



UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Flessibilizzazione di un impianto combinato di piccola taglia mediante
l'utilizzo di stoccaggio termico

Relatore: Prof. Anna Stoppato

Correlatore: Prof. Alberto Benato

Cesare Piccoli, 1242337

Anno Accademico 2021/2022

Indice

1	Sommario	5
2	Introduzione	7
2.1	Ciclo Rankine con fluido organico	7
2.2	Impianti combinati e recupero degli scarti termici	10
2.3	Stoccaggio di energia	12
2.3.1	Stoccaggio termico	14
3	Revisione della letteratura	18
4	Layout Impianto	23
4.1	Impianto di riferimento	23
4.2	Impianto con sistema di stoccaggio	24
4.2.1	Due serbatoi	26
4.2.2	Serbatoio stratificato	27
4.2.3	Validazione modello serbatoio stratificato	31
5	Progettazione dell'impianto di riferimento	35
5.1	ORC-PD	35
5.2	Fluido di lavoro	37
5.3	Risultati dell'ottimizzazione	37
5.4	Condizioni di lavoro fuori progetto	43
5.4.1	Modello	44
5.4.2	Validazione	45
5.4.3	Risultati	47
6	Ottimizzazione del ciclo ORC con TES	50
6.1	Definizione della storia di carico	50
6.2	Modello per la valutazione del ciclo	51
6.3	Risultati dell'ottimizzazione	54
7	Progettazione del sistema di stoccaggio	60

7.1	Configurazione a due serbatoi	61
7.2	Configurazione a serbatoio stratificato	70
8	Applicazione della procedura a differenti storie di carico	82
8.1	Storia di carico 2	82
8.2	Storia di carico 3	84
9	Conclusioni	89
10	Bibliografia	93

1 Sommario

Per cercare di fermare, o almeno rallentare, il cambiamento climatico l'obiettivo che l'Unione Europea e gli altri paesi del mondo si stanno imponendo è quello di ridurre le emissioni di gas serra. Una delle tante azioni necessarie per la risoluzione di questo problema è quella di aumentare il più in fretta possibile la porzione di energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili a basse emissioni di anidride carbonica, andandole a sostituire agli impianti di generazione di energia che sfruttano i combustibili fossili. Per quanto l'utilizzo delle fonti di energia rinnovabile possa portare grandi benefici dal punto di vista ambientale, molte di queste, in particolare solare ed eolico, hanno il problema di essere aleatorie ed intermittenti, e questo rende molto complicato riuscire a soddisfare la richiesta di energia da parte della rete elettrica. Spesso nei momenti della giornata in cui i consumi di energia sono molto elevati la produzione derivante da questo tipo di fonti è parziale perché ad esempio il cielo è coperto oppure non c'è vento, in questi casi per riuscire a soddisfare la richiesta di energia è indispensabile ricorrere a quelle fonti più facilmente controllabili, tra questi i combustibili fossili. Esistono centrali dette di picco che vengono messe in funzione unicamente in quei momenti in cui la domanda di energia è molto alta, ma la produzione degli altri impianti non è sufficiente. Nel momento in cui la domanda cala però questi impianti vengono spenti o fatti lavorare in modo parziale, questo porta ad una bassa efficienza ed un basso utilizzo delle centrali. Per riuscire a rispondere in maniera adeguata alla curva di domanda e aumentare l'efficienza di conversione di questi impianti risulta indispensabile aumentarne la flessibilità.

Ci sono molti metodi per aumentare la flessibilità di un impianto, uno di questi è l'utilizzo di sistemi di stoccaggio termico, Thermal Energy Storage (TES). Questi sistemi di stoccaggio permettono di controllare in maniera più semplice ed efficace l'energia termica che viene usata per alimentare un impianto, andando ad immagazzinarla quando si ha bisogno di una minore potenza elettrica e scaricandola quando la richiesta aumenta.

In questo lavoro di tesi verrà studiato un impianto combinato composto da una turbina a gas ed un ciclo ORC, al quale sarà integrato un sistema di stoccaggio termico con la funzione di disaccoppiare l'energia termica recuperata dai gas di scarico da quella fornita al ciclo termodinamico ORC. Si vuole sviluppare una procedura che, partendo dalla definizione della turbina a gas e delle caratteristiche dei gas di scarico, premetta di progettare l'impianto per il recupero dell'energia, costituito dal sistema di stoccaggio e dal ciclo ORC, e che sia applicabile in modo generale per qualsiasi tipologia di turbina. La procedura consiste nel: progettare l'impianto senza sistema di stoccaggio, detto impianto di riferimento, definire una storia di carico, e sulla base di questa storia di carico dimensionare il ciclo

ORC e sistema di stoccaggio. Lo scopo è quello di ottenere un ciclo ORC con una potenza nominale maggiore rispetto a quella ottenibile con l'impianto di riferimento e progettare il sistema di stoccaggio in modo tale da produrre questa potenza nei momenti della giornata in cui vi è maggior necessità, a seconda della storia di carico imposta. Per il sistema di stoccaggio saranno considerate due diverse configurazioni, la prima costituita da due serbatoi separati in cui viene accumulato olio diatermico rispettivamente ad alta e bassa temperatura e la seconda che consiste in un unico serbatoio stratificato. La procedura di progettazione sviluppata sarà applicata ad uno specifico impianto a gas andando a studiare le prestazioni di diversi fluidi organici, sarà definita poi una storia di carico mediante la quale verranno valutate due strategie di controllo per le condizioni di lavoro ai carichi parziali del ciclo ORC, e infine saranno confrontati i risultati ottenuti imponendo differenti storie di carico.

2 Introduzione

2.1 Ciclo Rankine con fluido organico

Il ciclo Rankine con fluido organico (ORC) è una tecnologia che segue gli stessi principi del classico ciclo Rankine a vapore d'acqua (SRC), con la possibilità però di scegliere tra un'ampia gamma di fluidi di lavoro, per trovare quello che meglio si adatta ad ogni diverso caso applicativo.

Questi cicli sfruttano la condensazione e l'evaporazione ripetuta del fluido di lavoro per convertire l'energia termica fornita da una sorgente di calore in energia meccanica.

Il ciclo, mostrato in Figura 2.1, consiste in quattro trasformazioni:

- Evaporazione (1-2): il fluido viene fatto evaporare, a pressione costante, attraverso il calore estratto dalla sorgente termica Q_{Ev} , fino alla condizione di vapore saturo o surriscaldato.
- Espansione (2-3): il fluido viene fatto espandere in una turbina, generando il lavoro meccanico L_t , che attraverso un generatore può essere convertito in energia elettrica.
- Condensazione (3-4): il fluido viene raffreddato, a pressione costante, cedendo il calore Q_{cond} , fino alla condizione di liquido saturo.
- Compressione (4-1): il fluido viene compresso dalla pressione di condensazione alla pressione di evaporazione attraverso una pompa, che svolge un lavoro L_t

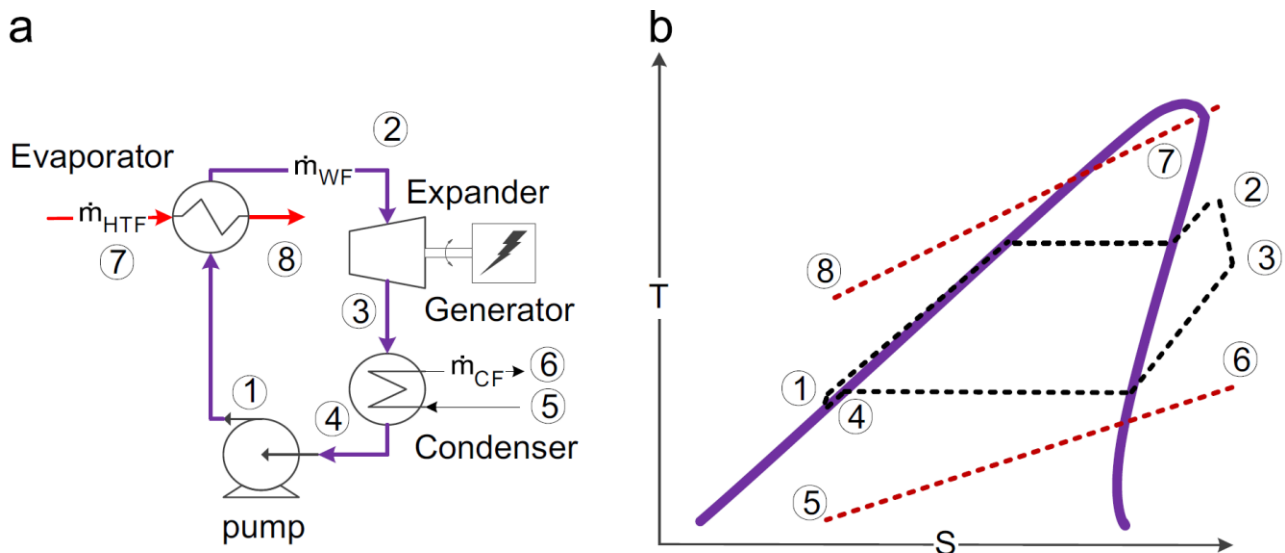


Figura 2.1: (a) Layout dei componenti necessari per eseguire un ciclo Rankine, (b) Diagramma T-s del ciclo Rankine a fluido organico.

La potenza generata dal ciclo è data dall'equazione (2.1).

$$P = \dot{m}_f(L_t - L_p) \quad (2.1)$$

Mentre il rendimento è dato da (2.2).

$$\eta = \frac{(L_t - L_p)}{Q_{ev}} \quad (2.2)$$

È possibile aumentare l'efficienza termica del ciclo andando semplicemente ad aggiungere un scambiatore di calore interno, chiamato recuperatore, come mostrato in Figura 2.2(a), in cui il vapore surriscaldato in uscita dalla turbina (3) scambia calore con il liquido sottoraffreddato in uscita dalla pompa (1), in modo tale che il fluido caldo si raffreddi fino allo stato 4, mentre quello freddo si riscaldi fino allo stato 9, Figura 2.2(b). Il calore che viene scambiato in questo scambiatore è interno al ciclo, questo implica che non viene utilizzata ulteriore energia dalla sorgente di calore anzi, questa può essere ridotto avendo già svolto un riscaldamento preliminare del liquido allo stato 1, riducendo anche il calore ceduto nel condensatore.

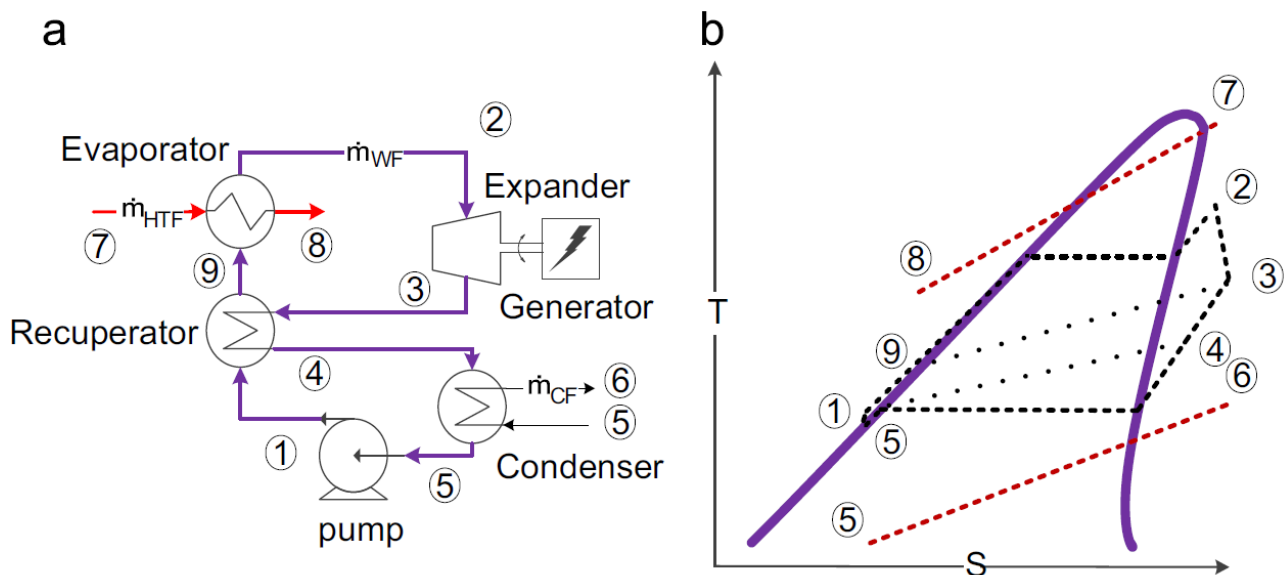


Figura 2.2: (a) Layout dei componenti con aggiunta di scambiatore interno, (b) Diagramma T-s del ciclo con recupero termico.

Pur mantenendo invariate le temperature massime e minime di ciclo, si aumenta la temperatura media a cui viene estratto calore dalla sorgente termica e si diminuisce la temperatura media a cui viene restituito il calore all'ambiente, andando, in accordo con il ciclo ideale di Carnot, ad aumentare il rendimento termodinamico [1].

Oltre ad aumentare l'efficienza, l'utilizzo del recuperatore può portare ad un aumento della potenza meccanica effettivamente producibile nel caso in cui la sorgente di calore abbia un limite sulla temperatura a cui può essere raffreddata, permettendo di abbassare la temperatura di condensazione [2].

La differenza principale tra i cicli a vapore e quelli a fluido organico sono appunto i fluidi di lavoro, questi vengono classificati in base alla pendenza della curva di saturazione del vapore, suddividendoli in fluidi secchie, isoentropici o umidi, a seconda che la pendenza sia positiva, nulla o negativa.

L'acqua è un fluido umido, come mostrato in Figura 2.3, questo rende indispensabile eseguire il surriscaldamento in seguito all'evaporazione, per evitare che il processo di condensazione inizi all'interno dell'organo di espansione provocando dei danni al componente. La necessità di avere il surriscaldamento porta ad avere temperature massime di ciclo molto elevate, le quali comportano grossi stress termici sui vari componenti. Molti dei fluidi organici disponibili sono invece secchi o isoentropici, assicurando così di ottenere vapore surriscaldato in uscita dall'espansore.

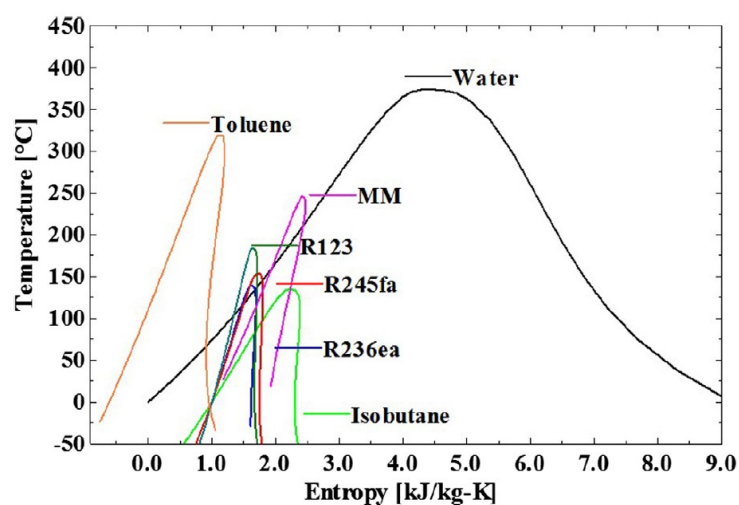


Figura 2.3: Curve di saturazione di alcuni fluidi organici confrontate con quella dell'acqua

I cicli ORC risultano più semplici, e quindi meno costosi, anche per i seguenti motivi

- non è più necessario il corpo cilindrico connesso all'evaporatore.
- il riscaldamento del fluido può essere effettuato con un unico scambiatore.
- l'elevata densità dei fluidi organici ed il basso salto entalpico permettono di usare espansori più piccoli e semplici (solo qualche stadio).
- è possibile lavorare con pressioni di condensazioni molto più vicine a quella atmosferica, mentre per i cicli a vapore solitamente si lavora con pressioni intorno a 0.04 atm.

Per questo motivo i cicli a vapore, essendo più complessi e necessitando di pressioni e temperature di lavoro più elevate sono adatti a sfruttare sorgenti di calore ad alta temperatura per la produzione centralizzata di grandi quantità di energia, mentre i cicli ORC risultano più convenienti per sorgenti di calore a medio-bassa temperatura ed una produzione di energia distribuita [3], [4].

2.2 Impianti combinati e recupero degli scarti termici

Una turbina a gas permette di produrre energia elettrica sfruttando i principi del ciclo termodinamico Brayton, l'aria prelevata dall'ambiente viene inizialmente compressa, poi scaldata attraverso l'apporto di energia dal combustibile in una camera di combustione, ed infine fatta espandere attraverso una turbina, generando lavoro meccanico in parte utilizzato per trascinare il compressore ed in parte per produrre energia elettrica, come mostrato in Figura 2.4. Solitamente i gas di scarico vengono poi reimmessi in ambiente, ma esistono anche impianti a ciclo chiuso che invece li riutilizzano inviandoli nuovamente al compressore.

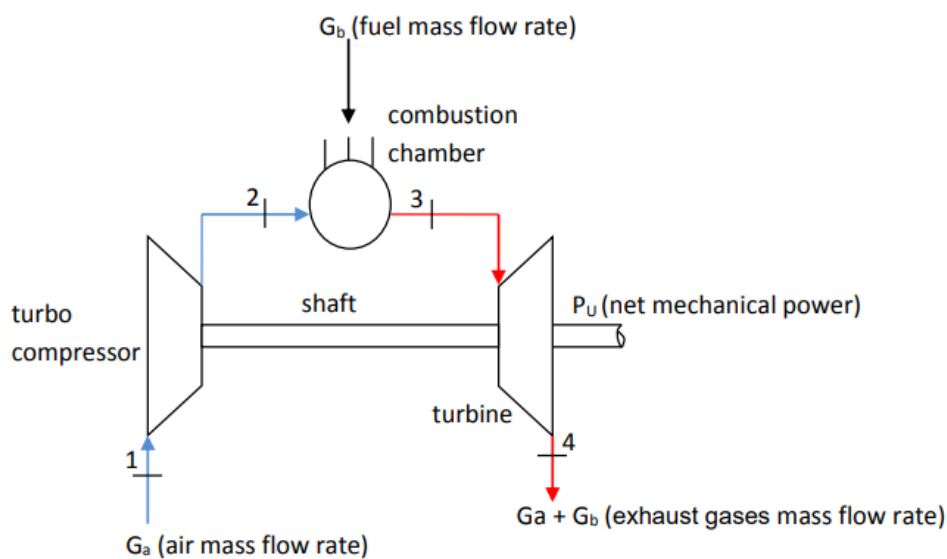


Figura 2.4: Layout di un impianto a gas a ciclo aperto

Questa configurazione di impianto può essere migliorata andando, ad esempio, ad aggiungere uno scambiatore recuperativo interno, oppure eseguendo un re-surriscaldamento del fluido dopo una prima espansione allo scopo di aumentarne le prestazioni e l'efficienza, ma a causa della grande quantità di energia che viene rilasciata con i gas di scarico il rendimento non può superare valori di 35-40%. Gli impianti combinati hanno proprio lo scopo di sfruttare questa grande energia termica dei fumi di scarico, utilizzandola per andare ad alimentare un ciclo secondario, detto bottoming cycle, allo scopo di produrre ulteriore energia elettrica, che si va sommare a quella del impianto principale, senza bisogno di aumentare il consumo di combustibile. In questo modo è possibile aumentare il rendimento complessivo dell'impianto fino a valori del 60 %

La tipologia di ciclo secondario dipende dalle caratteristiche dei fumi di scarico, che si dividono in sorgenti a bassa ($< 230\text{ }^{\circ}\text{C}$), media ($230\text{-}650\text{ }^{\circ}\text{C}$) e alta ($> 650\text{ }^{\circ}\text{C}$) temperatura.

Per sorgenti a medio-alta temperatura come ciclo secondario viene utilizzato un ciclo a vapore, essendo molto proficuo per elevate temperature, pressioni di esercizio e potenze sviluppate.

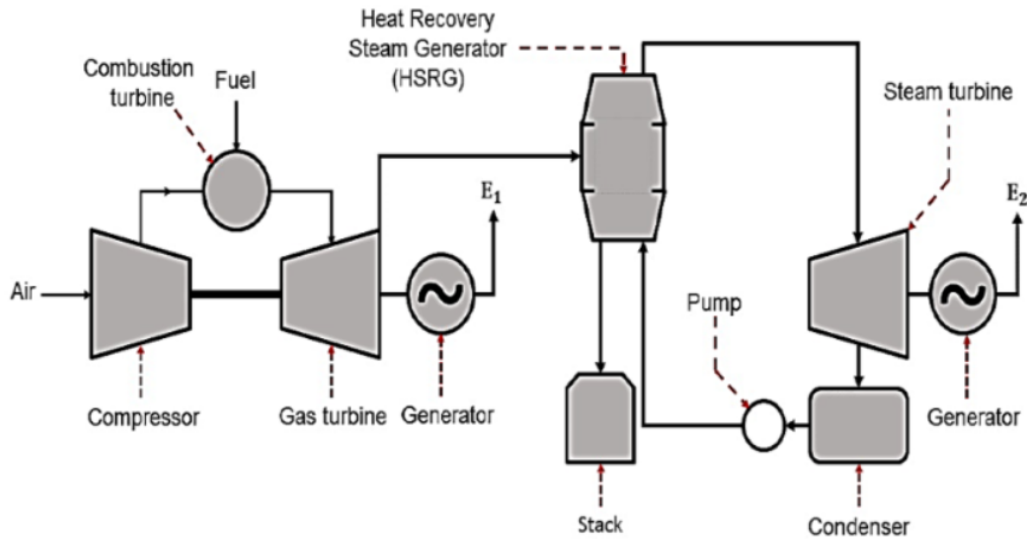


Figura 2.5: Layout di un ciclo combinato gas-vapore

Come mostrato in Figura 2.5, l'acqua viene fatta evaporare andando a scambiare calore con i fumi di scarico nel generatore di vapore a recupero termico (Heat Recovery Steam Generator HRSG).

Per sorgenti di medio-bassa temperatura invece, l'utilizzo di cicli Rankine a vapore d'acqua come ciclo secondario non risulta più conveniente, per questo motivo vengono impiegati i cicli ORC, che permettono di lavorare a basse temperature, e data la maggior semplicità risultano conveniente per la produzione di potenze più basse [5]. In questi casi diventa molto importante andare a studiare il comportamento di diversi fluidi a seconda delle caratteristiche della sorgente di calore, in particolare la temperatura, per determinare quello che permette di ottenere le prestazioni migliori.

Un altro aspetto importante che può essere studiato per migliorare le prestazioni è la configurazione dell'impianto, che può essere semplice, come precedentemente esposto e mostrato in Figura 2.1, o recuperativo, Figura 2.2, ma anche rigenerativo, ovvero eseguendo degli spillamenti tra i diversi stadi della turbina, oppure con re-surriscaldamento, andando a scaldare nuovamente il fluido dopo una prima espansione [6]. Per quanto questi miglioramenti possano portare benefici alle prestazioni del ciclo, vanno ad aumentarne notevolmente i costi e devono quindi essere attentamente valutati.

Vi sono anche altre applicazioni in cui gli ORC possono essere utilizzati per il recupero termico, come i motori a combustione interna e i processi industriali. Per quanto riguarda i processi industriali lo scarto termico è spesso sovrabbondante e non riesce essere completamente riutilizzato per scopi di riscaldamento, il calore in eccesso, caratterizzato da basse temperature può quindi essere utilizzato per produrre energia elettrica che può essere direttamente consumata oppure immessa nella rete. È

stimato che un potenziale di 3000MWe può essere generato attraverso gli scarti dei processi industriali in Europa [4].

Nei motori a combustione invece, poiché solo un terzo dell'energia prodotta dal combustibile può essere convertita in energia meccanica, il resto viene persa attraverso il raffreddamento e i fumi di scarico, che possono avere temperature variabili tra i 400 e i 900 °C. Per le temperature più elevate può essere conveniente utilizzare cicli a vapore ma se le temperature sono basse gli ORC rappresentano la soluzione più conveniente.

2.3 Stoccaggio di energia

Con un utilizzo sempre più consistente di fonti rinnovabili, per la produzione di energia, oltre ai grandi vantaggi portati dal punto di vista ambientale, si presentano anche vari problemi che devono essere affrontati. Il principale di questi è dato dal fatto che alcune di queste fonti, solare ed eolico, sono intermittenti e non prevedibili, questo porta grandi difficoltà nella gestione della domanda di energia elettrica richiesta dalla rete, che risulta essere indipendente dalla disponibilità o meno di queste fonti. Nei momenti in cui la domanda di energia elettrica è molto elevata ma la produzione proveniente dalle fonti rinnovabili scarseggia diventa indispensabile riuscire a sopperire a questa mancanza producendo energia attraverso fonti controllabili e affidabili, come ad esempio energia idroelettrica e combustibili fossili. L'utilizzo dell'energia idroelettrica comporta un impatto ambientale basso in termini di emissioni, ma la sua disponibilità è limitata, mentre i combustibili fossili, come ben noto, sono causa della gran parte delle emissioni di gas climalteranti. Un modo per riuscire a limitare il più possibile, se non eliminare, l'utilizzo di questa fonte di energia è quello di utilizzare lo stoccaggio di energia che consiste nell'accumulare l'energia in eccesso che viene prodotta nei momenti in cui vi è una grande disponibilità di fonti rinnovabili, e riutilizzarla quando invece questa cala. Questo permette a quegli impianti alimentati da fonti rinnovabili una maggiore stabilità e adattabilità nella produzione di energia elettrica.

Le proprietà che caratterizzano un sistema di stoccaggio e che permettono il confronto tra le varie tecnologie sono le seguenti:

- *Capacità di stoccaggio*: rappresenta la quantità di energia disponibile in seguito alla scarica $W_{scarica}$. Questa solitamente è minore dell'energia necessaria alla carica W_{carica} poiché potrebbe non essere possibile riutilizzare completamente l'energia accumulata o perché sono presenti delle perdite.
- *Potenza disponibile*: rappresenta la massima potenza generabile P_{max} .
- *Tempo di scarica*: tempo necessario alla scarica dato da $t_{scarica} = \frac{W_{scarica}}{P_{max}}$.

- *Efficienza*: rappresenta la capacità di recuperare l'energia immagazzinata, data da $\eta = \frac{W_{scarica}}{W_{carica}}$.
- *Durabilità*: espressa come numero di cicli di carica e scarica che è possibile eseguire.
- *Costo*
- *Densità volumetrica e di massa dell'energia*: espressa come quantità massima di energia accumulabile per unità di massa o di volume.

Le principali tecnologie usate per lo stoccaggio di energia sono:

- *Pompaggio idroelettrico*: l'energia elettrica in eccesso viene usata per pompare l'acqua da un bacino basso ad uno più alto, immagazzinando sotto forma di energia gravitazionale, questa tecnologia permette lo sviluppo di potenze molto elevate.
- *Batterie*: l'energia elettrica viene immagazzinata nelle batterie attraverso reazioni elettrochimiche, questa tecnologia risulta conveniente per capacità di stoccaggio basse, e data la compattezza può essere trasportabile, ad esempio sui veicoli.
- *Stoccaggio termico*: l'energia viene accumulata sotto forma di calore, andando a scaldare o anche raffreddare un determinato materiale, questa tecnologia sarà analizzata più nel dettaglio successivamente.
- *Aria compressa (CAES)*: le turbine a gas usano buona parte dell'energia disponibile per comprimere l'aria, quando vi è un eccesso questa può essere stoccata, solitamente in cavità sotterranee, ed essere utilizzata successivamente, andando ad aumentare la produzione senza necessità di aumentare l'apporto di combustibile.
- *Batterie di flusso*: l'energia viene immagazzinata all'interno di due elettroliti contenuti delle sostanze elettro attive, e tenuti in due differenti serbatoi. La potenza prodotta è indipendente dalle dimensioni del sistema e presentano basse perdite di energia.
- *Idrogeno*: l'idrogeno può essere prodotto attraverso reazioni di elettrolisi utilizzando energia elettrica in eccesso, questo può essere stoccato all'interno di serbatoi e utilizzato per produrre nuovamente energia attraverso le celle di combustione. Questa tecnologia permette di avere una produzione che può essere centralizzata distribuita e anche trasportabile
- *Volani*: l'energia elettrica viene utilizzata per fare girare un volano, trasformandola quindi in energia meccanica, spesso posto in una stanza sottovuoto per minimizzare le perdite d'attrito. Questa tecnologia è adatta per fornire energia in modo rapido nel breve periodo ed è caratterizzata da un'ottima efficienza di conversione, una buona densità di energia e bassa manutenzione.

