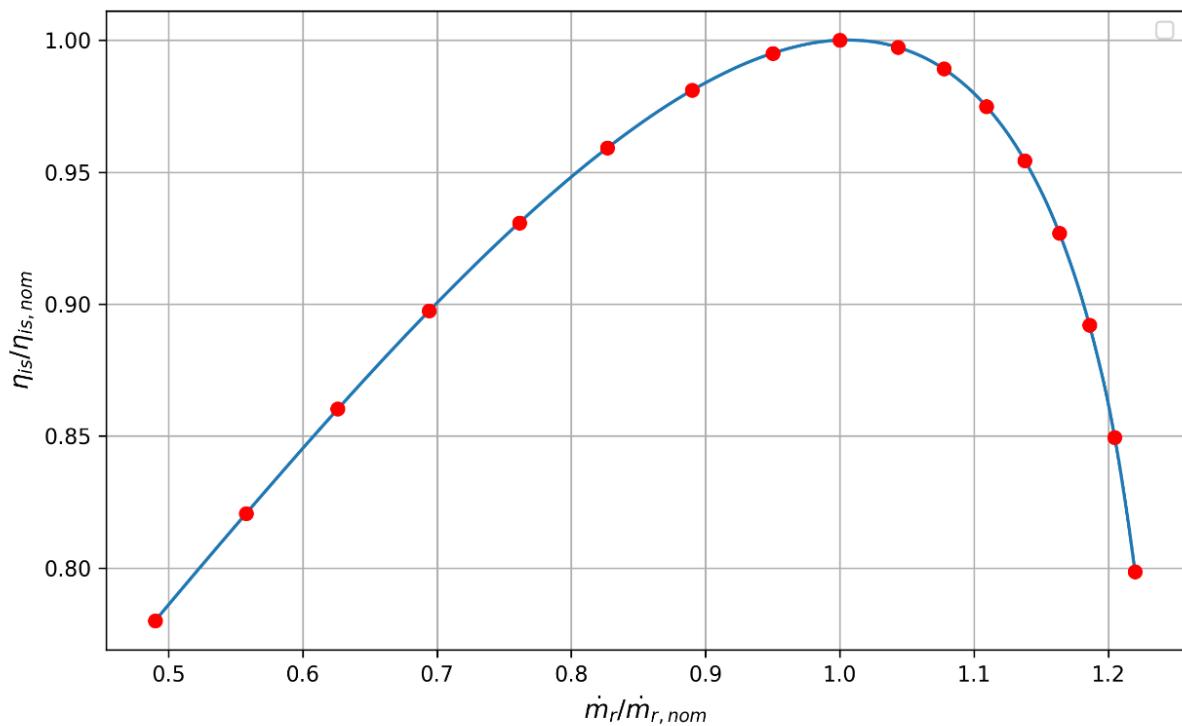


Figura 2.11 Caratteristica di rendimento isoentropico normalizzato compressore¹

Tabella 2.6 Input e output del modello del compressore

Input		Output	
Refrigerante	$\dot{m}_r / \dot{m}_{r,nom}$ h_{r2} p_{eva} , p_{cond}	Refrigerante	h_{r3}
Geometria	V_s , r_v	Numero di giri	N_g
Numero di giri	$N_{g,max} , N_{g,min}$	Potenze	\dot{W}_{comp} $\dot{W}_{el,comp}$
Rendimenti	$\eta_{is,nom} , \eta_{el,comp}$		
Caratteristica di rendimento isoentropico normalizzato			

modello viene sensibilmente ridotta, mantenendo al contempo una buona coerenza con lo scopo dell'analisi.

Applicando la conservazione della massa in condizioni stazionarie, il flusso di refrigerante all'aspirazione e alla mandata coincide ed è pari a \dot{m}_r .

¹ Fonte: Documentazione TESPy, *Etichette dei dati*, disponibile su: <https://tespy.readthedocs.io/en/main/api/data.html#tespy-data-label>

La potenza meccanica del compressore può essere calcolata conoscendo il rendimento isoentropico η_{is} e utilizzando la seguente equazioni:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r (h_{r3} - h_{r2}) \quad (2.107)$$

$$h_{r3} = h_{r2} + \frac{(h_{r3is} - h_{r2})}{\eta_{is}} \quad (2.108)$$

Non disponendo di dati empirici sul funzionamento del compressore, è necessario fare delle ipotesi per determinare il valore del rendimento isoentropico. Si è scelto di implementare una curva caratteristica normalizzata in funzione del rapporto tra la portata di refrigerante e quella nominale. Tale caratteristica, illustrata in Figura 2.11, è prelevata da TESPpy, una libreria open-source in Python progettata per la modellazione, simulazione e analisi di sistemi termici ed energetici. I valori di rendimento isoentropico nominale e portata nominale costituiscono i dati di input del modello.

La potenza elettrica assorbita può essere determinata assumendo che $\eta_{el,comp}$ sia il rendimento del motore:

$$\dot{W}_{el,comp} = \frac{\dot{W}_{comp}}{\eta_{el,comp}} \quad (2.109)$$

Determinate le prestazioni, è necessario calcolare il numero di giri del compressore N_g dall'equazione seguente, per verificare che il compressore operi entro i suoi limiti $N_{g,min}$ e $N_{g,max}$:

$$N_g = \frac{\dot{m}_r}{\rho_{r2} \eta_v V_s} 60 \quad (2.110)$$

dove ρ_{r2} è la densità del refrigerante in ingresso, V_s è il volume spazzato per ogni rivoluzione e η_v è il rendimento volumetrico, definito come:

$$\eta_v = 1 - r_v \left[(\beta_{comp})^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (2.111)$$

qui β_{comp} è il rapporto di compressione, r_v è il rapporto tra il volume morto e volume spazzato e n è il coefficiente politropico.

Sebbene quest'equazione sia principalmente utilizzata nei compressori alternativi, assumendo un valore molto basso di r_v è possibile estenderla ai compressori scroll, dove il volume morto è quasi trascurabile rispetto al volume spazzato. In questo modo la formula fornisce una stima dell'andamento del rendimento volumetrico, che nei compressori scroll risulta molto elevato ma tende a diminuire all'aumentare del rapporto di compressione.

Dalla definizione di rendimento isoentropico (eq. 2.112a) si può ricavare il coefficiente politropico (eq. 2.112b e 2.113):

$$\eta_{is} = \frac{\beta_{comp}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\beta_{comp}^{\frac{n-1}{n}} - 1} \quad (2.112a)$$

$$n = \frac{\log \beta_{comp}}{\log \left(\frac{\beta_{comp}}{c_1} \right)} \quad (2.112b)$$

$$c_1 = \frac{\beta_{comp}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\eta_{is}} + 1 \quad (2.113)$$

in cui $\gamma = c_p/c_v$

La Tabella 2.2 riassume gli input e gli output del modello del compressore.

2.1.5 Modelli pompe e ventilatori

Nelle pompe di calore, ventilatori e pompe di circolazione sono componenti ausiliari, in quanto non partecipano direttamente al ciclo termodinamico, pur garantendone il corretto funzionamento.

Nonostante i consumi di questi componenti siano generalmente molto inferiori rispetto a quelli del compressore, non possono essere trascurati se si vuole effettuare una valutazione accurata delle prestazioni complessive della pompa di calore.

Per questo motivo, l'obiettivo è stimare la potenza elettrica assorbita da pompe e ventilatori al variare delle condizioni operative della macchina.

Tale potenza può essere determinata con la seguente equazione:

$$\dot{W}_{el} = \frac{\Delta P \dot{V}}{\eta} \quad (2.114)$$

dove \dot{V} è la portata volumetrica, η è il rendimento del componente e ΔP coincide con le perdite di pressione.

Per le pompe di circolazione, ΔP può essere espresso come:

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho_w v_w^2 \left(f \frac{l}{d} + k_l \right) \quad (2.115)$$

in cui ρ_w e v_w sono rispettivamente la densità e velocità dell'acqua, l e d la lunghezza e il diametro del tubo, f il fattore d'attrito e k_l il coefficiente di perdita localizzata.

Il fattore d'attrito f può essere determinato mediante la correlazione di Haaland (1983), valida per flussi turbolenti:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 \log_{10} \left[\left(\frac{\varepsilon/d}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \quad (2.116)$$

dove ε è la rugosità equivalente della superficie interna del tubo.

Per determinare f e k_l si adottano ipotesi sulla geometria e sui materiali che costituiscono i circuiti idraulici dell'acqua al condensatore e all'evaporatore.

Per lo scambiatore ad aria presentato in questo lavoro, il salto di pressione ΔP è stato calcolato a partire dall'equazione proposta da Incropera et al. (2007, p. 701, eq. 11.37):

$$\Delta P = \frac{G^2 v_i}{2} \left[(1 + \sigma^2) + \left(\frac{v_o}{v_i} - 1 \right) + f \frac{A_{t,eva,a}}{A_{ff}} \frac{v_m}{v_i} \right] \quad (2.117)$$

dove v_i e v_o sono i volumi specifici del fluido rispettivamente in ingresso e in uscita, mentre $v_m = (v_i + v_o)/2$ è il volume specifico medio.

Per la configurazione dello scambiatore, Kays e London (2018, p.266) forniscono il fattore f in funzione del numero di Reynolds in forma grafica. Ricostruendo tale curva, è possibile ottenere la seguente equazione:

$$f = 0.2819 Re^{-0.2626} \quad (2.118)$$

2.1.6 Valori di riferimento e spiegazione del modello

Tabella 2.7 Valori di riferimento utilizzati nel modello

Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Portata massica d'acqua evaporatore	$\dot{m}_{w,eva}$	1.13	kg/s
Portata volumetrica d'aria evaporatore	\dot{m}_a	13443	m ³ /h
Portata di refrigerante in condizioni nominali	$\dot{m}_{r,nom}$	5.61	g/s
Volume spazzato per ogni rivoluzione	V_s	80	cm ³
Rapporto tra volume morto e volume spazzato	r_v	0.01	-
Numero di giri minimo	$N_{g,min}$	1800	giri/min
Numero di giri massimo	$N_{g,max}$	8400	giri/min
Rendimento isoentropico in condizioni nominali	$\eta_{is,nom}$	0.7	-
Rendimento elettrico compressore	$\eta_{el,comp}$	0.9	-
Rendimento pompa	η_p	0.9	-
Rendimento ventilatore	η_{vent}	0.7	-
Lunghezza circuiti idraulici	L_c	10	m
Diametro tubi circuiti idraulici	D_c	1 ¼	pollici
Rugosità equivalente dei tubi (acciaio)	ε_t	0.045	mm
Coefficiente di perdita localizzata	k_l	5	-

La Tabella 2.7 riporta i valori dei parametri utilizzati per la simulazione del funzionamento della pompa di calore. Tali parametri, insieme alle caratteristiche geometriche degli scambiatori e ai valori di tentativo di alcune variabili operative, costituiscono l'insieme degli input del modello.

Nel processo di simulazione, i modelli dei vari componenti vengono lanciati in successione (condensatore, valvola di laminazione, evaporatore, compressore), in modo che le grandezze di uscita di ciascun componente costituiscano le condizioni di ingresso del successivo.

Alla fine di ogni iterazione, il modello del compressore fornisce in uscita il nuovo valore di entalpia del refrigerante h_{r3} che corrisponde alla condizione di ingresso del fluido nel condensatore.

A partire da tale entalpia e dalla pressione di condensazione, è possibile determinare la nuova temperatura del refrigerante in uscita dal condensatore T_{r3} . Tale temperatura viene confrontata con il valore assunto all'inizio dell'iterazione: se lo scostamento relativo supera lo 0.5%, il ciclo viene ripetuto aggiornando T_{r3}

fino al raggiungimento della convergenza. In questo modo si assicura la coerenza termodinamica tra i vari componenti e la chiusura del ciclo.

Dopo aver raggiunto la convergenza, si verifica se il numero di giri del compressore per il ciclo considerato rientra nel range di funzionamento. Se tale condizione è soddisfatta, la simulazione prosegue con il modello della pompa del condensatore, che gestisce il circuito dell'utenza. Nel caso di una sorgente ad acqua, viene successivamente eseguito il modello della pompa dell'evaporatore, che gestisce il relativo circuito sorgente; se invece la sorgente è aria, si utilizza il modello del ventilatore dell'evaporatore. A questo punto è possibile valutare le prestazioni complessive del modello.

Se, invece, il numero di giri del compressore supera i limiti operativi, il modello viene rilanciato variando iterativamente il carico e, di conseguenza, la potenza termica richiesta al condensatore ($\dot{Q}_{\text{tot,cond}}$), fino a determinare un valore di carico che riporti il compressore entro i limiti minimi o massimi di funzionamento.

Una volta riportato il compressore entro i limiti, la simulazione procede comunque con l'esecuzione dei modelli della pompa del condensatore e della o del ventilatore dell'evaporatore, in modo da completare la valutazione delle prestazioni del ciclo.

Il coefficiente di prestazione può quindi essere calcolato con la seguente equazione:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{tot,cond}}}{\dot{W}_{\text{PdC}}} \quad (2.119)$$

dove \dot{W}_{PdC} è la potenza elettrica complessiva assorbita dalla pompa di calore, definita come:

$$\dot{W}_{\text{PdC}} = \begin{cases} \dot{W}_{\text{el,comp}} + \dot{W}_{\text{p,cond}} + \dot{W}_{\text{p,eva}} & \text{se sorgente} = \text{acqua} \\ \dot{W}_{\text{el,comp}} + \dot{W}_{\text{p,cond}} + \dot{W}_{\text{vent}} & \text{se sorgente} = \text{aria} \end{cases} \quad (2.120)$$

La Figura 2.12 mostra il flowchart che riassume la logica del modello della pompa di calore.

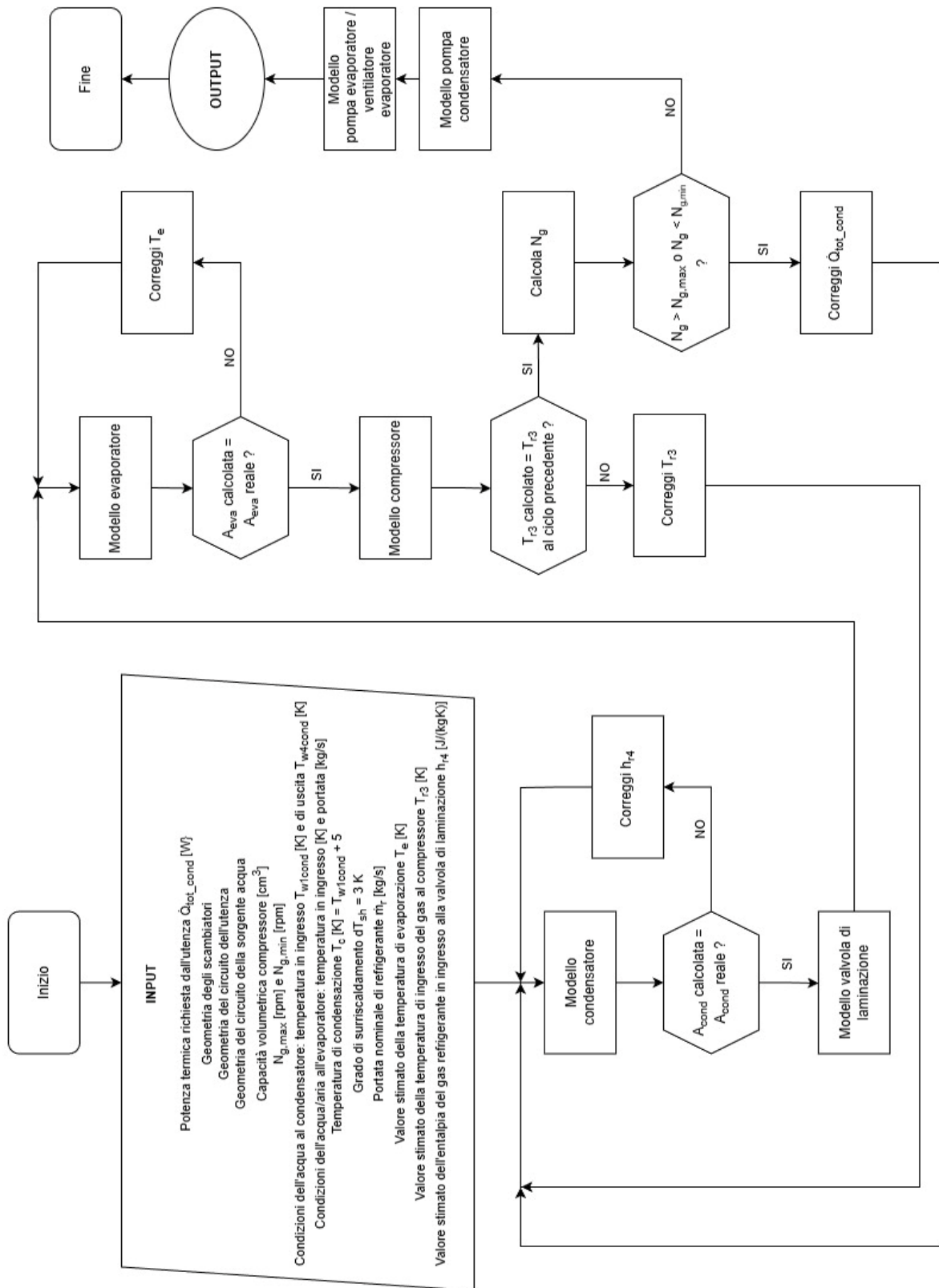


Figura 2.12 Flowchart del modello della pompa di calore

2.2 Modello accumulo termico sensibile (TES)

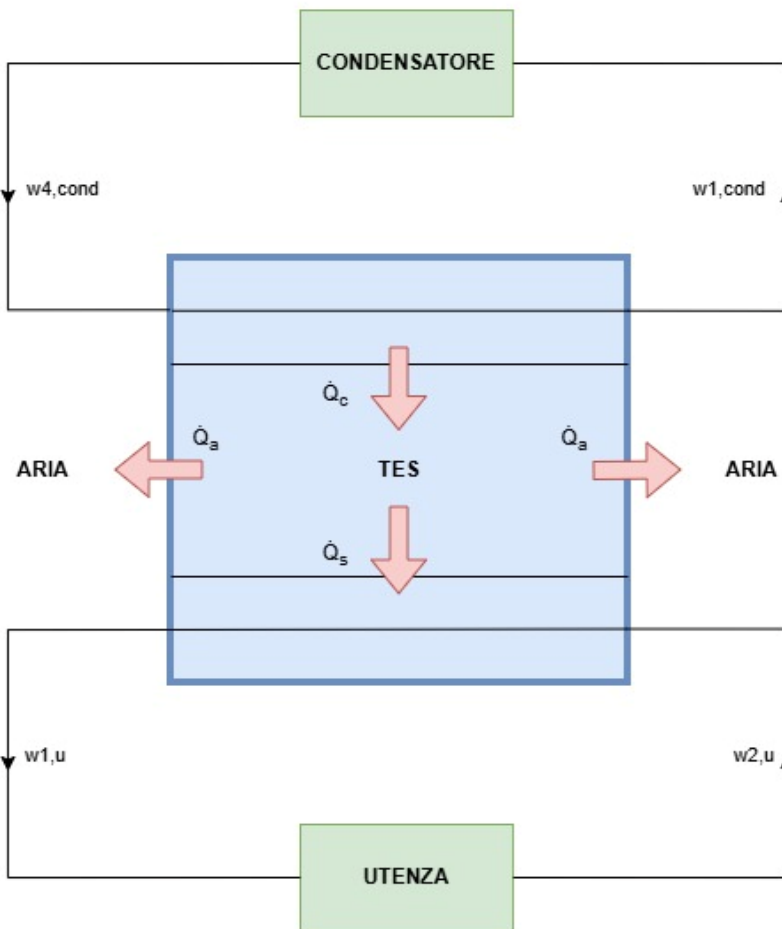


Figura 2.13 Schema concettuale TES

L'obiettivo del modello è descrivere in modo dinamico il comportamento termico di un serbatoio di accumulo che utilizza l'acqua come mezzo di stoccaggio dell'energia termica. Il modello consente di stimare l'andamento temporale della temperatura del serbatoio al variare delle condizioni operative.

Il serbatoio, di geometria cilindrica, è coibentato con uno strato di lana minerale. Il volume utile dell'accumulo è considerato un dato di input, mentre il rapporto tra la lunghezza e il diametro interno è mantenuto costante. Le principali caratteristiche geometriche e termofisiche del TES sono riportate nella Tabella 2.8.