In Figura 2.6 sono confrontate le principali tecnologie per lo stoccaggio di energia, in base a due delle caratteristiche più importanti, la potenza generabile e la capacità di accumulo

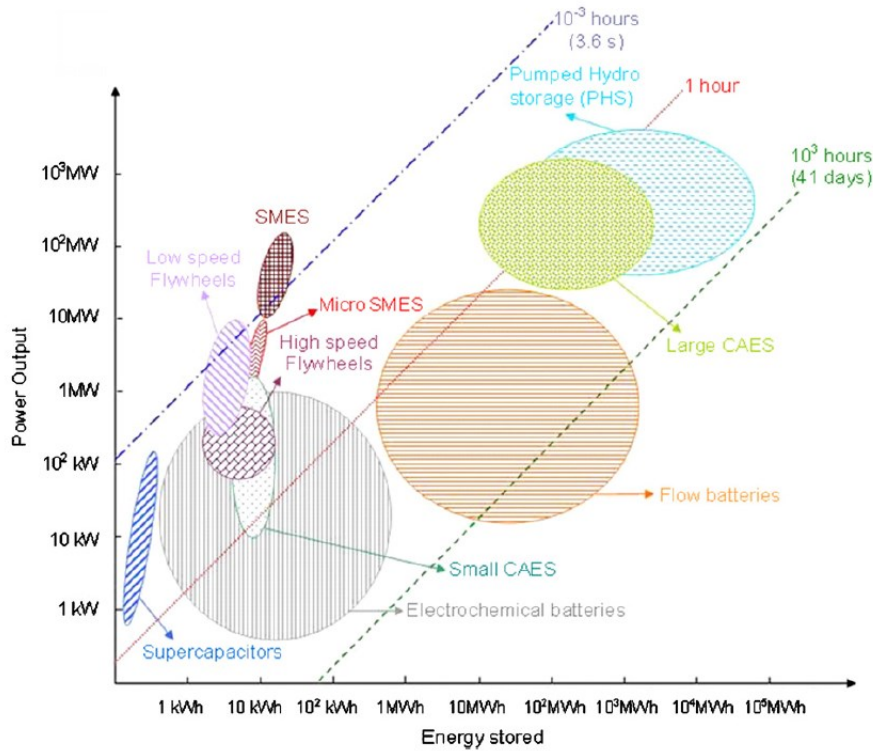


Figura 2.6: Confronto delle diverse tecnologie per lo stoccaggio di energia

2.3.1 Stoccaggio termico

Lo stoccaggio termico è una tecnologia che permette di accumulare temporaneamente energia sotto forma di calore, attraverso il riscaldamento o raffreddamento di un mezzo di stoccaggio, che può poi essere riutilizzata andando a scaricare il TES quando ce n'è necessità, come mostrato nello schema di Figura 2.7.

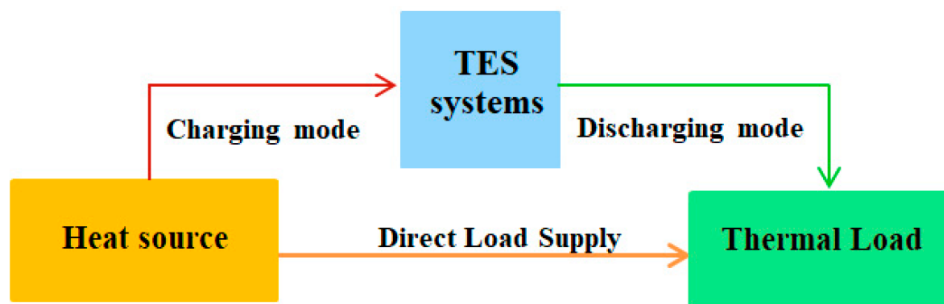


Figura 2.7: Schema di utilizzo dello stoccaggio termico

I vantaggi di questa tecnologia sono che è generalmente economica e necessita di poca manutenzione, poco inquinante, permette di avere una buona flessibilità di utilizzo e l'accumulo può avvenire partendo da diversi tipi di sorgenti, sia termiche che elettriche. Gli svantaggi invece sono che presenta

una bassa efficienza e le perdite possono essere elevate se le differenze di temperatura con l'ambiente sono consistenti e non viene applicato un buon isolamento. Per questo motivo l'accumulo termico non è solitamente usato per stoccaggio nel lungo periodo, con le continue perdite di calore l'energia accumulata tende a diminuire non potendo più essere riutilizzata.

Le principali applicazioni dello stoccaggio termico sono le seguenti

- Aumento della flessibilità nella produzione di energia termica per soddisfare le richieste di potenza, sia per scopi di riscaldamento e raffreddamento, sia per alimentare impianti per la produzione di energia elettrica.
- Aumentare l'efficienza energetica degli impianti, potendo stoccare energia termica di scarto che altrimenti andrebbe persa.
- Riduzione delle emissioni di gas serra accoppiandolo con sistemi ad energia rinnovabile.

Una delle caratteristiche attraverso cui possono essere classificate le diverse tipologie di TES è il modo in cui l'energia viene immagazzinata, che può avvenire attraverso calore sensibile, quando il mezzo di stoccaggio varia la sua temperatura, oppure attraverso calore latente, quando il mezzo di stoccaggio cambia fase mantenendo la sua temperatura costante.

Calore Sensibile

Con lo stoccaggio termico attraverso calore sensibile l'energia viene accumulata grazie all'aumento di temperatura del materiale di stoccaggio, equazione (2.3)

$$Q = m c_p \Delta T \quad (2.3)$$

dove m , è la massa del materiale di stoccaggio, c_p il calore specifico e ΔT la differenza di temperatura.

I principali mezzi utilizzati per lo stoccaggio di calore sensibile sono:

- *Acqua*

Fluido molto economico e disponibile, facile da gestire e sicuro, è caratterizzato da un elevato calore specifico. Può essere utilizzato sia allo stato liquido permettendo una temperatura di utilizzo inferiore ai 100 °C, o anche sotto forma di vapore, con temperature di lavoro più elevate e più adatte ad impianti di produzione di energia elettrica come gli impianti a vapore oppure solare concentrato.

- *Olio diatermico*

Gli oli diatermici sono fluidi organici con buone proprietà di trasmissione del calore, rispetto all'acqua hanno il vantaggio di poter essere utilizzati allo stato liquido e pressione atmosferica fino a temperature di 250 °C, aumentando la pressione si riesce poi ad arrivare a temperature

massime di utilizzo di 400 °C, consentendo di aver maggiori differenze di temperatura e quindi maggiori capacità di accumulo. Questo materiale, come anche l'acqua, può essere usato in serbatoi stratificati, all'interno dei quali il fluido viene mantenuto a diverse temperature, formando un gradiente di temperatura detto termoclino.

- Sali fusi

I sali fusi permettono temperature di utilizzo ancora più elevate rispetto a quelle dell'olio, fino a 550 °C con il difetto che avendo una temperatura di fusione intorno ai 200-250 °C non possono essere utilizzati sotto questo limite e bisogna stare attenti che non solidifichino nei tubi.

- Metalli fusi

Alcuni metalli presentano temperature di fusione ben al di sotto della temperatura ambiente e allo stesso tempo altissime temperature di ebollizione, questo permette range di temperatura ancora più elevati. Hanno ottime proprietà termiche ma sono molto costosi.

- Materiali naturali

Materiali naturalmente disponibili come rocce e sabbia possono essere utilizzati come mezzo di stoccaggio di calore sensibile allo stato solido, solitamente sono utilizzati all'interno di serbatoi in cui viene fatto scorrere il fluido di trasferimento del calore. Sono molto economici e sicuri.

I vantaggi di questi tipi di materiali sono che permettono temperature di utilizzo molto elevate e sono generalmente economici. Gli aspetti negativi invece sono l'instabilità della temperatura durante il processo di scarica, poiché continuando ad estrarre energia la temperatura del materiale diminuisce, e la bassa densità energetica rispetto ai materiali che lavorano con il calore latente. Si riesce comunque ad avere buone capacità di accumulo sfruttando gli elevati intervalli di temperatura e l'elevata densità.

Calore Latente

Lo stoccaggio mediante calore latente avviene con processi di cambio fase a temperatura costante, come descritto dall'equazione (2.4)

$$Q = m L \quad (2.4)$$

dove m è la massa del materiale di stoccaggio e L è il calore specifico latente.

I principali materiali utilizzati sono

- *Materiali Organici*

Questi materiali presentano temperature di cambio fase comprese tra 18 e 30°C, sono molto stabili sicuri e disponibili in natura, hanno però una bassa conduttività termica e degradano a temperature elevate.

- *Materiali inorganici*

Questi materiali consentono di avere temperature di utilizzo più elevate, come ad esempio i sali che hanno temperature di fusione intorno ai 250 °C, ma bassa conducibilità, oppure metalli che invece hanno ottime proprietà termiche, una elevata densità volumetrica di energia ma sono molto costosi.

I vantaggi di questi materiali sono che il calore latente è in generale 50-100 maggiore rispetto al calore specifico, permettendo di avere una densità energetica molto più elevata, e si riesce a mantenere una temperatura durante la scarica più stabile. I range di utilizzo sono però molto più contenuti rispetto ai materiali che sfruttano il calore sensibile.

3 Revisione della letteratura

La maggior parte dei lavori in letteratura che studiano sistemi di stoccaggio termico integrati a centrali termoelettriche hanno lo scopo di aumentare la flessibilità nel breve periodo ovvero permettere di variare in modo rapido il carico di lavoro che altrimenti avverrebbe attraverso sistemi di controllo, come ad esempio la variazione di combustibile immesso nel generatore, caratterizzati da tempi di risposta molto lunghi. Queste variazioni di carico devono essere mantenute per un periodo relativamente breve allo scopo di conferire all'impianto le caratteristiche necessarie per essere considerato una riserva di controllo primaria, secondaria o terziaria [7]. In questi sistemi la capacità di accumulo del sistema di stoccaggio, ovvero la quantità di energia massima che essi riescono ad immagazzinare, è abbastanza contenuta.

Ne sono esempio alcuni articoli come quello di Richter et al [8] i quali hanno studiato gli effetti di un accumulatore di vapore in un impianto a carbone che gli ha permesso di controllare la potenza prodotta mantenendo costante la portata di combustibile, ottenendo durante la scarica, un aumento del carico del 4,3% in un tempo di 60 secondi e per una durata di 23 minuti, mentre durante la carica la potenza diminuisce del 5%. Garbrecht et al [9] invece hanno analizzato la presenza di un sistema di stoccaggio costituito da due diverse coppie di serbatoi a sali fusi, una coppia ad alta temperatura e una a bassa temperatura, per aumentare la flessibilità di un impianto a lignite. I serbatoi sono stati dimensionati per fornire una potenza compatibile con le riserve di controllo primarie, ottenendo per la scarica un incremento di 15,3 MW rispetto ai 300 MW nominali, pari al 5%, mentre durante la scarica la potenza calda di 10,3 MW (3,4 %) per 10 e di 6 MW (2%) per i successivi 62 minuti

Un altro studio simile è stato svolto da Iora et al [10] dove è stato considerato un ciclo ORC alimentato da una caldaia a biomasse, in cui il sistema di stoccaggio ha lo scopo di sopperire alle variazioni di carico che la sola caldaia non sarebbe in grado soddisfare. Per passare da un carico di lavoro del 30% a quello nominale del 100% la sola caldaia necessita di un tempo di 15 minuti, utilizzando un sistema di stoccaggio, costituito da un blocco di metallo in cui scorre l'olio del circuito intermedio posto tra la caldaia e l'ORC, questo ritardo riesce ad essere eliminato completamente.

Lo stoccaggio termico può essere utilizzato anche negli impianti combinati e di recupero di scarto termico [11]. L'utilizzo di accumuli termici permette di gestire in maniera più efficiente e flessibile una sorgente di energia che non può essere controllata in modo diretto, poiché dipende dal carico di lavoro del ciclo principale. Li et al [12] hanno studiato le prestazioni di un impianto combinato gas-vapore, in cui è stato integrato un sistema di stoccaggio termico costituito da materiali a cambio di fase posti in cascata. Bufi et al [13] hanno invece analizzato l'implementazione di un sistema di

stoccaggio a due serbatoi di sali fusi per il recupero termico degli scarti di un impianto a biomasse attraverso un ciclo ORC.

Il concetto di funzionamento dei TES analizzati in questi lavori è sempre lo stesso, quando c'è bisogno di produrre una quantità minore di energia elettrica parte della sorgente di calore è deviata verso il sistema di stoccaggio dove questa verrà accumulata, mentre quando la produzione deve aumentare questa energia accumulata viene scaricata aumentando l'energia che va ad alimentare il ciclo termodinamico.

Lo scopo di questo lavoro di tesi, ed il modo in cui si vuole sfruttare il sistema di stoccaggio, è molto differente da quello degli articoli appena considerati. In questo studio i cicli di carica e scarica del sistema di stoccaggio interessano l'intera giornata, di conseguenza la capacità di accumulo del sistema di stoccaggio dovrà essere più elevata. Lo studio che più si avvicina a ciò che si vuole proporre in questo lavoro di tesi è quello di Baldasso et al [14], in cui è stata investigata la fattibilità tecnica ed economica di un sistema di recupero dei gas di scarico del motore di una nave attraverso un ciclo ORC con la presenza di un sistema di stoccaggio, con lo scopo di ridurre il più possibile le emissioni durante le soste nei porti. Il traghetto necessita di una potenza pari ad 1 MW per soddisfare le richieste di bordo, questa energia può essere fornita da un ciclo ORC alimentato dai gas di scarico del motore principale e, nel caso non fosse sufficiente, da dei generatori ausiliari, i quali però produrrebbero ulteriori emissioni. L'obiettivo è stato quello di riuscire, durante i periodi di sosta, a produrre energia unicamente dall'ORC, senza l'utilizzo dei generatori ausiliarie, per fare in modo che le emissioni non avvengano in questi luoghi dove potrebbero essere più dannose. Per fare questo è stato integrato un sistema di stoccaggio termico che permetta di accumulare durante la navigazione l'energia necessaria per alimentare l'ORC durante i periodi di sosta. La configurazione del ciclo di recupero ORC è riportata in Figura 3.1, durante la navigazione il calore dei gas di scarico viene recuperato in uno scambiatore di calore in cui viene scaldato l'olio diatermico, il quale in parte viene utilizzato per caricare il TES ed in parte per alimentare il ciclo ORC. Nel caso in cui l'olio che alimenta l'ORC non sia sufficiente per produrre il MW di potenza necessari allora verranno usati i generatori ausiliari. Durante i periodi di sosta invece l'energia accumulata nel TES viene scaricata permettendo di produrre l'energia richiesta senza l'utilizzo dei generatori ausiliari e quindi senza emissioni.

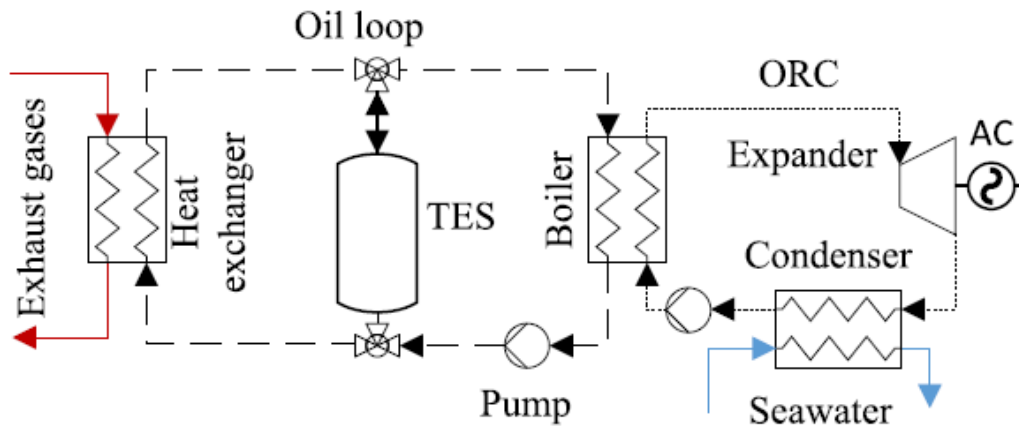


Figura 3.1: Layout dell'impianto per il recupero degli scarti termici con sistema di stoccaggio.

In questo studio vengono analizzati due diverse tipologie di stoccaggio termico, entrambe di tipo diretto ovvero in cui il materiale di stoccaggio utilizzato è proprio l'olio diatermico. Il primo sistema è costituito da due serbatoi separati, uno ad alta temperatura e uno a bassa temperatura, l'altro consiste in un unico serbatoio termoclino, in cui avviene la stratificazione del fluido, e quindi nello stesso serbatoio sono presenti sia il fluido ad alta che bassa temperatura.

Sono stati quindi dimensionati il ciclo ORC e gli scambiatori attraverso un algoritmo di ottimizzazione con l'obiettivo di minimizzare la portata di olio necessaria ad alimentare l'ORC, la quale permetterà di ottenere dimensioni del TES più contenute, il TES invece è stato progettato in modo tale da permettere di accumulare durante la navigazione l'energia necessaria ad alimentare l'ORC durante i periodi di sosta.

Le prestazioni dell'impianto sono determinate attraverso i seguenti parametri

- Dimensioni dei serbatoi
- Copertura energetica (Energy Coverage): data dal rapporto dell'energia prodotta dall'ORC e l'energia totale necessaria per i servizi di bordo
- Levelized cost of energy (LCOE)

È stato eseguito uno studio di sensibilità sulla temperatura massima di utilizzo dell'olio, ottenendo i risultati esposti in Figura 3.2. Si nota che per quanto all'aumentare di questa temperatura diminuisca la dimensione dei serbatoi, poiché diminuisce la portata necessaria per estrarre l'energia dai fumi di scarico, intorno ad un valore di 310°C si ottiene la massima copertura energetica ed i minimi costi.

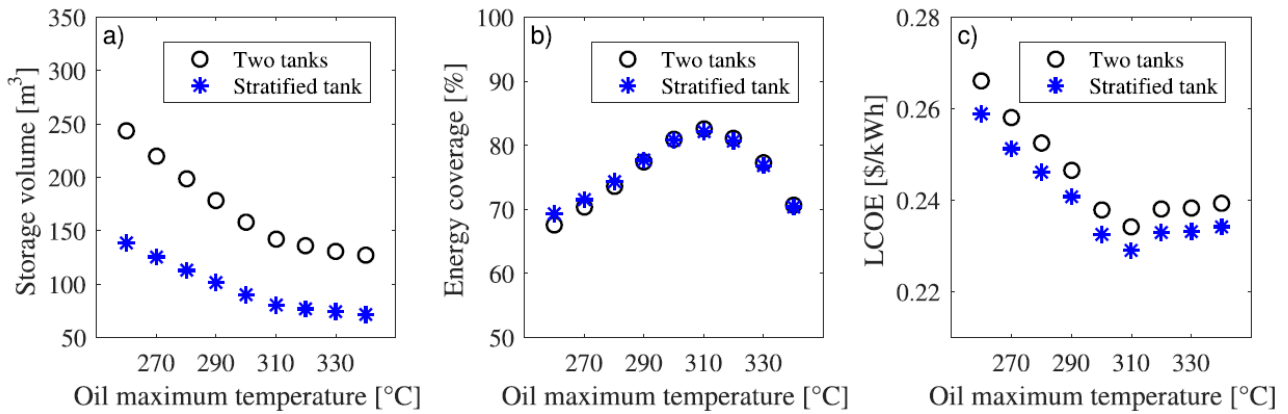


Figura 3.2: Analisi di sensibilità sulla temperatura massima dell'olio

L'altro risultato importante è che la configurazione con serbatoio stratificato permette di avere dimensioni e costi nettamente inferiori rispetto all'altra soluzione, con prestazioni in termini di Energy Coverage praticamente coincidenti.

Il profilo di carico dell'ORC nell'arco della giornata è mostrato in Figura 3.3, dimostrando così la fattibilità di entrambe le configurazioni di sistema di stoccaggio.

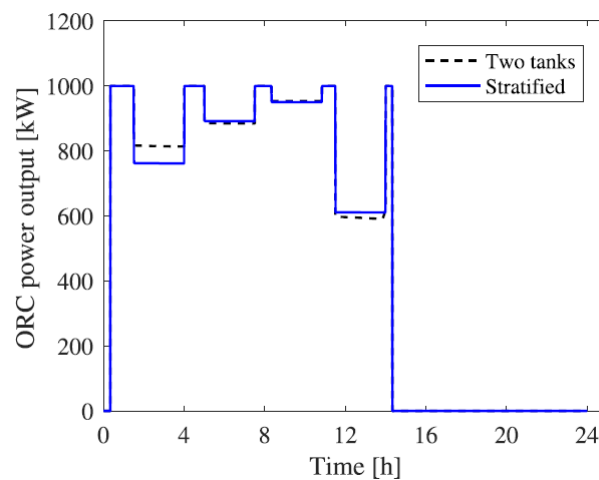


Figura 3.3: Profilo di carico ottenuto dal ciclo ORC

Questa tipologia di sistema di stoccaggio, ovvero l'accumulo diretto del fluido di trasferimento del calore, risulta la soluzione migliore quando i cicli di carica e scarica avvengono nell'arco di diverse ore, e le temperature di lavoro sono abbastanza elevate [11], intorno ai 300°C per la parte calda del serbatoio. Vengono infatti spesso usati anche negli impianti a solare concentrato [15] [16]. In questi casi lo stoccaggio termico ha lo scopo di estrarre energia da una sorgente di calore intermittente, imprevedibile e con grandi fluttuazioni, accumularla e restituirla, alimentando un impianto per la produzione di energia elettrica, in modo più controllato. L'integrazione del TES permette di avere una maggiore sfruttamento della sorgente di calore e una migliore stabilità ed efficienza complessiva dell'impianto.

Quello che vuole essere ottenuto in questo lavoro di tesi è esattamente l'opposto, partendo da una sorgente di calore di cui si conoscono le caratteristiche, si vuole estrarre da essa la maggior quantità di energia possibile, accumularla, e riutilizzarla in modo non costante ma a seconda di una storia di carico predefinita. Per questo motivo essendo le dinamiche operative del sistema di stoccaggio analoghe a quelle del solare concentrato solamente eseguite in direzione inversa, è stato pensato che l'utilizzo dello stoccaggio diretto del fluido utilizzato per il trasporto del calore possa essere la soluzione più adatta.

4 Layout Impianto

4.1 Impianto di riferimento

La turbina a gas con cui è stato deciso di progettare l'impianto combinato è la GE10-1 di General Electric, le cui caratteristiche principali sono riportate in Tabella 4.1. I fumi di scarico rilasciati dalla turbina, aventi ancora una elevata temperatura, e quindi energia termica, vengono usati per alimentare il bottoming cycle ORC, riportato in Figura 4.1

Tabella 4.1: Condizioni operative turbina a gas

Potenza elettrica P_{tg} [MW]	Rendimento η_{tg}	Portata gas di scarico \dot{m}_{gs} [kg/s]	Temperatura gas di scarico T_{gs} [°C]
11,25	31,4%	47,5	482

Data l'elevata temperatura dei gas di scarico (482 °C) sarà necessario interporre tra la sorgente di calore (i fumi) ed il ciclo ORC un circuito d'olio diatermico, poiché in generale molti fluidi organici sono infiammabili. Come olio diatermico è stato scelto di utilizzare Therminol-66 [17], poiché è caratterizzato da una elevata temperatura di utilizzo $T_{oil,max} = 357$ °C, senza bisogno di essere pressurizzato.

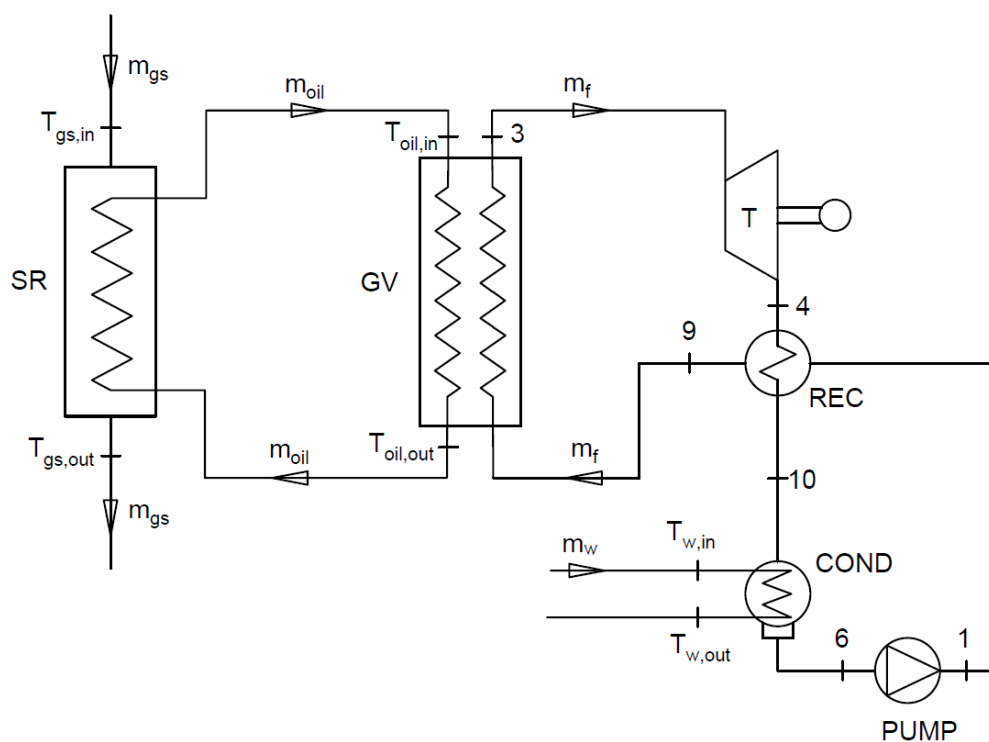


Figura 4.1: Layout impianto di riferimento

L'energia termica dei gas di scarico viene recuperata andando a scaldare nello Scambiatore di calore Recuperativo (SR) la portata di olio diatermico \dot{m}_{oil} , dalla temperatura $T_{oil,out}$ alla temperatura $T_{oil,in}$, estraendo la potenza termica $P_{th,gs}$. La portata di olio caldo viene usata per alimentare il ciclo ORC attraverso il Generatore di Vapore dove la portata di fluido organico \dot{m}_f viene prima riscaldata, fatta evaporare e se necessario surriscaldata (stato 3), cedendo la potenza $P_{th,ORC}$. Il vapore ottenuto viene fatto espandere in turbina (stato 4) la quale accoppiata ad un generatore produce ulteriore potenza elettrica $P_{el,ORC}$. Il vapore viene raffreddato (stato 10) nello scambiatore recuperativo (REC) e successivamente condenserà nel condensatore (CON) fino alle condizioni di liquido saturo (stato 6). Il fluido allo stato liquido viene pressurizzato da una pompa (stato 1), riscaldato nello scambiatore recuperativo (stato 9) e quindi inviato nuovamente al generatore di vapore.

Con questa configurazione di impianto la potenza termica utilizzata per alimentare il ciclo è strettamente legata a quella estratta dai gas di scarico. Se le caratteristiche dei gas di scarico variano come conseguenza della variazione del carico di lavoro della turbina a gas, il ciclo ORC si dovrà adattare andando a variare anch'esso il carico di lavoro. Allo stesso modo se si volesse variare il carico di lavoro dell'ORC, indipendentemente dalle condizioni di lavoro della turbina a gas, l'unico modo è variare la potenza termica estratta dai gas di scarico, questo però comporterebbe una riduzione dell'energia recuperata dalla sorgente di calore, andando a sprecare energia che idealmente avrebbe potuto essere riutilizzata. Per questo motivo si vuole integrare all'interno dell'impianto un sistema di stoccaggio termico, per permettere al ciclo ORC di lavorare in modo più flessibile indipendentemente dall'energia recuperata dai gas di scarico.

Questo tipo di configurazione verrà comunque analizzata e usata come confronto rispetto alle soluzioni che si otterranno per l'impianto con il sistema di stoccaggio perché, supponendo di far lavorare l'ORC sempre alla condizione massima, essa permette di avere le massime prestazioni in termini di energia elettrica prodotta.

4.2 Impianto con sistema di stoccaggio

Il sistema di stoccaggio verrà integrato all'impianto di riferimento interponendolo tra lo scambiatore recuperativo e il generatore di vapore, come mostrato in Figura 4.2, utilizzando l'olio come fluido di trasferimento del calore (Heat Transfer Fluid).

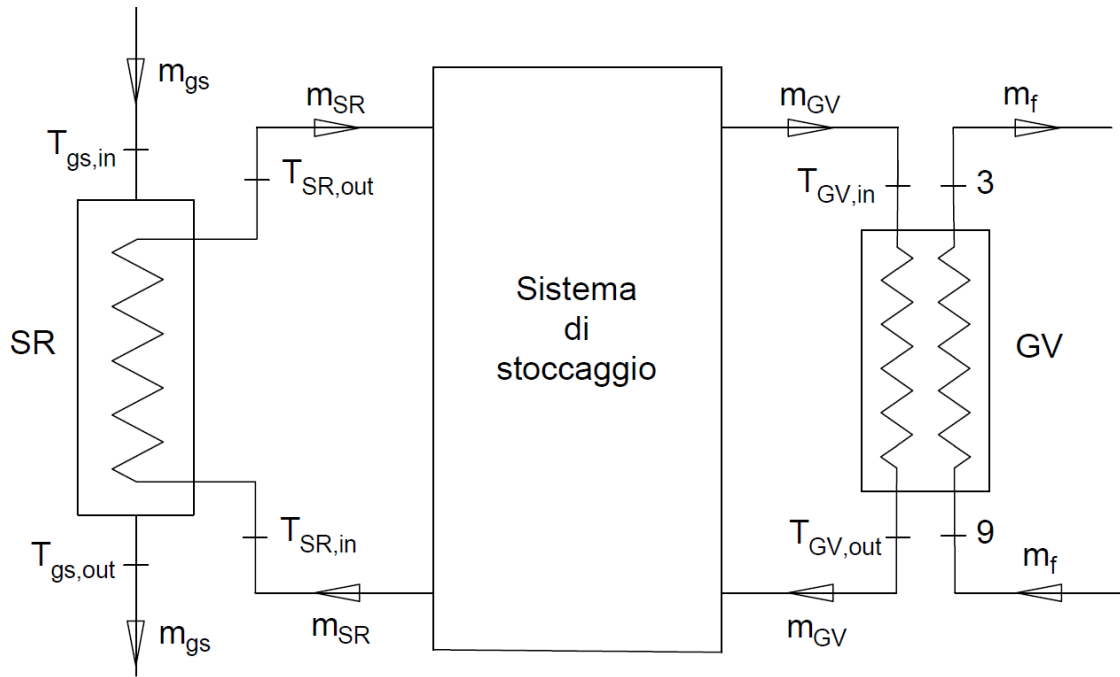


Figura 4.2: Layout dell'impianto con l'integrazione del sistema di stoccaggio.

Lo scopo del sistema di stoccaggio è quello di disaccoppiare il funzionamento dei due scambiatori, ovvero la potenza termica estratta dai gas di scarico e quella fornita all'ORC. L'idea è quella di estrarre dai gas di scarico sempre la massima energia possibile, e controllare invece la potenza termica fornita all'ORC in base alle necessità. Questo sarà possibile andando a controllare le portate nei due scambiatori.

Il circuito ad olio può quindi essere considerato diviso in due parti, una parte in cui scorre la portata \dot{m}_{SR} , che va a recuperare il calore dai gas di scarico, ed una parte in cui scorre la portata \dot{m}_{GV} che va ad alimentare il ciclo termodinamico. Quando la potenza estratta dai fumi risulta maggiore di quella necessaria al generatore di vapore allora l'energia in eccesso verrà accumulata, viceversa quando c'è bisogno di maggiore potenza rispetto a quella recuperata sarà scaricata l'energia precedentemente accumulata.

Per il sistema di stoccaggio è stato scelto di utilizzare uno stoccaggio di tipo diretto, dove quindi l'olio diatermico oltre che a servire da fluido di trasferimento del calore è utilizzato anche come fluido di stoccaggio (Heat Storage Fluid). Il TES consisterà quindi in uno o due serbatoi in cui verrà accumulato l'olio. Verranno analizzate due diverse configurazioni, la prima che consiste nell'utilizzare due serbatoi separati, caratterizzati di diversa temperatura dell'olio, uno ad alta temperatura ed uno a bassa temperatura, mentre la seconda consiste in un unico serbatoio in cui viene accumulato olio a diversa temperatura sfruttando il principio della stratificazione. I serbatoi analizzati

hanno una forma cilindrica, con diametro d e altezza H , e caratterizzati da un rapporto di aspetto $R = H/d$ pari a 2.

4.2.1 Due serbatoi

Il sistema a due serbatoi viene integrato all'impianto come mostrato in Figura 4.3

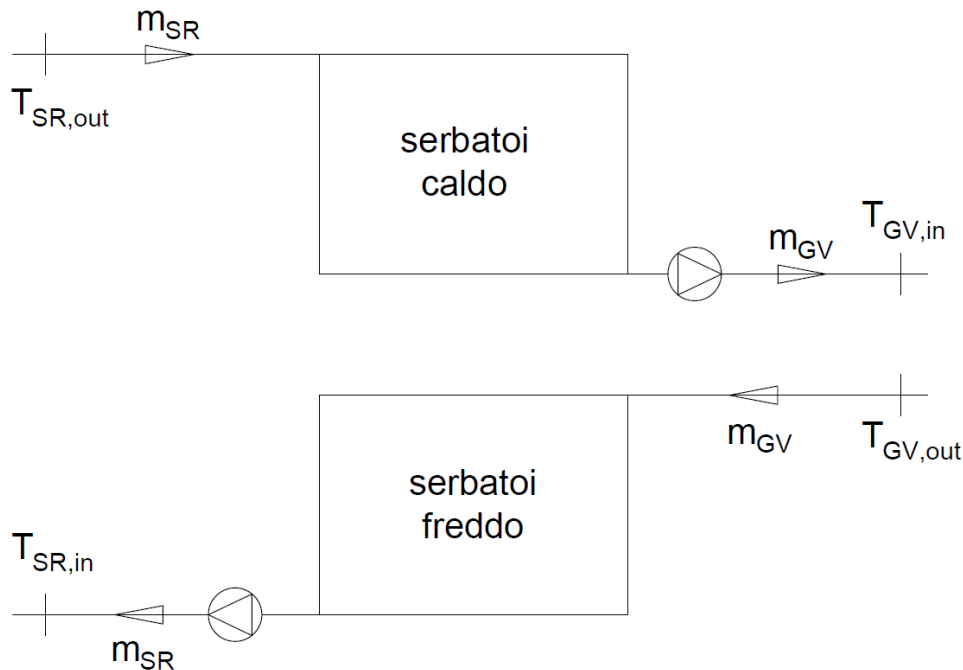


Figura 4.3: Integrazione del sistema di stoccaggio a due serbatoi all'interno dell'impianto.

Lo scambiatore recuperativo viene alimentato dall'olio estratto dal serbatoio freddo, lo scalda fino alla temperatura $T_{SR,out}$ con cui l'olio è immesso nel serbatoio caldo in cui si miscela con quello già presente. Dal serbatoio caldo viene poi estratta la portata necessaria ad alimentare il ciclo: l'olio esce dal generatore di vapore alla temperatura $T_{GV,out}$ con cui viene immesso nel serbatoio freddo.

La portata \dot{m}_{SR} è controllata dalle caratteristiche della sorgente di calore mentre la portata \dot{m}_{GV} in base al carico di lavoro richiesto dall'ORC. Nel caso in cui si debba produrre una bassa potenza elettrica che comporti $\dot{m}_{GV} < \dot{m}_{SR}$, allora l'energia termica viene stoccata sotto forma di massa di olio che si accumula nel serbatoio caldo, quando invece si è nella condizione $\dot{m}_{GV} > \dot{m}_{SR}$, la massa di olio caldo precedentemente accumulato viene scaricata andando a riempire il serbatoio freddo.

I serbatoi saranno modellizzati attraverso l'ipotesi di completo miscelamento, che consiste nel supporre che la portata in ingresso si misceli perfettamente con il fluido già presente all'interno del serbatoio che verrà quindi considerato a temperatura omogenea in ogni punto, la temperatura del fluido in uscita coinciderà quindi con la temperatura del fluido all'interno del serbatoio, $T_{out} = T$. Vengono utilizzate le equazioni (4.1), (4.2), (4.3), (4.4), riferite alla Figura 4.4.

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (4.1)$$

$$\frac{d(mh)}{dt} = \dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{out}h_{out} - UA(T - T_{amb}) \quad (4.2)$$

$$m \frac{dh}{dt} + h \frac{dm}{dt} = \dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{out}h_{out} - UA(T - T_{amb}) \quad (4.3)$$

$$\frac{dh}{dt} = \frac{1}{m} \left[\dot{m}_{in}h_{in} - \dot{m}_{out}h - UA(T - T_{amb}) - h \frac{dm}{dt} \right] \quad (4.4)$$

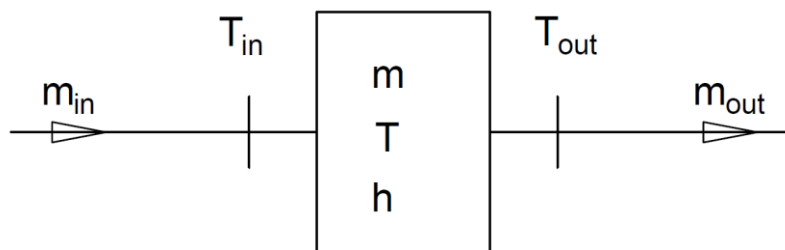


Figura 4.4: Modello del serbatoio perfettamente miscelato

4.2.2 Serbatoio stratificato

I serbatoi stratificati sfruttano la caratteristica dei fluidi di variare la loro densità in funzione della temperatura, in particolare questa diminuisce all'aumentare della temperatura. Questi serbatoi accumulano energia mantenendo al loro interno un gradiente di temperatura, chiamato termoclino, separando il liquido ad alta temperatura, che tende a stare in alto, da quello a bassa temperatura. Il livello di carica del serbatoio è dato dalla quantità di fluido caldo rispetto a quello freddo, e quindi dalla posizione del termoclino.

Questo tipo di soluzione permette di aumentare notevolmente le prestazioni del sistema di stoccaggio rispetto alla configurazione a due serbatoi [18], poiché tutto il fluido necessario è contenuto in un unico serbatoio che rimane sempre pieno, mentre nell'altro caso entrambi i serbatoi devono essere progettati per contenere la quantità massima di fluido ma in generale la quantità presente all'interno è minore, e quindi rimane sempre un volume vuoto inutilizzato. Questo permette di ridurre notevolmente i volumi e i costi relativi ai serbatoi ma stesso tempo causa un abbassamento dell'efficienza di stoccaggio poiché l'energia accumulata all'interno del termoclino non potrà mai essere riutilizzata [15].

Il serbatoio viene inserito nell'impianto come mostrato in Figura 4.5.

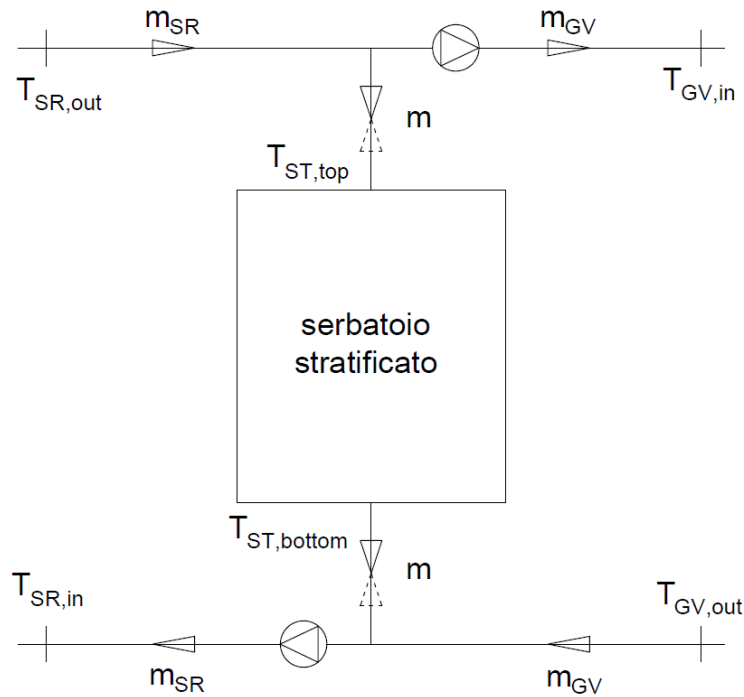


Figura 4.5: Integrazione del serbatoio stratificato all'interno del impianto di riferimento

I serbatoi sono alimentati dalla portata di olio \dot{m} , cui caratteristiche dipendono dal funzionamento del resto dell'impianto. Quando si ha che $\dot{m}_{GV} < \dot{m}_{SR}$ allora si è in fase di carica, la portata in uscita dallo scambiatore recuperativo \dot{m}_{SR} viene divisa in una parte \dot{m}_{GV} che alimenta il ciclo ORC, e una parte \dot{m} che alimenta il sistema di stoccaggio, entrando dall'estremità superiore alla temperatura $T_{SR,out}$ e uscendo dall'estremità inferiore alla rispettiva temperatura presente in quella zona. La porta in uscita dal serbatoio si miscela con quella in uscita dal generatore di vapore ed entra nello scambiatore recuperativo dove viene riscaldata fino a $T_{SR,out}$. Quando invece \dot{m}_{GV} è maggiore di \dot{m}_{SR} si è in fase di scarica, alla portata in uscita dallo scambiatore recuperativo, non essendo sufficiente per alimentare il ciclo ORC viene aggiunta la portata \dot{m} estratta dal serbatoio alla temperatura dell'estremità superiore, queste vengono miscelate ed inviate al ciclo, la portata in uscita alla temperatura $T_{GV,out}$ viene quindi divisa in una parte \dot{m} che alimenta il serbatoio dall'estremità inferiore e l'altra \dot{m}_{SR} mandata allo scambiatore recuperativo.

Per la modellizzazione del serbatoio ci si è basati sul lavoro svolto da Baldasso et al [14], utilizzando quindi un modello mono dimensionale di tipo nodale, mostrato in Figura 4.6, in cui il serbatoio viene suddiviso, lungo la direzione verticale x considerata positiva verso il basso, in N nodi rappresentanti delle porzioni cilindriche di uguale altezza all'interno delle quali le proprietà del fluido vengono considerate omogenee. Questi nodi interagiscono tra di loro e con l'ambiente esterno attraverso dei flussi di massa di calore che ne controllano lo stato termodinamico espresso dalla temperatura.

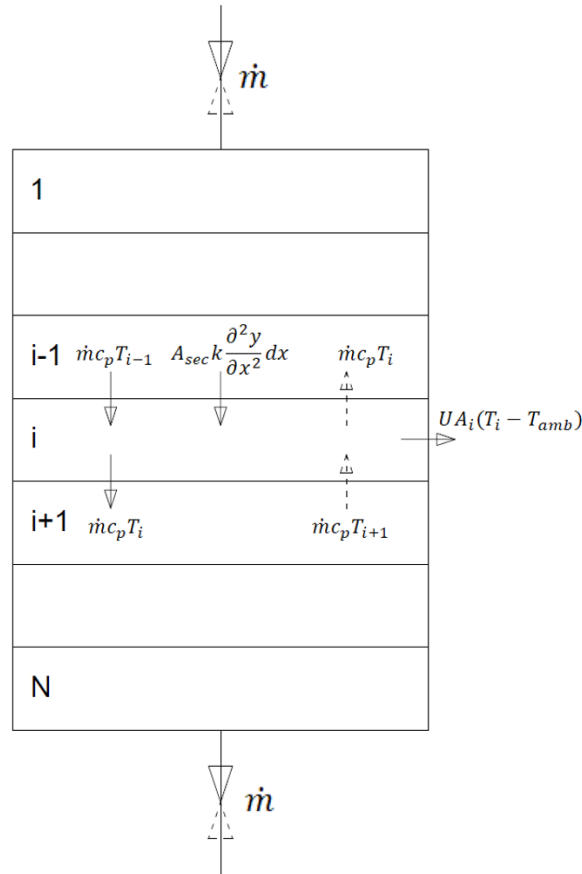


Figura 4.6: Modello utilizzato per il serbatoio stratificato.

Per ogni nodo è possibile scrivere quindi il bilancio di energia attraverso l'equazione (4.5)

$$\frac{\partial T_i}{\partial t} = -\frac{\dot{m}}{\rho A_{sec}} \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{k}{\rho c_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{U}{\rho c_p} \frac{P}{A_{sec}} (T_i - T_{amb}) \quad (4.5)$$

L'equazione mostra come la variazione della temperatura del nodo $\frac{\partial T_i}{\partial t}$, dipenda da diversi termini.

Il primo esprime il flusso termico generato dalla portata che attraversa il layer \dot{m} , ρ è la densità del fluido, $A_{sec} = \frac{\pi d^2}{4}$ è la sezione trasversale mentre $\frac{\partial T}{\partial x}$ rappresenta la variazione della temperatura lungo l'asse longitudinale del serbatoio, sempre negativo a causa della stratificazione. Il segno della portata \dot{m} , che indica se il serbatoio è in fase di carica (portata positiva, dall'alto verso il basso) oppure di scarica (portata negativa, dal basso verso l'alto), stabilisce la direzione del flusso termico.

Il secondo termine rappresenta il flusso di calore dovuto alla conduzione attraverso il fluido, k è la conduttività termica del fluido, c_p il calore specifico e $\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$ rappresenta il gradiente di temperatura.

Il terzo termine rappresenta le perdite con l'ambiente, U è il coefficiente di scambio complessivo del serbatoio, $P = \pi d$ è il perimetro della sezione trasversale del serbatoio e T_{amb} è la temperatura dell'ambiente esterno.

Se è noto lo stato del serbatoio all'istante di tempo t_j e le relative condizioni al contorno, discretizzando nell'intervallo di tempi Δt , è possibile risolvere l'equazione andando a determinare lo stato dei vari layer all'istante di tempo successivo $t_{j+1} = t_j + \Delta t$, equazione (4.6),

$$T_i^{j+1} = T_i^j + \left(\frac{|\dot{m}|}{\rho A_{sec}} \frac{T_{in,i}^j - T_i^j}{\Delta x} + \frac{k}{\rho c_p} \frac{T_{i-1}^j - 2T_i^j + T_{i+1}^j}{\Delta x^2} - \frac{U}{\rho c_p} \frac{P}{A_{sec}} (T_i^j - T_{amb}) \right) \Delta t \quad (4.6)$$

dove il pedice i indica il nodo mentre l'apice j indica l'istante di tempo e $T_{in,i}^j$ rappresenta la temperatura del fluido in ingresso al nodo i -esimo. Nel caso di carica la portata entra dal nodo superiore e quindi $T_{in,i}^j = T_{i-1}^j$, durante la scarica invece $T_{in,i}^j = T_{i+1}^j$. Risulta importante fare in modo che l'intervallo di tempo di discretizzazione Δt , non risulti superiore ad un valore massimo dato dall'equazione (4.7),

$$\Delta t_{max} = \frac{m_i}{\dot{m}} \quad (4.7)$$

che rappresenta il tempo per cui la massa di fluido che entra ed esce dal i -esimo nodo equivale alla massa stessa del nodo.

Nel caso del primo o ultimo nodo, per tenere conto del fatto che la dissipazione del calore verso l'esterno avviene anche attraverso la faccia superiore o inferiore del serbatoio, il termine $\frac{P}{A_{sec}}$ viene sostituito da $\left(\frac{P}{A_{sec}} + \frac{1}{\Delta x} \right)$. Con questo modello è anche possibile tenere in considerazione la turbolenza generata dal flusso in ingresso al serbatoio, supponendo che la porta \dot{m} si misceli, suddividendosi in parti uguali, con i primi n_{mix} nodi del serbatoio, il valore di questo parametro viene calcolato attraverso il fattore di miscelazione γ_{mix} che rappresenta la percentuale di fluido all'interno del serbatoio con cui avviene la miscelazione, si avrà quindi $n_m = N \gamma_{mix}$.

Questi modelli sono solitamente utilizzati per serbatoi ad acqua, in cui la densità del fluido può essere ritenuta indipendente dalla temperatura. In questo caso verrà utilizzata l'ipotesi che la densità del fluido all'interno del serbatoio sia costante pari a quella di massima di utilizzo, anche se per il range di temperature utilizzate per questo studio la densità risulta variare fino ad un massimo del 18%. L'ipotesi di considerare la densità dell'olio costante è stata utilizzata anche nel lavoro svolto da Mawire [19], ottenendo un buon riscontro rispetto a dati sperimentali, anche se il range di temperatura del fluido nel suo caso è più contenuto. In ogni caso, dal punto di vista del dimensionamento questa risulta essere un'ipotesi conservativa poiché, considerando la densità pari a quella massima possibile, il volume effettivo occupato dalla massa di olio risulta sempre minore, andando semplicemente a creare una zona vuota all'interno del serbatoio.

Uno dei principali limiti di un modello mono dimensionale è che con la risoluzione del bilancio termico possono formarsi punti di inversione della temperatura, ovvero punti in cui uno strato ha una temperatura minore dello strato sottostante. Dal punto di vista fisico questo risulta impossibile poiché il fluido più caldo tende a stare più in alto. Per risolvere questo problema è necessario implementare una procedura successiva alla risoluzione dei bilanci termici di ogni nodo, che controlli se all'interno del serbatoio si siano verificate queste inversioni di temperatura e in caso positivo le elimini. La procedura di eliminazione di queste inversioni di temperatura è di tipo iterativo, partendo da nodo N si risale fino a che non si trova una prima inversione, in tal caso viene eseguita una miscelazione dei due strati interessati, poi si va a controllare lo strato successivo e se l'inversione è ancora presente si procede ad una nuova miscelazione, sempre in riferimento al primo strato, continuando fino a che questa prima inversione non è stata eliminata o si arriva all'ultimo strato. Il procedimento si ripete ripartendo dallo strato N finché non è più presente alcuna inversione.

4.2.3 Validazione modello serbatoio stratificato

In letteratura non sono stati trovati articoli che espongono risultati chiari ottenuti da prove sperimentali o simulazioni di serbatoi stratificati utilizzando olio come fluido, per questo motivo la validazione del modello è stata eseguita andando a considerare serbatoi ad acqua, come è stato fatto da Baldasso et al [14].

Il primo tipo di validazione è stato eseguito rispetto al modello sviluppato da Olivensky et al [20], in cui viene studiato un serbatoio ad acqua in cui non vi è flusso di fluido, $\dot{m} = 0$, con lo scopo di studiare gli effetti della conduzione, delle perdite verso l'esterno e della procedura per l'eliminazione delle inversioni di temperatura.

Le caratteristiche del serbatoio sono: rapporto d'aspetto $\frac{H}{D} = 2$, volume $V = 0.1 \text{ m}^3$, coefficiente di scambio termico $U = 1 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$, temperatura ambientale $T_{amb} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, ed una temperatura iniziale pari a $T_{iniz} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.

La Figura 4.7 mostra lo sviluppo del profilo di temperatura del fluido all'interno del serbatoio dopo 5, 15, e 30 ore dall'inizio della simulazione, i risultati ottenuti dimostrano una quasi perfetta coincidenza con i valori di confronto, con un errore massimo inferiore allo 0,1%. La temperatura del fluido all'interno del serbatoio cala con il passare del tempo a causa delle perdite verso l'esterno, la zona inferiore è soggetta ad un raffreddamento più rapido poiché la dissipazione di calore avviene anche attraverso la faccia inferiore del serbatoio, lo stesso accade nella parte superiore ma questo effetto viene annullato dal miscelamento del fluido provocato dall'inversione della temperatura, che crea un profilo di temperatura pressoché costante.

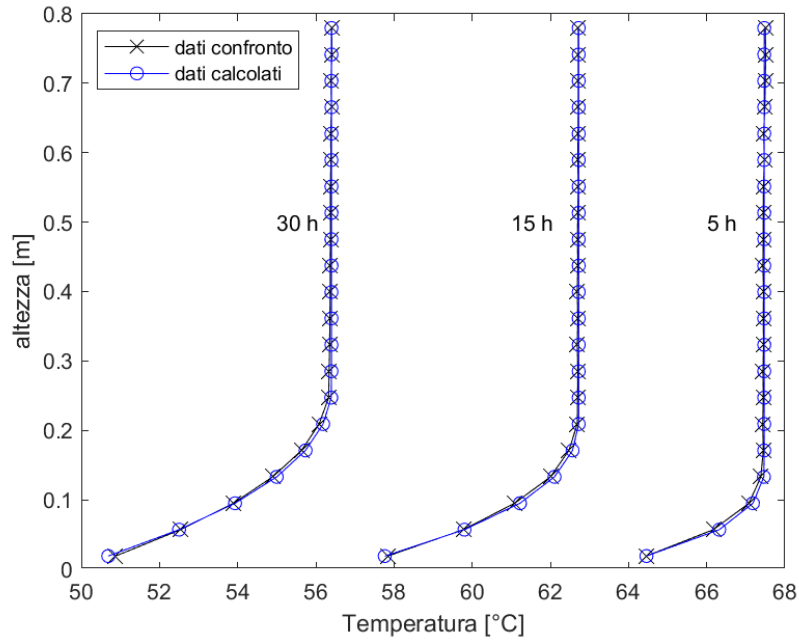


Figura 4.7: Confronto dei profili di temperatura del serbatoio per la validazione del modello

Il secondo tipo di validazione è stata eseguita rispetto alle misurazioni sperimentali ottenuti da Zachar et al [21] di un serbatoio ad acqua in cui è stato eseguito un ciclo di carica e scarica. L'apparato sperimentale utilizzato è quello mostrato in Figura 4.8, in cui la portata volumetrica \dot{V}_{in} viene immessa nel serbatoio mentre 20 termocoppie poste lungo l'altezza del serbatoio, T1 all'estremità superiore e T20 a quella inferiore, misurano la temperatura del fluido durante l'intero esperimento.

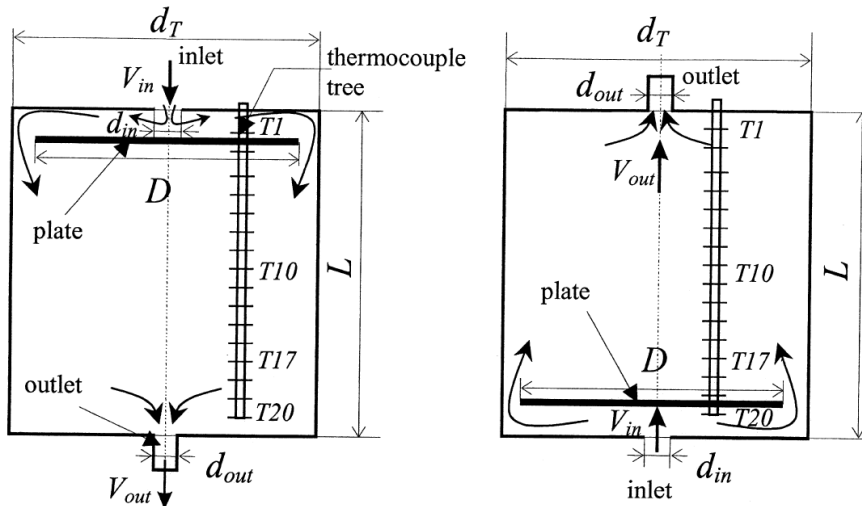


Figura 4.8: Apparato utilizzate per la condizione delle prove sperimentali.

Le caratteristiche del serbatoio sono: diametro $d_T = 0.4 \text{ m}$, altezza $L = 0.8 \text{ m}$. In questo caso le perdite verso l'esterno sono trascurate poiché il periodo analizzato è breve.

Si nota che i serbatoi sono dotati di piastre di diffusione poste nelle due sezioni di ingresso, queste permettono di rallentare il flusso di fluido in entrata, direzionandolo verso le pareti, evitando che

penetri verso il centro del serbatoio creando moti turbolenti che possono andare a degradare la stratificazione, la presenza di queste piastre viene tenuta in considerazione andando a definire un valore del mixing factor γ_{mix} paria alla porzione di fluido contenuto nello spazio compreso tra la faccia del serbatoio e le piastre.

Per il ciclo di carica è stata considerata una portata $\dot{V}_{in} = 1.8 \frac{l}{min}$ entrante dall'estremità superiore ad una temperatura $T_{in} = 42 \text{ } ^\circ\text{C}$ per un periodo di 25 minuti, lo stato iniziale del serbatoio di $T_{iniz} = 22 \text{ } ^\circ\text{C}$. In Figura 4.9 sono confrontati i profili di temperatura misurati in corrispondenza di alcune delle termocoppie.

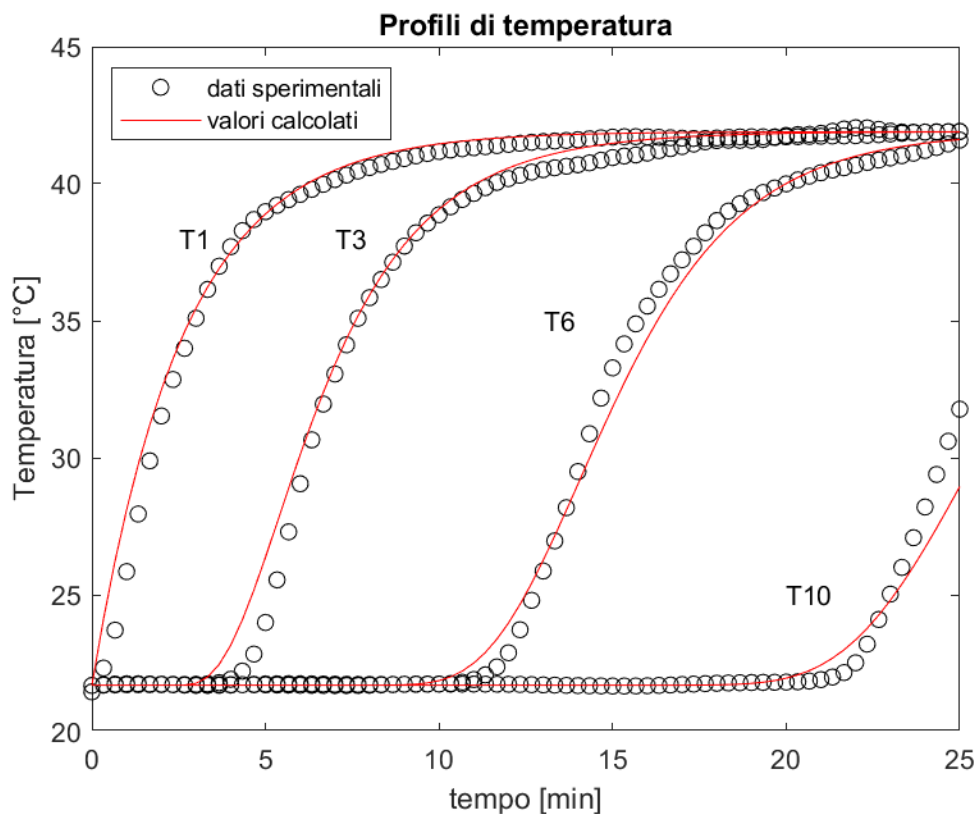


Figura 4.9: Confronto dei profili di temperatura in corrispondenza di alcune termocoppie durante il ciclo di carica

I profili di temperatura ottenuti con il modello (linee rosse) sono concordanti con i dati sperimentali considerati (pallini neri), presentando uno scostamento medio del 2,1% e uno scostamento massimo del 10,7 % ottenuto per il profilo di temperatura relativo alla termocoppia T1.