Come illustrato nello schema concettuale (Figura 2.13), il TES è collegato a due circuiti idraulici: il lato condensatore della pompa di calore, dal quale riceve una potenza termica \dot{Q}_c durante la fase di carica, e il lato utenza, a cui cede una potenza \dot{Q}_s durante la fase di scarica.

Tabella 2.8 Caratteristiche geometriche e proprietà TES

Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Rapporto lunghezza – diametro interno	$D_{i,TES}/L_{TES}$	0.482	--
Spessore isolante	S_{is}	5	cm
Conducibilità termica isolante	k_{is}	0.04	W/(mK)

Oltre a questi scambi, il serbatoio disperde calore verso l'ambiente esterno con una potenza \dot{Q}_a , legata alla differenza di temperatura tra il TES e l'aria circostante.

Applicando il principio di conservazione dell'energia, si ottiene il bilancio energetico:

$$\dot{Q}_c - \dot{Q}_s - \dot{Q}_a = m_{TES} c_{p,TES} \frac{dT_{TES}}{dt} \quad (2.121)$$

dove:

- m_{TES} è la massa d'acqua contenuta nel serbatoio,
- $c_{p,TES}$ è il calore specifico dell'acqua a pressione costante,
- T_{TES} è la temperatura media del serbatoio,
- t rappresenta il tempo.

Poiché il serbatoio alterna fasi di carica e scarica, si definisce la potenza termica netta del TES come:

$$\dot{Q}_{TES} = \dot{Q}_c - \dot{Q}_s \quad (2.122)$$

La potenza termica dispersa verso l'esterno è espressa da:

$$\dot{Q}_a = U_{i,TES} A_{i,TES} (T_{TES} - T_a) \quad (2.123)$$

dove:

- $U_{i,TES}$ è il coefficiente globale di scambio termico interno,
- $A_{i,TES}$ è l'area interna di scambio termico,
- T_a è la temperatura dell'aria.

Il coefficiente globale di scambio $U_{i,TES}$ dipende dalle resistenze termiche di conduzione attraverso l'isolante e di convezione lato esterno. Trascurando la resistenza convettiva interna e quella del metallo, per una geometria cilindrica vale:

$$U_{i, TES} = \left[\frac{\log(D_{i, TES} / D_{e, TES})}{2\pi L_{TES} k_{is}} + \frac{1}{h_{est}} \right]^{-1} \quad (2.124)$$

in cui:

- h_{est} è il coefficiente convettivo lato aria,
- $D_{i, TES}$, $D_{e, TES}$, L_{TES} rappresentano rispettivamente il diametro interno, il diametro esterno e la lunghezza del serbatoio,
- k_{is} è la conducibilità termica dell'isolante.

Il coefficiente convettivo esterno h_{est} è calcolato tramite la correlazione di Churchill e Chu (1975), valida per convezione naturale esterna su cilindri orizzontali con numero di Rayleigh $Ra < 10^{12}$:

$$Nu = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (2.125)$$

con:

$$Ra = Gr Pr \quad (2.126)$$

$$Gr = \frac{g \beta_f (T_{s, est} - T_a)}{\nu} \quad (2.127)$$

$$\beta_f = \frac{1}{T_f} \quad (2.128)$$

$$T_f = \frac{T_{s, est} + T_a}{2} \quad (2.129)$$

dove:

- Gr è il numero di Grashof,
- β_f il coefficiente di espansione termica volumetrica,
- ν la viscosità cinematica.
- $T_{s, est}$ la temperatura superficiale esterna,
- T_f è la temperatura del film, alla quale tutte le proprietà termiche sono calcolate.

Sostituendo le espressioni di \dot{Q}_a e \dot{Q}_{TES} nel bilancio energetico, si ottiene l'equazione che descrive il comportamento termico del serbatoio:

$$\frac{dT_{TES}}{dt} = \frac{\dot{Q}_{TES} - U_{i,TES}A_{i,TES}(T_{TES} - T_a)}{m_{TES}c_{p,TES}} \quad (2.130)$$

Tutti i termini della (2.130) sono noti o di input, ad eccezione del coefficiente $U_{i,TES}$, che dipende dalla temperatura superficiale esterna $T_{s,est}$.

Poiché $T_{s,est}$ è incognita, il calcolo di $U_{i,TES}$ viene eseguito tramite un procedimento iterativo:

1. Si determina un valore iniziale di $T_{s,est}$
2. Si calcola $U_{i,TES}$ con la (2.124);
3. Si determina la potenza dispersa \dot{Q}_a dalla (2.122) utilizzando la temperatura T_{TES} all'istante precedente;
4. Si aggiorna la temperatura superficiale esterna con:

$$T_{s,est,new} = T_a + \frac{\dot{Q}_a}{h_{est}A_{e,TES}} \quad (2.131)$$

in cui $A_{e,TES}$ è l'area esterna di scambio termico;

5. Se la differenza relativa tra $T_{s,est,new}$ e $T_{s,est}$ supera lo 0.5%, si aggiorna si aggiorna il valore e si ripete il ciclo fino alla convergenza.

La condizione iniziale è definita come:

$$T_{TES}(t = 0) = T_{iniz,TES} \quad (2.132)$$

dove $T_{iniz,TES}$ rappresenta la temperatura iniziale dell'acqua di accumulo.

L'equazione differenziale (2.130) è stata risolta numericamente mediante la funzione `solve_ivp` della libreria SciPy di Python, utilizzando il metodo BDF (Backward Differentiation Formula), ossia un metodo alle differenze all'indietro di tipo implicito.

3 Controllo e flessibilità energetica

In questo capitolo si analizza l'impatto che una gestione efficiente dei processi di carica e scarica dell'accumulo termico può avere sulle prestazioni complessive di un sistema a pompa di calore, con particolare riferimento ai costi energetici e alle emissioni di CO₂.

L'obiettivo è valutare come diverse strategie di controllo possano migliorare il funzionamento del sistema integrato, ottimizzandone le prestazioni secondo criteri economici e ambientali, e quantificare il potenziale di riduzione dei costi e delle emissioni rispetto a un funzionamento convenzionale privo di logiche di ottimizzazione.

A tal fine vengono sviluppate e confrontate tre differenti strategie di gestione. La prima, denominata Strategia Euro, ottimizza il funzionamento del sistema in funzione dell'andamento orario del prezzo dell'energia elettrica, con l'obiettivo di ridurre il costo complessivo di esercizio. La seconda, denominata Strategia CO₂, prevede un'ottimizzazione basata sull'intensità di carbonio oraria dell'energia elettrica, allo scopo di minimizzare le emissioni indirette di CO₂ associate al funzionamento della pompa di calore. Infine, la terza configurazione, denominata Strategia NO TES, rappresenta il caso di riferimento in cui l'accumulo termico non è utilizzato e la pompa di calore alimenta direttamente l'utenza. Pur non costituendo una vera e propria strategia di controllo, questo scenario consente di quantificare i benefici introdotti dall'accumulo in termini di risparmio economico, riduzione delle emissioni e incremento della flessibilità energetica del sistema.

Le logiche di gestione adottate sono descritte nel sottocapitolo seguente, insieme ai dati di input utilizzati per la simulazione.

3.1 Le strategie di controllo

Le due strategie di controllo, Euro e CO₂, condividono la stessa logica di gestione e il medesimo schema di implementazione all'interno del modello numerico. L'approccio si basa sul metodo proposto da Clauß et al. (2019), già discusso nella revisione della letteratura, opportunamente adattato alle specificità del sistema pompa di calore-accumulo modellato.

La strategia utilizza come variabili di input i profili orari della grandezza di riferimento, rispettivamente il prezzo dell'energia elettrica e l'intensità di carbonio

dell'elettricità, oltre al fabbisogno termico dell'utenza, ai vincoli operativi del sistema pompa di calore-accumulo e alla temperatura della sorgente termica. Quest'ultima può variare in funzione della configurazione della pompa di calore: nel caso aria-acqua, essa corrisponde alla temperatura esterna oraria dell'aria, mentre nel caso acqua-acqua è stato assunto un valore costante della temperatura della sorgente.

Gli andamenti orari delle variabili di ottimizzazione sono stati suddivisi in giorni distinti; per ciascun giorno sono stati calcolati il valore minimo (S_{\min}) e massimo (S_{\max}) del segnale considerato. A partire da tali valori vengono definite due soglie di riferimento: S_{\inf} (soglia inferiore) e S_{\sup} (soglia superiore), determinate secondo le relazioni riportate nel sottocapitolo 3.3 Dati di input e analisi di sensitività.

Sulla base di queste soglie, la giornata viene suddivisa in tre fasce operative:

- fascia inferiore (L), in cui il valore del segnale è minore di S_{\inf} ;
- fascia media (M), compresa tra S_{\inf} e S_{\sup} ;
- fascia superiore (H), in cui il segnale supera S_{\sup} .

Il comportamento del sistema varia a seconda della fascia oraria in cui ricade il segnale:

- in fascia L, corrispondente a ore con prezzo o intensità di CO₂ ridotti, l'accumulo viene caricato fino a una temperatura di carica T_C ;
- in fascia H, caratterizzata da condizioni meno favorevoli, l'accumulo viene scaricato fino alla temperatura di scarica T_S ;
- in fascia M, la gestione dipende dalla tendenza del segnale nelle due ore successive:
 - se il segnale mostra un andamento crescente, il comportamento segue la logica della fascia L (fase di carica);
 - se il segnale è decrescente, segue la logica della fascia H (fase di scarica);
 - se non si osservano variazioni significative, l'accumulo rimane inattivo, senza carica né scarica.

Le temperature di riferimento T_C e T_S rappresentano rispettivamente la temperatura massima di carica e quella minima di scarica dell'accumulo, e sono definite in funzione della fascia di appartenenza:

- in fascia L, $T_C = MTSP$ (Medium Temperature Set Point);
- in fascia H, $T_S = LTSP$ (Low Temperature Set Point);
- in fascia M con trend crescente, $T_C = HTSP$ (High Temperature Set Point);
- in fascia M con trend decrescente, $T_S = LTSP$.

I valori numerici dei set point adottati sono riportati nel sottocapitolo 3.3 Dati di input e analisi di sensitività.

La temperatura di mandata della pompa di calore varia in funzione della modalità di funzionamento del sistema. Durante la fase di carica dell'accumulo, la macchina opera a una temperatura di mandata pari a $T_C + 2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, valore che garantisce un adeguato salto termico per il trasferimento di energia verso il serbatoio. In questa condizione, l'utenza, qualora vi sia richiesta di calore, viene anch'essa alimentata alla medesima temperatura di mandata. Nelle altre condizioni operative, la pompa di calore lavora invece con una temperatura di mandata pari a T_{utenza} , costante e coincidente con la temperatura nominale del sistema. Tale valore corrisponde al Low Temperature Set Point (LTSP) e, di conseguenza, alla temperatura di scarica T_S .

L'accumulo termico viene attivato solo se la sua temperatura T_{TES} risulta inferiore di almeno $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ rispetto alla temperatura di carica T_C . Il superamento di questa condizione rappresenta il criterio di avvio della carica. Una volta avviato, il processo prosegue per l'intera ora di simulazione, garantendo un funzionamento stabile della pompa di calore nel passo temporale considerato. Al termine dell'ora, il controllo verifica nuovamente le condizioni operative:

- se la fascia oraria successiva appartiene alla stessa categoria (fascia L o fascia M con trend crescente) e la temperatura dell'accumulo è ancora inferiore a T_C , la carica viene mantenuta;
- se invece la temperatura dell'accumulo ha raggiunto T_C o la fascia di appartenenza cambia, la carica viene interrotta e il sistema aggiorna la propria modalità di funzionamento in base alle nuove condizioni.

La gestione del sistema assegna comunque priorità al soddisfacimento del fabbisogno termico dell'utenza. Poiché la pompa di calore dispone di una potenza termica massima, l'energia disponibile per la carica dell'accumulo in ciascun istante è pari alla differenza tra la potenza massima e il fabbisogno termico istantaneo, con un limite superiore di 19 kW. Tale valore costituisce un vincolo di potenza in carica.

Durante la fase di scarica, la potenza erogata dall'accumulo non può superare i 19 kW, valore che rappresenta un vincolo anche per questa fase. Se l'accumulo non è in grado di coprire interamente il fabbisogno, interviene la pompa di calore per fornire la parte mancante. Qualora la potenza richiesta alla pompa di calore risulti inferiore al carico minimo, corrispondente al limite inferiore del numero di giri del compressore, il sistema forza il funzionamento della macchina a tale condizione minima, mentre l'accumulo fornisce la quota di energia residua necessaria all'utenza.

Il limite di 19 kW imposto sia in carica che in scarica è stato introdotto per garantire che la potenza termica netta scambiata dall'accumulo assuma valori fisicamente coerenti con la dinamica del sistema. Nel modello adottato, infatti, non è stato esplicitamente descritto lo scambio termico tra i circuiti idraulici e il serbatoio; per tale motivo, questo vincolo rappresenta un valore di riferimento scelto per mantenere la consistenza energetica del modello e consentire, se necessario, una successiva calibrazione del parametro.

Questa logica di controllo consente di adattare dinamicamente il funzionamento del sistema alle variazioni orarie del segnale di riferimento, garantendo al contempo la priorità di fornitura all'utenza e il rispetto dei limiti operativi della pompa di calore.

A scopo di confronto, è stata introdotta una terza configurazione denominata Strategia NO TES. In questo caso, il serbatoio di accumulo non viene utilizzato e la pompa di calore alimenta direttamente l'utenza, fornendo il calore richiesto a una temperatura costante pari a T_{utenza} . La macchina opera, pertanto, con la sola finalità di soddisfare istantaneamente il fabbisogno termico, senza possibilità di accumulo o di spostamento temporale dei consumi. Tale configurazione rappresenta il caso di riferimento, utile per quantificare i benefici energetici e ambientali associati all'impiego dell'accumulo termico e alle strategie di controllo Euro e CO₂.

3.2 La flessibilità energetica

Per quantificare la capacità del sistema di modulare il proprio funzionamento in risposta alle variazioni del segnale di riferimento, è stato introdotto un parametro di flessibilità energetica, indicato con F , basato sul lavoro già citato di Loukou et al. (2019). Tale parametro, opportunamente adattato, consente di confrontare le diverse strategie di controllo implementate nel sistema pompa di calore–accumulo, fornendo una misura sintetica della capacità del sistema di spostare la produzione energetica dalle ore meno favorevoli (fascia H) verso quelle più vantaggiose (fasce L e M).

Il parametro F è definito come:

$$F = \left(1 - \frac{\% E_{H, \text{strategia}}}{\% E_{H, \text{NO TES}}} \right) \times 100 \quad (3.1)$$

dove $\% E_H$ rappresenta la percentuale di energia nelle ore appartenenti alla fascia H. Valori positivi di F indicano una riduzione della quota di energia prodotta nelle ore meno favorevoli, mentre valori prossimi a zero segnalano comportamenti analoghi al caso NO TES, ossia con limitata capacità di modulazione temporale.

Il calcolo di F è stato effettuato in termini di:

- energia termica prodotta dalla pompa di calore, comprendente sia quella fornita direttamente all'utenza sia quella destinata al caricamento dell'accumulo termico;
- energia elettrica assorbita dalla pompa di calore, ossia l'energia richiesta alla rete elettrica per generare il calore necessario.

L'adozione di questo indicatore mette in luce il ruolo dell'accumulo termico nel consentire una gestione più flessibile, spostando la produzione dalle ore meno favorevoli a quelle più vantaggiose. Inoltre, permette di confrontare in modo quantitativo le due strategie di controllo, Euro e CO₂, evidenziandone l'efficacia nel modulare il funzionamento del sistema e nello sfruttare al meglio il potenziale dell'accumulo.

3.3 Dati di input e analisi di sensitività

I dati di input utilizzati per lo sviluppo del modello e per la valutazione delle strategie di controllo derivano da fonti reali e rappresentano condizioni operative tipiche del contesto nazionale. In particolare, il prezzo orario dell'energia elettrica è stato ricavato dal portale del Gestore dei Mercati Energetici (GME)¹, selezionando il prezzo zonale della zona Nord. I dati relativi all'intensità di carbonio dell'elettricità, invece, sono stati ottenuti dalla piattaforma Electricity Maps², anch'essi riferiti all'area del Nord Italia.

Per quanto riguarda la temperatura della sorgente termica, nel caso della configurazione aria-acqua è stato adottato il profilo orario della temperatura esterna fornito dal database PVGIS³, mentre per il caso acqua-acqua la temperatura della sorgente è stata fissata e riportata nella Tabella 3.1.

L'analisi è stata condotta su un periodo compreso tra il 1° novembre 2023 e il 31 marzo 2024, così da avere un periodo rappresentativo della stagione di riscaldamento. Il profilo di carico giornaliero utilizzato corrisponde a quello stimato per l'impianto sperimentale HP_Flexlab, già introdotto come caso di studio nel capitolo iniziale. Tale profilo, riportato nella Figura 3.1, viene mantenuto invariato per ogni giorno del periodo analizzato.

Come descritto in precedenza, le fasce di funzionamento giornaliero vengono definite sulla base di due soglie calcolate a partire dal valore minimo e massimo del segnale di ottimizzazione (prezzo o intensità di CO₂), secondo le relazioni:

¹ Portale del Gestore dei Mercati Energetici (GME): <https://www.mercatoelettrico.org/>

² Piattaforma Electricity Maps: <https://app.electricitymaps.com/>

³ Database PVGIS (Photovoltaic Geographical Information System): https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/

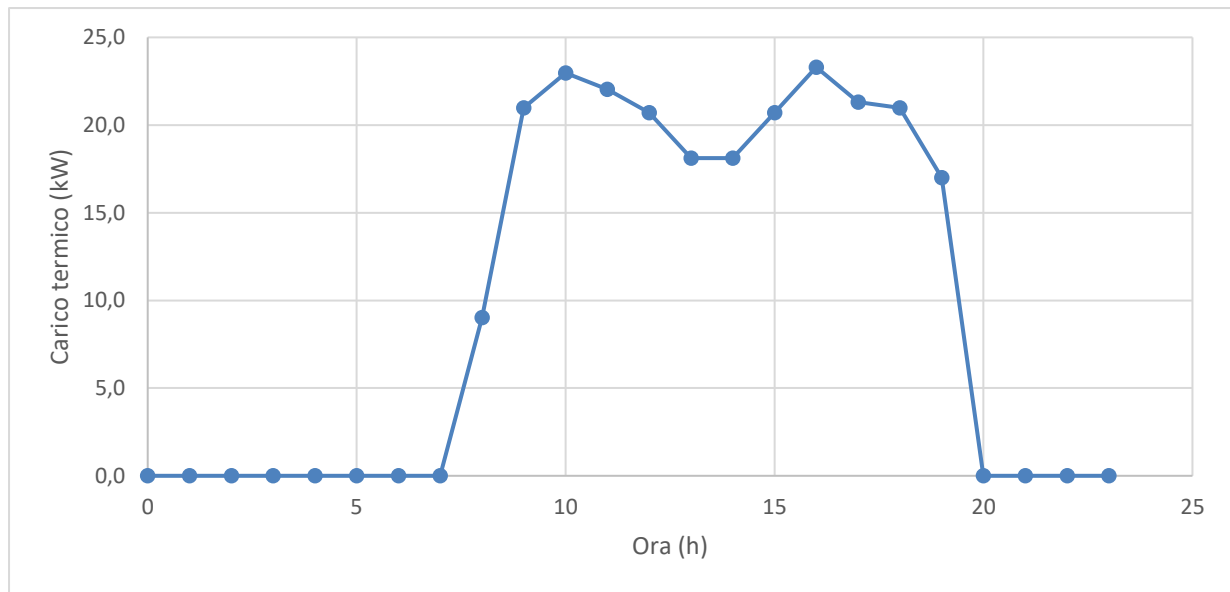


Figura 3.1 Profilo di carico termico giornaliero adottato come dato di input per le simulazioni

Tabella 3.1 Valori di input e setpoint di riferimento per le strategie di controllo

Parametro	Descrizione	Valore	Unità di misura
HTSP	High Temperature Set Point	50	°C
MTSP	Medium Temperature Set Point	46	°C
LTSP	Low Temperature Set Point	40	°C
T_{utenza}	Temperatura di mandata all'utenza	40	°C
$T_{wl,eva}$	Temperatura della sorgente acqua	10	°C
$\dot{Q}_{c,max}$	Massima potenza di carica	19	kW
$\dot{Q}_{s,max}$	Massima potenza di scarica	19	kW

$$S_{inf} = (S_{max} - S_{min}) \times 0.25 + S_{min} \quad (3.2)$$

$$S_{sup} = (S_{max} - S_{min}) \times 0.80 + S_{min} \quad (3.3)$$

I coefficienti 0.25 e 0.80 sono stati determinati attraverso un'analisi di sensibilità, riportata nella Tabella 3.2, che ha valutato l'effetto della scelta delle soglie sul numero di ore giornaliere appartenenti alle diverse fasce (L, M e H). Dall'analisi emerge che soglie più vicine (ad esempio 0.3 e 0.75) determinano un numero maggiore di ore sia in fascia L che in fascia H, aumentando così le potenzialità di carica e scarica dell'accumulo. Tuttavia, le differenze di prezzo o di intensità di CO₂ tra le fasce risultano ridotte, rendendo meno significativo il vantaggio economico o ambientale ottenibile.