Per il ciclo di scarica è stata analizzata una portata $\dot{V}_{in} = 1.6 \frac{l}{min}$ ad una temperatura $T_{in} = 20 \text{ } ^\circ\text{C}$ per un periodo di 25 minuti, in cui il serbatoio si trovava allo stato iniziale di $T_{iniz} = 41 \text{ } ^\circ\text{C}$, in Figura 4.10 sono confrontati i profili di temperatura in corrispondenza di alcune delle termocoppie.

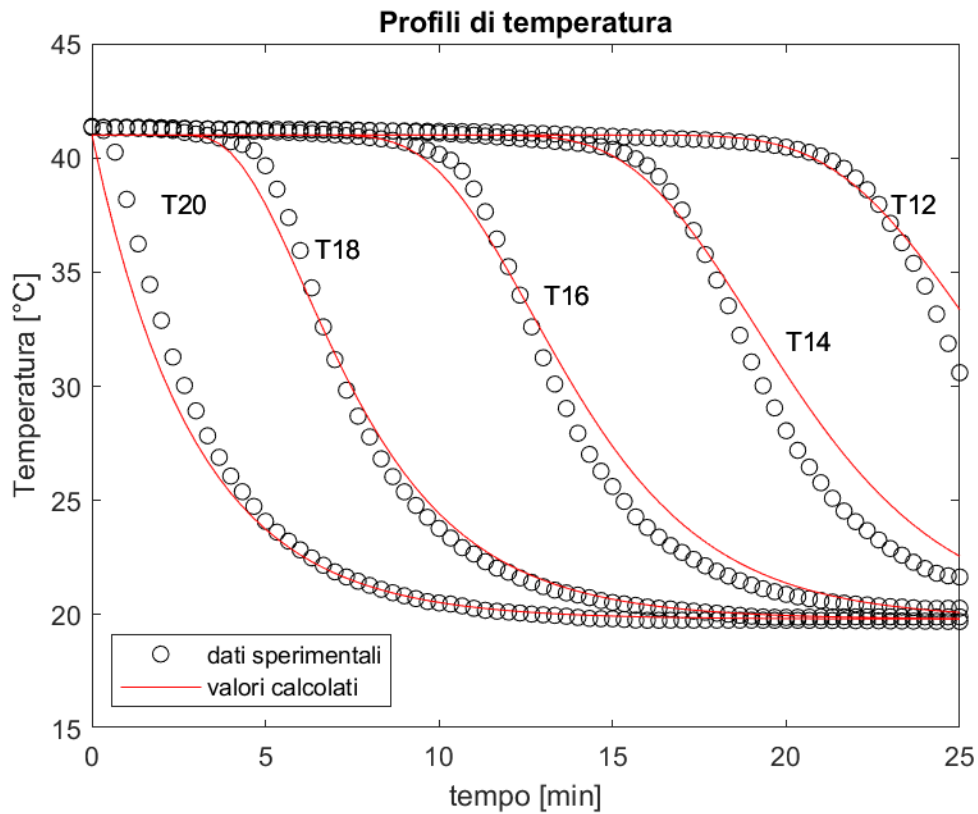


Figura 4.10: Confronto dei profili di temperatura in corrispondenza di alcune termocoppie durante il ciclo di scarica

Anche in questo caso è verificata una buona coincidenza dei risultati, con uno scostamento medio del 2,4%, ed un errore massimo relativo alla curva T14 pari al 10,2%.

Il modello è stato quindi ritenuto correttamente validato.

5 Progettazione dell'impianto di riferimento

La progettazione dell'impianto di riferimento consiste nell'ottimizzare la condizione di design del ciclo ORC utilizzando il software ORC-PD [22] con l'obiettivo di massimizzare la potenza elettrica prodotta. Saranno analizzate le prestazioni di diversi fluidi organici allo scopo di determinare il più adatto a questo specifico caso applicativo, e si studieranno le condizioni di lavoro fuori progetto, indispensabili per poter eseguire le successive ottimizzazioni per l'impianto con il sistema di stoccaggio.

5.1 ORC-PD

Un generico algoritmo di ottimizzazione ha lo scopo valutare diversi un set di parametri, chiamati variabili di decisione, calcolando per ognuno di essi il valore di una funzione obiettivo, con lo scopo di determinare quel gruppo di variabili di decisione che permettono di massimizzare o minimizzare, a seconda delle necessità, il valore della funzione obiettivo.

ORC-PD è uno strumento di ottimizzazione basato su un algoritmo di tipo genetico in cui le variabili di decisione sono costituite dai seguenti parametri termodinamici del ciclo.

- Temperatura di uscita della sorgente di calore $T_{hot,out}$
- Pressione di evaporazione del fluido organico p_{ev}
- Temperatura d'ingresso alla turbina T_3
- Pinch-point nel generatore di vapore $\Delta T_{pp,GV}$
- Pinch-point nel recuperatore $\Delta T_{pp,REC}$
- Pinch-point nel condensatore $\Delta T_{pp,COND}$
- Efficienza del recuperatore E
- Temperatura di condensazione T_{cond}

Nel caso il cui viene utilizzato il circuito ad olio intermedio, la variabile di decisione "Temperatura di uscita della sorgente di calore" fa riferimento alla temperatura di uscita dell'olio dal generatore di vapore $T_{hot,out} = T_{GV,out}$.

Le funzioni obiettivo possono essere svariate, in questo caso è stato deciso di massimizzare la potenza elettrica prodotta dal ciclo P_{el} .

Le condizioni al contorno da fornire al ciclo di ottimizzazione sono le seguenti:

- condizioni d'ingresso della sorgente di calore, ovvero temperatura $T_{gs,in}$, portata \dot{m}_{gs} e pressione p_{gs}

- la temperatura massima di lavoro dell'olio $T_{oil,in}$, che corrisponde alla temperatura dell'olio inviato al generatore di vapore, e la sua pressione di lavoro p_{oil}
- le temperature di ingresso e uscita dell'acqua utilizzata nel condensatore $T_{w,in}$, $T_{w,out}$, e la sua pressione p_w
- rendimenti dell'impianto, rendimenti isoentropico della pompa $\eta_{iso,p}$, rendimento meccanico di pompa e turbina $\eta_{mec,p}$, $\eta_{mec,t}$, i rendimenti del motore elettrico η_{mot} , del generatore η_{gen} ,
- pinch-point dello scambiatore recuperativo $\Delta T_{pp,SR}$.

ORC-PD permette di valutare la convenienza di eseguire il surriscaldamento o meno del fluido organico dopo l'evaporazione, e la convenienza di utilizzare uno scambiatore recuperativo. Inoltre, vengono utilizzate le mappe di efficienza delle turbine assiali e radiali, con lo scopo di determinare quale delle due soluzioni presenta un'efficienza maggiore, in base ai parametri di ciclo ed il fluido utilizzato, invece di considerare un valore di efficienza costante.

Il modello utilizzato per la risoluzione del ciclo è quello esposto in [22], le cui equazioni principali sono riportate di seguito. Definita la temperatura di uscita dell'olio, $T_{GV,out}$ è possibile attraverso il valore del pinch-point dello scambiatore recuperativo determinare la temperatura di uscita dei gas di scarico, equazione (5.1).

$$T_{out,gs} = T_{GV,out} + \Delta T_{pp,SR}. \quad (5.1)$$

E di conseguenza la portata di olio circolante, equazione (5.2).

$$\dot{m}_{SR} = \dot{m}_{gs} \frac{c_{p,gs}(T_{gs,in} - T_{gs,out})}{c_{p,oil}(T_{GV,out} - T_{GV,in})} \quad (5.2)$$

Definita la portata di olio è possibile è possibile calcolare il calore scambiato nel generatore di vapore \dot{Q}_{GV} , e note le pressioni di evaporazione, di condensazione e l'efficienza del recuperatore, è possibile determinare: la portata del fluido organico \dot{m}_f , tutti i punti termodinamici del ciclo e la portata di acqua \dot{m}_w necessaria nel condensatore.

La potenza elettrica è quindi data da (5.3) (5.4) (5.5) .

$$P_{el} = P_t - P_p \quad (5.3)$$

$$P_t = \dot{m}_f(h_3 - h_4)\eta_{mec,t}\eta_{gen} \quad (5.4)$$

$$P_p = \dot{m}_f \frac{(h_1 - h_1)}{\eta_{mec,p}\eta_{mot}} \quad (5.5)$$

5.2 Fluido di lavoro

ORC-PD permette di valutare le prestazioni di diversi fluidi organici, le cui proprietà termodinamiche sono prese dai database di REFPROP e COOLPROP.

Dato il tipo di sorgente di calore, e soprattutto la sua temperatura relativamente alta rispetto a quelle per cui solitamente vengono usati il ciclo ORC, i fluidi più adatti risultano essere Toluene, Benzene, Ciclopentano, e Cicloesano, come dimostrato da Carcasci et al [23], Vankeirsbilck et al [24], Chacartegui et al [25]. Questi sono tutti fluidi secchi, ovvero presentano una pendenza positiva della curva di vapore saturo. In Tabella 5.1 sono riportate alcune proprietà di questi fluidi quali temperatura critica, pressione critica e la pressione a cui il vapore saturo raggiunge la massima entropia. Questa pressione risulta molto importante poiché se il ciclo lavora ad una pressione di evaporazione superiore a questo valore è necessario surriscaldare il fluido per evitare che si verifichi condensazione parziale nella prima parte dell'espansione.

Tabella 5.1: Proprietà termodinamiche dei fluidi organici considerati

	T_{cr} [°C]	p_{cr} [bar]	$p_{s,max}$ [bar]
Toluene	318,6	41,1	36,0
Benzene	288,8	48,9	37,5
Ciclopentano	238,6	44,3	34,7
Cicloesano	281,0	40,7	35,9

L'ottimizzazione del ciclo di riferimento viene quindi eseguita per tutti i fluidi, andando a valutare i risultati ottenuti, non solo in termini di potenza generata, si potrà scegliere il fluido più adatto a questo specifico caso studio.

5.3 Risultati dell'ottimizzazione

L'ottimizzazione è stata eseguita considerando come caratteristiche della sorgente di calore quelle espresse in Tabella 5.2, che corrispondono alla condizione di lavoro di progetto del ciclo principale a gas. Le condizioni al contorno applicate all'ottimizzazione sono riportate in Tabella 5.2. Come temperatura di ingresso dell'olio $T_{oil,in}$, è stato scelto di utilizzare 340 °C per lasciare un margine di utilizzo rispetto alla temperatura massima dell'olio $T_{oil,max} = 357$ °C, prevedendo che nel caso in cui l'impianto lavori in condizioni fuori progetto, soprattutto successivamente quando si andrà a considerare lo stoccaggio termico, questa temperatura potrebbe aumentare.

Tabella 5.2: condizioni al contorno applicate all'ottimizzazione del ciclo di riferimento

$T_{gs} = 482 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{oil,in} = 340 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\eta_{is,p} = 0,80$
$\dot{m}_{gs} = 47,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$	$p_{oil} = 101,3 \text{ kPa}$	$\eta_{mec,p} = 0,92$
$p_{gs} = 101,3 \text{ kPa}$		$\eta_{mec,t} = 0,90$
	$T_{w,in} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\eta_{mot} = 0,90$
$\Delta T_{pp,SR} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{w,out} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\eta_{gen} = 0,92$
	$p_w = 101,3 \text{ kPa}$	

Il valore del pinch-point dello scambiatore recuperativo $\Delta T_{pp,SR}$, è stato scelto come compromesso tra l'efficienza di recupero dell'energia termica e le dimensioni e costi dello scambiatore.

I limiti imposti alle variabili di decisione sono riportati in Tabella 5.3.

Tabella 5.3: Limiti sulle variabili di decisione per l'ottimizzazione del ciclo di riferimento

Variabili di decisione	Limite inferiore	Limite superiore
$T_{GV,out} \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	90	$T_{oil,in}$
$p_{ev} \text{ [bar]}$	$p_{cond,max}$	$p_{ev,max}$
$T_3 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{cond,max} + 10^{\circ}\text{C}$	$T_{oil,in}$
$T_{cond} \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	$T_{cond,min}$	$T_{cond,max}$
$\Delta T_{pp,GV} \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	25	100
$\Delta T_{pp,REC} \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	20	100
$\Delta T_{pp,COND} \text{ [}^{\circ}\text{C]}$	10	100
E	0%	80%

La pressione di evaporazione, $p_{ev,max}$ è scelta come valore minimo tra una pressione considerata massima dal punto di vista tecnico pari a 35 bar, e la pressione critica dei vari fluidi p_{crit} , riportata in Tabella 5.1, e che per i fluidi studiati risulta comunque maggiore del valore limite imposto di 35 bar. I valori limite sulla temperatura di condensazione $T_{cond,min}$ e $T_{cond,max}$ sono definiti in base ai valori di pressione di condensazione minima e massima imposti rispettivamente pari a $p_{cond,min} = 0,8 \text{ bar}$ e $p_{cond,max} = 1,1 \text{ bar}$, per evitare di dover mantenere nel condensatore un vuoto eccessivamente spinto o una pressione molto maggiore di quella atmosferica.

È stata eseguita un'analisi di sensitività sul numero di generazioni e individui con cui eseguire il ciclo di ottimizzazione, ottenendo che un valore di 450 è sufficiente per ottenere una ottimizzazione adeguata, sopra questo valore le differenze nei risultati sono trascurabili.

I valori delle variabili di decisione ottimizzati sono riportati in Tabella 5.4.

Tabella 5.4: Valori delle variabili di decisione ottenute per i diversi fluidi nell'ottimizzazione del ciclo di riferimento

	Toluene	Benzene	Ciclopentano	Cicloesano
$T_{GV,out}$ [°C]	187	135	110	131
p_{ev} [bar]	15.5	26.0	34.1	27.0
T_3 [°C]	249	243	241	252
T_{cond} [°C]	103	73	43	74
$\Delta T_{pp,GV}$ [°C]	25	25	25	25
$\Delta T_{pp,REC}$ [°C]	20	21	21	44
$\Delta T_{pp,COND}$ [°C]	40	12	11	32
E	0.58	0.37	0.66	0.46

In Tabella 5.5 sono invece riassunti i parametri principali dei cicli ottimizzati e le loro prestazioni.

Tabella 5.5: Parametri e prestazioni del ciclo ottenute per i vari fluidi dall'ottimizzazione del ciclo di riferimento

	Toluene	Benzene	Ciclopentano	Cicloesano
$T_{GV,out}$ [°C]	187	135	110	131
$P_{th,gs}$ [MW]	15.0	17.7	19.0	17.9
P_{el} [MW]	2.45	3.23	3.97	3.17
η_{ORC}	0.163	0.183	0.209	0.177
p_{ev} [bar]	15.5	26.0	34.1	27.0
T_{ev} [°C]	245	240	217	248
T_3 [°C]	249	243	241	252
ΔT_{surr} [°C]	4	3	23	4
p_{cond} [bar]	0.809	0.807	0.817	0.820
T_{cond} [°C]	103	73	43	74
\dot{m}_{oil} [kg/s]	40.4	36.9	36.0	36.7
$\eta_{is,t}$	0.905	0.900	0.896	0.897

Il Ciclopentano risulta nettamente il fluido migliore con una potenza elettrica di 3,97 MW, maggiore del 23%, 25% e 62% rispetto a Benzene, Cicloesano e Toluene. Questo risultato è dovuto principalmente alle diverse temperature di condensazione. I valori ottimizzati della pressione di condensazione risultano praticamente uguali per tutti fluidi, tendendo ad un valore il più basso possibile, prossimo al valore limite inferiore. I valori della temperatura di condensazione, che dipendono dalla temperatura di saturazione dei vari fluidi a tale pressione, risultano invece molto diversi. Una minore temperatura di condensazione permette di aumentare il salto entalpico del fluido che espande in turbina e di conseguenza la potenza elettrica prodotta. Si nota infatti dai risultati una correlazione diretta tra il valore della temperatura di condensazione e della potenza elettrica, per questo motivo il Ciclopentano, che presenta la più bassa temperatura di condensazione pari a 43 °C, risulta il fluido con le prestazioni migliori. Le basse temperatura di saturazione del Ciclopentano rispetto agli altri fluidi influenzano anche la pressione di evaporazione. Mentre gli altri fluidi, Toluene Benzene e Ciclopentano, riescono a raggiungere la temperatura massima di ciclo di circa 245 °C già nella fase di evaporazione, con pressioni di evaporazione rispettivamente di 15.5, 26, e 27 bar significativamente minori del valore limite 35 bar, il Ciclopentano, con una pressione di evaporazione di 34.1 bar prossima al valore massimo, presenta una temperatura di evaporazione di soli 217 °C, necessitando un surriscaldamento sostanziale per arrivare a valori di temperatura massima di ciclo prossima a quella ottenuta per gli altri fluidi.

Un altro parametro molto importante per le prestazioni del ciclo è la temperatura di uscita dell'olio dal generatore di vapore $T_{GV,out}$, questa influisce sia sulla potenza termica estratta dai fumi di scarico $P_{th,gs}$ che sul rendimento complessiva del ciclo η_{ORC} . Poiché questa temperatura controlla la temperatura di uscita dei gas di scarico attraverso l'equazione (5.1), una minore temperatura d'uscita dell'olio implica una minore temperatura di uscita dei fumi e di conseguenza una maggiore potenza termica estratta. Allo stesso tempo però una più bassa temperatura di uscita dell'olio implica avere una più bassa temperatura del fluido organico in ingresso al generatore di vapore. A parità di temperatura di condensazione questo porta ad una minore potenza scambiata nel recuperatore (REC), e quindi minore efficienza E , il che comporta un abbassamento del rendimento complessivo del ciclo [26]. Poiché le prestazioni del ciclo sono date proprio dal prodotto di questi due parametri, $P_{el} = P_{th,gs}\eta_{ORC}$, l'ottimizzazione consente di determinare quel valore di $T_{GV,out}$, che permette di massimizzare questo prodotto. Questa temperatura influenza però anche il valore della portata di olio \dot{m}_{oil} , in particolare dai risultati si nota che al diminuire della temperatura diminuisce anche la portata. Questo potrebbe essere un fattore importante da considerare quando si andrà a dimensionare in sistema di stoccaggio, perché il valore delle portate di olio circolanti controlla direttamente le dimensioni dei serbatoi.

Nonostante il Ciclopentano presenti una pressione di evaporazione maggiore rispetto agli altri fluidi, che dal punto di vista pratico può risultare una complicazione, le prestazioni notevolmente superiori ci hanno indotto a scegliere questo come fluido migliore per il nostro caso applicativo, di conseguenza le successive progettazioni dell'impianto con sistema di stoccaggio sono state eseguite analizzando solamente questo fluido.

In Figura 5.1, è mostrato il ciclo termodinamico ottenuto con il Ciclopentano come fluido di lavoro.

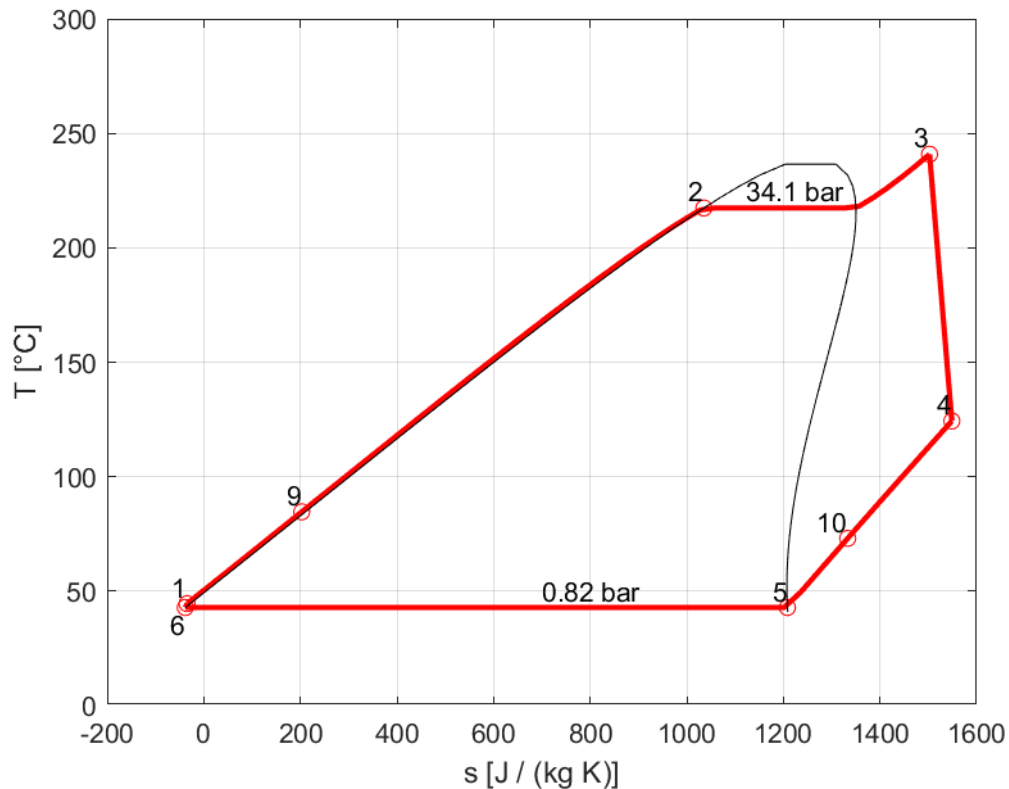


Figura 5.1: Diagramma T-s del ciclo termodinamico ottimizzato ottenuto con il Ciclopentano

Mentre in Figura 5.2 sono riportati i grafici dello scambio termico dei diversi scambiatori di calore

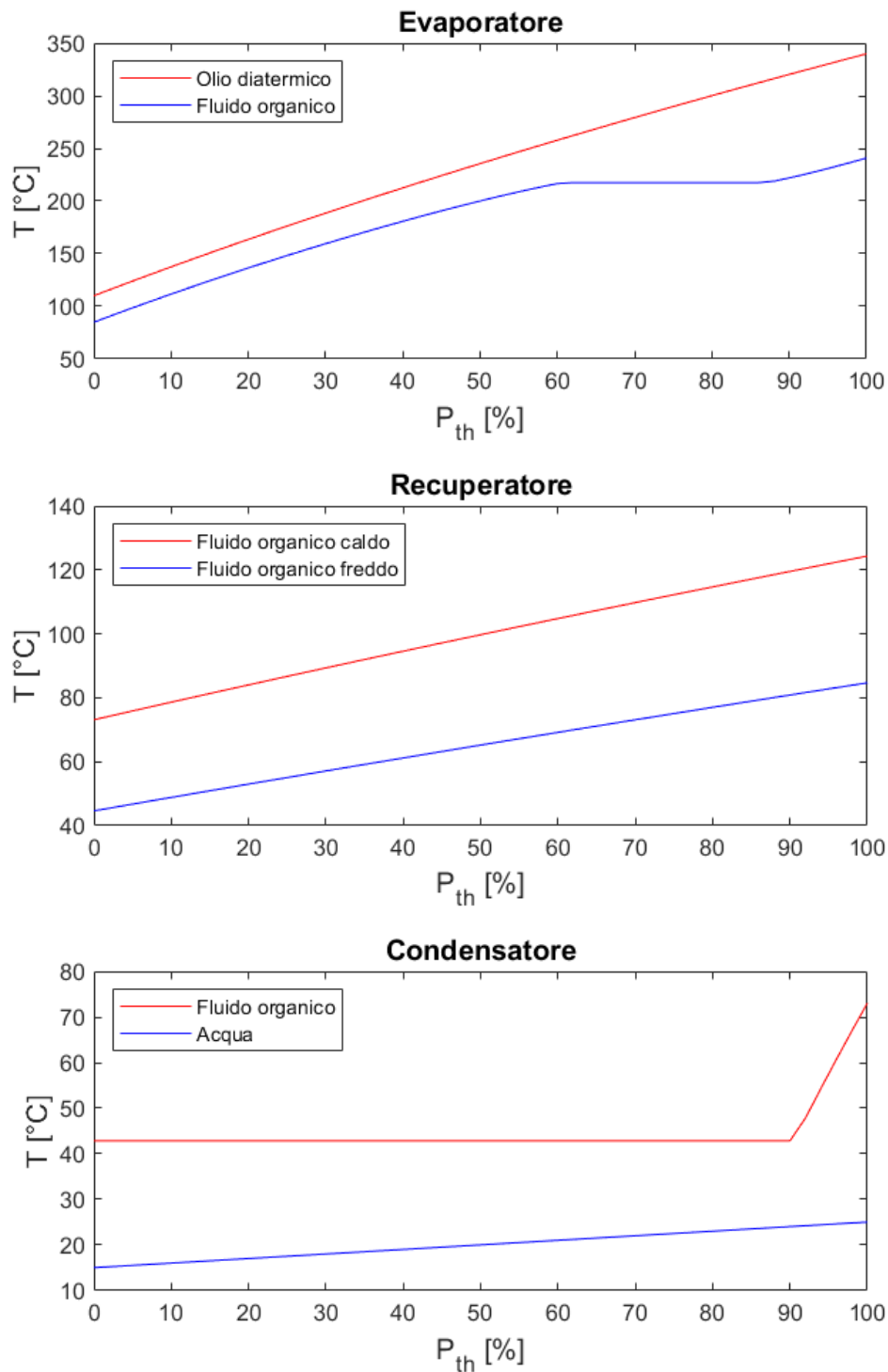


Figura 5.2: Diagrammi di scambio termico dei tre scambiatori di calore del ciclo di riferimento ottenuto con il Ciclopentano.

Per valutare le prestazioni dell'impianto con TES progettato successivamente, è stato scelto di confrontarle con quelle ottenute con l'impianto di riferimento, in termini di energia elettrica totale prodotta nell'arco della giornata.

Poiché nella progettazione dell'impianto con TES viene supposto che le caratteristiche dei gas di scarico rimangano costanti, la stessa condizione viene applicata per l'impianto di riferimento, questo

permette di considerare che il ciclo lavori per 24 ore alla sua potenza massima di progetto, producendo un'energia complessiva $E_{el,ref}$ data da (5.6)

$$E_{el,ref} = P_{el,Des} * 24 h \quad (5.6)$$

e pari a 95.3 MWh. Questa rappresenta la massima energia producibile dal ciclo secondario, nell'impianto con TES, inserendo coi serbatoi una fonte di perdite, e imponendo che il ciclo non lavori costantemente al carico ottimale, e quindi avendo periodi della giornata in cui il rendimento cala, non sarà possibile ottenere lo stesso valore di energia, ma necessariamente minore.

5.4 Condizioni di lavoro fuori progetto

Poiché l'impianto con TES vuole essere progettato prevedendo che il ciclo ORC lavori anche in condizioni diverse dalla nominale è stato necessario sviluppare un modello che permettesse di determinare le prestazioni e le condizioni di lavoro ai carichi parziali, basandosi su quello esposto nel lavoro di Baldasso et al [27].

Sono state quindi determinate le condizioni di lavoro fuori progetto del ciclo di riferimento che saranno utilizzate come previsioni nelle successive ottimizzazioni del ciclo con TES. È stato deciso di studiare e confrontare due diverse strategie di controllo ai carichi parziali, la strategia a pressione di evaporazione costante (Constant Pressure "CP"), e quella a pressione di evaporazione variabile (Sliding Pressure "SP"). La strategia a pressione costante consiste appunto nel mantenere la pressione di evaporazione invariata, la pressione di ingresso alla turbina sarà controllata attraverso una valvola di regolazione, in cui il fluido organico subirà una caduta di pressione, ad entalpia costante, per permette il corretto funzionamento della turbina in off-design. La strategia a pressione variabile, invece, prevede che la pressione di evaporazioni si adatti, mantenendo la valvola di regolazione completamente aperta, per fare in modo che lo stato di uscita permetta il corretto funzionamento della turbina. In entrambe le strategie la pressione di evaporazione sarà controllata andando a variare il regime di rotazione della pompa, mentre la pressione di condensazione sarà mantenuta costante.

Queste due strategie sono molto studiate in letteratura, ad esempio negli studi di Cao et al [28] e Hu et al [29], in cui le prestazioni ottenute sono confrontate per determinare quale possa essere la più adatta in base al relativo caso di applicazione. In generale è stato ottenuto che la strategia SP consente una maggiore produzione di potenza, dovuta al fatto che con il variare della pressione di evaporazione varia anche la temperatura di evaporazione e quindi il profilo di temperatura del fluido organico all'interno del generatore di vapore, riuscendo a recuperare una maggiore quantità di calore dalla sorgente termica.

5.4.1 Modello

Per definire il modello off-design del ciclo è necessario definire le equazioni che regolano il comportamento in condizioni fuori progetto dei singoli componenti.

Per gli scambiatori di calore (scambiatore recuperativo, generatore di vapore, recuperatore e condensatore), il coefficiente di scambio termico UA è ottenuto dalle equazioni (5.7) e (5.8).

$$UA = UA_{Des} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{Des}} \right)^n \quad (5.7)$$

$$UA = \frac{Q_{Des}}{\Delta T_{ml,Des}} \quad (5.8)$$

Questa equazione è basata sull'assunzione che uno dei due lati dello scambiatore sia dominante, UA_{Des} , rappresenta il coefficiente di scambio termico in condizioni di progetto, \dot{m}_{Des} la portata del fluido dominante in condizioni di design, \dot{m} la portata del fluido dominante in condizioni di off-design, e n è un parametro che può assumere valori 0.6 e 0.8 in base alla posizione del fluido dominante nello scambiatore, se all'interno o all'esterno del fascio di tubi, i valori utilizzati sono riportati in Tabella 5.6.

Tabella 5.6: Valori del coefficiente n per i vari scambiatori di calore.

Scambiatore	Fluido dominante	n
SR	Gas di scarico	0.6
GV (surriscaldatore)	Fluido organico	0.8
GV (evaporatore)	Olio diatermico	0.6
GV (economizzatore)	Olio diatermico	0.6
COND (cambio fase)	acqua	0.8
COND (desurriscaldatore)	Fluido organico	0.6

Per quanto riguarda la turbina, le condizioni di lavoro sono controllate dall'equazione (5.9)

$$C_t = \frac{\dot{m}_f \sqrt{T_{in}}}{\sqrt{p_{in}^2 + p_{out}^2}} \quad (5.9)$$

dove C_t è un parametro che può essere calcolate in base alle condizioni di lavoro di progetto e si mantiene costante anche fuori progetto, T_{in} rappresenta la temperatura in ingresso alla turbina e p_{in} e p_{out} le rispettive pressioni di ingresso e uscita.

Il rendimento della turbina viene aggiornato secondo l'equazione (5.10).

$$\frac{\eta_{exp,is}}{\eta_{exp,is,Des}} = 2 \sqrt{\frac{\Delta h_{exp,is,Des}}{\Delta h_{exp,is}}} - \frac{\Delta h_{exp,is,Des}}{\Delta h_{exp,is}} \quad (5.10)$$

Il rendimento della pompa è invece dato dalle equazioni (5.11) (5.12),

$$\frac{\eta_{p,is}}{\eta_{p,is,Des}} = 0,86387 + 0,3096F - 0,14086F^2 - 0,029265F^3 \quad (5.11)$$

$$F = \frac{\frac{\dot{V}}{N}}{\left(\frac{\dot{V}}{N}\right)_{Des}} \quad (5.12)$$

dove \dot{V} rappresenta la portata volumetrica del fluido organico e N il numero di giri della pompa.

È possibile determinare le condizioni di lavoro fuori progetto conoscendo lo stato della sorgente di calore in ingresso, ovvero la portata \dot{m}_{oil} e la temperatura $T_{oil,in}$, e andando a risolvere in maniera iterativa le equazioni precedentemente espresse, con lo scopo di determinare la portata di masse del fluido organico \dot{m}_f , la pressione di ingresso della turbina $T_{in,t}$, la temperatura di uscita dell'olio $T_{oil,out}$, gli stati termodinamici dei diversi punti del ciclo, e le sue prestazioni P_{el} e η_{ORC} .

5.4.2 Validazione

La validazione è stata eseguita rispetto ai risultati ottenuti da Cao et al [28], i quali hanno studiato le prestazioni fuori progetto di un ciclo ORC alimentato dai fumi di scarico di una turbina a gas, con diverse strategie di controllo.

Il ciclo analizzato utilizza Toluene come fluido organico ed essendo la temperatura dei gas di scarico inferiore rispetto a quella considerata nel nostro caso studio non è presente il circuito ad olio, le prestazioni fuori progetto sono state calcolate in base alle condizioni dei gas di scarico ai diversi carichi di lavoro della turbina a gas, mostrati in Figura 5.3. Anche in questo studio sono state analizzate le due strategie di controllo CP e SP.

In Figura 5.4 e Figura 5.5 sono mostrati i risultati ottenuti dal modello off-design dell'ORC sviluppato e i valori di riferimento, rispettivamente per la strategia a pressione costante e variabile. È stato deciso di mettere a confronto la potenza elettrica generata, indice delle prestazioni del ciclo, e la pressione in ingresso alla turbina, indice delle condizioni di lavoro, al variare del carico di lavoro del ciclo principale a gas.

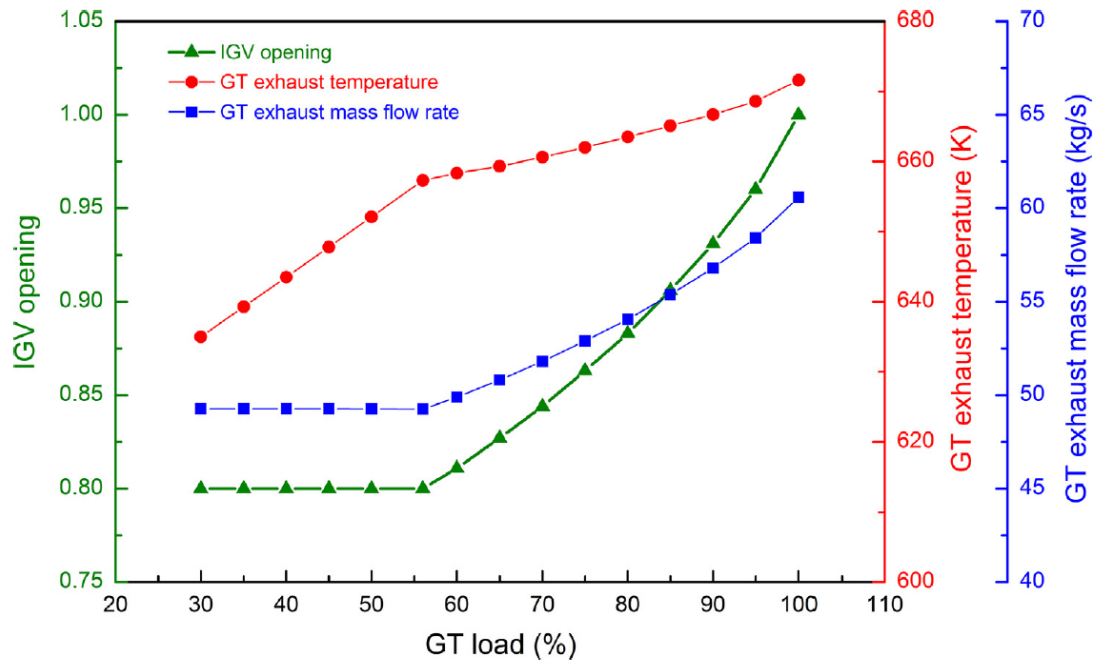


Figura 5.3: Caratteristiche dei gas di scarico in relazione al carico di lavoro della turbina a gas

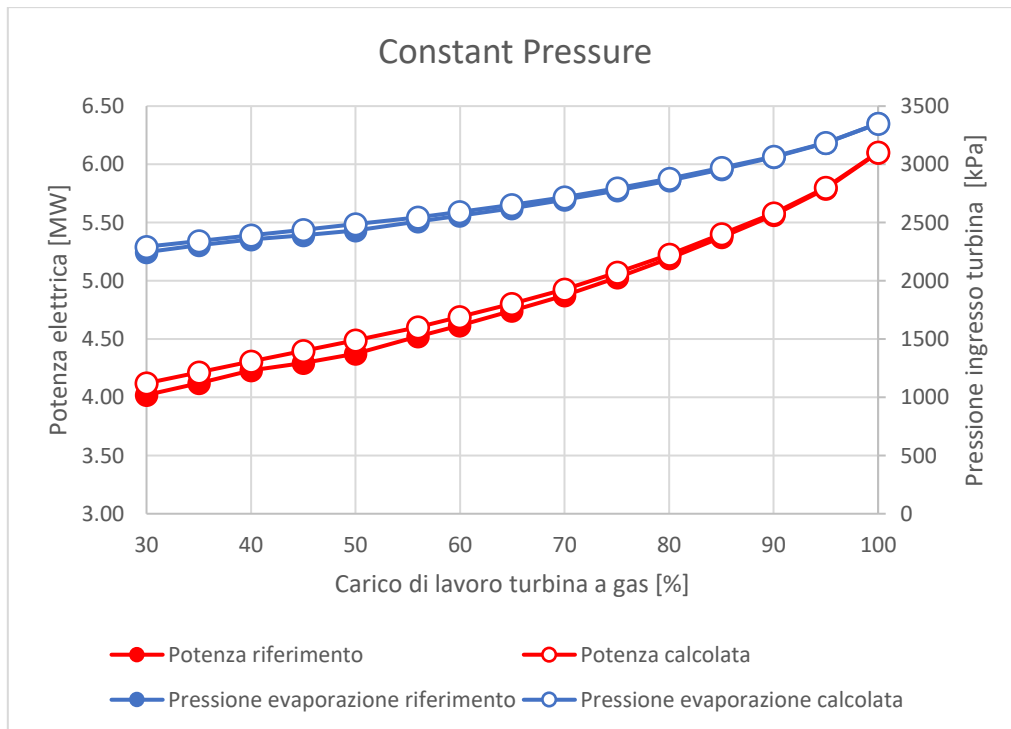


Figura 5.4: Validazioni dei risultati ottenuti dal modello off-design per la strategia Constant Pressure

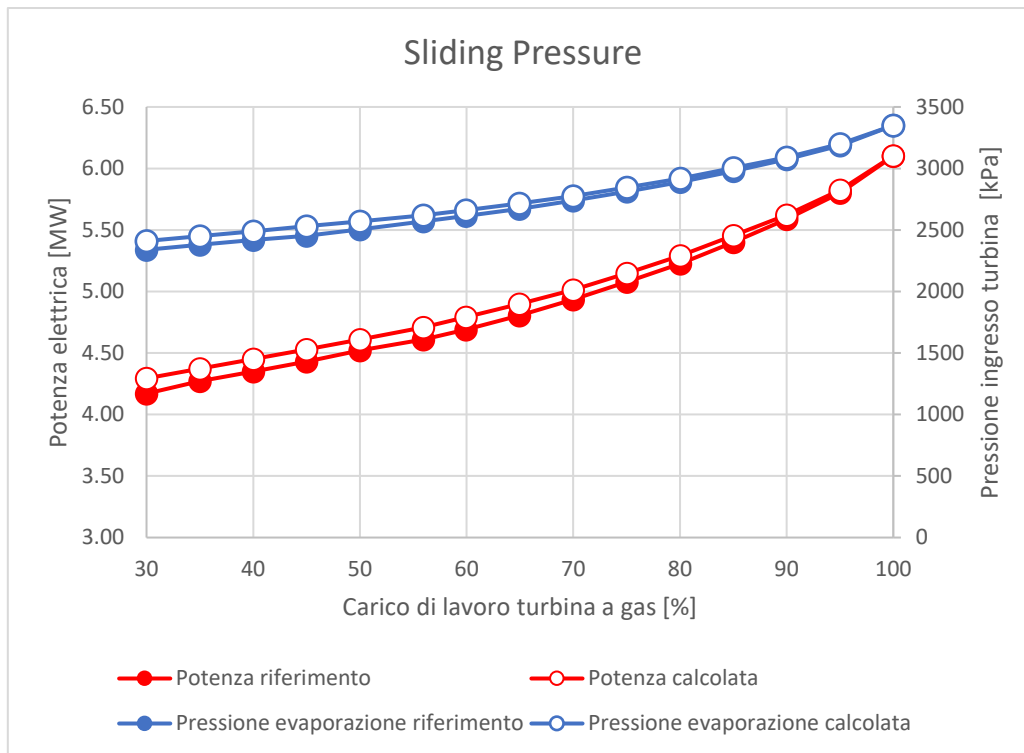


Figura 5.5: Validazione dei risultati ottenuti dal modello off-design per la strategia Sliding Pressure

Per entrambe le strategie si è ottenuto che il modello tende a sovrastimare le prestazioni fuori progetto, la potenza calcolata risulta maggiore rispetto ai valori di riferimento, in ogni caso l'errore commesso, che tende in generale ad aumentare con l'abbassarsi del carico non supera mai valori del 3%. Le stesse considerazioni possono essere fatte per i valori della pressione in ingresso alla turbina, per questo motivo il modello può essere ritenuto sufficientemente accurato.

5.4.3 Risultati

Sono state studiate le prestazioni fuori progetto del ciclo di riferimento ottenuto con il Ciclopentano, che saranno utilizzate come previsioni per le future ottimizzazioni del ciclo quando si dovranno tenere in considerazione periodi di lavoro a carichi parziali. In previsione del fatto che nell'impianto in cui è presente il sistema di stoccaggio si cercherà di mantenere la condizione che le temperature dell'olio caldo che alimenta il ciclo rimanga pressoché costante, sono state analizzate le prestazioni fuori progetto andando a variare la portata di olio in ingresso ma non la sua temperatura, mantenuta pari a quella di progetto.

La Figura 5.6 mostra come variano la potenza elettrica e l'efficienza del ciclo al variare della portata di olio in ingresso al generatore di vapore, espressa in relazione al suo valore in condizioni di design, per entrambe le strategie di controllo.

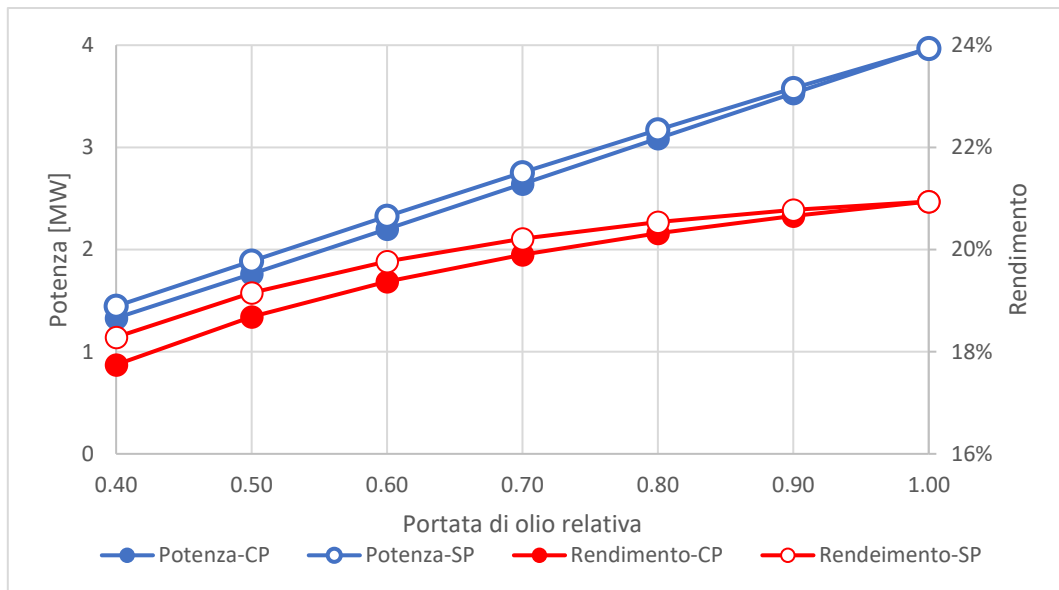


Figura 5.6: Potenza ed efficienza in condizioni fuori progetto

Dai risultati si nota che la strategia SP permette di ottenere prestazioni migliori, sia in termini di potenza che di efficienza, risultato ottenuto anche da Cao et al [28], a parità di portata di olio e quindi di energia termica disponibili con la strategia SP si riesce a ricavare una potenza maggiore. Questa caratteristica potrebbe risultare vantaggiosa nelle successive ottimizzazioni poiché a parità di condizioni e di massa di olio caldo accumulato, se per generare una determinata potenza ai carichi parziali è necessaria una minor portata, se ne avrà a disposizione una quantità maggiore quando si dovrà produrre la potenza massima, riuscendo ad ottenere un valore più elevato.

La Figura 5.7 invece mostra come varia la temperatura di uscita dell'olio sempre al variare della portata in ingresso relativa.

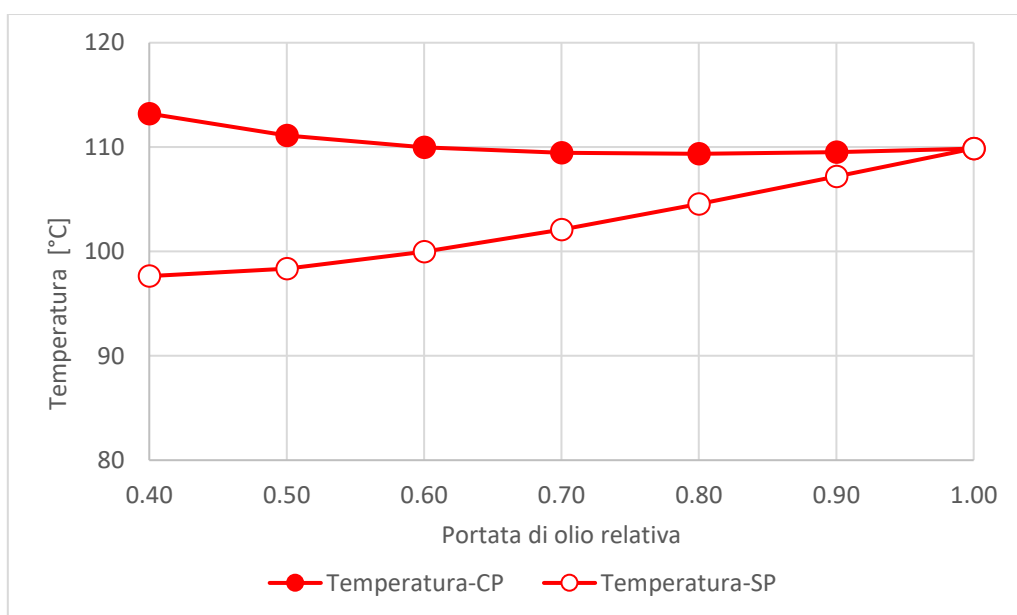


Figura 5.7: Temperatura di uscita dell'olio in condizioni fuori progetto

La strategia SP permette di sfruttare meglio l'energia termica della sorgente di calore estraendo una maggiore quantità di calore, è principalmente per questo motivo che le prestazioni risultano migliori. Allo stesso tempo però il fatto che con la strategia CP si ottenga una temperatura di uscita dell'olio pressoché costante fino ad un carico del 50% potrebbe essere un vantaggio per l'impianto con TES poiché questo consentirebbe di avere delle condizioni di lavoro più stabili nella parte fredda del sistema di stoccaggio nonché nello scambiatore recuperativo, che potrebbero influire sulle performance complessive dell'impianto.

Come già anticipato studiare le condizioni di lavoro e le prestazioni ai carichi parziali serve per ottenere una previsione del comportamento del ciclo, necessaria per svolgere le successive ottimizzazioni. In particolare, quello che ci interessa conoscere è, dato un determinato carico di lavoro e fissata la temperatura d'ingresso dell'olio, qual è la portata che ci permette di ottenere quel determinato carico, e la conseguente temperatura d'uscita dell'olio. Per definire delle prestazioni che possono essere applicate ad un ciclo che ancora non è definito ma che sarà ottenuto dall'algoritmo di ottimizzazione, tutte le grandezze saranno espresse in relazione al loro valore in condizione di Design. Verranno quindi definite, mediante le equazioni (5.13) e (5.14), due funzioni di previsione che esprimono una la portata relativa di olio $\dot{m}_{GV,rel}$ e l'altra la temperatura d'uscita dell'olio relativa $T_{GV,out,rel}$, in funzione del carico di lavoro relativo C .

$$f_{\dot{m}}(C) = \dot{m}_{GV,rel}(C) = \frac{\dot{m}_{GV}(C)}{\dot{m}_{GV,Des}} \quad (5.13)$$

$$f_T(C) = T_{GV,out,rel}(C) = \frac{T_{GV,out}(C)}{T_{GV,out,Des}} \quad (5.14)$$

6 Ottimizzazione del ciclo ORC con TES

6.1 Definizione della storia di carico

Per la progettazione dell'impianto è necessario definire a priori una storia di carico giornaliera $C(t)$, ovvero l'andamento del carico di lavoro relativo che si vuole ottenere dal ciclo ORC. La procedura è stata sviluppata in modo da poter essere applicata a qualsiasi storia di carico, in questo caso è stato scelto seguire l'andamento del fabbisogno e del prezzo di vendita giornaliero dell'energia elettrica: ovviamente queste caratteristiche dipendono molto dal periodo dell'anno considerato. È stato deciso di prendere come riferimento i valori medi ottenuti nel mese di aprile 2021, mostrati in Figura 6.1.

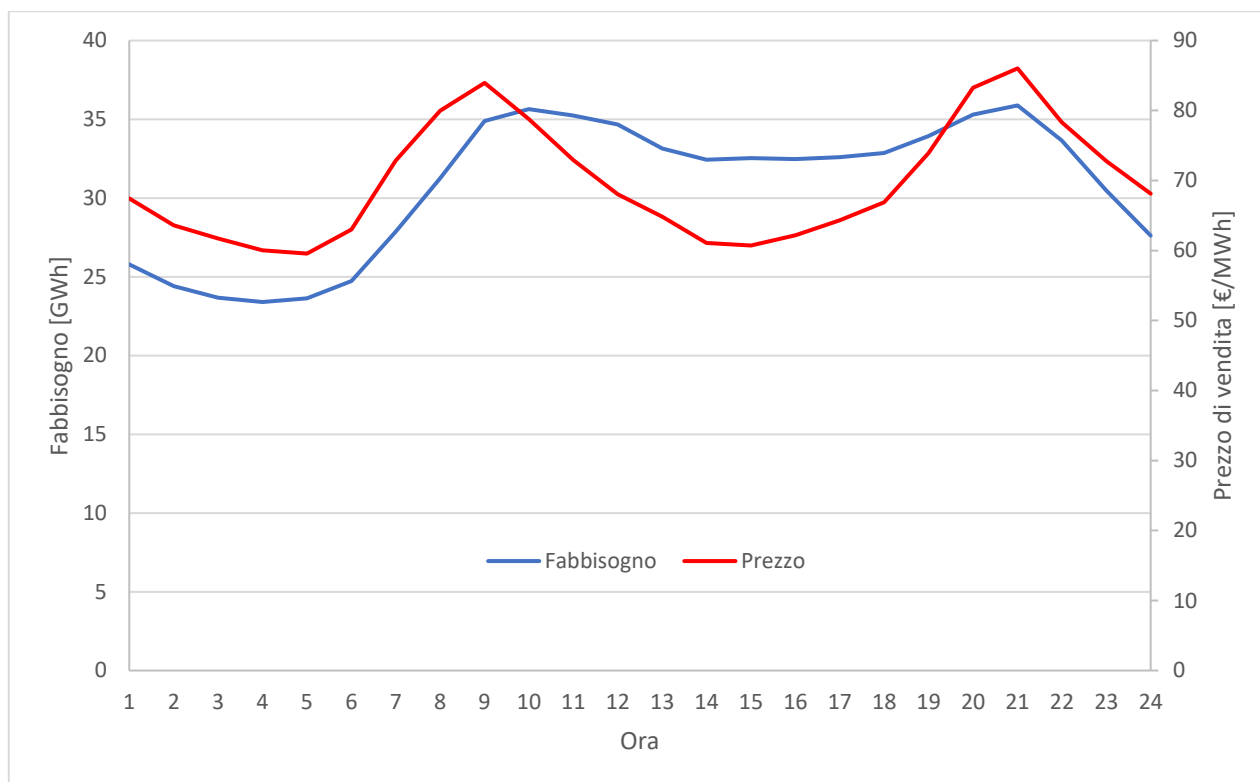


Figura 6.1: Fabbisogno giornaliero di energia elettrica di aprile 2021 (fonte: GM)

Si possono distinguere diversi periodi nel corso della giornata, durante la notte la richiesta di energia è molto bassa, verso le 7 del mattino inizia ad aumentare raggiungendo un picco tra le 9 e le 11, poi cala leggermente e nella parte centrale della giornata rimane pressoché costante per aumentare nuovamente con un ulteriore picco tra le 20 e le 22. Il prezzo ha un andamento analogo se non per il fatto che il picco della mattina avviene alle 9, ed il valore della parte centrale della giornata è uguale a quello che si ha di notte.

In base ai dati ottenuti è stata quindi definita la storia di carico imponendo che l'ORC lavori al suo carico nominale, corrispondente al carico massimo $C_{max} = C_{Des} = 100\%$, nelle due fasce di picco

definite tra le 8 e le 11 e tra le 19 e le 22, mentre durante la notte si impone un carico minimo $C_{min} = 50 \%$, e nella parte centrale della giornata un carico intermedio $C_{int} = 80 \%$. Nei periodi in cui è prevista una variazione delle condizioni di lavoro è stata imposta una velocità di modulazione del 15 % del carico ogni 15 minuti, ottenendo il profilo mostrato in Figura 6.2.

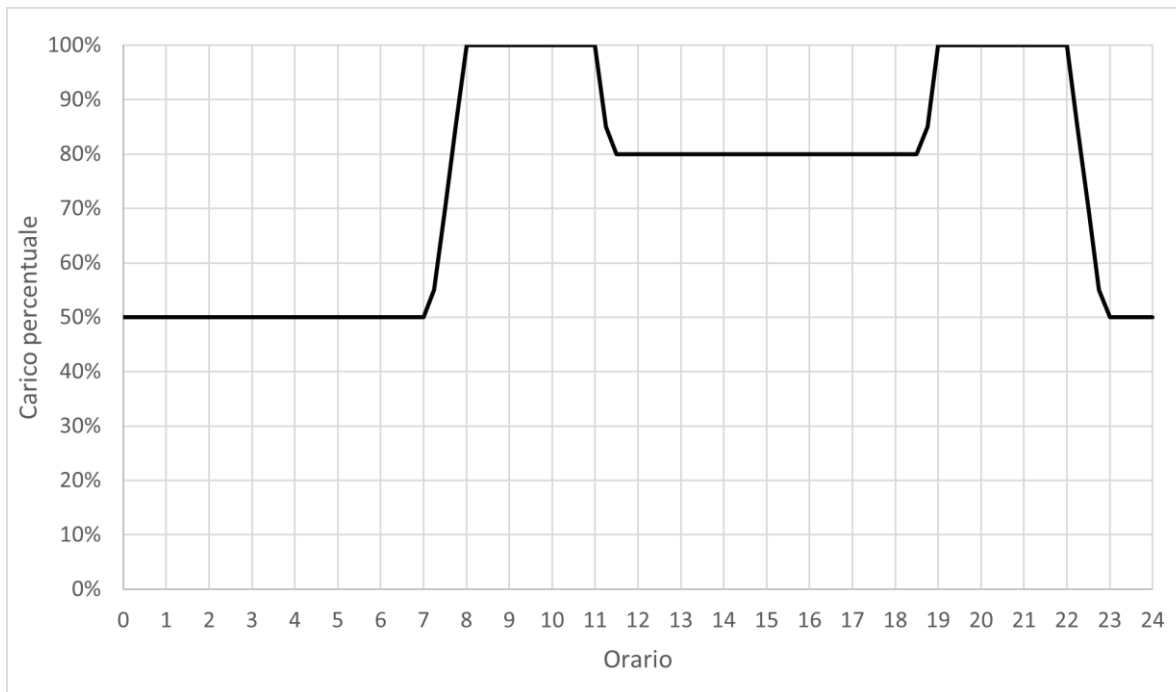


Figura 6.2: Storia di carico imposta

Con la seguente storia di carico, che chiameremo storia di carico 1, è stata eseguita la progettazione andando ad analizzare le due diverse strategie di controllo, per determinare la più adatta al seguente caso applicativo; successivamente saranno studiate diverse storie di carico per confrontare i risultati ottenuti della progettazione e le prestazioni dell'impianto.

6.2 Modello per la valutazione del ciclo

L'ottimizzazione del ciclo ORC consiste sempre nel massimizzare la potenza in condizioni di Design, In questo caso però sarà determinata tenendo in considerazione la presenza del sistema di stoccaggio e le condizioni di lavoro nell'arco dell'intera giornata, e non più valutando unicamente le prestazioni di progetto come era stato eseguito per il ciclo di riferimento. Il modello utilizzato per la risoluzione del ciclo è stato opportunamente modificato: il sistema di stoccaggio è stato modellato in maniera semplificata, supponendo di avere i due serbatoi separati con dimensioni infinite e perfettamente isolati (questo permettendo di considerare la loro temperature costanti), e le condizioni di lavoro fuori progetto sono definite utilizzando le funzioni di previsione ricavate precedentemente. L'impianto considerato è quello mostrato in Figura 6.3.