Tabella 3.2 Analisi di sensitività delle fasce di funzionamento delle strategie di controllo

S _{inf} - S _{sup} (%)	Strategia Euro			Strategia CO ₂		
	Ore di funzionamento (h)					
	Fascia L	Fascia M	Fascia H	Fascia L	Fascia M	Fascia H
30-85	1242	1906	500	917	2045	686
30-80	1242	1779	627	917	1798	933
30-75	1242	1636	770	917	1585	1146
25-85	1069	2079	500	771	2191	686
25-80	1069	1952	627	771	1944	933
25-75	1069	1809	700	771	1731	1146
20-85	899	2249	500	648	2314	686
20-80	899	2122	627	648	2067	933
20-75	899	1979	770	648	1854	1146

Al contrario, soglie più distanti (ad esempio 0.2 e 0.85) riducono il numero complessivo di ore in cui è possibile attivare le fasi di carica e scarica, limitando la flessibilità operativa del sistema. Inoltre, una distanza eccessiva tra le soglie comporta spesso una carica troppo anticipata dell'accumulo: in questo caso, parte dell'energia accumulata tende a dissiparsi prima di essere effettivamente utilizzata nelle ore a prezzo elevato o alta intensità di CO₂, riducendo così l'efficienza complessiva della strategia.

I valori scelti, pari a 0.25 e 0.80, rappresentano quindi un compromesso ottimale, in grado di garantire un numero adeguato di ore utili nelle diverse fasce e una differenziazione sufficiente del segnale di riferimento.

I set point di temperatura adottati nel modello, riportati nella Tabella 3.1, sono stati definiti in funzione della logica di controllo e delle esigenze operative del sistema pompa di calore-accumulo, con l'obiettivo di garantire un equilibrio tra efficienza energetica, stabilità operativa ed efficacia delle strategie di gestione. In particolare:

- HTSP (High Temperature Set Point) viene impiegato nelle fasce *M* con andamento crescente del segnale, in previsione di condizioni meno favorevoli nelle ore successive, così da consentire la carica dell'accumulo prima dell'aumento del prezzo o dell'intensità di CO₂;
- MTSP (Medium Temperature Set Point) è utilizzato nelle fasce *L*, caratterizzate da valori bassi del segnale, per evitare una carica eccessivamente anticipata e contenere le perdite termiche;

- LTSP (Low Temperature Set Point) è adottato nelle fasce H e nelle fasi di scarica, quando l'accumulo fornisce calore all'utenza e contribuisce a ridurre i prelievi elettrici nelle ore meno vantaggiose.

I parametri e i set point così definiti costituiscono l'insieme dei dati di input del modello numerico utilizzato per la valutazione comparativa delle strategie di controllo, i cui risultati sono presentati nel capitolo successivo.

4 Risultati

4.1 Modello pompa di calore

4.1.1 Il coefficiente di prestazione

Le Figure 4.1 e 4.2 mostrano il coefficiente di prestazione della pompa di calore nelle configurazioni acqua-acqua e aria-acqua, in funzione della temperatura di mandata e di quella della sorgente. In entrambi i casi si osserva come il COP diminuisca in modo pressoché esponenziale all'aumentare della temperatura di mandata, mentre prestazioni più elevate si ottengono per temperature di sorgente maggiori.

Questo andamento è coerente con l'efficienza teorica di Carnot e rappresenta un comportamento tipico delle pompe di calore. Le temperature di mandata e di sorgente determinano le condizioni di condensazione ed evaporazione del ciclo: una minore differenza tra la temperatura di condensazione e quella di evaporazione consente di incrementare l'efficienza complessiva. A conferma di ciò, con sorgente acqua a 20 °C e mandata a 35 °C si raggiunge un COP di circa 9, mentre con sorgente aria a -8 °C e mandata a 55 °C il valore scende a circa 2.5. Si tratta tuttavia di condizioni estreme, che si verificano raramente nel periodo invernale. In condizioni intermedie, le prestazioni si collocano in un intervallo compreso tra 3 e 5.5, valori tipici delle pompe di calore reali.

Le Figure 4.3 e 4.4 mostrano l'andamento del COP al variare del carico termico e della temperatura di mandata per le due sorgenti considerate. Come già osservato, il coefficiente di prestazione tende a ridursi con l'aumento della temperatura di mandata, mentre cresce con il carico fino a raggiungere un picco intorno ai 19 kW, per poi decrescere. Tale andamento riflette la caratteristica del rendimento isentropico del compressore, che raggiunge il proprio valore massimo in corrispondenza delle condizioni nominali e diminuisce progressivamente allontanandosi da esse. Di conseguenza, anche il COP presenta prestazioni ottimali in prossimità del punto nominale e un progressivo calo di efficienza in condizioni di funzionamento lontane da esso.

Risultati

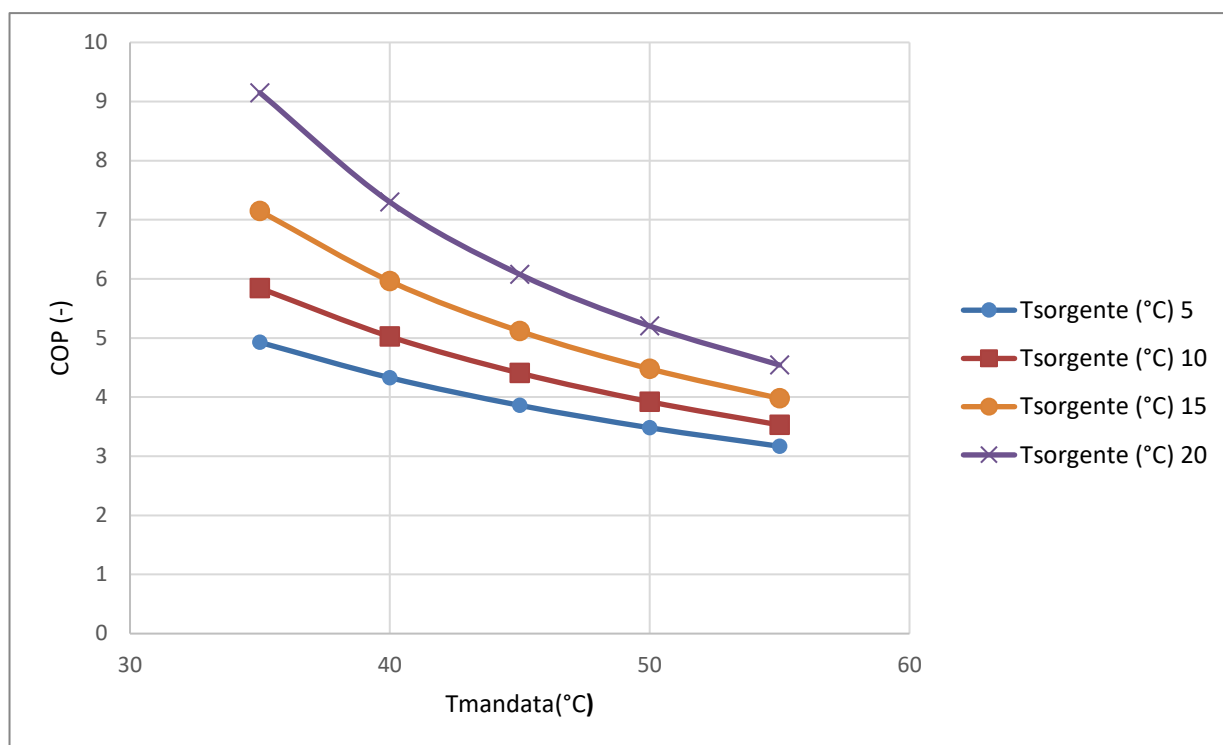


Figura 4.1 Prestazioni pompa di calore acqua-acqua al variare della temperatura di mandata e della temperatura di sorgente

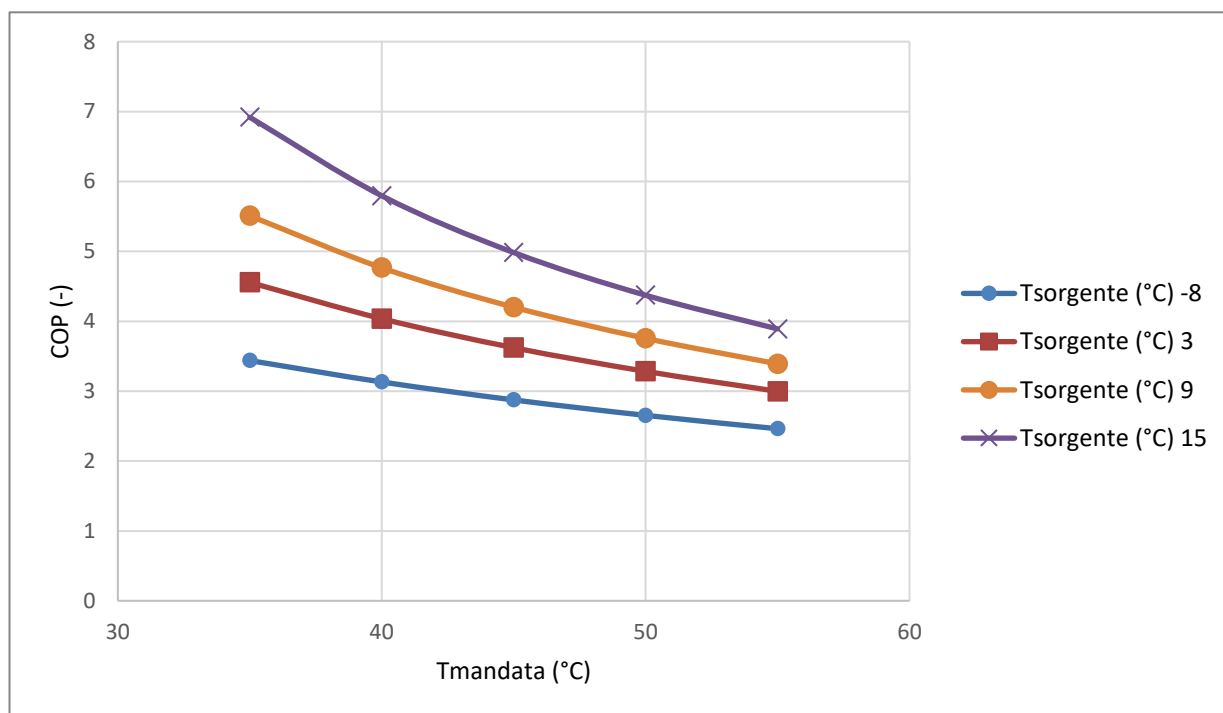


Figura 4.2 Prestazioni pompa di calore aria-acqua al variare della temperatura di mandata e della temperatura di sorgente

Risultati

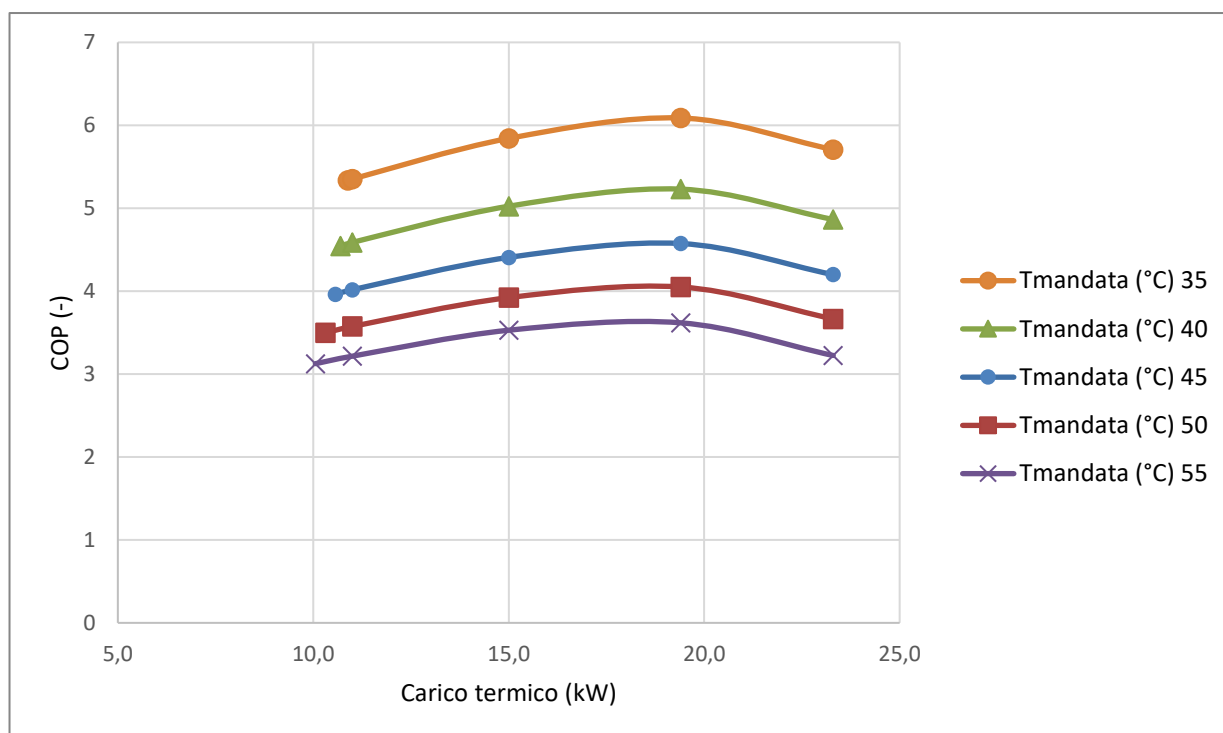


Figura 4.3 Prestazioni pompa di calore acqua-acqua al variare del carico termico e della temperatura di mandata

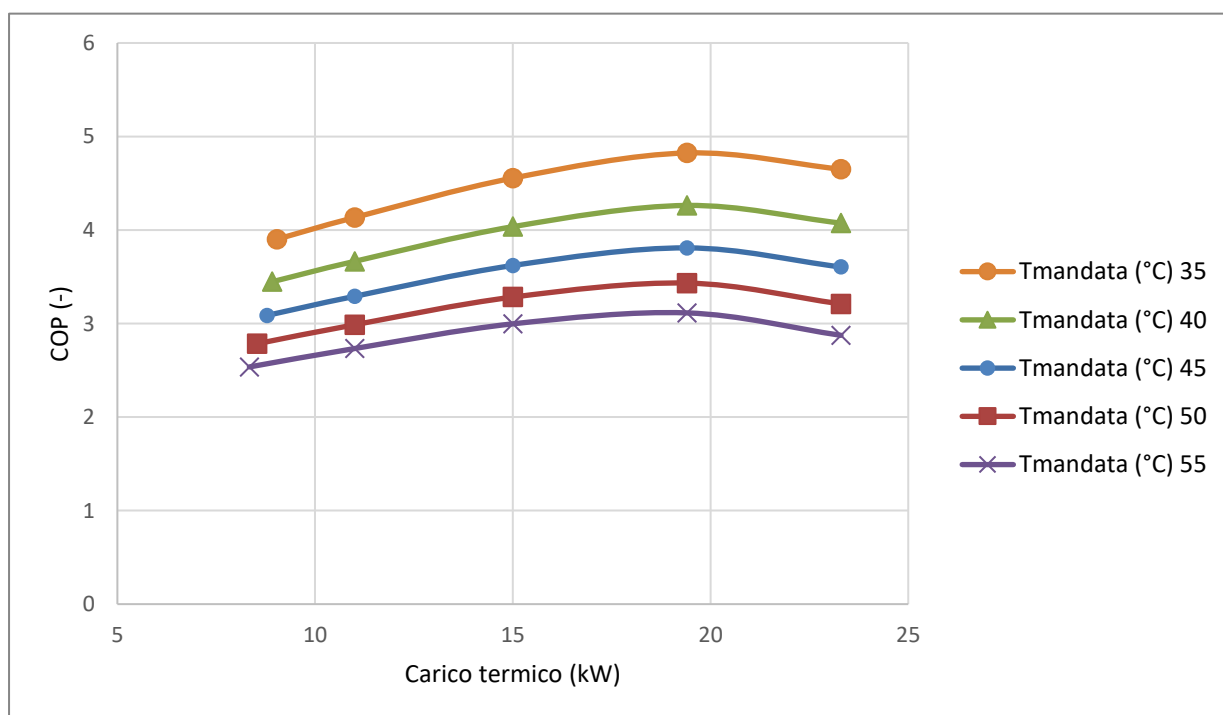


Figura 4.4 Prestazioni pompa di calore aria-acqua al variare del carico termico e della temperatura di mandata

Risultati

Tabella 4.1 Confronto prestazioni pompa di calore al variare della sorgente

$T_{\text{sorgente}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{mandata}} (^{\circ}\text{C})$	COP – sorgente acqua	COP – sorgente aria
5	30	4.8	4.9
5	35	4.3	4.3
5	40	3.8	3.9
5	45	3.4	3.5
5	50	3.1	3.2
10	30	5.7	5.8
10	35	4.9	5.0
10	40	4.3	4.4
10	45	3.8	3.9
10	50	3.5	3.5

Dall'analisi dei valori riportati in Tabella 4.1 si osserva come, a parità di condizioni di temperatura di mandata e di sorgente, le prestazioni della pompa di calore risultino sostanzialmente equivalenti al variare della sorgente. Le differenze di COP tra le due configurazioni non superano il decimo di punto, evidenziando come né la natura della sorgente né la tipologia di scambio termico influenzino in modo significativo il comportamento complessivo del ciclo. Ciò suggerisce che la temperatura di evaporazione, e quindi l'efficienza globale del sistema, non risultano particolarmente sensibili alle modalità con cui avviene lo scambio termico lato sorgente.

Da un punto di vista computazionale, invece, tra le due configurazioni si riscontra una differenza significativa nei tempi di simulazione. Nel caso di sorgente ad aria, infatti, il tempo necessario per ottenere un valore di COP in una data condizione è di circa 3.5 secondi, contro gli 1.7 secondi del modello ad acqua, con un incremento di circa il 106%. Tale differenza è dovuta alla maggiore complessità della modellazione dello scambiatore ad aria, che richiede due ulteriori procedure iterative interne: una per la zona di evaporazione e una per la zona di surriscaldamento. Questo aspetto evidenzia come, pur a fronte di prestazioni termodinamiche simili, la modellazione della configurazione aria-acqua risulti più onerosa dal punto di vista numerico e computazionale.

4.1.2 Le aree di scambio termico

Le Figure 4.5 e 4.6 mostrano la ripartizione delle aree di scambio termico nel condensatore e nell'evaporatore, al variare della temperatura di mandata, della temperatura di sorgente e della portata d'acqua al condensatore, per la configurazione acqua-acqua.