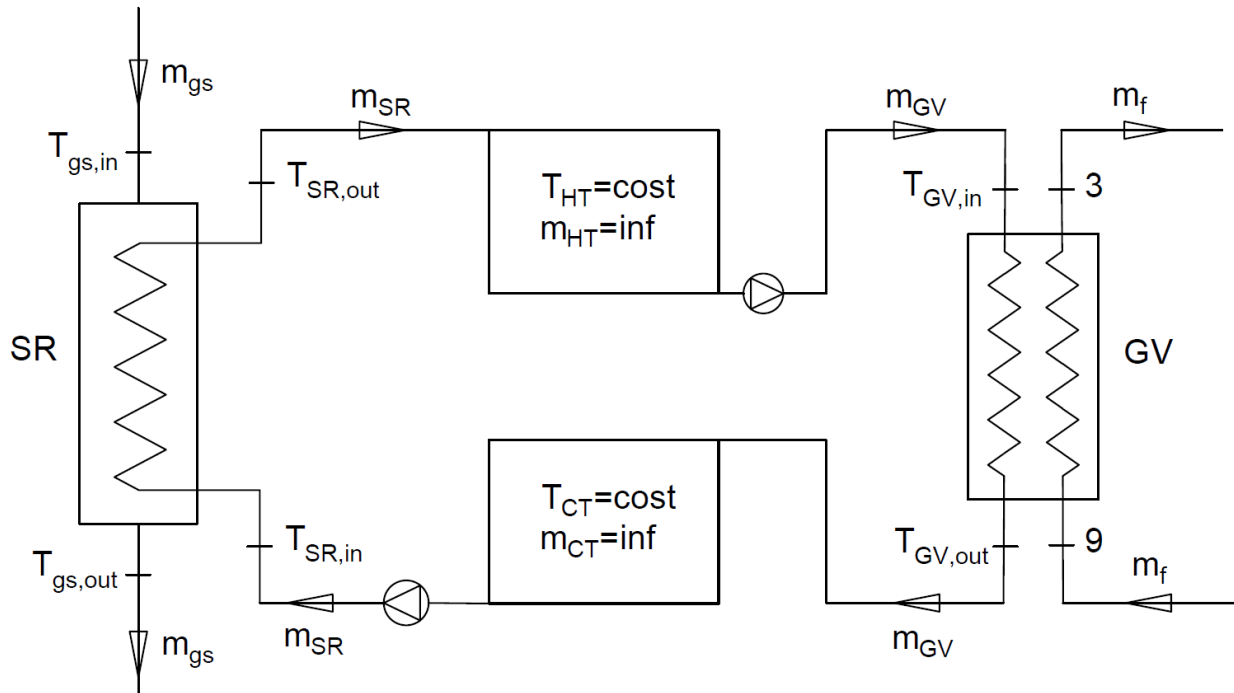


Figura 6.3: Impianto considerato per l'ottimizzazione del ciclo ORC, considerando la presenza di TES

Le variabili di decisione valutate dall'algoritmo di ottimizzazione corrispondono sempre ai parametri del ciclo in condizione di design, le modifiche apportate al modello servono per determinare il valore della portata di olio che può essere inviata al generatore di vapore in tali condizioni $\dot{m}_{GV,Des}$.

Nel ciclo di riferimento si aveva $\dot{m}_{GV} = \dot{m}_{SR}$, e queste portate potevano essere calcolate mediante l'equazione (5.2), ma con la presenza del sistema di stoccaggio questo non succede più. La portata inviata allo scambiatore recuperativo è imposta costante $\dot{m}_{SR}(t) = cost$, mentre la portata inviata al generatore di vapore $\dot{m}_{GV}(t)$ varia a seconda del carico che deve essere prodotto, massima quando l'ORC lavora in condizioni di progetto e minima, quando l'ORC lavora al carico minimo. La condizione che viene imposta su queste due portate è che la quantità di fluido che entra ed esce dai serbatoi nel corso della giornata sia uguale, in questo modo si mantiene il livello di riempimento dei serbatoi uguale tra l'inizio e la fine del ciclo di lavoro garantendone la ripetibilità nei giorni successivi. Il valore della portata di progetto è determinato in modo tale da rispettare tale condizione e riuscire a soddisfare la storia di carico imposta.

La temperatura del serbatoio caldo è imposta pari alla temperatura di ingresso dell'olio al generatore di vapore $T_{HT} = T_{GV,in}$, nota come condizione al contorno. La temperatura del serbatoio freddo invece è posta uguale alla temperatura media dell'olio in uscita dal generatore di vapore, $T_{GV,out}$, quest'ultima è calcolabile utilizzando la funzione di previsione $f_T(C)$ che esprime la temperatura di uscita dell'olio in funzione del carico di lavoro. Avendo imposto la storia di carico $C(t)$ si può

calcolare la temperatura d'uscita dell'olio relativa attraverso l'equazione (6.1), ed essendo noto il valore di questa temperatura in condizioni di Design $T_{GV,out,Des}$ (variabile di decisione), è possibile determinare il suo valore assoluto, equazione (6.2),

$$T_{GV,out,rel}(t) = f_T(C(t)) \quad (6.1)$$

$$T_{GV,out}(t) = T_{GV,out,rel}(t) \cdot T_{GV,out,Des} \quad (6.2)$$

e quindi il valore medio.

Le temperature dei due serbatoi corrispondono rispettivamente alle temperature di ingresso e uscita allo scambiatore recuperativo

$$T_{SR,in} = T_{CT} \quad (6.3)$$

$$T_{SR,out} = T_{HT} \quad (6.4)$$

Queste due temperature permettono di calcolare la portata che circola nello scambiatore recuperativo attraverso il bilancio termico, equazioni (6.5) e (6.6).

$$\dot{m}_{SR} = \dot{m}_{gs} \frac{c_{p,gs}(T_{gs,in} - T_{gs,out})}{c_{p,oil}(T_{SR,out} - T_{SR,in})} \quad (6.5)$$

$$T_{gs,out} = T_{SR,in} + \Delta T_{pp,SR} \quad (6.6)$$

La condizione di conservazione della massa dei serbatoi può essere espressa attraverso l'equazione (6.7),

$$\dot{m}_{SR} 24h = \int_t \dot{m}_{GV}(t) dt \quad (6.7)$$

L'andamento nel tempo della portata del generatore di vapore può essere espresso come prodotto tra il suo valore di design è l'andamento del suo valore relativo $\dot{m}_{GV,rel}(t)$, il quale può essere calcolato attraverso l'utilizzo della funzione di previsione $f_{\dot{m}}(C)$, equazione (6.8), ottenendo (6.9)

$$\dot{m}_{GV,rel}(t) = f_{\dot{m}}(C(t)) \quad (6.8)$$

$$\dot{m}_{SR} 24h = \int_t \dot{m}_{GV,rel}(t) \cdot \dot{m}_{GV,Des} dt \quad (6.9)$$

Questo permette di calcolare il valore in condizioni di progetto, attraverso l'equazione (6.10).

$$\dot{m}_{GV,Des} = \frac{\dot{m}_{SR} 24h}{\int_t \dot{m}_{GV,rel}(t) dt} \quad (6.10)$$

Determinata questa portata si può passare alla risoluzione del ciclo per valutarne le prestazioni.

6.3 Risultati dell'ottimizzazione

Le condizioni al contorno e i limiti sulle variabili di decisione sono gli stessi usati per l'ottimizzazione del ciclo di riferimento, riportati in Tabella 5.2e Tabella 5.3.

In Tabella 6.1 sono riportati i valori delle variabili di decisione ottimizzate ottenute per le due diverse strategie di controllo, mentre in Tabella 6.2 sono riportati i parametri termodinamici principali e le prestazioni del ciclo.

Tabella 6.1: Valori delle variabili di decisione ottenute per le due strategie di controllo dall'ottimizzazione del ciclo nell'impianto con TES

Variabili di decisione	Constant Pressure	Sliding Pressure
$T_{GV,out}$ [°C]	117	116
p_{ev} [bar]	33.6	34.9
T_3 [°C]	247	245
T_{cond} [°C]	43	43
$\Delta T_{pp,GV}$ [°C]	25	25
$\Delta T_{pp,REC}$ [°C]	28	24
$\Delta T_{pp,COND}$ [°C]	19	19
E	0.70	0.73

Tabella 6.2: Parametri e prestazioni del ciclo ottimizzato considerando le due strategie di controllo,

	Constant Pressure	Sliding Pressure
$T_{GV,out}$ [°C]	117	116
$P_{th,gs}$ [MW]	23.8	24.3
P_{el} [MW]	5.09	5.21
η_{ORC} [%]	21.4	21.5
p_{ev} [bar]	33.6	34.9
T_{ev} [°C]	216	219
T_3 [°C]	247	245
ΔT_{surr} [°C]	31	26
p_{cond} [bar]	0.817	0.817
T_{cond} [°C]	43	43
\dot{m}_{oil} [kg/s]	46.3	47.1
$\eta_{is,t}$	0.898	0.898

Dai risultati ottenuti si nota che utilizzando la strategia a pressione variabile SP si riesce ad ottenere una potenza elettrica in condizioni di Design di 5,21 MW, maggiore del 2,3% rispetto a quella ottenuta con l'altra strategia pari al 5,09 MW. Poiché il salto di temperatura eseguito dall'olio nel generatore di vapore è praticamente identico nelle due configurazioni, la maggior potenza generata dal ciclo a SP è data dal fatto che la portata a disposizione è maggiore $47,1 \frac{kg}{s}$ rispetto a $46,3 \frac{kg}{s}$, come era stato previsto precedentemente. Già con questi risultati si potrebbe concludere che la strategia SP sia la più adatta, ma per un confronto più accurato è meglio valutare le prestazioni dell'intero impianto dopo la progettazione del sistema di stoccaggio.

Andando ad analizzare gli altri parametri ottenuti dall'ottimizzazione si nota che in generale si sono ottenuti risultati molto simili, anche rispetto a quelli ottenuti per il ciclo di riferimento, le pressioni di condensazione ed evaporazione risultano molto prossime ai valori limite, rispettivamente 0,817 e 33,6 bar nel caso di CP e 0,817 e 34,9 bar per SP. Di seguito sono mostrati i diagrammi T-s e i grafici degli scambiatori di calore per entrambi i cicli ottenuti.

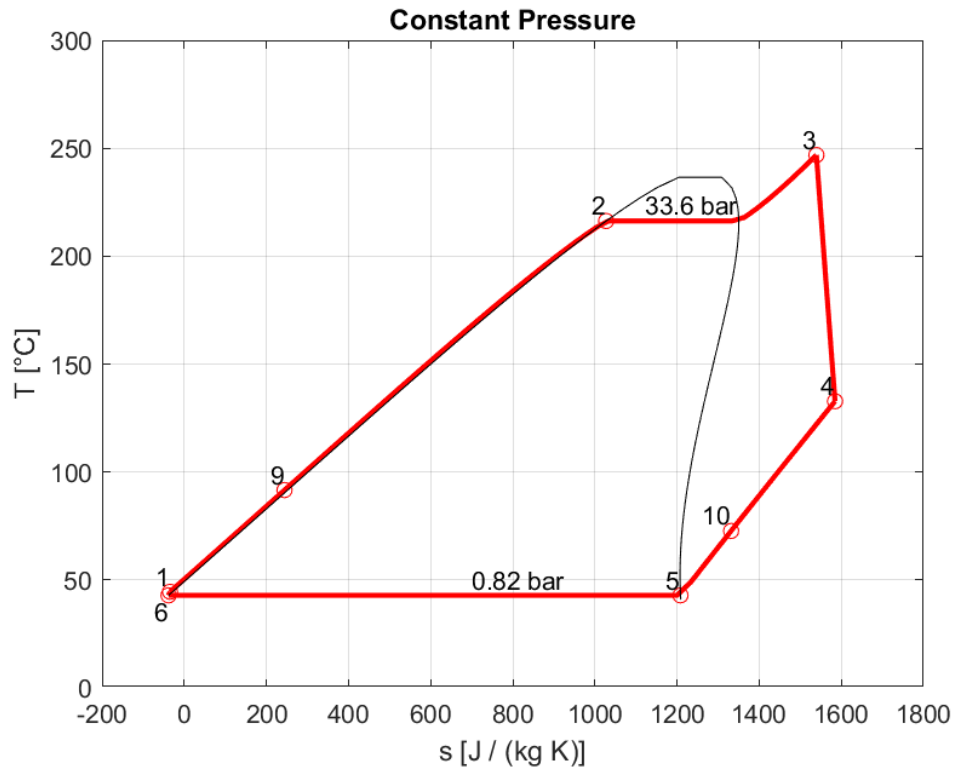


Figura 6.4: Diagramma T-s del ciclo ottimizzato in base alla strategia di controllo Constant Pressure

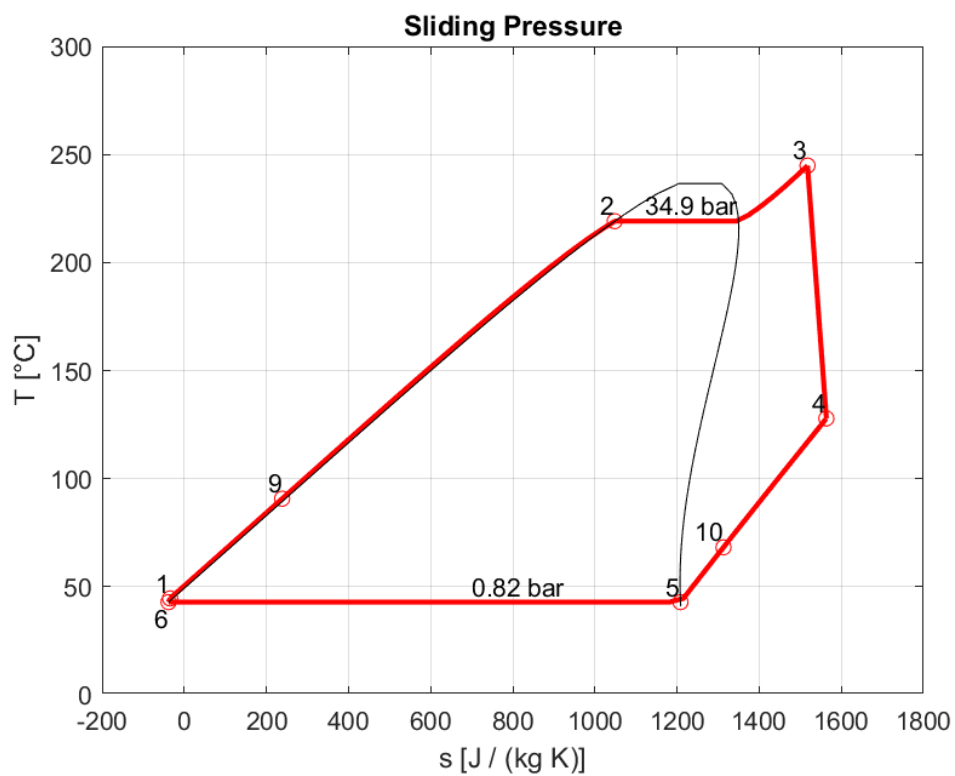


Figura 6.5: Diagramma T-s del ciclo ottimizzato in base alla strategia di controllo Sliding Pressure

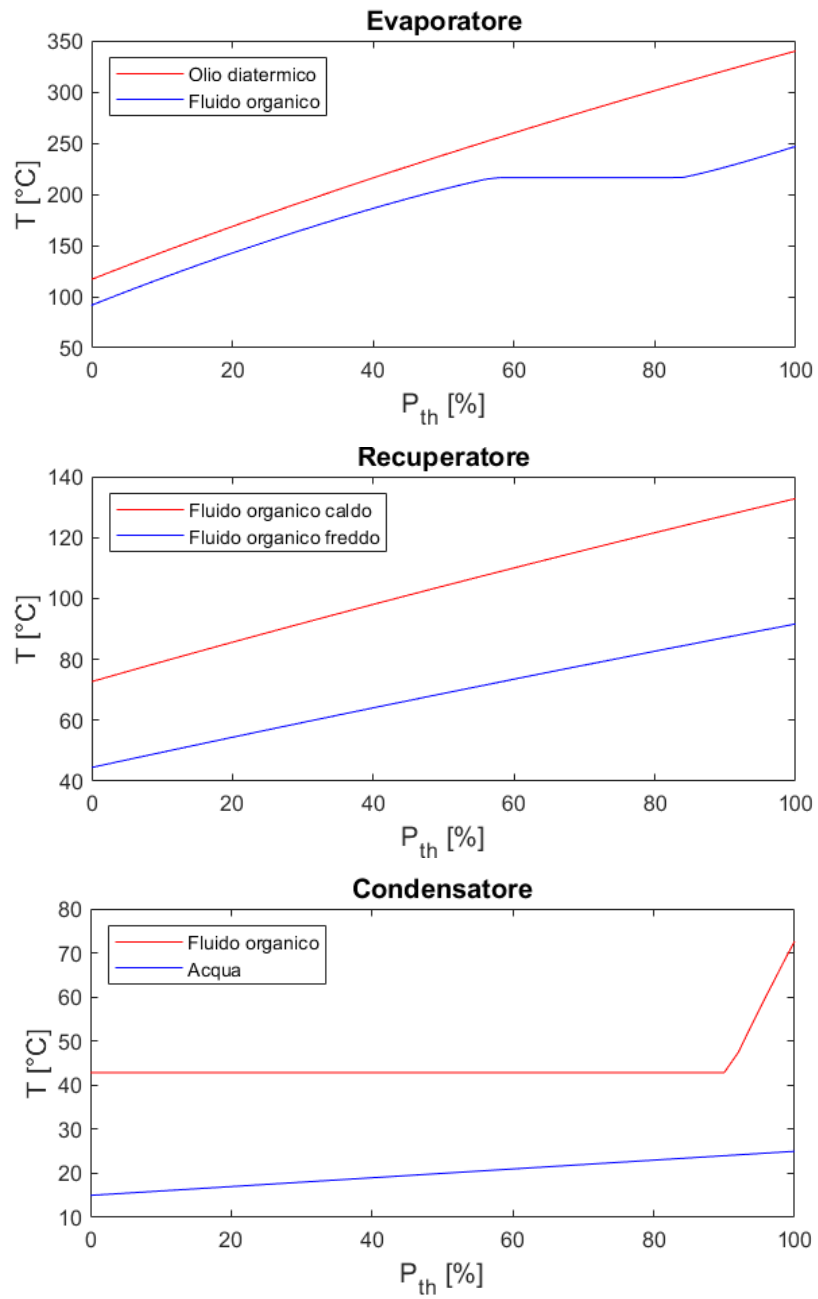


Figura 6.6: Diagramma di scambio termico degli scambiatori di calore del ciclo ottimizzato mediante strategia di controllo Constant Pressure

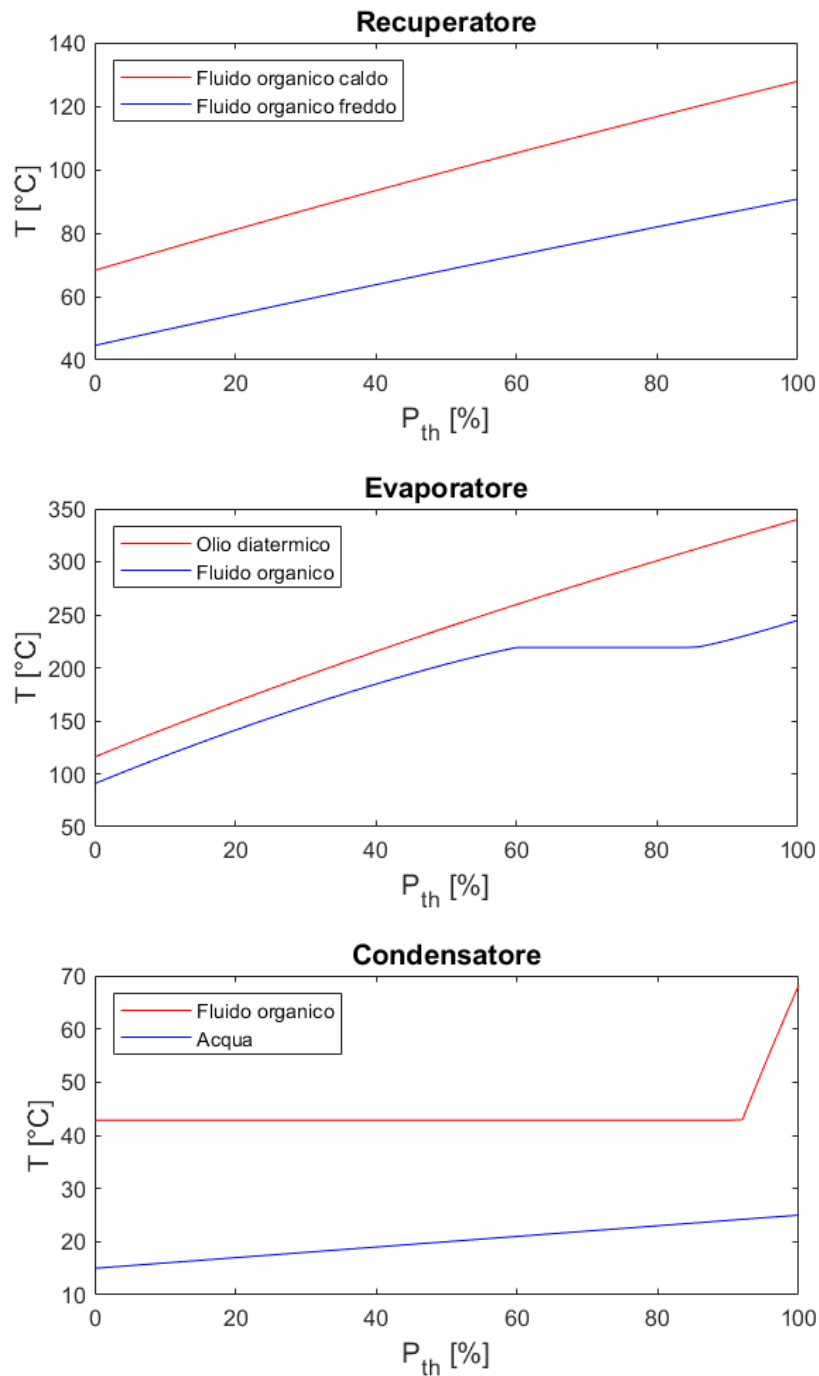


Figura 6.7: Diagramma di scambio termico degli scambiatori di calore del ciclo ottimizzato mediante strategia di controllo Sliding Pressure

È stato ritenuto necessario eseguire una verifica sulla correttezza delle funzioni di previsione utilizzate per le ottimizzazioni, attraverso il modello di Off-Design sono state determinate le condizioni di lavoro dei cicli ottimizzati e confrontate con i valori utilizzati come previsione.

In Figura 6.8 sono riportati gli errori percentuali dei valori di previsione di potenze elettrica e temperatura di uscita dell'olio dal generatore di vapore rispetto a quelli effettivamente ottenuti, in funzione della portata d'ingresso dell'olio, rispettivamente per la strategia di controllo CP e SP.

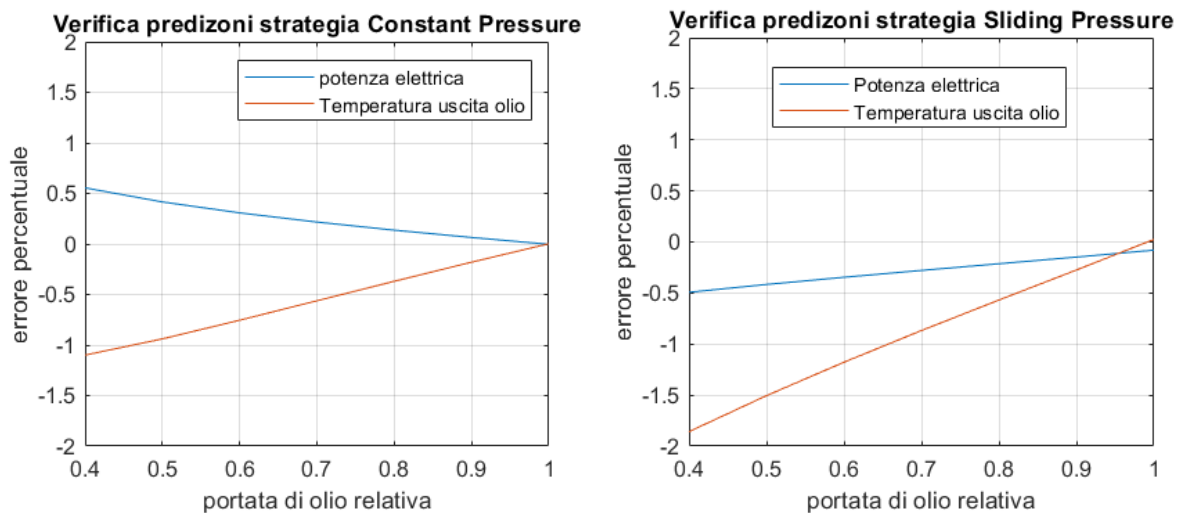


Figura 6.8: Verifica accuratezza dei valori di predizione delle prestazioni fuori progetto per la strategia a pressione costante (sinistra) e a pressione variabile (destra)

In entrambi i casi gli errori commessi dalle funzioni di previsioni sono abbastanza contenuti, aumentano al diminuire della portata di olio, ma anche in corrispondenza della portata minima non superano un valore di 2%, per questo motivo si possono ritenere previsioni corrette. Nel caso in cui gli errori fossero risultati troppo elevati si sarebbe potuto procedere eseguendo una ulteriore ottimizzazione ricavando le funzioni di previsione dai due cicli appena ottenuti.

Andando a simulare i cicli con il modello di off-design, è stato possibile creare delle mappe che mettono in relazione le condizioni dell'olio in ingresso al generatore di vapore e le condizioni di lavoro fuori progetto, le quali possono essere usate nei seguenti modi:

- Conoscendo lo stato dell'olio in ingresso allo scambiatore si può determinare il valore della potenza prodotta dal ciclo e la temperatura d'uscita dell'olio
- Conoscendo una solo delle due proprietà dell'olio in ingresso, o la portata o la temperatura, e la potenza elettrica che vuole essere prodotta si può determinare il valore dell'altra proprietà che permette di ottenere tale potenza.

Queste mappe permettono di trattare in maniera semplificata il ciclo ORC quando successivamente, durante la progettazione del sistema di stoccaggio, dovranno essere eseguite le simulazioni dell'intero impianto di recupero.

7 Progettazione del sistema di stoccaggio

Poiché nell'ottimizzazione del ciclo sono state utilizzate delle funzioni di previsione e sono state fatte delle grosse semplificazioni sui serbatoi, non sarà possibile ottenere un impianto che rispetti esattamente la storia di carico prevista. Perciò, imponendo il carico di lavoro nel resto della giornata, la progettazione del sistema di stoccaggio ha lo scopo di determinare il valore della potenza massima producibile $P_{el,max}$, che non coinciderà più con il valore di design.

Oltre a questo parametro la progettazione consiste nel determinare:

- Dimensioni dei serbatoi
- Stato iniziale dell'olio all'interno dei serbatoi
- Coefficiente di scambio termico dello scambiatore di calore UA_{SR}
- Portate di olio circolanti $\dot{m}_{SR}(t)$ e $\dot{m}_{GV}(t)$

Imponendo le seguenti condizioni:

- **Conservazione dello stato dei serbatoi:** deve essere conservato lo stato dei serbatoi tra l'inizio e la fine della giornata, in termini di temperature e masse di olio, per garantire la ripetibilità del ciclo di lavoro.
- **Potenza elettrica effettivamente prodotta:** la potenza elettrica effettivamente prodotta non deve scostarsi eccessivamente da quella prevista dalla storia di carico.
- **Pinch-point scambiatore recuperativo:** è stato definito un valore ottimale di pinch point dello scambiatore $\Delta T_{pp,SR,ott}$ che vuole essere ottenuto come compromesso tra efficienza di recupero termico e dimensioni e costo dello scambiatore.

Per poter confrontare direttamente le due strategie di controllo è stato imposto che esse seguano la medesima storia di carico, definita questa volta in termini di potenza elettrica assoluta e non più di carico di lavoro relativo. I valori di carico C_{min} , C_{int} e C_{max} saranno sostituiti da dei valori di potenza $P_{el,min}$, $P_{el,int}$, $P_{el,max}$.