Risultati

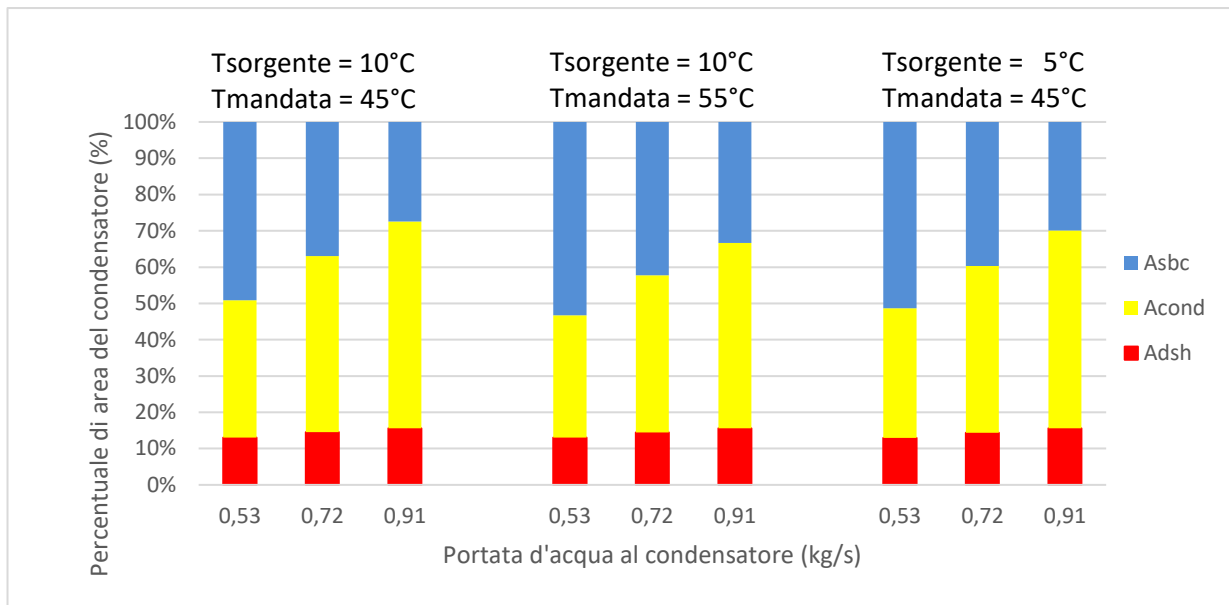


Figura 4.5 Ripartizione delle aree di scambio termico nel condensatore per diverse condizioni di temperatura e portata, configurazione acqua-acqua

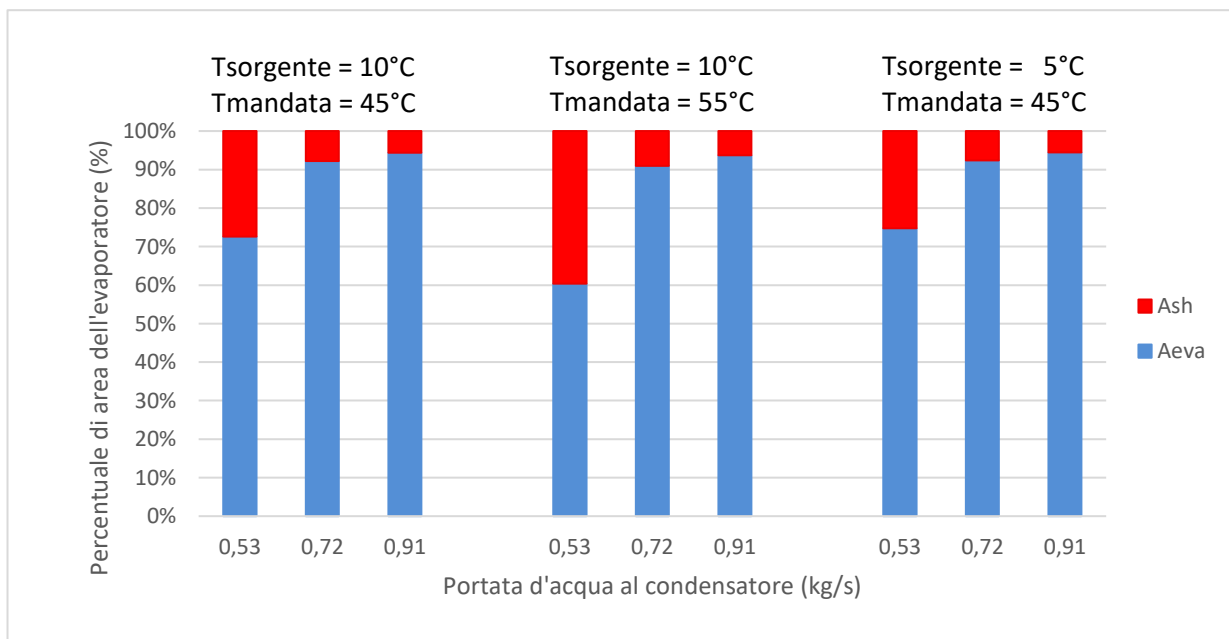


Figura 4.6 Ripartizione delle aree di scambio termico nell'evaporatore per diverse condizioni di temperatura e portata, configurazione acqua-acqua.

Poiché la configurazione con sorgente aria mostra andamenti analoghi, i relativi risultati non sono stati riportati, limitando l'analisi al caso acqua-acqua.

Dall'analisi dei grafici si osserva come la variazione delle aree sia più influenzata dalla portata d'acqua rispetto alle temperature di esercizio. L'area di desurrisaldamento, in particolare, rimane pressoché costante al variare delle condizioni

operative, mentre la superficie destinata alla condensazione e all'evaporazione tende ad aumentare con la portata. L'incremento di portata d'acqua determina, infatti, un aumento del carico termico, poiché le temperature di mandata e ritorno sono fissate dal modello. Per soddisfare tale maggiore richiesta di scambio, è necessario incrementare la portata di refrigerante, il che comporta un ampliamento dell'area necessaria per completare la condensazione e l'evaporazione. Ciò avviene nonostante l'aumento delle portate migliori il coefficiente globale di scambio termico: la maggiore quantità di calore da trasferire richiede comunque una superficie di scambio più estesa.

Si deduce che il corretto dimensionamento degli scambiatori è fondamentale per garantire il raggiungimento di adeguati livelli di sottoraffreddamento e surriscaldamento. In scambiatori sottodimensionati, infatti, l'aumento del carico potrebbe portare alla saturazione della superficie di scambio, impedendo di ottenere liquido sufficientemente sottoraffreddato all'ingresso della valvola di espansione e vapore surriscaldato al compressore. In tali circostanze, la valvola di laminazione non opererebbe nelle condizioni ottimali, mentre il compressore potrebbe operare in condizioni critiche con il rischio di danneggiamento.

4.1.3 Limite di funzionamento: numero minimo di giri

La Figura 4.7 mostra l'andamento della potenza termica minima erogabile dalla pompa di calore in configurazione aria-acqua, al variare della temperatura di mandata e della temperatura della sorgente. Si osserva che, all'aumentare della temperatura di mandata, la potenza minima tende a diminuire, mentre cresce con la temperatura di sorgente.

Tale comportamento è riconducibile alle variazioni del numero di giri minimo del compressore, il quale, come già discusso nel modello, dipende dal rapporto tra la portata massica di refrigerante e il prodotto tra densità del gas aspirato, rendimento volumetrico e volume di refrigerante spazzato per rivoluzione.

Quando la temperatura di mandata aumenta, cresce anche la pressione di condensazione e quindi il rapporto di compressione. Quest'ultimo determina una riduzione del rendimento volumetrico, che compare al denominatore nella relazione, e di conseguenza un incremento del numero di giri. Il limite minimo di funzionamento viene quindi raggiunto per portate di refrigerante inferiori, e la potenza termica erogabile risulta più bassa. In questo caso, la densità del refrigerante all'aspirazione (ρ_{r2}) non varia in modo significativo, poiché la pressione di evaporazione è praticamente invariata se la sorgente rimane a temperatura costante.

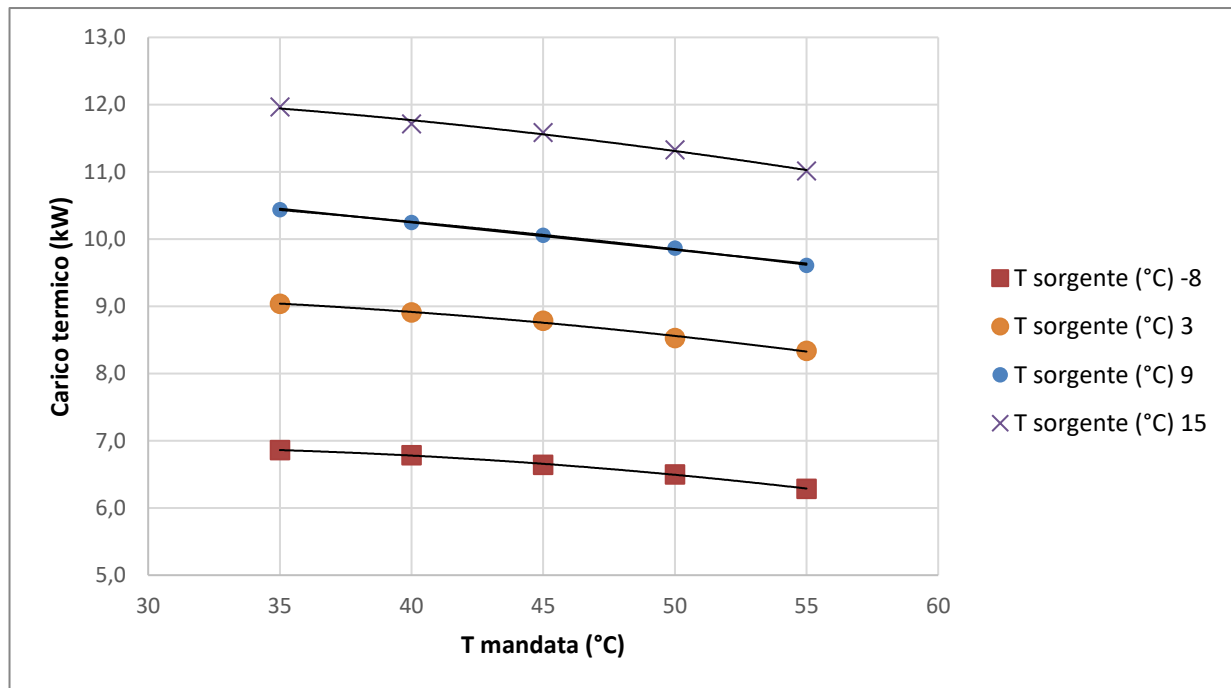


Figura 4.7 Potenza termica minima erogabile al variare della temperatura di mandata e di sorgente, configurazione aria-acqua

Viceversa, all'aumentare della temperatura della sorgente si verifica un incremento della pressione di evaporazione e, di conseguenza, della densità del refrigerante aspirato dal compressore; contemporaneamente il rapporto di compressione diminuisce e il rendimento volumetrico aumenta, ma l'effetto predominante è quello dell'aumento di densità. Ne risulta che il numero di giri minimo viene raggiunto in anticipo, ossia per portate di refrigerante e carichi termici più elevati.

In sintesi, la potenza termica minima erogabile dipende fortemente dalle condizioni operative: temperature di mandata più alte o sorgenti più fredde determinano il raggiungimento del numero minimo di giri a portate inferiori, riducendo la potenza minima erogabile dalla pompa di calore.

4.1.4 Confronto con dati di produttori

Per valutare la coerenza del modello con dati reali, le prestazioni simulate sono state confrontate con quelle dichiarate da cinque pompe di calore commerciali, scelte in base a tipologia di refrigerante, taglia e condizioni di esercizio analoghe.

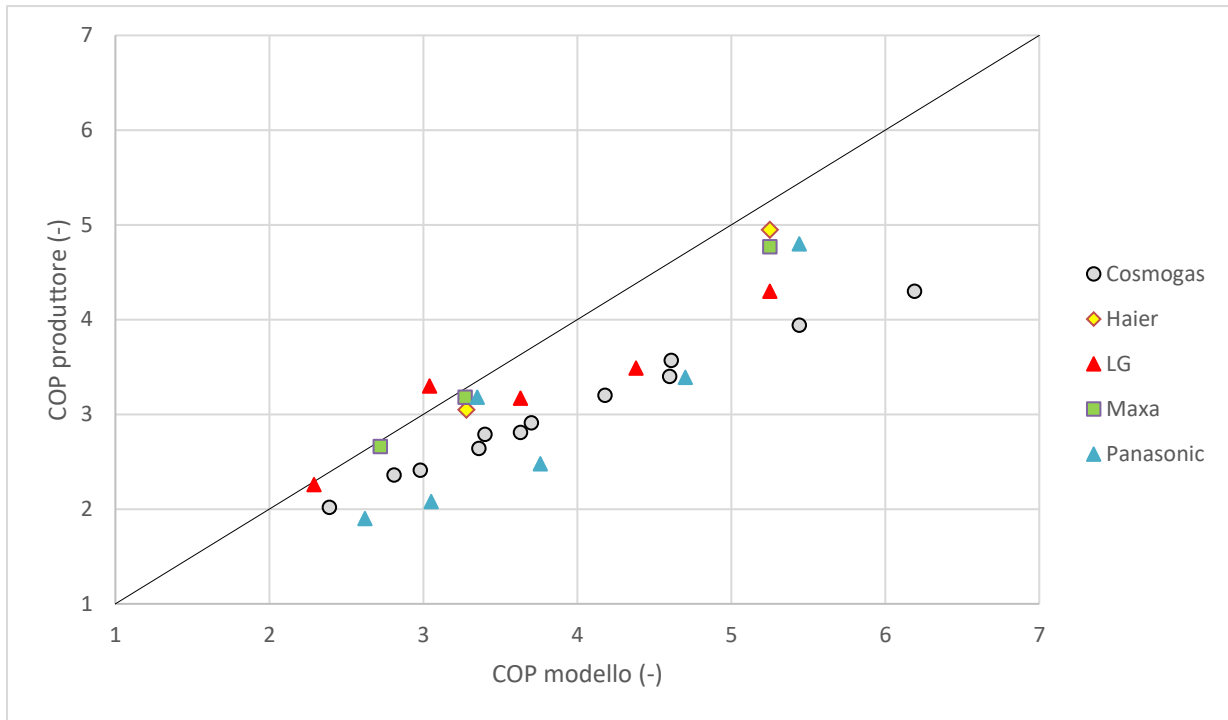


Figura 4.8 Confronto tra il COP previsti dal modello e i COP dichiarati dai produttori

I modelli considerati sono: Cosmogas (20 kW), Haier (16 kW), LG (16 kW), Maxa (22.8 kW) e Panasonic (20 kW) (schede tecniche¹).

Il confronto è stato eseguito mediante il Mean Absolute Error (MAE), definito come:

$$MAE = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |COP_{modello,i} - COP_{produttore,i}| \quad (4.1)$$

dove $COP_{modello,i}$ e $COP_{produttore,i}$ rappresentano rispettivamente i coefficienti di prestazione ottenuti dal modello e dichiarati dai produttori nella i -esima condizione di funzionamento.

¹ Cosmogas. *Sylentia 20T R290 – Scheda tecnica*. Disponibile su: <https://www.cosmogas.com/articolo-cosmogas/sylentia-r290/>

Haier. *Pompa di calore aria-acqua Split R290 – Dati tecnici*. Disponibile su: <https://www.haiercondizionatori.it/ita/prodotti/pompe-di-calore-aria-acqua/pompa-di-calore-aria-acqua-split-r290>

LG. *Therma V R290 – Scheda tecnica*. Disponibile su: <https://www.lg.com/it/pompe-di-calore-aria-acqua/r290/hn1639hc-nk0-hm163hf-ub60/>

Maxa. *Pompa di calore i290 0123*. Disponibile su: <https://www.maxa.it/it/prodotti-per-tipologia/pompe-di-calore/i-290>

Panasonic. *Aquarea M WH-WXG20ME8– Scheda tecnica*. Disponibile su: https://www.aircon.panasonic.eu/IT_it/happening/aquarea-t-cap-m-series/

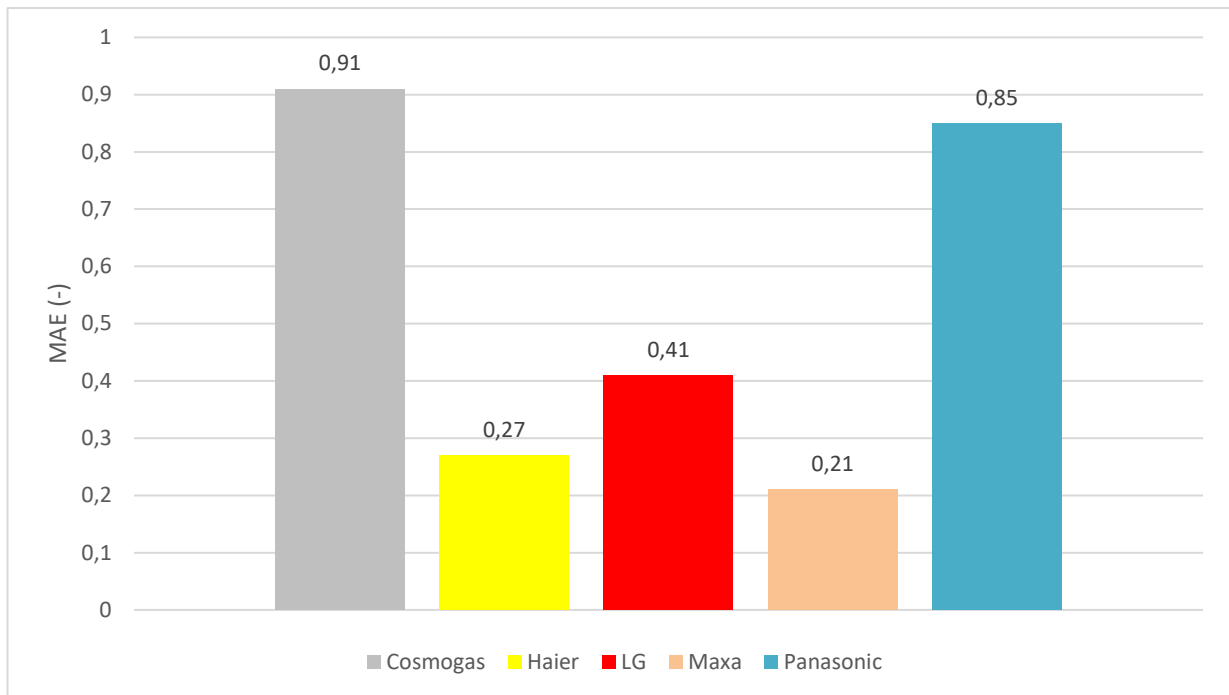


Figura 4.9 Errore medio assoluto (MAE) tra i COP previsti dal modello e quelli dichiarati dai produttori

Il MAE consente di valutare lo scostamento medio in valore assoluto tra le due serie di dati, evitando compensazioni dovute al segno dell'errore.

Dalla Figura 4.8 osserva che il modello fornisce risultati complessivamente coerenti, con i punti che si distribuiscono in prossimità della bisettrice. È tuttavia evidente una tendenza generale alla sovrastima dei COP, attribuibile alla natura stazionaria del modello, che non considera fenomeni transitori o cicli di sbrinamento, i quali riducono le prestazioni reali.

Dall'analisi dell'errore medio assoluto emerge che le pompe di calore Maxa e Haier risultano le più vicine alle previsioni del modello, con un MAE inferiore a 0.3. La macchina LG mostra uno scostamento leggermente superiore, mentre le tecnologie Panasonic e Cosmogas presentano differenze più marcate, con valori del MAE prossimi a 0.9.

Nel complesso, il confronto mostra una buona coerenza tra i valori simulati e quelli dichiarati, evidenziando che il modello è in grado di riprodurre l'andamento delle prestazioni delle pompe di calore commerciali, pur con le semplificazioni introdotte.

4.1.5 Approfondimento valvola di laminazione

In questo paragrafo si analizza come il coefficiente della valvola di laminazione c_{vl} vari in funzione delle temperature di sorgente e di mandata.

Riscrivendo l'equazione (2.31) è possibile esprimere il coefficiente come:

$$c_{vl} = \frac{\dot{m}_r}{\sqrt{2 \rho_{l,cond} (p_{cond} - p_{eva})}} \quad (4.2)$$

Attraverso tale equazione, il valore di c_{vl} è stato calcolato per diverse condizioni operative della pompa di calore; i risultati sono riportati nella Figura 4.10.

Dal grafico si osserva che il coefficiente cresce linearmente con la temperatura della sorgente, come confermato dagli elevati valori del coefficiente di determinazione R^2 . Tale comportamento si mantiene anche per diverse temperature di mandata, evidenziando una chiara coerenza dell'andamento.