Le potenze minima e intermedia, $P_{el,min}$ e $P_{el,int}$, sono scelte in modo tale da ottenere dei valori di carico relativo prossimi a quelli usati nella storia di carico di partenza, per non allontanarsi dalle condizioni per cui sono stati ottimizzati i cicli, i valori sono riportati in Tabella 7.1. La potenza massima $P_{el,max}$ sarà invece un risultato della progettazione, e ci permetterà di confrontare le due strategie

Tabella 7.1: Potenze e carichi relativi per le condizioni di lavoro minima e intermedia

	carico di lavoro relativo per la configurazione CP	carico di lavoro relativo per la configurazione SP
$P_{el,min} = 2,6 \text{ MW}$	51,0 %	50,0 %
$P_{el,int} = 4,1 \text{ MW}$	80,6 %	78,7 %

7.1 Configurazione a due serbatoi

La progettazione del sistema di stoccaggio consiste in una procedura iterativa in cui vengono inizialmente definiti i valori di alcuni parametri, ovvero profilo di temperatura del serbatoio caldo, potenza massima prodotta e stato iniziale dei serbatoi, che saranno progressivamente aggiornati in modo da rispettare le condizioni imposte. I vari passaggi sono riportati nel diagramma di flusso di Figura 6.6, mentre la procedura è esposta più nel dettaglio successivamente

Per prima cosa si definisce il profilo di temperatura del serbatoio caldo nell'arco della giornata, imponendolo inizialmente costante e pari alla temperatura d'ingresso dell'olio nel generatore di vapore in condizioni di design, $T_{HT}(t) = T_{GV,in,Des} = 340 \text{ }^\circ\text{C}$. Viene imposto a poi il valore della potenza massima prodotta, inizialmente pari al valore di potenza nominale del ciclo $P_{el,max} = P_{el,Des}$, e insieme ai valori $P_{el,min}$ e $P_{el,int}$ scelti precedentemente è possibile definire la storia di carico $P(t)$. È possibile ora ricavare le portate di olio: conoscendo la temperatura di ingresso al generatore di vapore, $T_{GV,in}(t) = T_{HT}(t)$, si determina, mediante le mappe di lavoro, la portata $\dot{m}_{GV}(t)$ che permette di ottenere la potenza elettrica imposta dalla storia di carico, e la conseguente temperatura dell'olio in uscita $T_{GV,out}(t)$. La portata $\dot{m}_{SR}(t)$, che è imposta costante, viene calcolata imponendo la conservazione della massa dei serbatoi nell'arco della giornata, equazione (7.1).

$$\dot{m}_{SR}(t) = cost = \dot{m}_{SR,Des} = \frac{\int_t \dot{m}_{GV}(t) dt}{24h} \quad (7.1)$$

Dagli andamenti delle portate è possibile determinare la massa di olio M_{oil} da accumulare, che dovrà quindi essere contenuta nei serbatoi, per il calcolo dei volumi, equazioni (7.2) e (7.3), questo valore sarà incrementato del 10 % per fare in modo che i serbatoi non siano mai completamente vuoti o pieni.

$$V_{HT} = \frac{M_{oil}}{\rho_{HT}} \quad (7.2)$$

$$V_{CT} = \frac{M_{oil}}{\rho_{CT}} \quad (7.3)$$

Dove ρ_{HT} e ρ_{CT} rappresentano le densità dell'olio nei due serbatoi calcolate alle rispettive temperature massime.

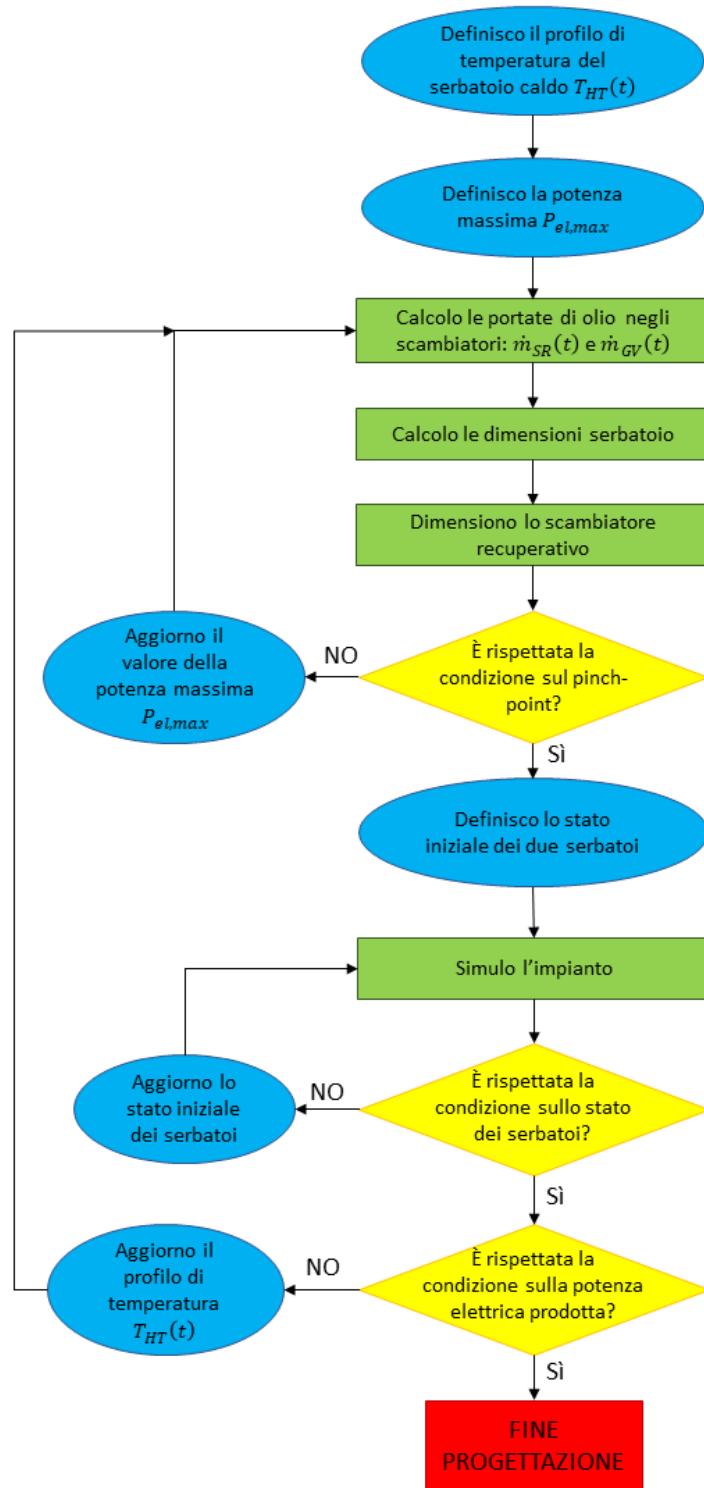


Figura 7.1: Diagramma di flusso della progettazione dell'impianto di stoccaggio per la configurazione a due serbatoi

A seconda del rapporto di aspetto definito $R = \frac{H}{D}$, che è stato imposto pari a 2, è possibile calcolare il diametro, l'altezza e la superficie di entrambi i serbatoi, (7.4) (7.5) (7.6).

$$d = \sqrt[3]{\frac{4V}{\pi R}} \quad (7.4)$$

$$h = R \cdot d \quad (7.5)$$

$$A = 2 \frac{\pi d^2}{4} + \pi d h \quad (7.6)$$

Lo scambiatore recuperativo deve essere progettato in modo tale da scaldare la portata $\dot{m}_{SR,Des}$ dalla temperatura d'ingresso $T_{SR,in,Des}$ a quello di uscita $T_{SR,out,Des}$. Queste temperature sono imposte uguali alle temperature medie dei due serbatoi, tenendo però in considerazione le perdite di calore verso l'esterno. La temperatura media del serbatoio freddo si suppone coincidere con la temperatura media dell'olio in uscita dal GV, mentre quella del serbatoio caldo è calcolata in base al profilo $T_{HT}(t)$ definito precedentemente. Le temperature di design dello scambiatore sono quindi calcolabili attraverso le equazioni (7.7) e (7.8),

$$T_{SR,in,Des} = T_{CT,avg} - \frac{UA_{CT}(T_{CT,avg} - T_{amb})}{\dot{m}_{SR,Des}c_p} \quad (7.7)$$

$$T_{SR,out,Des} = T_{HT,avg} + \frac{UA_{HT}(T_{HT,avg} - T_{amb})}{\dot{m}_{SR,Des}c_p} \quad (7.8)$$

dove il termine $UA\Delta T$ tiene appunto conto delle perdite di calore verso l'esterno.

Dal bilancio dello scambiatore si può determinare la temperatura di uscita dei gas di scarico, (7.9),

$$T_{gs,out,Des} = T_{gs,in,Des} - \frac{\dot{m}_{SR,Des} c_{p,oil}}{\dot{m}_{gs} c_{p,gs}} (T_{SR,out,Des} - T_{SR,in,Des}) \quad (7.9)$$

ed il valore del pinch point, (7.10).

$$\Delta T_{pp,SR} = T_{gs,out,Des} - T_{SR,in,Des} \quad (7.10)$$

A questo punto viene fatta la prima verifica, quella sul valore del pinch-point. Se il valore ottenuto coincide con quello ottimale $\Delta T_{pp,SR,ott}$, a meno di un errore, si può continuare con la progettazione, altrimenti, bisogna aggiustare il valore della $P_{el,max}$ e ricominciare la procedura dal punto in cui vengono calcolate le portate. Se il pinch point risulta inferiore vuol dire che la potenza richiesta dall'impianto è troppo elevata, per ridurla bisogna diminuire il valore della $P_{el,max}$, mentre se risulta superiore la $P_{el,max}$ può essere aumentata.

Una volta verificata la condizione sul pinch-point dello scambiatore si può, dopo aver definito lo stato iniziale dei serbatoi, passare alla simulazione dell'impianto. Le masse di olio vengono scelte in modo tale che il livello di riempimento dei due serbatoi sia sempre compreso tra il 5% ed il 95%, mentre le temperature sono imposte pari alle temperature medie precedentemente definite. L'impianto è

simulato in modo quasi stazionario, discretizzando in intervalli di tempo Δt , per ognuno dei quali, noto lo stato iniziale dei serbatoi e il valore delle portate $\dot{m}_{GV}(t)$ e $\dot{m}_{SR}(t)$, viene determinato lo stato termodinamico dei vari punti, le potenze termiche scambiate, la potenza elettrica prodotta ed il nuovo stato dei serbatoi.

Al termine di ogni simulazione viene verificata la condizione sullo stato dei serbatoi (solo per la temperatura poiché le portate erano già state definite in modo da rispettarla) ripetendole finché questa non viene rispettata. Le temperature iniziali dei serbatoi vengono aggiornate andando ad imporre quelle ottenute alla fine della simulazione precedente.

Verificata la condizione sullo stato dei serbatoi bisogna verificare quella sulla potenza elettrica prodotta $P_{el}(t)$. La portata $\dot{m}_{GV}(t)$ imposta per la simulazione era stata calcolata per ottenere la potenza elettrica definita dalla storia di carico $P(t)$ a seconda di un profilo di temperatura del serbatoio caldo $T_{HT}(t)$ predefinito, la potenza elettrica effettivamente generata $P_{el}(t)$ risulterà diversa poiché l'andamento effettivo di questa temperatura sarà differente. Per rispettare questa condizione si ripete nuovamente la procedura di progettazione del sistema andando a sostituire il profilo della temperatura del serbatoio caldo $T_{HT}(t)$, che inizialmente era stato supposto costante, col il profilo ottenuto dall'ultima simulazione.

Arrivati a soddisfare tutte le condizioni imposte la procedura di progettazione è conclusa e si possono analizzare le prestazioni del sistema.

Dai profili di potenze ottenute è possibile calcolare le energie totali scambiate nell'arco della giornata:

- $E_{th,gs}$ energia estratta dai gas di scarico
- $E_{th,loss}$, energia termica persa attraverso il sistema di stoccaggio
- $E_{th,ORC}$, energia termica fornita all'ORC
- $E_{el,ORC}$, energia elettrica prodotta dall'ORC

E si definiscono i seguenti rendimenti:

$$\eta_{TES} = \frac{E_{th,ORC}}{E_{th,gs}} \quad (7.11)$$

$$\eta_{ORC}^E = \frac{E_{el}}{E_{th,ORC}} \quad (7.12)$$

$$\eta_{tot}^E = \frac{E_{el}}{E_{th,gs}} \quad (7.13)$$

rispettivamente rendimento del sistema di stoccaggio, rendimento energetico del ciclo ORC e rendimento energetico totale dell'impianto.

I risultati della progettazione sono riportati in Tabella 7.2.

Tabella 7.2: Risultati della progettazione del sistema di stoccaggio a due serbatoi per entrambi i cicli

	Constant Pressure	Sliding Pressure
	Serbatoi	
V_{HT} [m ³]	434	495
V_{CT} [m ³]	357	405
V_{tot} [m ³]	791	900
d_{HT} [m]	6.52	6.80
d_{CT} [m]	6.10	6.37
	Scambiatore recuperativo	
UA_{Des} [W/K]	$3,25 \cdot 10^5$	$3,3 \cdot 10^5$
\dot{m}_{SR}	35.6	35.4
$T_{SR,in,Des}$	117	111
$T_{SR,out,Des}$	340	340
	Prestazioni impianto	
$P_{el,max}$ [MW]	4.94	5.30
C_{max} [%]	97,1	102
$E_{th,gs}$ [MWh]	440	447
$E_{th,loss}$ [MWh]	1.0	1.0
$E_{th,ORC}$ [MWh]	439	446
$E_{el,ORC}$ [MWh]	90.8	93.3
η_{TES}	0.998	0.998
η_{ORC}^E	0.207	0.209
η_{tot}	0.206	0.209
$E_{el,Ref}$ [MWh]	95,3	95,3

In accordo con quanto ottenuto precedentemente la strategia a pressione variabile risulta quella che permette di ottenere le prestazioni migliori per l'impianto con sistema di stoccaggio.

In termini di potenza elettrica massima è stato ottenuto un valore di 5,30 MW, il 7,3% in più rispetto a quello per la strategia CP, pari a 4,94 MW. In Figura 7.2 sono mostrate le potenze elettriche prodotte dalle due configurazioni di ciclo, in cui è evidente la differenza del valore massimo che si riesce ad ottenere nelle due fasce orario di picco.

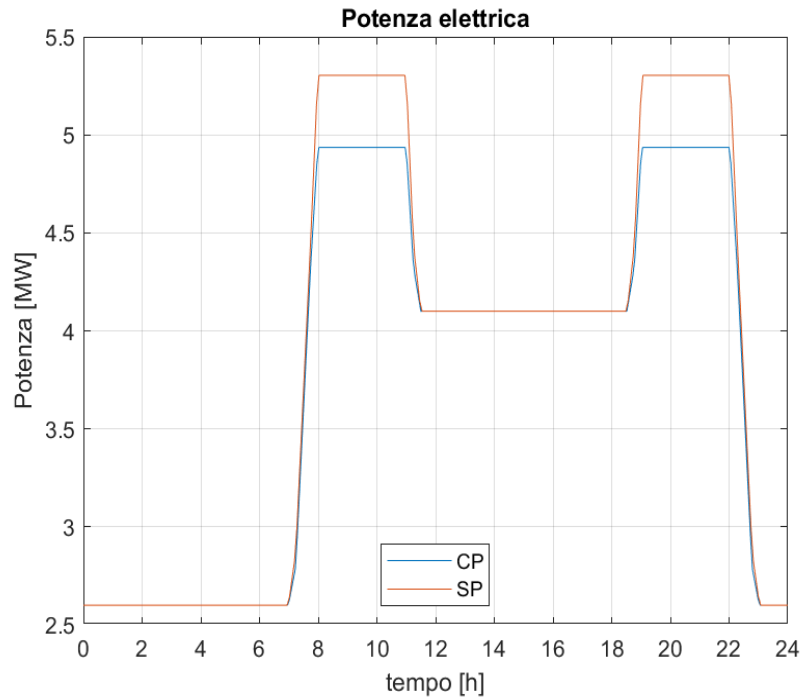


Figura 7.2: Andamento della potenza elettrica prodotta dalle due configurazioni di ciclo

In Figura 7.3 invece è mostrato l'andamento dei valori di carico di lavoro relativo.

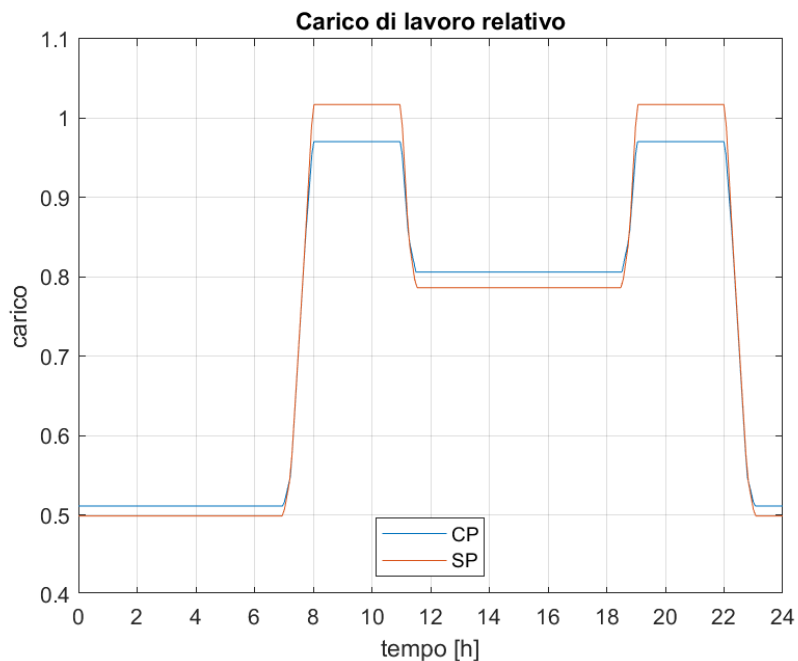


Figura 7.3: Carico di lavoro relativo per le due configurazioni di ciclo

I valori di potenza massima sono ottenuti per un carico di lavoro relativo rispettivamente del 97,1 % per la configurazione CP e 102% per la configurazione SP. Questi valori sono diversi dal carico di lavoro nominale del 100 % poiché l'impianto è stato progettato con una storia di carico differente da quella per cui i cicli erano stati ottimizzati. Essendo comunque le condizioni di lavoro molto prossime a quelle di progetto il rendimento del ciclo nelle fasi di massima produzione, rispettivamente 21,3%

e 21,4%, non si discosta particolarmente da quello di progetto, rispettivamente 21.4% e 21,5%, e quindi sono state ritenute accettabili.

Confrontando invece le prestazioni in termini di energia, l'energia elettrica $E_{el,ORC}$ prodotta dalla configurazione SP è pari a 93,3 MWh, superiore del 2,8% rispetto a quella ottenuta con la configurazione CP, pari a 90,8 MWh. Questo dimostra ancora una volta che la strategia a pressione variabile è quella che permette di ottenere le prestazioni migliori. Si nota anche che l'energia dissipata dal serbatoio è molto bassa rispetto alle energie termiche scambiate dall'impianto, infatti il rendimento del TES è praticamente unitario e il rendimento complessivo coincide con quello dell'ORC.

In Figura 7.4 sono mostrati gli andamenti delle temperature dell'olio all'interno dei due serbatoi, per entrambe le configurazioni di impianto.

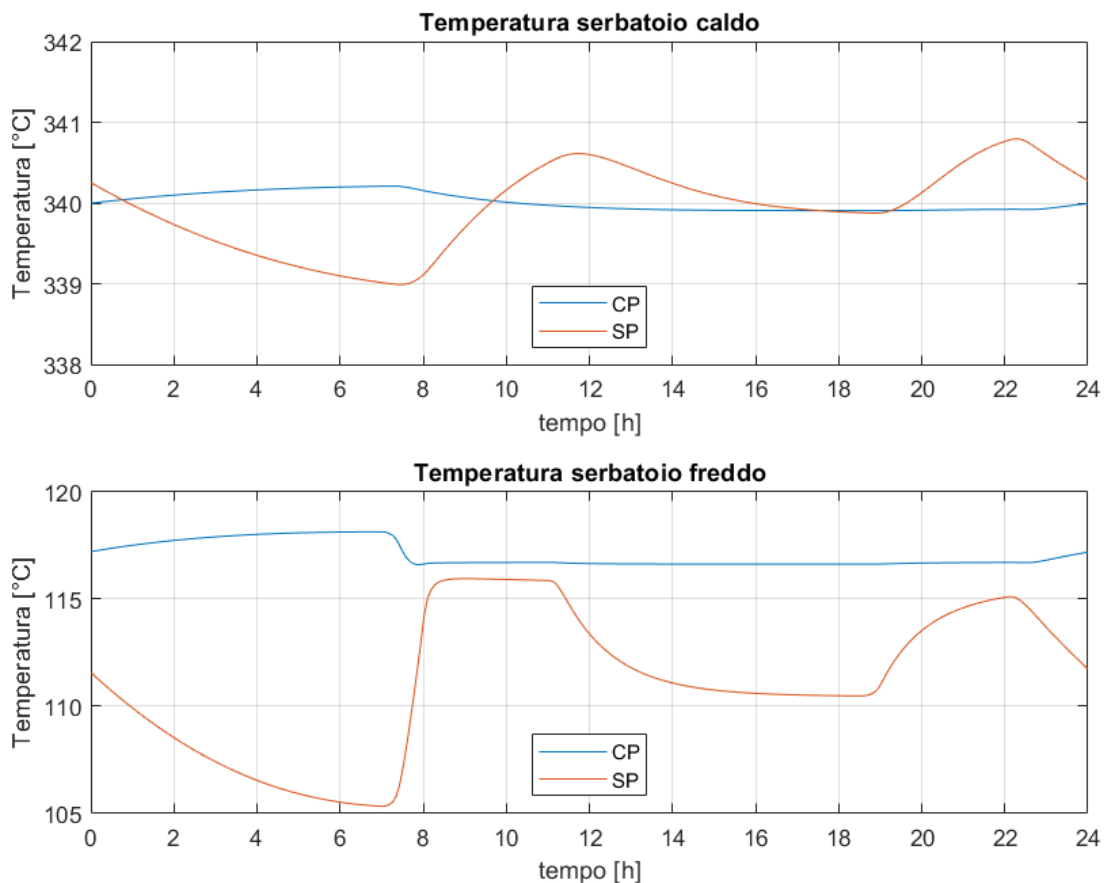


Figura 7.4: Profili di temperatura dei due serbatoi nel corso della giornata, confrontati per le due configurazioni di ciclo.

La differenza principale che si nota è che per la configurazione SP le temperature in entrambi i serbatoi subiscono delle fluttuazioni più elevate, questo è dovuto al diverso adattamento della temperatura di uscita dell'olio dal generatore di vapore in condizione di lavoro parziale dell'ORC.

Per quanto riguarda il serbatoio caldo queste variazioni risultano abbastanza contenute, anche nel caso di SP non superano una differenza di 2 °C. Nel serbatoio freddo invece, per la configurazione in CP la variazione risulta ancora contenuta sotto i 2 °C, data dal fatto che la temperatura di uscita dell'olio dal GV rimane pressoché costante al diminuire del carico. Nel caso della configurazione SP queste variazioni sono molto più ampie, con una differenza massima di circa 10 °C.

Un'altra differenza sta nel valore medio delle temperature dei serbatoi. Per il serbatoio caldo la temperatura media è di 340 °C per entrambe le configurazioni, valore che è stato imposto durante la progettazione. Per il serbatoio freddo invece le temperature medie sono rispettivamente di 117 °C e 111°C per la strategia CP e SP. Questi valori rappresentano anche il salto di temperatura che mediamente l'olio subisce nello scambiatore recuperativo, e poiché la portata circolante risulta praticamente identica per le due configurazioni, 35.6 e 35.4 $\frac{kg}{s}$ per CP e SP, questo dimostra la maggiore capacità dell'impianto che lavora con strategia SP di recuperare calore dalla sorgente termica.

Paragonando le prestazioni dell'impianto, rispetto al ciclo di riferimento, l'energia totale prodotta risulta rispettivamente per CP e SP, il 95.3 % e 97.9 % di quella ottenuta con l'impianto di riferimento. Questo ci consente di affermare che la procedura di progettazione dell'impianto risulta essere molto efficace, sia per quanto riguarda l'ottimizzazione del ciclo e il dimensionamento stoccaggio, poiché permette di ottenere l'obiettivo di aumentare il valore massimo della potenza prodotta, pur mantenendo elevata l'energia complessiva recuperata dai gas di scarico.

Per quanto riguarda le dimensioni dei serbatoi queste risultano pari a 791 m³ per la configurazione CP (434 per il caldo e 357 per il freddo), e 900 m³ per SP (495 per il caldo e 405 per il freddo), il 13.8 % in più. Questa differenza è giustificata dal fatto che essendo la potenza di picco maggiore nel caso di SP, sarà maggiore anche la quantità di energia che bisogna accumulare. La Figura 7.5 mostra l'andamento della portata inviata al generatore di vapore, espressa come differenza rispetto a quella nello scambiatore recuperativo, per le due configurazioni di impianto. Come si era già notato precedentemente con la strategia SP, ai carichi di lavoro parziali si riesce a produrre la medesima potenza con una portata di olio minore, permettendo di averne una quantità maggiore nei periodi di produzione massima. Questa differenza maggiore tra portata massima e minima spiega anche le dimensioni più elevate del serbatoio.

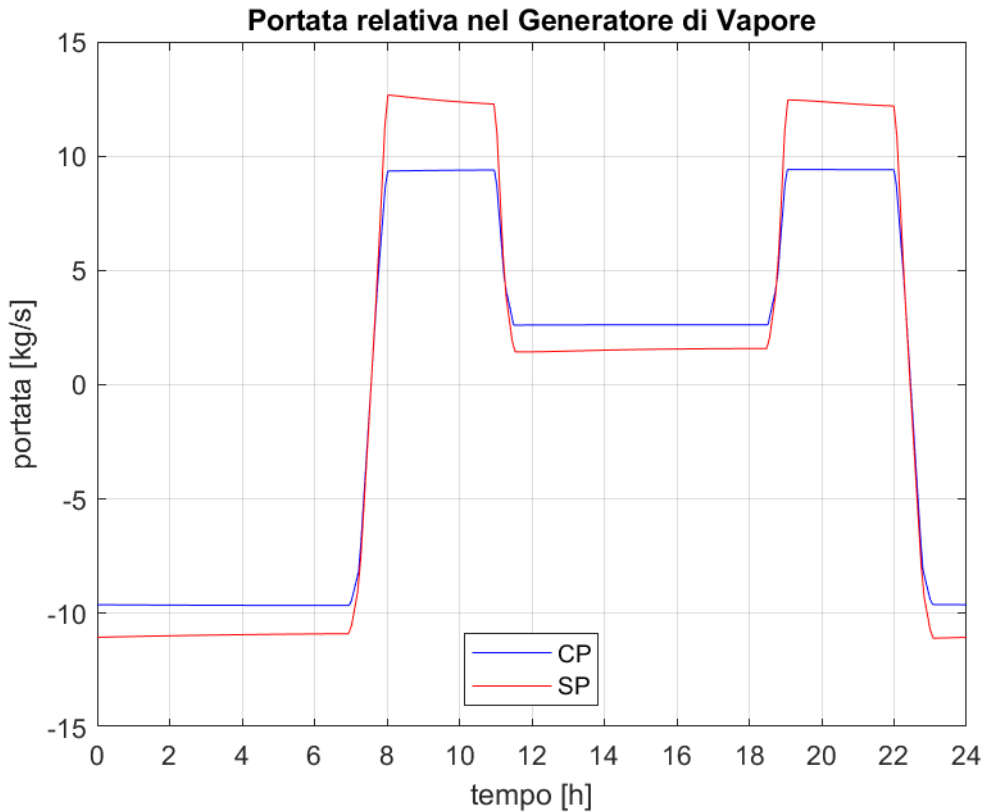


Figura 7.5: Confronto della portata circolante nel generatore di vapore, espressa come differenza rispetto a quella nello scambiatore recuperativo

Per verificare se le dimensioni maggiori dimensioni sono esclusivamente dovute al fatto che l'impianto che opera in modalità sliding pressure permette di produrre una potenza maggiore, è stata eseguita una ulteriore progettazione imponendo che venga prodotta la stessa identica potenza per entrambe le configurazioni. I risultati ottenuti, in termini di dimensione dei serbatoi sono riportati in Tabella 7.3.

Tabella 7.3: Dimensioni dei serbatoi ottenuti imponendo che i due cicli producano la stessa potenza ed energia elettrica

	Constant Pressure	Sliding Pressure
V_{HT} [m ³]	434	451
V_{CT} [m ³]	357	369
V_{tot} [m ³]	791	820

Il valore del volume totale ottenuto per la strategia SP, pari a 820 m³ risulta il 3,6 % maggiore di quello ottenuto per la strategia CP. Questo risultato è sicuramente influenzato dal fatto che la progettazione è stata eseguita imponendo una storia di carico particolarmente differente da quella usata per l'ottimizzazione. Per questo motivo, non essendo comunque il miglioramento particolarmente rilevante, è stato ritenuto che utilizzare la strategia a pressione costante non comporti

nessun beneficio rispetto a quella a pressione variabile, poiché limita solamente il valore di potenza massima producibile e l'energia totale recuperata. La progettazione del serbatoio stratificato sarà eseguita andando a considerare solamente l'impianto ottimizzato per la strategia SP.

7.2 Configurazione a serbatoio stratificato

Le prestazioni del sistema di stoccaggio nel caso si utilizzi un serbatoio stratificato sono direttamente influenzate dalla quantità di olio contenuto e quindi dalle sue dimensioni, a causa della presenza della stratificazione. Il termoclino si sposta all'interno del serbatoio in base al suo livello di carica, nei momenti in cui il serbatoio è quasi completamente carico o scarico il termoclino arriva alle estremità del serbatoio e la temperatura in uscita inizia progressivamente a variare, andando a modificare le condizioni operative dell'intero impianto. Ad esempio, nel momento in cui il serbatoio sta terminando la fase di scarica, il termoclino si trova in prossimità dell'estremità superiore del serbatoio, questo vuol dire che la temperatura in uscita dal serbatoio tende a diminuire e di conseguenza anche la temperatura dell'olio che alimenta il ciclo ORC. Se invece l'impianto è al termine della fase di carica il termoclino si trova nella parte inferiore del serbatoio, la temperatura in uscita aumenta provocando un aumento in tutti i successivi punti del circuito.