In letteratura, Viviescas e Bernier (2024) hanno adottato un approccio analogo, ricavando l'equivalente del coefficiente c_{vl} tramite regressioni lineari basate sulle pressioni di condensazione ed evaporazione. Ciò suggerisce che la dipendenza del coefficiente da tali pressioni possa essere descritta in modo lineare, coerentemente con quanto osservato in questa analisi. In particolare, il grado di apertura della valvola tende a ridursi all'aumentare della pressione di condensazione, mentre cresce con l'aumento della pressione di evaporazione, confermando l'influenza diretta delle condizioni termodinamiche sul suo comportamento.

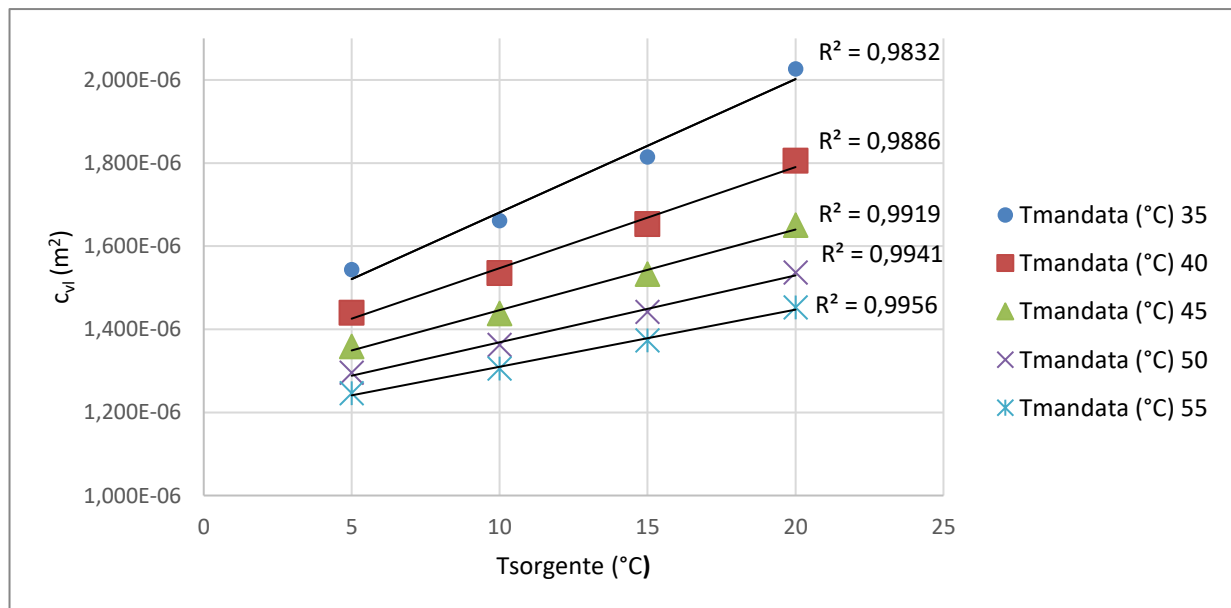


Figura 4.10 Coefficiente della valvola di laminazione in funzione della temperatura di sorgente e di mandata, configurazione acqua-acqua

4.2 Strategie di controllo e flessibilità energetica

Le Figure 4.11 e 4.12 riportano la variazione percentuale del costo totale e della CO₂ emessa rispetto alla strategia NO TES, in funzione della capacità del serbatoio di accumulo termico (TES) e delle due strategie di gestione analizzate, Euro e CO₂, per la configurazione aria-acqua della pompa di calore.

Dall'analisi dei grafici emerge che, contrariamente agli obiettivi per cui sono state sviluppate, entrambe le strategie determinano un incremento dei costi e delle emissioni rispetto alla condizione di riferimento. In particolare, all'aumentare della capacità di accumulo, l'effetto risulta più marcato: per la strategia Euro il costo cresce di circa l'8% con 1000 L di TES fino a raggiungere il 13.8% con 3000 l, mentre per la strategia CO₂ le emissioni aumentano dal 9.4% al 12.1%.

Questo comportamento è legato all'incremento dell'energia assorbita, le cui variazioni percentuali sono persino superiori a quelle del costo e della CO₂.

La causa principale dell'aumento dell'energia assorbita risiede nelle diverse condizioni operative in cui la pompa di calore si ritrova in fase di carica dell'accumulo: per poter stoccare un maggior quantitativo di energia è necessario che la pompa di calore produca l'acqua a una temperatura più elevata rispetto a quella di alimentazione diretta dell'utenza. L'incremento della temperatura di mandata comporta un aumento della pressione di condensazione e, conseguentemente, una riduzione del COP della macchina, che richiede maggiore energia elettrica per generare lo stesso calore utile.

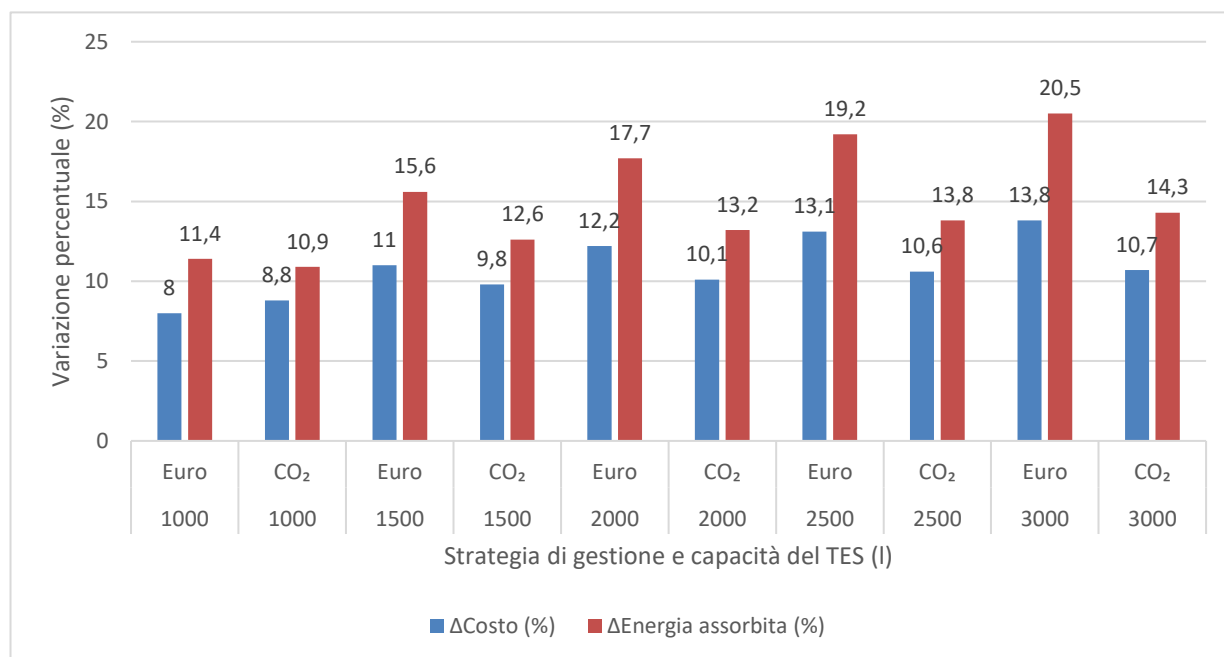


Figura 4.11 Variazione percentuale del costo e dell'energia elettrica assorbita rispetto alla strategia No TES, al variare della capacità del TES e della strategia di gestione. Configurazione pompa di calore: aria-acqua

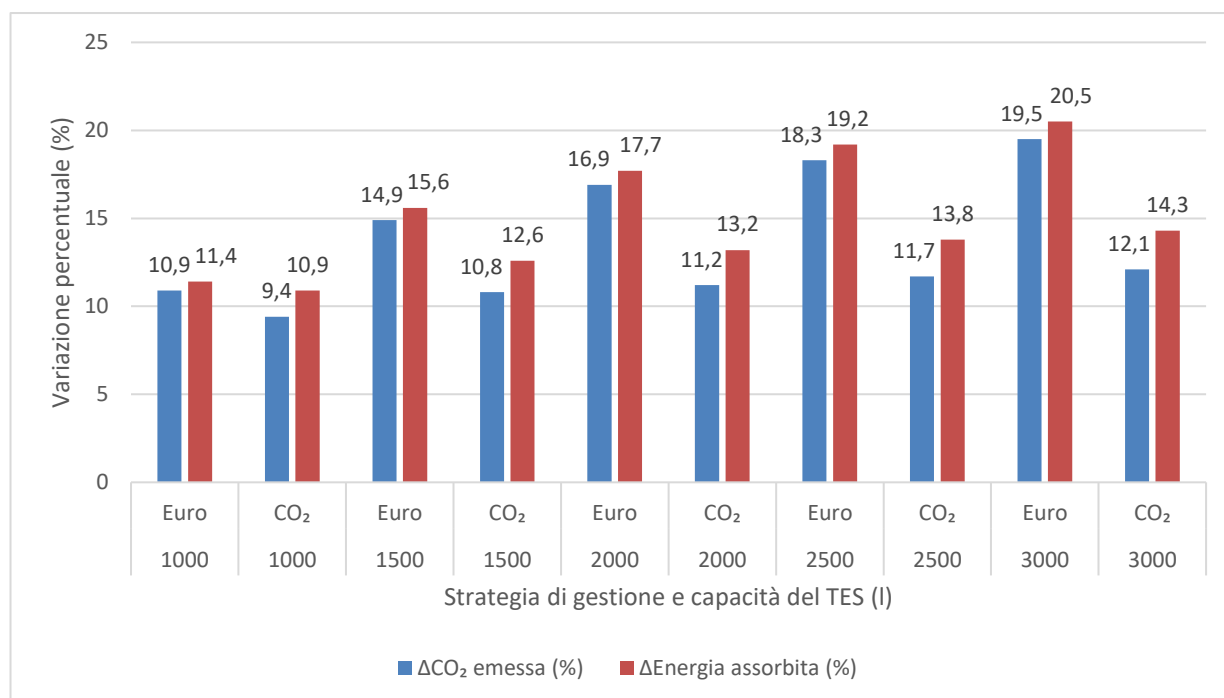


Figura 4.12 Variazione percentuale della CO₂ emessa e dell'energia elettrica assorbita rispetto alla strategia No TES, al variare della capacità del TES e della strategia di gestione. Configurazione pompa di calore: aria-acqua

In sostanza, sebbene le strategie riescano effettivamente a spostare l'energia assorbita verso le ore meno costose o a minore intensità di CO₂, la riduzione del COP vanifica i benefici economici e ambientali attesi. Di conseguenza, pur presentando incrementi più contenuti rispetto all'energia assorbita, i costi e le emissioni rimangono comunque superiori al caso NO TES.

L'andamento complessivo è confermato anche dal grafico della Figura 4.13, che mostra come varia lo SCOP in funzione della capacità del TES.

La prestazione stagionale della strategia NO TES si attesta intorno a 4.8, un valore più elevato rispetto alle strategie CO₂ ed Euro, che vedono calare progressivamente l'efficienza rispettivamente fino a circa 4.3 e 4.

Sebbene la strategia Euro risulti apparentemente più penalizzante, ciò è attribuibile alla distribuzione delle fasce orarie di prezzo analizzate nel Capitolo 3 (Tabella 3.1): nella strategia Euro si registra un numero maggiore di ore nelle fasce basse e medie e un numero inferiore in quella alta rispetto alla strategia CO₂; ciò comporta un maggior periodo di tempo dedicato alla carica del TES e, di conseguenza, più ore di funzionamento della pompa di calore a prestazioni inferiori.

Complessivamente, l'aumento della capacità di accumulo migliora la flessibilità energetica del sistema, riducendo tuttavia l'efficienza complessiva e incrementando costi ed emissioni. Di conseguenza, i potenziali benefici delle due strategie di ottimizzazione risultano limitati.

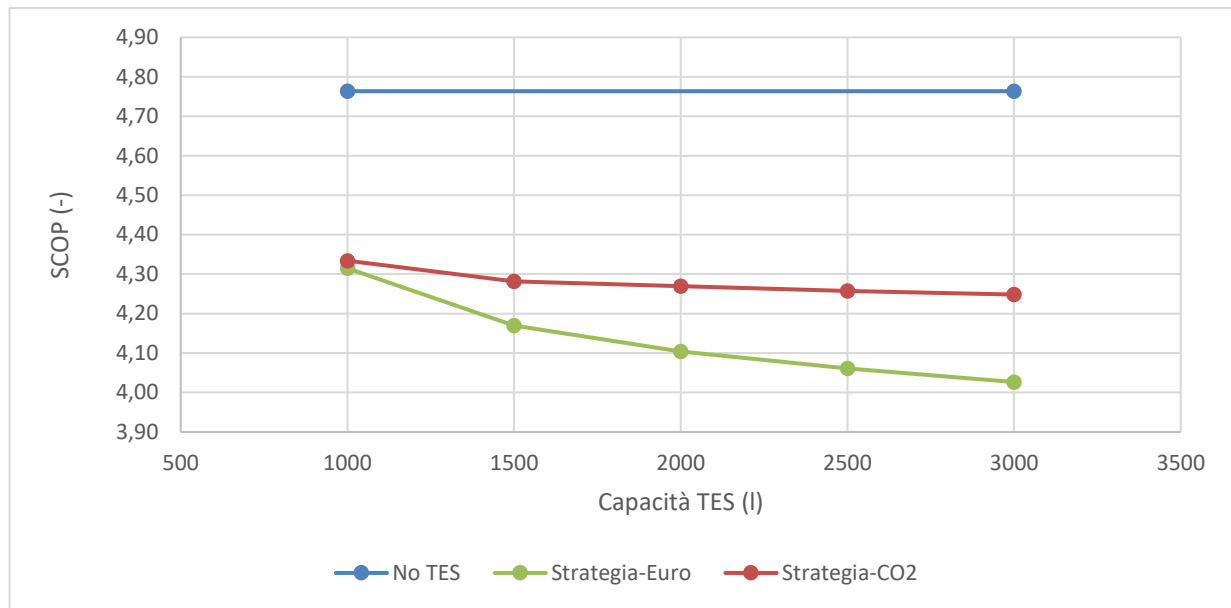


Figura 4.13 SCOP della pompa di calore aria-acqua in funzione della capacità del TES e della strategia di controllo

Per la configurazione acqua-acqua gli andamenti sono analoghi, sia in termini di prestazioni, sia riguardo al peggioramento dell'efficienza con l'aumentare della capacità del serbatoio di accumulo. Per questo motivo, i risultati relativi a tale configurazione non sono riportati. Sono tuttavia presentati i valori assoluti di costo, emissioni ed energia assorbita per la strategia NO TES, da cui emergono differenze significative tra le due configurazioni: 828 €, 1600 kg e 7507 kWh per la sorgente ad aria, contro 766 €, 1485 kg e 7031 kWh per quella ad acqua. Tale scostamento è attribuibile all'ipotesi di temperatura della sorgente idrica costante a 10 °C, mediamente più elevata rispetto a quella dell'aria, che consente alla pompa di calore di operare con prestazioni migliori e minori consumi.

4.2.1 Analisi giornaliera del funzionamento della pompa di calore

In questo paragrafo viene analizzato nel dettaglio un giorno rappresentativo di funzionamento della pompa di calore, al fine di confrontare come varia il comportamento del sistema con l'applicazione di due strategie differenti: la Strategia Euro e la strategia NO TES.

A tal fine è stato scelto il 10 gennaio 2024, giorno caratterizzato da una buona variabilità del prezzo dell'energia elettrica, utile per osservare effetti del controllo basato sul costo orario. L'andamento del prezzo dell'energia elettrica e delle soglie inferiore e superiore che definiscono le fasce di prezzo è riportato in Figura 4.14. Le Figure 4.15 e 4.16 mostrano rispettivamente la temperatura del serbatoio di accumulo termico (TES) da 3000 litri e la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore nelle due strategie considerate, in configurazione aria-acqua.

Risultati

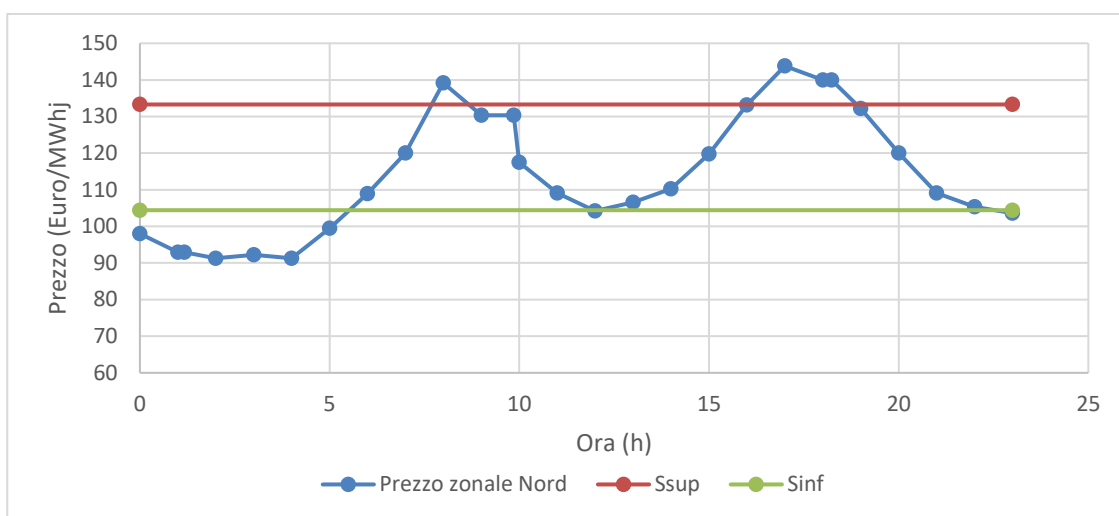


Figura 4.14 Andamento del prezzo zonale Nord del 10 gennaio 2024 e soglie inferiore e superiore di prezzo della strategia Euro

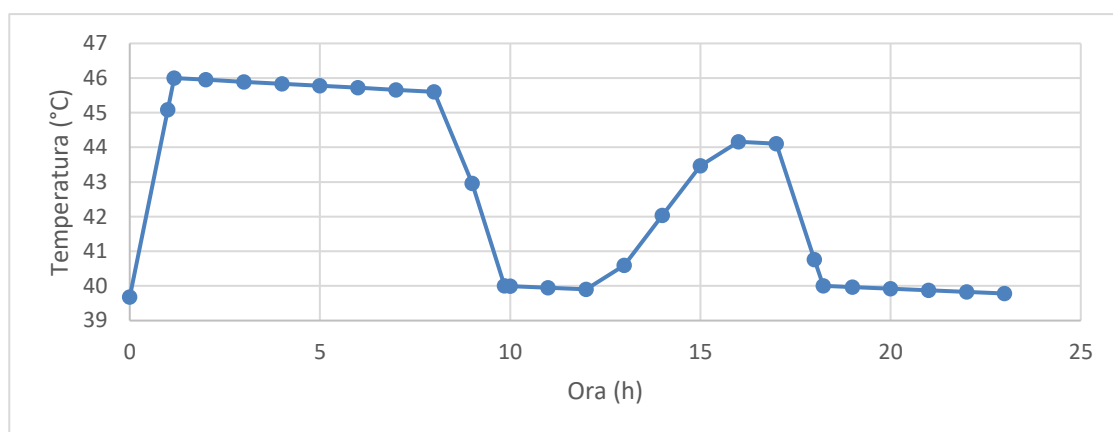


Figura 4.15 Andamento della temperatura del serbatoio di accumulo termico (TES) da 3000 litri nella giornata del 10 gennaio 2024

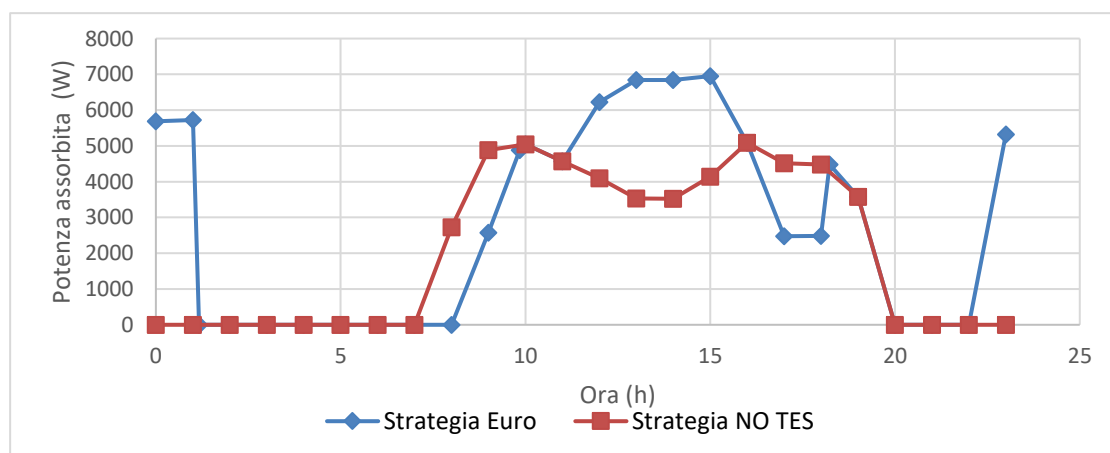


Figura 4.16 Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore in configurazione aria-acqua nella giornata del 10 gennaio 2024 per le strategie No TES e Euro

Nelle prime ore della giornata, poiché la temperatura dell'accumulo è di circa 40 °C, la strategia Euro, sfruttando il prezzo energetico più basso, attiva la pompa di calore per ricaricare il serbatoio fino a circa 46 °C, generando un primo picco di potenza assorbita.

Grazie all'energia termica immagazzinata, intorno alle ore 9, mentre la strategia NO TES accende la pompa di calore per alimentare direttamente l'utenza, la strategia Euro utilizza l'accumulo per coprire la domanda termica, in concomitanza con il primo picco di prezzo dell'energia elettrica.

Esaurita la capacità utile del TES, la pompa di calore nella strategia Euro deve riattivarsi. Intorno alle ore 12, poiché il prezzo dell'energia si trova nella fascia media e tende ad aumentare nelle ore successive, il sistema assorbe potenza per soddisfare contemporaneamente l'utenza e ricaricare l'accumulo, operando a temperature di mandata più elevate.

Nel tardo pomeriggio, intorno alle ore 17, quando il prezzo raggiunge il secondo picco, il serbatoio viene scaricato per ridurre il prelievo dalla rete. Tuttavia, la potenza erogata dall'accumulo non è sufficiente a soddisfare completamente il fabbisogno termico, e la pompa di calore deve comunque funzionare, seppur a carichi ridotti. La giornata si conclude con una nuova fase di carica avviata intorno alla mezzanotte, il cui effetto sull'aumento della temperatura non è ancora visibile nel giorno analizzato.

Dall'analisi dei prelievi di energia si comprende il motivo per cui la strategia Euro, pur basandosi su una logica di ottimizzazione economica, non riesce a ridurre i costi complessivi. Nelle ore centrali della giornata, la necessità di alimentare simultaneamente l'utenza e ricaricare l'accumulo comporta un forte incremento dell'energia elettrica assorbita, poiché la pompa di calore opera a temperature di mandata superiori a quelle normalmente richieste.

Nel giorno analizzato, il consumo totale di energia elettrica passa da circa 50 kWh per la strategia No TES a 67 kWh per la strategia Euro, con un aumento del 34%. Di conseguenza, anche il costo giornaliero cresce da 6.2 € a 7.7 €, pari a un incremento di circa il 24%.

Sebbene la strategia eviti il funzionamento nelle ore di prezzo più alto, l'aumento dell'energia richiesta annulla i benefici economici, portando a un risultato finale più oneroso.

In sintesi, la variabilità del prezzo dell'energia elettrica non è sufficiente a compensare il degrado delle prestazioni della pompa di calore dovuto alle maggiori temperature di mandata, motivo per cui le strategie Euro e CO₂ non risultano ottimali per la minimizzazione dei costi o delle emissioni.

4.2.2 Quantificazione della flessibilità energetica

In questo paragrafo viene valutata la flessibilità energetica del sistema pompa di calore, intesa come la capacità di spostare il proprio consumo elettrico e la produzione termica dalle ore a più alto costo o intensità di emissione di CO₂ verso quelle a costo o impatto ambientale inferiori.

Per tale analisi viene impiegato l'indicatore di flessibilità F introdotto nel sotto-capitolo 3.2.

La Figura 4.17 mostra, per la configurazione acqua-acqua, l'andamento della flessibilità energetica riferita all'energia termica prodotta in funzione del costo dell'energia. Si osserva che, all'aumentare della capacità del serbatoio di accumulo, la strategia Euro consente di incrementare progressivamente la flessibilità, passando dal 19.6% con 1000 l al 35.5% con 3000 l. Anche la strategia CO₂ presenta una leggera crescita, pur mantenendo valori di flessibilità complessivamente inferiori. Tale comportamento è coerente con la logica delle due strategie: mentre la strategia Euro mira a ridurre i costi energetici, quella CO₂ persegue la minimizzazione delle emissioni, risultando quindi meno sensibile alla variabilità del prezzo. Nonostante ciò, il fatto che anche in quest'ultima si riscontrino valori positivi di flessibilità indica una parziale sovrapposizione tra le ore a basso costo e quelle a bassa intensità di carbonio.

La Figura 4.18 mostra un andamento analogo, ma riferito all'energia elettrica assorbita. In questo caso, la flessibilità risulta complessivamente maggiore rispetto a quella termica, raggiungendo con la strategia Euro un valore massimo del 44.2% con 3000 l di accumulo.

La maggiore ampiezza dei valori di flessibilità elettrica è attribuibile alla variabilità del COP della pompa di calore: durante le fasi di carica del TES, la macchina lavora a temperature di condensazione più elevate, con conseguente diminuzione del rendimento e incremento dei consumi elettrici. Inoltre, la necessità di alimentare contemporaneamente l'utenza e caricare l'accumulo comporta un aumento dell'energia assorbita nelle fasce di costo medio-basse, che amplifica artificialmente il valore dell'indicatore F .

Per tale ragione, l'indice calcolato sull'energia termica risulta generalmente più rappresentativo della reale capacità del sistema di spostare il carico.

Le Figure 4.19 e 4.20 riportano invece la flessibilità energetica, rispettivamente sull'energia termica e su quella elettrica, calcolata in funzione dell'intensità di emissione di CO₂. In questi casi, la strategia CO₂ mostra valori sensibilmente più elevati, pari a circa 22% per l'energia termica e 29.2% per quella elettrica con accumulo di 3000 l, rispetto ai valori di 6.3% e 6.4% ottenuti con la strategia Euro.

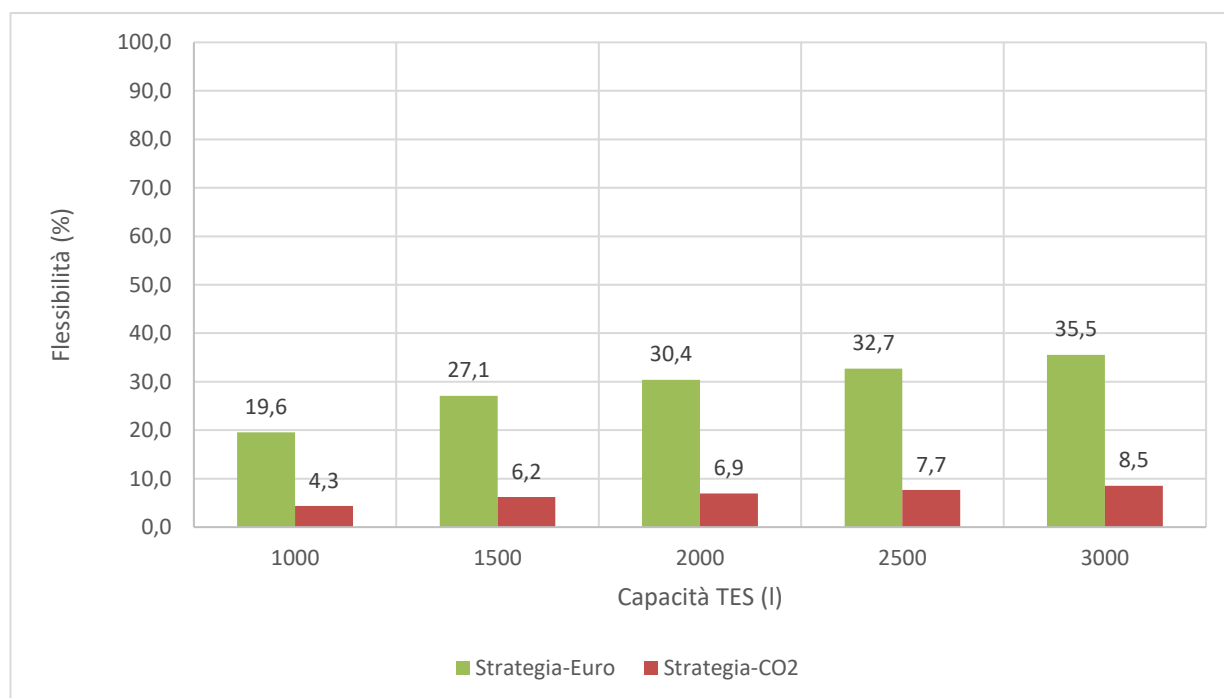


Figura 4.17 Flessibilità energetica sull'energia termica in funzione del costo dell'energia, al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: acqua-acqua

Tuttavia, le flessibilità ottenute in base all'intensità di carbonio risultano inferiori a quelle riferite al costo dell'energia. Le principali cause sono due: da un lato, la strategia CO₂ presenta un numero minore di ore di attivazione rispetto alla Euro, riducendo l'efficacia complessiva del controllo; dall'altro, la variabilità dell'intensità di carbonio è generalmente più contenuta rispetto a quella del prezzo dell'energia, limitando le differenze tra le fasce e quindi il margine di spostamento del carico.

Le Figure 4.21–4.24 mostrano gli stessi risultati per la configurazione aria-acqua. Gli andamenti ottenuti risultano analoghi a quelli della configurazione acqua-acqua, sia in termini di comportamento sia di valori assoluti, nonostante la maggiore variabilità termica della sorgente aria.

In conclusione, sebbene le strategie di gestione non abbiano dimostrato un'effettiva riduzione di costi ed emissioni, esse consentono comunque di raggiungere livelli di flessibilità energetica significativi, evidenziando la potenzialità del sistema nell'adattare i propri cicli di funzionamento alla variabilità esterna del mercato energetico e delle emissioni.

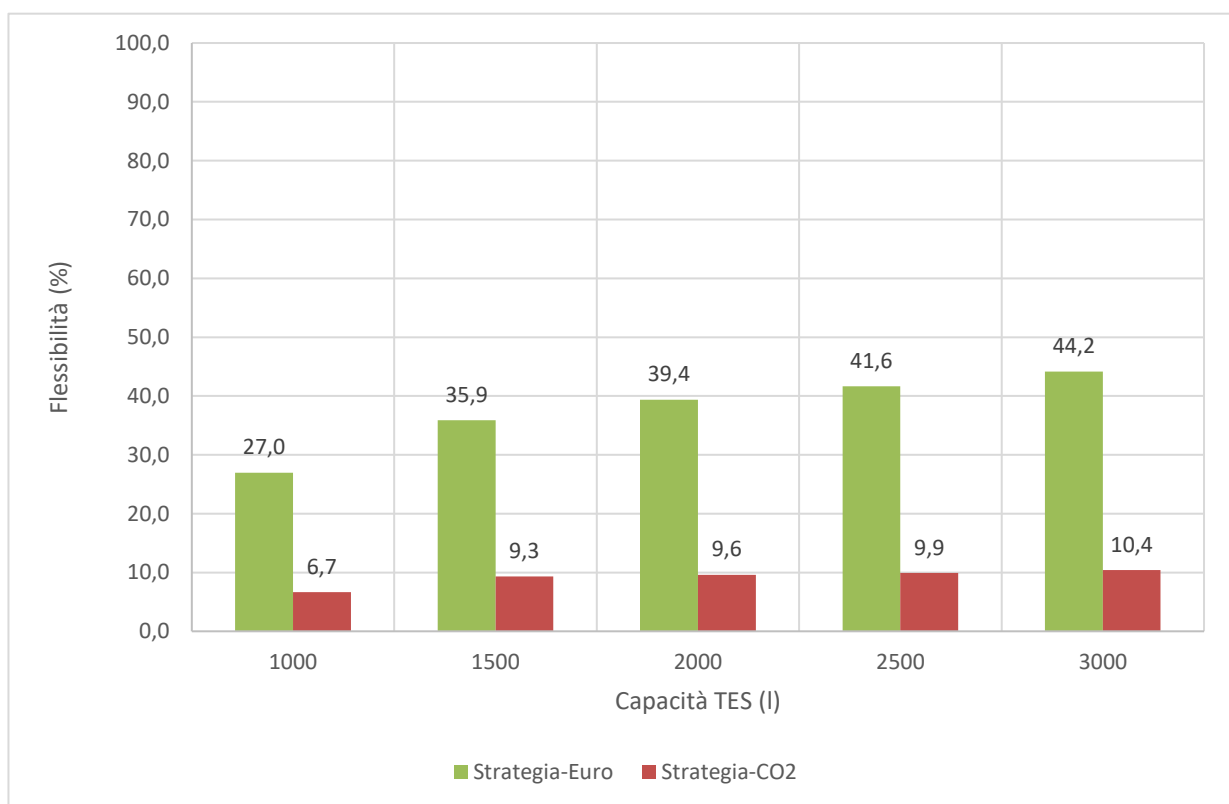


Figura 4.18 Flessibilità energetica sull'energia elettrica in funzione del costo dell'energia, al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: acqua-acqua

Risultati

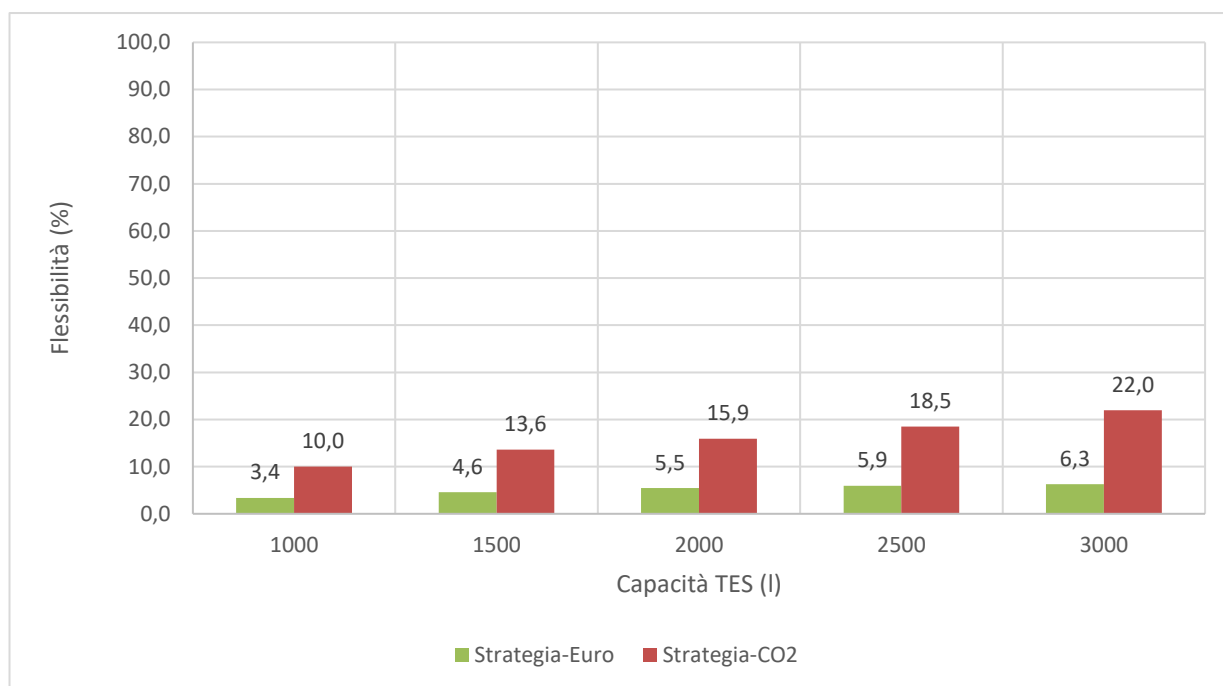


Figura 4.19 Flessibilità energetica sull'energia termica in funzione delle emissioni di CO₂, al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: acqua-acqua



Figura 4.20 Flessibilità energetica sull'energia elettrica in funzione delle emissioni di CO₂, al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: acqua-acqua

Risultati

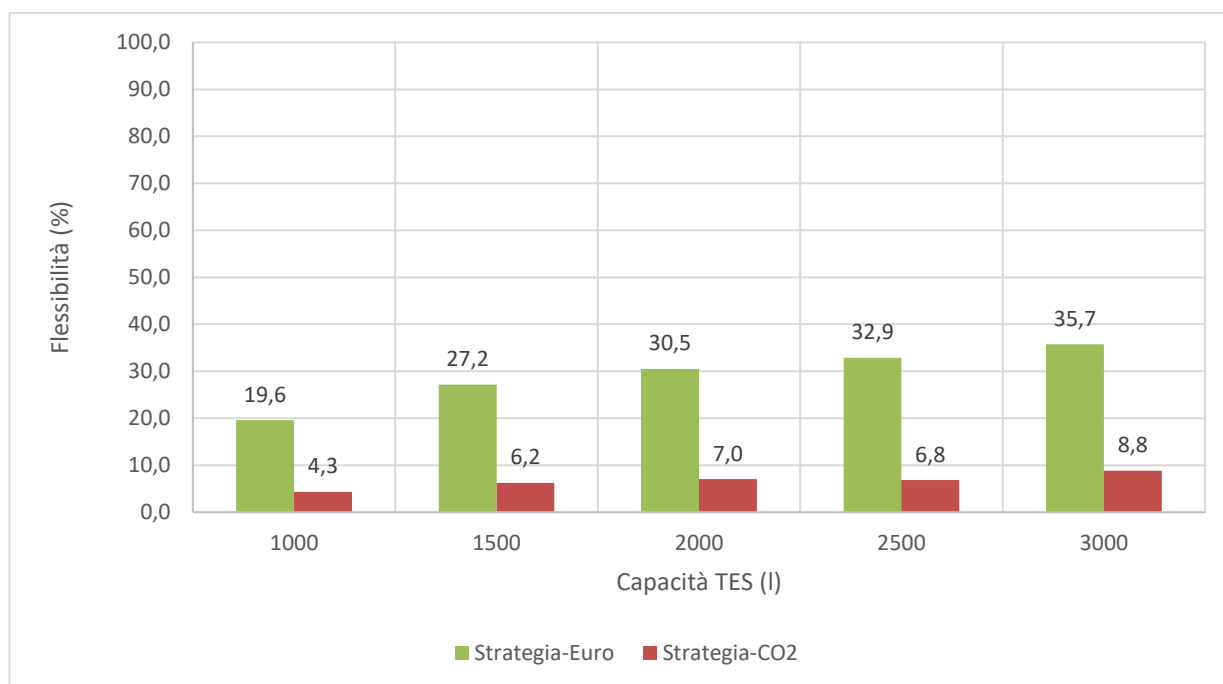


Figura 4.21 Flessibilità energetica sull'energia termica in funzione del costo dell'energia, al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: aria-acqua

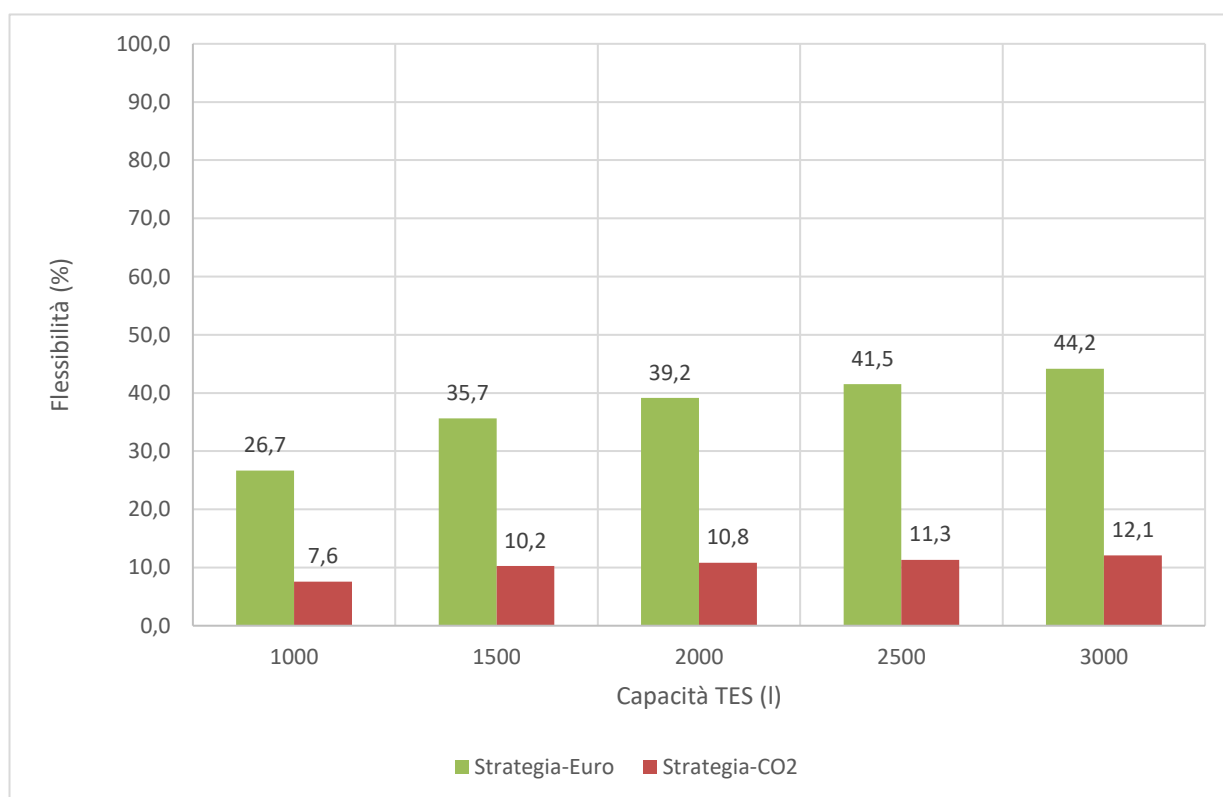


Figura 4.22 Flessibilità energetica sull'energia elettrica in funzione del costo dell'energia, al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: aria-acqua

Risultati

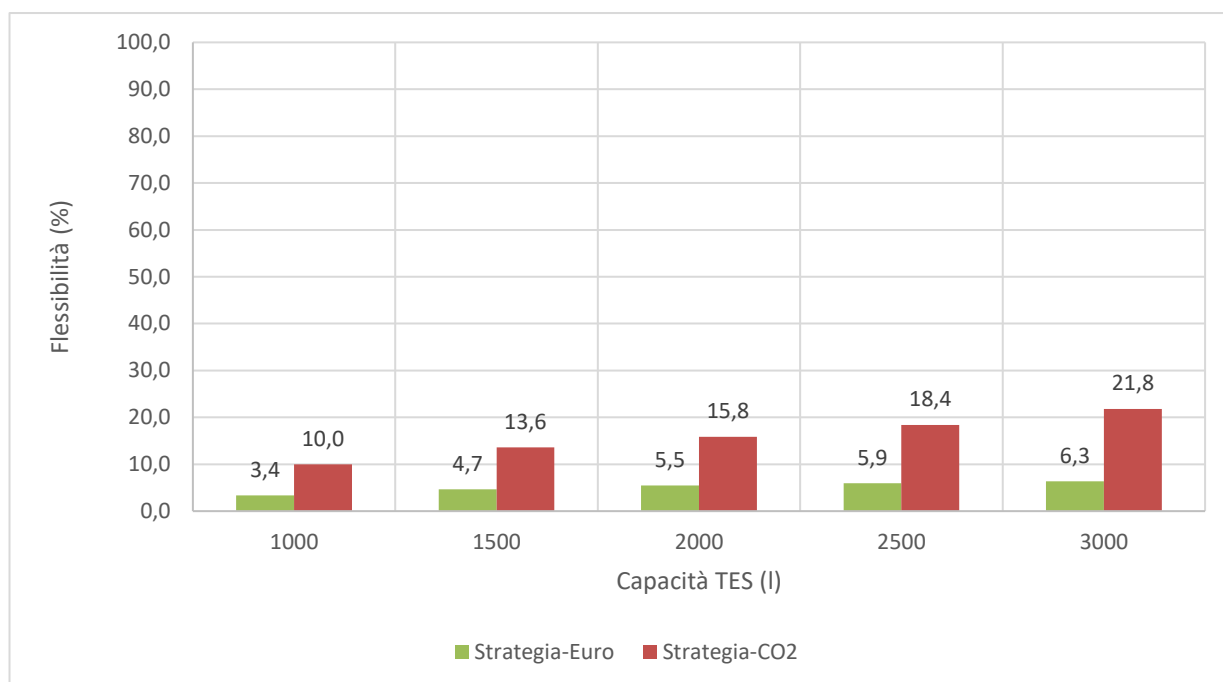


Figura 4.23 Flessibilità energetica sull'energia termica in funzione delle emissioni di CO₂, al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: aria-acqua

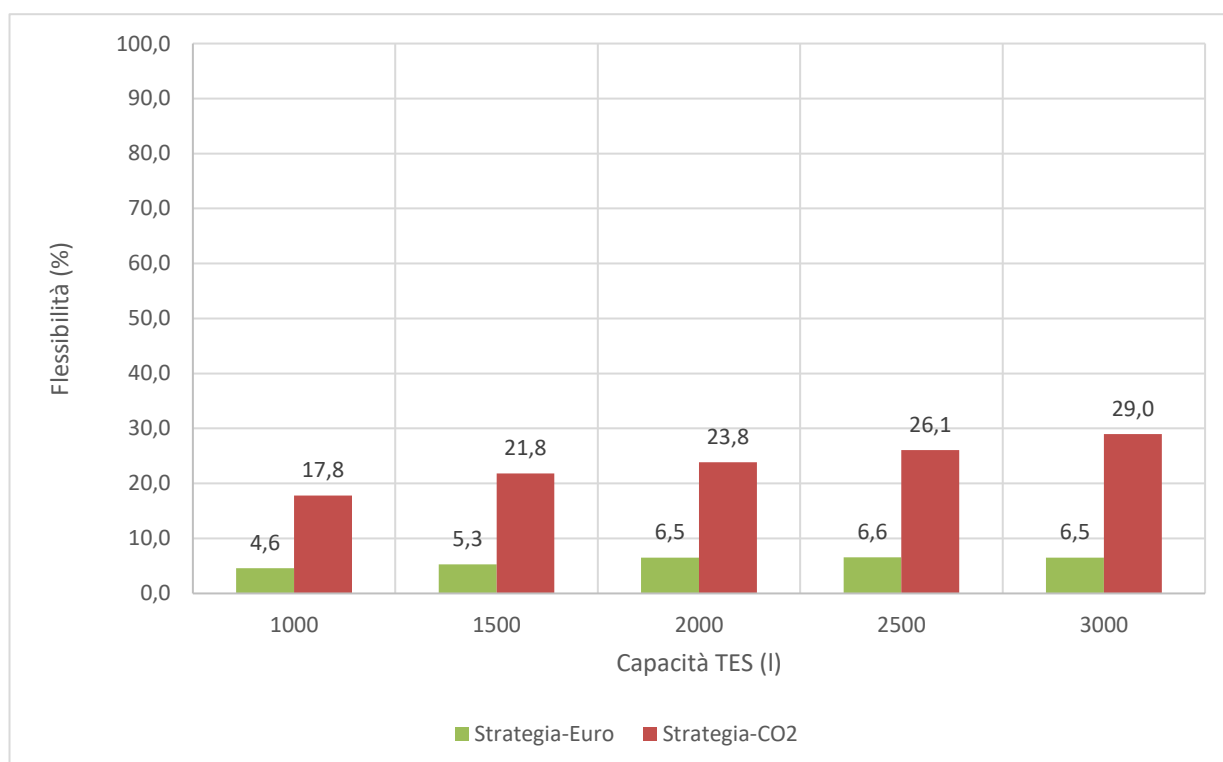


Figura 4.24 Flessibilità energetica sull'energia elettrica in funzione delle emissioni di CO₂, al variare della capacità del TES e della strategia. Configurazione pompa di calore: aria-acqua

5 Conclusioni

Il lavoro presentato in questa tesi ha avuto come obiettivo lo sviluppo di un modello numerico di pompa di calore, successivamente integrato con un modello di accumulo termico sensibile, al fine di effettuare valutazioni sulla flessibilità energetica dell'intero sistema.

In letteratura sono disponibili numerosi approcci alla modellazione delle pompe di calore; in questo lavoro si è scelto di sviluppare un modello white-box stazionario, di semplice interpretazione e completamente descritto nei suoi aspetti costruttivi, senza ricorrere a software complessi o commerciali. Il modello della pompa di calore è stato realizzato a partire dalla modellazione dei singoli componenti, successivamente integrati nel sistema complessivo.

Particolare attenzione è stata rivolta agli scambiatori di calore, modellati secondo un approccio a parametri concentrati con suddivisione in zone mobili (*moving boundary approach*) in funzione dello stato termodinamico del refrigerante. Tale impostazione ha consentito di analizzare nel dettaglio il comportamento del ciclo in differenti condizioni operative.

La pompa di calore considerata è a numero di giri variabile, e il modello sviluppato tiene conto dei limiti di funzionamento del compressore, consentendo di determinare in ogni condizione la potenza termica massima e minima erogabile, rendendo così la simulazione più realistica e rappresentativa del comportamento effettivo della macchina.

La principale novità del lavoro consiste nell'integrazione del modello della pompa di calore con un accumulo termico sensibile, impiegato come leva di flessibilità per lo spostamento dei carichi energetici. In letteratura, le analisi di questo tipo sono generalmente condotte su sistemi pompa di calore–edificio, dove l'involucro edilizio funge da accumulo termico. In questo studio, invece, l'elemento principale di flessibilità è rappresentato dal serbatoio di accumulo termico, per il quale sono state considerate diverse capacità, così da valutare come la sua dimensione influisca sulle prestazioni complessive del sistema.

Per quanto riguarda l'attendibilità del modello, pur in assenza di dati sperimentali diretti, è stato condotto un confronto con i dati dichiarati da cinque diversi produttori di pompe di calore. Il confronto sul COP, valutato mediante l'errore medio assoluto (MAE), ha mostrato valori compresi tra 0.2 e 0.3 nei casi migliori, a conferma della buona capacità predittiva del modello.

Per analizzare il comportamento del sistema pompa di calore–accumulo, sono state definite due strategie di controllo rule-based, basate rispettivamente sul prezzo orario dell'energia elettrica (strategia Euro) e sull'intensità oraria di carbonio (strategia CO₂). Entrambe le strategie mirano a gestire in modo ottimale le fasi di carica e scarica dell'accumulo, spostando il funzionamento della pompa di calore verso ore più vantaggiose dal punto di vista economico o ambientale.

Il confronto con una strategia di riferimento senza accumulo (No TES) ha evidenziato che, nonostante la logica su cui si basano, le strategie Euro e CO₂ non hanno portato a una riduzione dei costi o delle emissioni. Al contrario, si è registrato un incremento del costo del 13.8% e delle emissioni del 12.1% con un accumulo da 3000 l. Questo risultato è attribuibile alla limitata variabilità del prezzo dell'energia e dell'intensità di carbonio e al degrado delle prestazioni della pompa di calore durante la fase di carica, dovuto alle temperature di mandata più elevate richieste per immagazzinare energia. L'incremento dell'energia assorbita compensa e supera i benefici economici e ambientali derivanti dallo spostamento dei carichi, generando un aumento complessivo dei costi e della CO_{2eq} emessa.

Per quantificare la capacità del sistema di spostare i consumi elettrici e la produzione termica dalle ore meno convenienti a quelle più favorevoli, è stato applicato un indice di flessibilità energetica tratto dalla letteratura. I risultati mostrano che, all'aumentare della capacità dell'accumulo, la flessibilità cresce fino a 36% per l'energia termica e 44% per l'energia assorbita in termini economici, mentre in termini di emissioni i valori si attestano intorno al 22% e 29% rispettivamente.

Nel complesso, si può concludere che, pur non conseguendo un effettivo miglioramento in termini di costi o impatto ambientale, le strategie di controllo proposte dimostrano la potenzialità dei sistemi formati da pompa di calore e accumulo termico come elementi di flessibilità per il sistema energetico. Inoltre, il lavoro conferma come la modellazione numerica rappresenti uno strumento efficace per prevedere e ottimizzare il comportamento di tali sistemi, nonché per testare strategie di controllo e valutarne gli effetti prima della loro implementazione reale.

A partire da questo studio, diversi sviluppi futuri possono essere intrapresi:

- la realizzazione di un modello dinamico accurato ma efficiente dal punto di vista computazionale;
- l'inclusione dei cicli di sbrinamento, per ottenere simulazioni più realistiche su periodi prolungati;
- la validazione sperimentale;
- lo sviluppo e il confronto con strategie di controllo differenti, come ad esempio il Model Predictive Control;
- l'estensione dell'analisi della flessibilità in ottica di interazione con la rete elettrica, valutando il contributo del sistema alla stabilità e al bilanciamento della rete stessa.

6 Acronimi

PdC	Pompa di calore
ACS	Acqua calda sanitaria
COP	Coefficient of Performance
EER	Energy Efficiency Ratio
TES	Thermal Energy Storage
CSP	Concentrated Solar Power
PCM	Phase change material
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
LTTES	Low-Temperature Thermal Energy Storage
HTTES	High-Temperature Thermal Energy Storage
SSM	Supply-Side Management
DSM	Demand-Side Management
DR	Demand Response
ODE	Equazione differenziale ordinaria
PID	Proporzionale-Integrativo-Derivativo
TEV	Valvola di espansione termostatica
AHRI	Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute
PRBC	Predictive Rule-Based Control
MPC	Model-Predictive-Control
HTSP	High Temperature Set Point
MTSP	Medium Temperature Set Point
LTSP	Low Temperature Set Point
MAE	Mean Absolute Error
SCOP	Seasonal Coefficient of Performance

7 Nomenclatura

A_{ch}	Sezione di passaggio del fluido nello scambiatore a piastre (m^2)	b_f	Numero di alette per metro (1/m)
A_{cond}	Area di scambio termico condensatore (m^2)	C	Portata termica (W/K)
A_{dsh}	Area di scambio termico desurriscaldatore (m^2)	$c_{p,a}$	Calore specifico a pressione costante dell'aria [$J/(kgK)$]
A_{eva}	Area di scambio termico evaporatore (m^2)	$c_{p,TES}$	Calore specifico a pressione costante dell'acqua nel TES [$J/(kgK)$]
$a_{eva,a}$	Altezza evaporatore ad aria (m)	$c_{p,w,cond}$	Calore specifico a pressione costante dell'acqua nel condensatore [$J/(kgK)$]
A_{fins}	Area totale alettata (m^2)	$c_{p,w,dsh}$	Calore specifico a pressione costante dell'acqua nel desurriscaldatore [$J/(kgK)$]
A_{fr}	Area frontale evaporatore ad aria (m^2)	$c_{p,w,eva}$	Calore specifico a pressione costante dell'acqua nell'evaporatore [$J/(kgK)$]
$A_{fr,eva}$	Area frontale della zona di evaporazione (m^2)	$c_{p,w,eva+sh}$	Calore specifico a pressione costante dell'acqua nell'evaporatore + surriscaldatore [$J/(kgK)$]
$A_{fr,sh}$	Area frontale della zona di surriscaldamento (m^2)	c_{vl}	Coefficiente della valvola di laminazione (m^2)
$A_{li,st,eva}$	Area laterale interna del singolo tubo nella zona di evaporazione (m^2)	D_c	Diametro tubo circuito idraulico (m)
$A_{li,st,sh}$	Area laterale interna del singolo tubo nella zona di surriscaldamento (m^2)	d_{cond}	Profondità scambiatori a piastre (mm)
$A_{li,t}$	Area laterale interna totale dei tubi (m^2)	$D_{e,TES}$	Diametro esterno TES (m)
$A_{li,t,eva}$	Area laterale interna totale dei tubi nella zona di evaporazione (m^2)	D_f	Diametro alette (mm)
$A_{li,t,sh}$	Area laterale interna totale dei tubi nella zona di surriscaldamento (m^2)	D_h	Diametro idraulico scambiatore a piastre (m)
$A_{p,cond}$	Area superficiale effettiva condensatore (m^2)	$D_{h,eva,a}$	Diametro idraulico evaporatore ad aria (mm)
$A_{p,eva}$	Area superficiale effettiva evaporatore (m^2)	$D_{i,TES}$	Diametro interno TES (m)
A_{sbc}	Area di scambio termico sottoraffreddatore (m^2)	$D_{t,e}$	Diametro esterno tubi (mm)
A_{sh}	Area di scambio termico surriscaldatore (m^2)	$D_{t,i}$	Diametro interno tubi (mm)
A_{tscond}	Area totale del condensatore (m^2)	$DTML_{cond}$	Differenza di temperatura media logaritmica nel condensatore (K)
$A_{t,cond,calc}$	Area totale di scambio termico del condensatore calcolata dal modello (m^2)	$DTML_{dsh}$	Differenza di temperatura media logaritmica nel desurriscaldatore (K)
$A_{t,eva,a}$	Area totale di scambio termico evaporatore ad aria (m^2)	$DTML_{eva,w}$	Differenza di temperatura media logaritmica nella zona di evaporazione dell'evaporatore ad acqua (K)
$A_{t,eva,calc}$	Area totale di scambio termico dell'evaporatore calcolata dal modello (m^2)	$DTML_{sbc}$	Differenza di temperatura media logaritmica nel sottoraffreddatore (K)
$A_{t,eva,w}$	Area totale di scambio termico dell'evaporatore ad acqua (m^2)	$DTML_{sh,w}$	Differenza di temperatura media logaritmica nella zona di surriscaldamento dell'evaporatore ad acqua (K)
b	Spazio tra le piastre (mm)	E_H	Energia elettrica assorbita/termica prodotta in fascia H (W)

Nomenclatura

$\text{errore}_{\text{iter}}$	Errore nell'iterazione (%)	$h_{w,\text{sbc}}$	Coefficiente di scambio termico convettivo dell'acqua nel sottoraffreddatore [W/ (m ² K)]
$\text{errore}_{\text{cond}}$	Errore di convergenza nel modello del condensatore (%)	$h_{w,\text{eva}}$	Coefficiente di scambio termico convettivo dell'acqua nell'evaporatore [W/ (m ² K)]
$\text{errore}_{\text{eva,a}}$	Errore di convergenza nella zona di evaporazione dell'evaporatore ad aria (%)	$h_{w,\text{sh}}$	Coefficiente di scambio termico convettivo dell'acqua nel surriscaldatore [W/ (m ² K)]
$\text{errore}_{\text{sh,a}}$	Errore di convergenza nella zona di surriscaldamento dell'evaporatore ad aria (%)	j	Fattore di Colburn
$\text{errore}_{\text{t,eva}}$	Errore di convergenza nel modello dell'evaporatore ad acqua (%)	k_{Cu}	Conducibilità termica della piastra – Conducibilità termica dei tubi (rame) [W/ (mK)]
$\text{errore}_{\text{t,eva,a}}$	Errore di convergenza nel modello dell'evaporatore ad aria (%)	k_{is}	Conducibilità termica isolante [W/(mK)]
F	Flessibilità energetica (%)	k_l	Coefficiente di perdita concentrata
G	Flusso di massa [kg/(m ² s)]	L_c	Lunghezza circuito idraulico (m)
g	Accelerazione di gravità (m ² /s)	L_{cond}	Lunghezza condensatore (mm)
h_a	Coefficiente convettivo dell'aria [W/ (m ² K)]	L_{eva}	Lunghezza evaporatore (m)
$h_{r,\text{cond}}$	Coefficiente di scambio termico convettivo del refrigerante nel condensatore [W/ (m ² K)]	$L_{\text{eva,w}}$	Lunghezza evaporatore ad acqua (mm)
$h_{r,\text{dsh}}$	Coefficiente di scambio termico convettivo del refrigerante nel desurriscaldatore [W/ (m ² K)]	L_{sh}	Lunghezza surriscaldatore (m)
$h_{r,\text{sbc}}$	Coefficiente di scambio termico convettivo del refrigerante nel sottoraffreddatore [W/ (m ² K)]	L_t	Lunghezza tubi (m)
h_r	Coefficiente convettivo del refrigerante [W/ (m ² K)]	L_{TES}	Lunghezza TES (m)
h_{r1}	Entalpia del refrigerante in uscita dalla valvola di laminazione [J/(kgK)]	$L_{\text{t,eva}}$	Lunghezza totale dello scambiatore ad aria (m)
$h_{r1,2}$	Entalpia del refrigerante in uscita dall'evaporatore [J/(kgK)]	$L_{\text{t,eva,calc}}$	Lunghezza totale dell'evaporatore ad aria calcolata dal modello (m)
h_{r2}	Entalpia del refrigerante in uscita dal surriscaldatore [J/(kgK)]	M	Massa molare (g/mol)
h_{r3}	Entalpia del refrigerante in ingresso al desurriscaldatore [J/(kgK)]	m_{TES}	Massa d'acqua nel TES (kg)
$h_{r3,2}$	Entalpia del refrigerante in ingresso al condensatore [J/(kgK)]	\dot{m}_a	Portata d'aria massica totale nell'evaporatore (kg/s)
$h_{r3,3}$	Entalpia del refrigerante in uscita dal condensatore [J/(kgK)]	$\dot{m}_{a,\text{eva}}$	Portata d'aria massica nella zona di evaporazione (kg/s)
h_{r4}	Entalpia del refrigerante in uscita dal sottoraffreddatore [J/(kgK)]	$\dot{m}_{a,\text{sh}}$	Portata d'aria massica nella zona di surriscaldamento (kg/s)
$h_{r,\text{eva}}$	Coefficiente di scambio termico convettivo del refrigerante nell'evaporatore [W/ (m ² K)]	\dot{m}_r	Portata massica di refrigerante (kg/s)
$h_{r,\text{sh}}$	Coefficiente di scambio termico convettivo del refrigerante nel surriscaldatore [W/ (m ² K)]	$\dot{m}_{r,\text{nom}}$	Portata di refrigerante in condizioni nominali (kg/s)
$h_{w,\text{cond}}$	Coefficiente di scambio termico convettivo dell'acqua nel condensatore [W/ (m ² K)]	$\dot{m}_{w,\text{cond}}$	Portata d'acqua nel condensatore (kg/s)
$h_{w,\text{dsh}}$	Coefficiente di scambio termico convettivo dell'acqua nel desurriscaldatore [W/ (m ² K)]	$\dot{m}_{w,\text{eva}}$	Portata d'acqua nell'evaporatore (kg/s)

Nomenclatura

n	Coefficiente politropico	S_{max}	Soglia massima
N_{ch}	Numero di canali attraversati dal fluido nello scambiatore a piastre	S_{min}	Soglia minima
$N_{ch,t,cond}$	Numero totale di canali del condensatore a piastre	S_{sup}	Soglia superiore
$N_{ch,t,eva}$	Numero totale di canali dell'evaporatore	T_a	Temperatura dell'aria (K)
N_g	Numero di giri compressore (giri/min)	$T_{a1,eva}$	Temperatura dell'aria in ingresso all'evaporatore (K)
$N_{g,max}$	Numero di giri massimo del compressore (giri/min)	$T_{a2,eva}$	Temperatura dell'aria in uscita dall'evaporatore (K)
$N_{g,min}$	Numero di giri minimo del compressore (giri/min)	$T_{a2,sh}$	Temperatura dell'aria in uscita dal surriscaldatore (K)
$N_{p,cond}$	Numero di piastre condensatore	T_c	Temperatura di fine carica (°C)
$N_{p,eva}$	Numero di piastre evaporatore ad acqua	T_{cond}	Temperatura di condensazione (K)
N_t	Numero di tubi	T_{eva}	Temperatura di evaporazione (K)
NTU_{eva}	Numero di unità di trasferimento nella zona di evaporazione	T_f	Temperatura del film (K)
NTU_{sh}	Numero di unità di trasferimento nella zona di surriscaldamento	$T_{iniz,TES}$	Temperatura iniziale acqua di accumulo (K)
Nu	Numero di Nusselt	t_p	Spessore piastra (mm)
p_{cond}	Pressione di condensazione (Pa)	T_{r1}	Temperatura del refrigerante in ingresso all'evaporatore (K)
p_{eva}	Pressione di evaporazione (Pa)	$T_{r1,2}$	Temperatura del refrigerante in uscita dall'evaporatore (K)
q/A	Flusso termico (W/m²)	T_{r2}	Temperatura del refrigerante in uscita dal surriscaldatore (K)
\dot{Q}_a	Potenza termica dissipata dal TES (W)	T_{r3}	Temperatura del refrigerante in ingresso al desurriscaldatore (K)
\dot{Q}_c	Potenza termica di carica TES (W)	$T_{r3,2}$	Temperatura del refrigerante in ingresso al condensatore (K)
$\dot{Q}_{c,max}$	Massima potenza di carica TES (W)	$T_{r3,3}$	Temperatura del refrigerante in uscita dal condensatore (K)
\dot{Q}_{cond}	Potenza termica scambiata nel condensatore (W)	T_{r4}	Temperatura del refrigerante in uscita dal sottoraffreddatore (K)
\dot{Q}_{dsh}	Potenza termica scambiata nel desurriscaldatore (W)	$T_{s,est}$	Temperatura superficiale esterna (K)
\dot{Q}_{eva}	Potenza termica scambiata nell'evaporatore (W)	T_{TES}	Temperatura media del TES (K)
\dot{Q}_s	Potenza termica di scarica TES (W)	T_{utenza}	Temperatura di mandata all'utenza (°C)
$\dot{Q}_{s,max}$	Massima potenza di scarica TES (W)	$T_{w1,cond}$	Temperatura dell'acqua in ingresso al sottoraffreddatore (K)
\dot{Q}_{sbc}	Potenza termica scambiata nel sottoraffreddatore (W)	$T_{w1,eva}$	Temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore (K)
\dot{Q}_{sh}	Potenza termica scambiata nel surriscaldatore (W)	$T_{w2,cond}$	Temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore (K)
$\dot{Q}_{t,cond}$	Carico termico richiesto dall'utenza (W)	$T_{w2,eva}$	Temperatura dell'acqua in ingresso al surriscaldatore (K)
\dot{Q}_{TES}	Potenza termica netta scambiata TES (W)	$T_{w3,cond}$	Temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore (K)
$\dot{Q}_{tot,eva}$	Potenza termica totale scambiata nell'evaporatore (W)	$T_{w3,eva}$	Temperatura dell'acqua in uscita dal surriscaldatore (K)
S_{inf}	Soglia inferiore	$T_{w4,cond}$	Temperatura dell'acqua in uscita dal desurriscaldatore (K)

Nomenclatura

U_{cond}	Coefficiente globale di scambio termico condensatore [W/ (m ² K)]	X_t	Passo tra i tubi in direzione normale al flusso d'aria (mm)
U_{dsh}	Coefficiente globale di scambio termico desurriscaldatore [W/ (m ² K)]	α	Rapporto tra area totale di scambio termico e volume totale evaporatore ad aria
$U_{eva,w}$	Coefficiente globale di scambio termico nella zona di evaporazione dell'evaporatore ad acqua [W/ (m ² K)]	β	Angolo di Chevron scambiatori a piastre (°)
$U_{i,eva}$	Coefficiente globale di scambio termico nella zona di evaporazione [W/ (m ² K)]	β_{comp}	Rapporto di compressione
$U_{i,sh}$	Coefficiente globale di scambio termico nella zona di surriscaldamento [W/ (m ² K)]	γ	Indice adiabatico
$U_{i,shc}$	Coefficiente globale di scambio termico sottoraffreddatore [W/ (m ² K)]	ΔT_{sh}	Grado di surriscaldamento del refrigerante (°C)
$U_{sh,w}$	Coefficiente globale di scambio termico nella zona di surriscaldamento dell'evaporatore ad acqua [W/ (m ² K)]	ϵ_{eva}	Efficienza di scambio termico nella zona di evaporazione
\dot{V}_a	Portata d'aria volumetrica totale nell'evaporatore (m ³ /s)	ϵ_{sh}	Efficienza di scambio termico nella zona di surriscaldamento
$\dot{V}_{a,eva}$	Portata d'aria volumetrica nella zona di evaporazione (m ³ /s)	ϵ_t	Rugosità equivalente dei tubi (acciaio) [mm]
$\dot{V}_{a,sh}$	Portata d'aria volumetrica nella zona di surriscaldamento (m ³ /s)	$\eta_{el,comp}$	Rendimento elettrico del motore del compressore
V_s	Volume spazzato per ogni rivoluzione (m ³)	η_{is}	Rendimento isoentropico
w	Spessore scambiatori a piastre (mm)	$\eta_{is,nom}$	Rendimento isoentropico in condizioni nominali
\dot{W}_{comp}	Potenza meccanica compressore (W)	η_p	Rendimento pompa
\dot{W}_{el}	Potenza elettrica assorbita (W)	η_v	Rendimento volumetrico
$\dot{W}_{el,comp}$	Potenza elettrica assorbita dal compressore (W)	η_{vent}	Rendimento ventilatore
w_f	Spessore delle alette (mm)	ρ_{r2}	Densità del refrigerante in ingresso al compressore (kg/m ³)
X_t	Passo tra i tubi in direzione del flusso d'aria (mm)	σ	Rapporto tra area libera minima trasversale al flusso e area frontale evaporatore ad aria
X_m	Titolo medio di vapore	ϕ	Fattore di allargamento della superficie scambiatori a piastre
$X_{r,eva}$	Titolo medio del refrigerante nell'evaporatore		

8 Bibliografia

International Energy Agency. (2023). *Buildings*. IEA. <https://www.iea.org/energy-system/buildings>

International Energy Agency. (2023). *Energy use in buildings*. IEA. <https://www.iea.org/energy-system/buildings>

ISTAT. (2022). *Consumi energetici delle famiglie – Anno 2021*. Istituto Nazionale di Statistica. <https://www.istat.it/it/files/2022/06/REPORT-CONSUMI-ENERGETICI-FAMIGLIE-2021-DEF.pdf>

European Heat Pump Association. (2024). *Pump it down: Why heat pump sales dropped in 2023*. EHPA. https://www.ehpa.org/wp-content/uploads/2024/04/Pump-it-down-why-heat-pump-sales-dropped-in-2023_EHPA_April-2024.pdf

Sarbu, I., & Sebarchievici, C. (2018). A comprehensive review of thermal energy storage. *Sustainability*, 10(1), 191. <https://doi.org/10.3390/su10010191>

Zhang, H., Baeyens, J., Cáceres, G., Degrevé, J., & Lv, Y. (2015). Thermal energy storage: Recent developments and practical aspects. *Progress in Energy and Combustion Science*, 53, 1–40. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2015.10.003>

Vallese, L., Javadi, H., Badenes, B., Urchueguia, J. F., Lombardo, G., Menegazzo, D., Ure, Z., Cesari, S., Bottarelli, M., Baccega, E., De Carli, M., Lopez, A., Sánchez, B., Mabe, L., Aydın, A. A., Bobbo, S., & Fedele, L. (2025). A comprehensive review of thermal energy storage technologies and their applications: Creation of a database. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 225, 116133. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2025.116133>

Prasad, J. S., Muthukumar, P., Desai, F., Basu, D. N., & Rahman, M. M. (2019). A critical review of high-temperature reversible thermochemical energy storage systems. *Applied Energy*, 254, 113733. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.113733>

Liu, T., Yang, Z., & Duan, Y. (2023). Short- and long-duration cooperative energy storage system: Optimizing sizing and comparing rule-based strategies. *Energy*, 281, 128273. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.128273>

Bibliografia

US Department of Energy. (2023). *Technology Strategy Assessment: Thermal Energy Storage*. U.S. Department of Energy. https://www.energy.gov/sites/default/files/2023-07/Technology%20Strategy%20Assessment%20-%20Thermal%20Energy%20Storage_0.pdf

Corliss, A. (2020). *Introduction to energy system flexibility*. National Grid Electricity System Operator. <https://www.nationalgrideso.com/document/189851/download>

Jabir, H. J., Teh, J., Ishak, D., & Abunima, H. (2018). Impacts of Demand-Side Management on Electrical Power Systems: A review. *Energies*, 11(5), 1050. <https://doi.org/10.3390/en11051050>

Chi, J., & Didion, D. (1982). A simulation model of the transient performance of a heat pump. *International Journal of Refrigeration*, 5(3), 176–184. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(82\)90099-8](https://doi.org/10.1016/0140-7007(82)90099-8)

Shiming, D. (2000). A dynamic mathematical model of a direct expansion (DX) water-cooled air-conditioning plant. *Building and Environment*, 35(7), 603–613. [https://doi.org/10.1016/s0360-1323\(99\)00049-9](https://doi.org/10.1016/s0360-1323(99)00049-9)

Rajendran, H., & Pate, M. (1986). *A computer model of the start-up transients in a vapor compression refrigeration system*. Purdue University, International Refrigeration and Air Conditioning Conference. <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/17/>

Vargas, J., & Parise, J. (1995). Simulation in transient regime of a heat pump with closed-loop and on-off control. *International Journal of Refrigeration*, 18(4), 235–243. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(95\)96862-z](https://doi.org/10.1016/0140-7007(95)96862-z)

Llopis, R., Cabello, R., Navarro-Esbrí, J., & Torrella, E. (2006). A dynamic mathematical model of a shell-and-tube evaporator. validation with pure and blend refrigerants. *International Journal of Energy Research*, 31(3), 232–244. <https://doi.org/10.1002/er.1243>

Llopis, R., Cabello, R., & Torrella, E. (2007b). A dynamic model of a shell-and-tube condenser operating in a vapour compression refrigeration plant. *International Journal of Thermal Sciences*, 47(7), 926–934. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2007.06.021>

Sánta, R., Garbai, L., & Fürstner, I. (2015). Optimization of heat pump system. *Energy*, 89, 45–54. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.07.042>

Allen, R., Svortevik, E., & Bergersen, H. (2023). A Python-based code for modeling the thermodynamics of the vapor compression cycle applied to residential heat pumps. *Linköping Electronic Conference Proceedings*, 200, 167–174. <https://doi.org/10.3384/ecp200022>

Bibliografia

Eames, I. W., Milazzo, A., & Maidment, G. G. (2013). Modelling thermostatic expansion valves. *International Journal of Refrigeration*, 38, 189–197. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.06.010>

Badiali, S., & Colombo, S. (2011). *Dynamic modelling of mechanical heat pumps for comfort heating* (Tesi di laurea magistrale, Politecnico di Milano). https://www.politesi.polimi.it/retrieve/a81cb059-89c5-616b-e053-1605fe0a889a/2011_03_Badiali_Colombo.pdf

Kinab, E., Marchio, D., Rivière, P., & Zoughaib, A. (2010). Reversible heat pump model for seasonal performance optimization. *Energy and Buildings*, 42(12), 2269–2280. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.07.007>

Viviescas, G., & Bernier, M. (2024). A Water-to-Water Heat Pump Model with Experimental Validation. *Energies*, 17(8), 1858. <https://doi.org/10.3390/en17081858>

Evens, M., & Arteconi, A. (2024). Heat pump digital twin: An accurate neural network model for heat pump behaviour prediction. *Applied Energy*, 378, 124816. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2024.124816>

Shin, J., & Cho, Y. (2021). Machine-Learning-Based Coefficient of Performance Prediction model for heat pump systems. *Applied Sciences*, 12(1), 362. <https://doi.org/10.3390/app12010362>

Clauß, J., Stinner, S., Sartori, I., & Georges, L. (2019). Predictive rule-based control to activate the energy flexibility of Norwegian residential buildings: Case of an air-source heat pump and direct electric heating. *Applied Energy*, 237, 500–518. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.12.074>

Pean, T., Costa-Castello, R., Fuentes, E., & Salom, J. (2019). Experimental testing of variable speed heat pump control strategies for enhancing energy flexibility in buildings. *IEEE Access*, 7, 37071–37087. <https://doi.org/10.1109/access.2019.2903084>

Rodríguez, L. R., Ramos, J. S., Domínguez, S. Á., & Eicker, U. (2018). Contributions of heat pumps to demand response: A case study of a plus-energy dwelling. *Applied Energy*, 214, 191–204. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.01.086>

Loukou, E., Liu, M., Johra, H., Heiselberg, P., Dia, B. A., & Clementsen, R. K. D. (2019). Numerical investigation of the energy flexibility of different heating and cooling systems. *E3S Web of Conferences*, 111, 06001. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911106001>

Termoleader. (n.d.). *Brazed plate heat exchangers ABZ07*. <https://www.termoleader.com/en/product/brazed-plate-heat-exchangers-abz07/>

Bibliografia

Onda. (n.d.). *Funzionamento scambiatori di calore a piastre*. <https://www.onda-it.com/ita/news/funzionamento-scambiatori-di-calore/scambiatori-di-calore-a-piastre>

Wanniarachchi, A., Ratnam, U., Tilton, E., & Dutta-Roy, K. (1995, August 6–8). *Approximate correlations for chevron-type plate heat exchangers*. In *Proceedings of the 30th National Heat Transfer Conference* (Vol. 12, pp. 145–151). Portland, OR, USA.

Yan, Y., Lio, H., & Lin, T. (1999). Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(6), 993–1006. [https://doi.org/10.1016/s0017-9310\(98\)00217-8](https://doi.org/10.1016/s0017-9310(98)00217-8)

Parker Sporlan Division. (n.d.). *Valvola termostatica di espansione – R*. DirectIndustry <https://www.directindustry.it/prod/parker-sporlan-division/product-60928-2187065.html>

Cooper, M. (1984). Heat flow rates in Saturated nucleate Pool Boiling-A Wide-Ranging Examination using Reduced properties. In *Advances in heat transfer* (pp. 157–239). [https://doi.org/10.1016/s0065-2717\(08\)70205-3](https://doi.org/10.1016/s0065-2717(08)70205-3)

Kays, W. M., & London, A. L. (2018). *Compact heat exchangers* (3rd ed.). McGraw-Hill Education. ISBN 9789387938038

Shah, R. K., & Sekulić, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons.. ISBN 9780471321710

Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2007). *Fundamentals of heat and mass transfer* (6th ed.). John Wiley & Sons. ISBN 9780471457282

Kakaç, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2012). *Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design* (3rd ed.). CRC Press. ISBN 9781439849910

Sung, J. P., Boo, J. H., & Jung, E. G. (2020). Transient thermodynamic modeling of a scroll compressor using R22 refrigerant. *Energies*, 13(15), 3911. <https://doi.org/10.3390/en13153911>

Haaland, S. E. (1983). *Simple and explicit formulas for the friction factor in turbulent pipe flow*. *Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, 105(1), 89–90. <https://doi.org/10.1115/1.3240948>

Churchill, S. W., & Chu, H. H. (1975). Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a horizontal cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18(9), 1049–1053. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90222-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90222-7)

Ringraziamenti

Vorrei ringraziare i Relatori di questa tesi magistrale per avermi dato la possibilità di svolgere questo lavoro su un tema in cui credo profondamente. In modo particolare, ringrazio il Professore Marco Perino per la sua disponibilità e il Professore Matteo Bilardo per essere stato sempre pronto a chiarire ogni mio dubbio e avermi permesso di lavorare con serenità nel raggiungimento degli obiettivi. Sono grato al dott. Lorenzo Pellizzon per essere stato non solo un correlatore, ma anche un amico disponibile al confronto.

Questo lavoro è solo la conclusione di un percorso iniziato cinque anni fa, che ho desiderato e che non sarei stato mai in grado di realizzare senza il sostegno della mia mamma Eleonora e del mio papà Ignazio. A voi devo tutto: con il vostro amore e la vostra umiltà mi avete insegnato che ogni obiettivo è raggiungibile, e se oggi mi ritrovo alla fine di questo cammino è soprattutto grazie a voi. Di questo vi sarò sempre grato e so che non potrò mai ricambiare davvero tutto ciò che avete fatto per me.

Ringrazio mio fratello Carlo, che mi ha sempre sostenuto senza aver mai avuto dubbi sul mio successo.

Grazie al mio amore, Chiara, che è sempre stata al mio fianco, nonostante la distanza, nei momenti più felici ma soprattutto in quelli più bui, mettendomi spesso davanti anche a sé stessa.

Voglio ringraziare le mie care nonne, che non hanno mai fatto mancare la loro presenza e il loro affetto. Voglio ricordare anche il mio caro nonno Carlo, il quale sarebbe stato certamente orgoglioso di questo traguardo.

Ringrazio i miei cari amici Marcello e Michele, che, nonostante i chilometri di distanza, mi hanno sempre dimostrato il significato della parola “amicizia”.

Infine, ringrazio tutti i miei compagni di studi, divenuti anche amici, del percorso triennale e magistrale che hanno reso questa esperienza indimenticabile.