All'aumentare della massa di olio accumulata, il termoclino occupa una porzione minore delle dimensioni del serbatoio, e si riuscirà a tenerlo più distante dalle estremità anche nei momenti di massima carica e scarica, ottenendo quindi delle condizioni di lavoro più stabili.

Sono stati quindi imposti dei limiti sulle condizioni di operabilità del ciclo ORC, riportati in Tabella 7.4, sulla temperatura di ingresso dell'olio e sulla portata nel generatore di vapore, per evitare di allontanarsi eccessivamente dalle condizioni nominali; lo scopo della progettazione è quello di determinare le dimensioni minime del serbatoio che permettano di restare all'interno di questo range operativo.

Tabella 7.4: Limiti sulle condizioni operative del ciclo ORC

	Limite inferiore	Limite superiore
Temperatura di ingresso dell'olio $T_{GV,in}$	$T_{GV,in,Des} - 20\text{ }^{\circ}\text{C} = 320\text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_{GV,in,Des} + 5\text{ }^{\circ}\text{C} = 345\text{ }^{\circ}\text{C}$
Portata di olio \dot{m}_{GV}	$40\% \dot{m}_{GV,Des} = 18,8 \frac{kg}{s}$	$110\% \dot{m}_{GV,Des} = 51,5 \frac{kg}{s}$

Se ipoteticamente il termoclino avesse spessore nullo ovvero il fluido ad alta temperatura e quello a bassa temperatura fossero perfettamente separati, la massa di olio necessario sarebbe minima garantendo che le temperature in uscita dal serbatoio siano sempre costanti.

Esattamente come per il sistema a due serbatoi, la progettazione dell'impianto è una procedura di tipo iterativo in cui si vuole determinare la potenza massima di lavoro, la dimensione del serbatoio, il suo stato iniziale e le portate di olio, rispettando sempre le condizioni imposte sul profilo della potenza prodotta e la ripetibilità del ciclo. In questo caso però non verrà eseguita la progettazione dello scambiatore recuperativo, ma verrà considerato quello ottenuto precedentemente.

La procedura di progettazione del impianto con serbatoio stratificato è quella esposta nel diagramma di flusso di Figura 7.6.

Si parte definendo la massa di olio da contenere all'interno del serbatoio, partendo dal valore ottenuto per la configurazione a due serbatoi $M_{oil,TT}$, e si calcolano le dimensioni attraverso le equazioni (7.4), (7.5), (7.6).

Per quanto riguarda la discretizzazione del serbatoio poiché durante la progettazione si analizzeranno dimensioni sempre crescenti è stato deciso eseguire la divisione utilizzando dei layer caratterizzati dalla stessa quantità di massa m_i , in questo modo le varie simulazioni possono ritenersi equivalenti in termini di accuratezza. Il valore della massa m_i è definito come frazione della massa di olio ottenuta per la configurazione a due serbatoi, calcolata mediante un numero di divisioni detto di riferimento N_{ref} , attraverso l'equazione (7.14),

$$m_i = \frac{M_{oil,TT}}{N_{ref}} \quad (7.14)$$

in questo modo il primo volume analizzato sarà discretizzato esattamente con N_{ref} nodi e quelli successivi con un numero progressivamente maggiore dato dall'equazione (7.15).

$$N = \frac{M_{oil}}{m_i} \quad (7.15)$$

L'altezza dei vari può essere calcolata mediante l'equazione (7.16).

$$\Delta x = \frac{H_{ST}}{N} \quad (7.16)$$

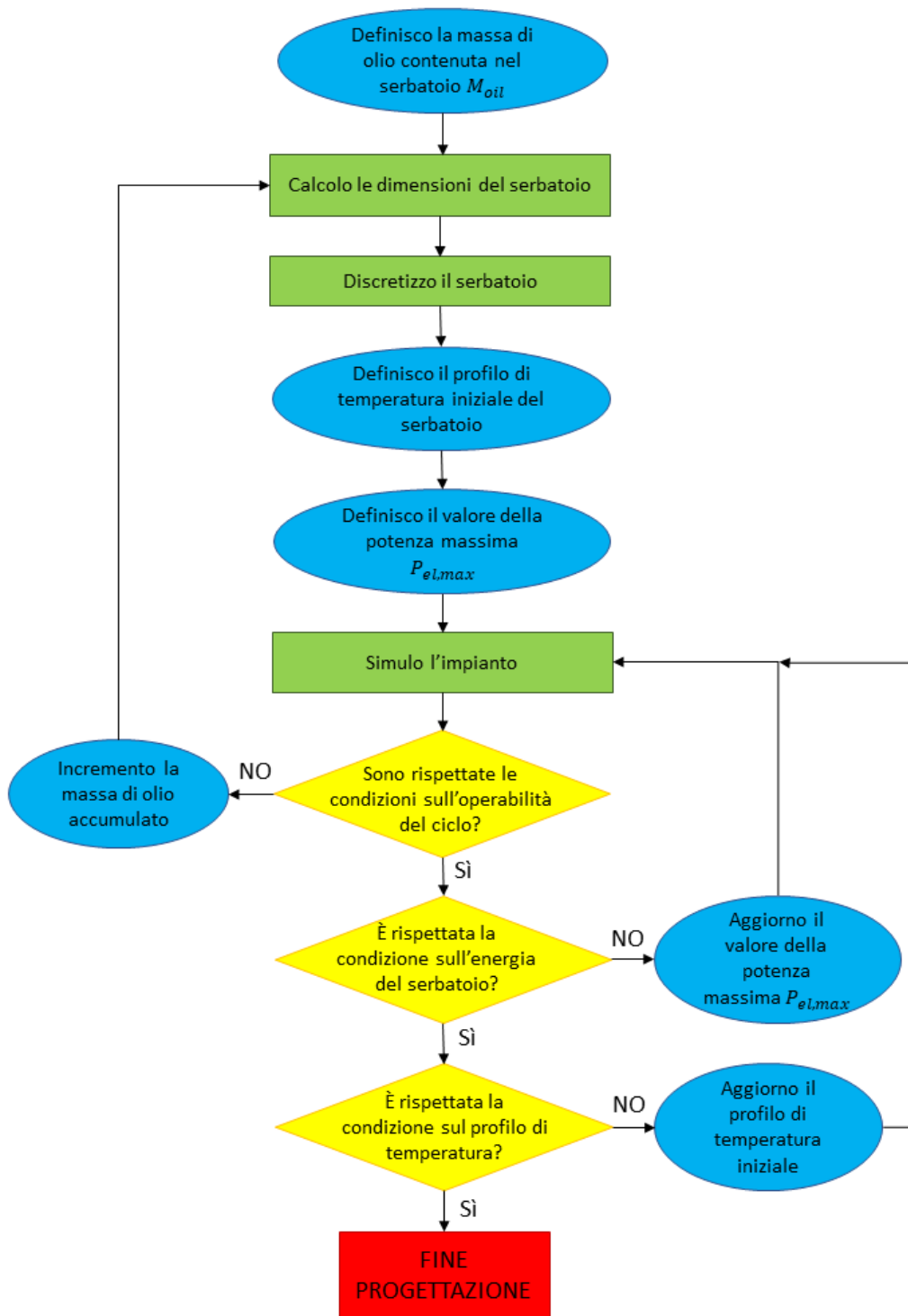


Figura 7.6: Diagramma di flusso per la progettazione dell'impianto con il serbatoio stratificato

Il tempo di discretizzazione Δt deve essere assolutamente minore del valore massimo dato dall'equazione (7.17),

$$\Delta t_{max} = \frac{m_i}{\dot{m}_{max}} \quad (7.17)$$

che rappresenta quell'intervallo di tempo per cui la massa entrante ed uscente dal nodo corrisponde alla massa stessa del nodo. Per tenere un margine di sicurezza si impone che Δt sia circa la metà del valore massimo ammissibile, considerando come \dot{m}_{max} la differenza tra la portata massima che circola nel generatore di vapore e la portata che invece scorre nello scambiatore recuperativo, la quale è mantenuta sempre costante.

SI definisce lo stato iniziale del serbatoio, ovvero il profilo di temperatura, come primo tentativo si impone di avere un termoclino nullo, con masse di olio caldo e freddo pari alle masse iniziali che si erano ottenute per la configurazione a due serbatoi $m_{HT,iniz}$, $m_{CT,iniz}$, e temperature pari alle temperature medie $T_{HT,avg}$ e $T_{CT,avg}$, il reale termoclino presente all'interno del serbatoio sarà poi determinato andando a ripetere le simulazioni dell'impianto.

Si definisce il valore della potenza massima $P_{el,max}$ e la relativa storia di carico $P(t)$, inizialmente coincidente con quella ottenuta con i due serbatoio

Si può quindi passare alla simulazione del sistema, che consiste innanzitutto nel determinare, per ogni intervallo di tempo, la portata $\dot{m}_{GV}(t)$ che permetta di ottenere la potenza prevista, imponendo $\dot{m}_{SR}(t) = \dot{m}_{SR,Des}$, determinare gli stati dei vari punti dell'impianto, le potenze scambiate ed infine risolvere le equazioni del modello del serbatoio per determinare il nuovo stato necessario per la risoluzione dell'intervallo di tempo successivo.

Durante le simulazioni vengono verificate le condizioni sull'operabilità del ciclo ORC, ovvero che la temperatura e la portata dell'olio non superino i valori limite imposti, nel caso non fossero rispettati allora significa che il serbatoio non è sufficientemente grande, si incrementano le dimensioni e si ricomincia la procedura dalla fase di discretizzazione.

Una volta rispettata questa condizione bisogna verificare quelle sulla conservazione dello stato del serbatoio, prima in termini di energia poi in termini di profilo di temperatura. Se l'energia totale contenuta nel serbatoio calcolata nell'istante finale non coincide con quella iniziale vuol dire che c'è una differenza tra l'energia assorbita dai gas di scarico e quella ceduta al ciclo ORC; se la variazione è positiva questo vuol dire che il sistema ha accumulato energia che avrebbe potuto essere utilizzata e si può quindi aumentare il valore del carico massimo $P_{el,max}$, viceversa se la variazione è negativa questo deve essere diminuito. Si aggiorna quindi la storia di carico e si ripete la simulazione.

Una volta verificata la condizione sull'energia del serbatoio si controlla il profilo di temperatura; andando a simulare il sistema, il termoclino che inizialmente era stato imposto a spessore nullo inizia a svilupparsi andando ad aumentare di dimensioni. Le simulazioni sono quindi ripetute, aggiornando il profilo di temperatura iniziale con quello ottenuto alla fine della simulazione precedente fino a che

questi non coincidono. Rispettata anche questa condizione è garantita la ripetibilità del ciclo di produzione e si può considerare terminata la procedura di progettazione.

È stata eseguita un'analisi di sensitività sul valore del numero di discretizzazioni di riferimento N_{ref} , per verificare l'accuratezza delle simulazioni; la procedura per determinare le dimensioni minime del serbatoio è stata ripetuta andando progressivamente ad aumentare il valore di questo parametro. La discretizzazione del serbatoio influisce sull'accuratezza con cui viene descritto il gradiente di temperatura all'interno del termoclino, il quale come già anticipato precedentemente influisce sulle prestazioni dell'intero impianto; per questo è importante determinare il numero minimo di nodi che permetta di descrivere in modo accurato il termoclino. Dai risultati mostrati in Tabella 7.5 si nota che partendo da un valore di N_{ref} pari a 100 ed andando ad aumentarlo la massa di olio minimo necessario non varia, ottenendo un valore di 421 ton, a cui corrisponde un volume di 543 m³. Le uniche differenze ottenute sono in termini di potenza elettrica massima che presenta un aumento dello 0,2% passando da $N_{ref} = 100$ a $N_{ref} = 130$.

Tabella 7.5: Risultati analisi di sensitività sul numero di discretizzazioni di riferimento.

M_{oil} [ton]	421	421	421
V_{ST} [m ³]	543	543	543
N_{ref}	100	130	160
N	110	143	176
Δt [min]	2.5	1.5	1.5
Δt_{max} [min]	5.03	3.87	3.14
Tempo di risoluzioni [min]	5.9	8.4	13.2
$P_{el,max}$ [MW]	5.28	5.29	5.29
C_{max}	1.01	1.01	1.01
$E_{el,ORC}$ [MWh]	93.2	93.3	93.3

In Figura 7.7, sono mostrati i profili di temperatura iniziale del serbatoio ottenuti per i diversi valori di N_{ref} , si nota che all'aumentare delle discretizzazioni il termoclino si restringe. Le variazioni risultano comunque molto contenute con uno scostamento medio dei profili del 1,4% passando da 100 a 130, e dello 0,8 % passando da 130 a 160. Queste variazioni spiegano il leggero aumento delle prestazioni all'aumentare delle discretizzazioni. È stato deciso di prendere $N_{ref} = 130$ come valore ottimale per la discretizzazione del serbatoio.

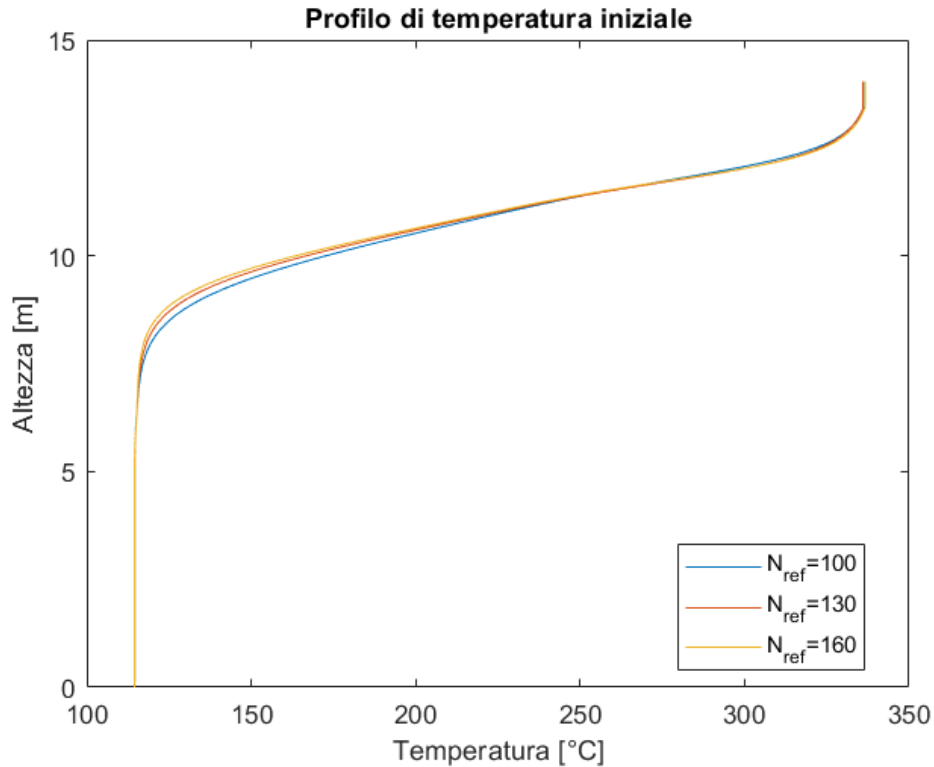


Figura 7.7: Confronto dei profili di temperatura dei serbatoi ottenuti dall'analisi di sensitività

Analizzando meglio i risultati ottenuti si nota che già con una massa di olio pari a quella minima le prestazioni impianto, sono praticamente uguali a quelle ottenute per la configurazione a due serbatoi, con una potenza massima di 5,29 MW rispetto a 5,30 MW, e un'energia totale recuperata di 93,3 MWh rispetto a 93.3 MWh.

Il valore della massa di olio, pari a 421 ton, risulta maggiore del 10 % rispetto a quella necessaria nel caso dei due serbatoi, pari a 382 ton. Questo dimostra che il serbatoio stratificato è caratterizzato da una minore efficienza di stoccaggio dovuta proprio alla presenza del termoclino, come già verificato in altri studi [15]. L'energia accumulata nel termoclino è caratterizzata dal fatto che non potrà mai essere riutilizzata poiché costituita da olio in un range di temperatura non adatto alle condizioni operative dell'impianto, a differenza delle configurazioni a due serbatoi in cui essi possono essere svuotati quasi completamente.

Anche se dal punto di vista energetico il serbatoio stratificato può risultare meno efficiente, il grande vantaggio è dato dalle effettive dimensioni, pari a 543 m³, il 40% in meno rispetto al volume totale ottenuto nella configurazione a due serbatoi, pari a 900 m³. Questo permette di diminuire notevolmente i costi di investimento del sistema di stoccaggio.

In Figura 7.8 sono mostrati gli andamenti delle temperature dell'olio nei vari punti del circuito, divise in lato caldo, ovvero la parte del circuito che sta nell'estremità superiore del serbatoio e lato freddo, quello che sta all'estremità inferiore del serbatoio.

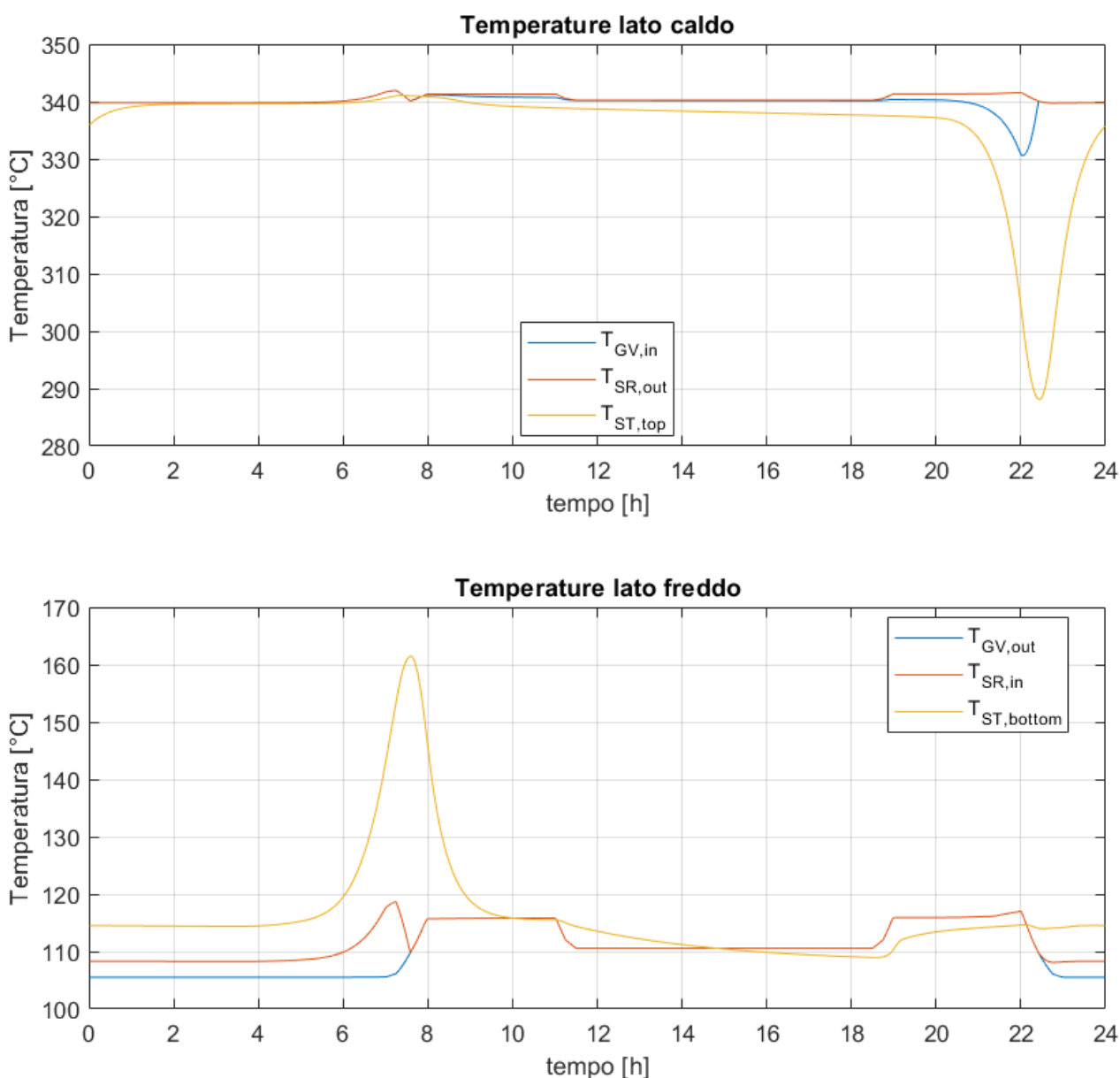


Figura 7.8: Andamenti delle temperature nel circuito ad olio

Da questo grafico si capisce come le temperature variano in base al carico di lavoro e allo stato del serbatoio. Durante la notte, quando il carico dell'ORC è minimo, il serbatoio viene lentamente caricato, verso le ore 6, il sistema sta per raggiungere la condizione di massima carica ed infatti si nota che la temperatura inferiore del serbatoio inizia ad aumentare, di conseguenza si scalda l'olio in ingresso allo scambiatore recuperativo, in modo più contenuto poiché questa temperatura è data dalla miscelazione dell'olio in uscita dal serbatoio e dal generatore di vapore, e anche quello in uscita dallo scambiatore, come si può notare dal profilo mostrato nel grafico del lato caldo. Se pur la temperatura dell'estremità inferiore del serbatoio subisce una variazione importante, da 116°C a 162 °C, questo genera un incremento della temperatura che alimenta il ciclo di soli 2°C, non particolarmente

rilevante. Dalle ore 8 fino alle ore 22, invece, il serbatoio è soggetto alla fase di scarica in cui le fluttuazioni delle temperature sono date dalle due diverse condizioni di lavoro che vengono imposte. Verso la fine della fase di scarica il termoclino arriva all'estremità superiore, portando ad una diminuzione della temperatura dai 340 °C nominali fino a 288°C, diminuisce così anche la temperatura che alimenta l'ORC fino ad un valore di 331 °C. Poiché comunque in questa fase la potenza richiesta è massima, per sopperire alla diminuzione della temperatura bisogna aumentare la portata inviata allo scambiatore, come mostra il grafico in Figura 7.9 dove è mostrato l'andamento delle portate nel circuito ad olio e nel serbatoio.

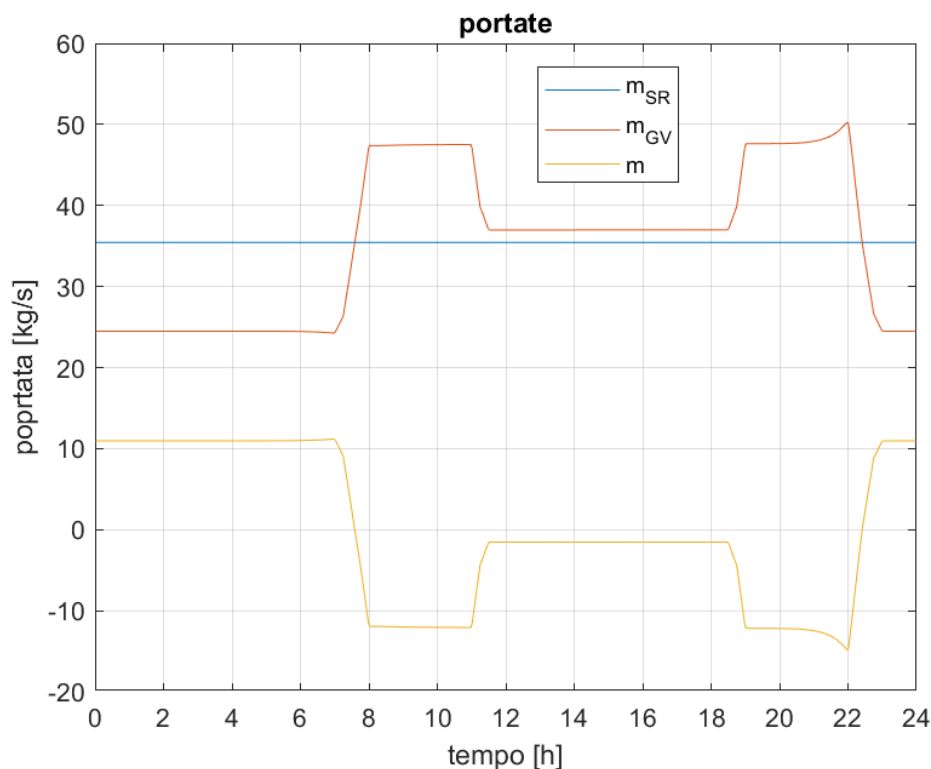


Figura 7.9: Andamento delle portate nel circuito ad olio.

La portata nel generatore raggiunge un valore massimo di $50,3 \frac{kg}{s}$, pari al 108% di quella di progetto. Lo stato di massima carica e scarica del serbatoio può essere rappresentato dal profilo di temperatura all'interno del serbatoio in questi due istanti, come mostrato in Figura 7.10, dove si nota la variazione delle temperature alle estremità in corrispondenza della due condizioni limite.

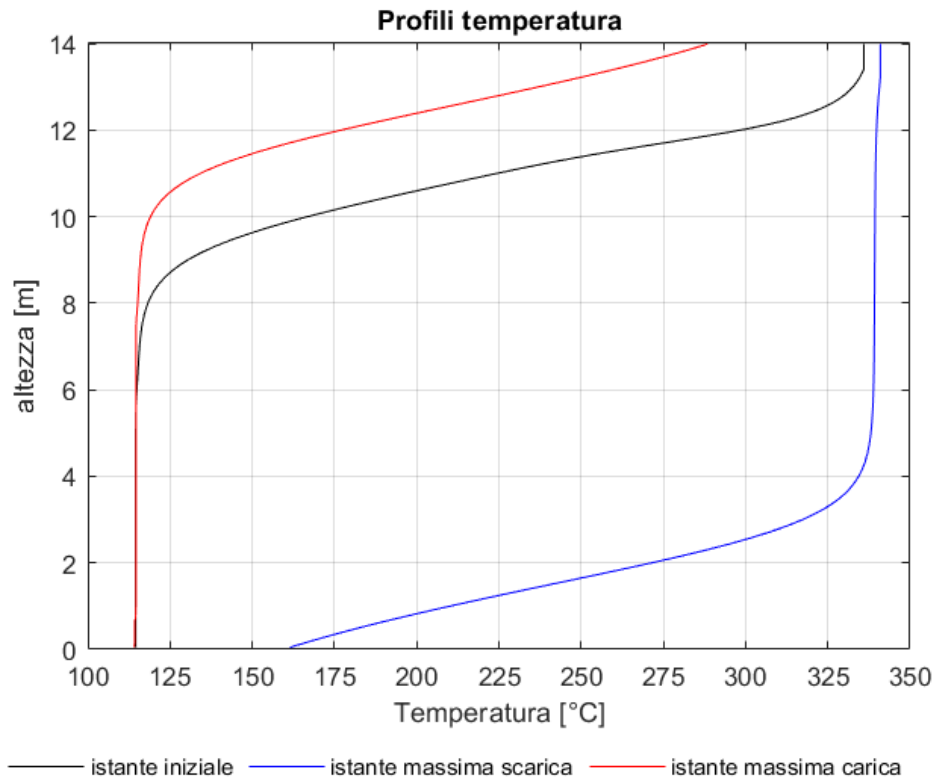


Figura 7.10: Profili di temperature dell'olio all'interno del serbatoio

È stato deciso di analizzare il comportamento dell'impianto aumentando le dimensioni del serbatoio, anche se in termini di prestazioni non si prevedono miglioramenti significativi poiché già con la dimensione minima si sono ottenute prestazioni praticamente uguali a quelle dell'impianto con i due serbatoi.

Sono stati analizzati serbatoi con una massa di olio rispettivamente del 20% e del 30% maggiori rispetto a quella ottenuta per i due serbatoi, i risultati sono riportati in Tabella 7.6. Si nota che pur aumentando notevolmente le dimensioni del serbatoio le prestazioni non migliorano in maniera significativa, come già previsto precedentemente, solamente un incremento dello 0,2% passando da 421 a 459 m³. Le differenze principali si possono notare confrontando l'andamento delle temperature e delle portate nel circuito ad olio.

Tabella 7.6: Confronto delle prestazioni dell'impianto all'aumentare delle dimensioni del serbatoio stratificato

	Serbatoio		
M_{oil} [ton]	421	459	497
V_{ST} [m ³]	543	593	642
N	143	156	169
	Prestazioni		
$P_{el,max}$ [MW]	5.29	5.30	5.30
C_{max}	1.02	1.02	1.02
$E_{th,gs}$ [MWh]	447	447	447
$E_{el,ORC}$ [MWh]	93.3	93.3	93.3
η_{tot}	20.9%	20.9%	20.9%

In Figura 7.11 sono mostrati i differenti profili di temperatura iniziale, in relazione all'altezza relativa del serbatoio.

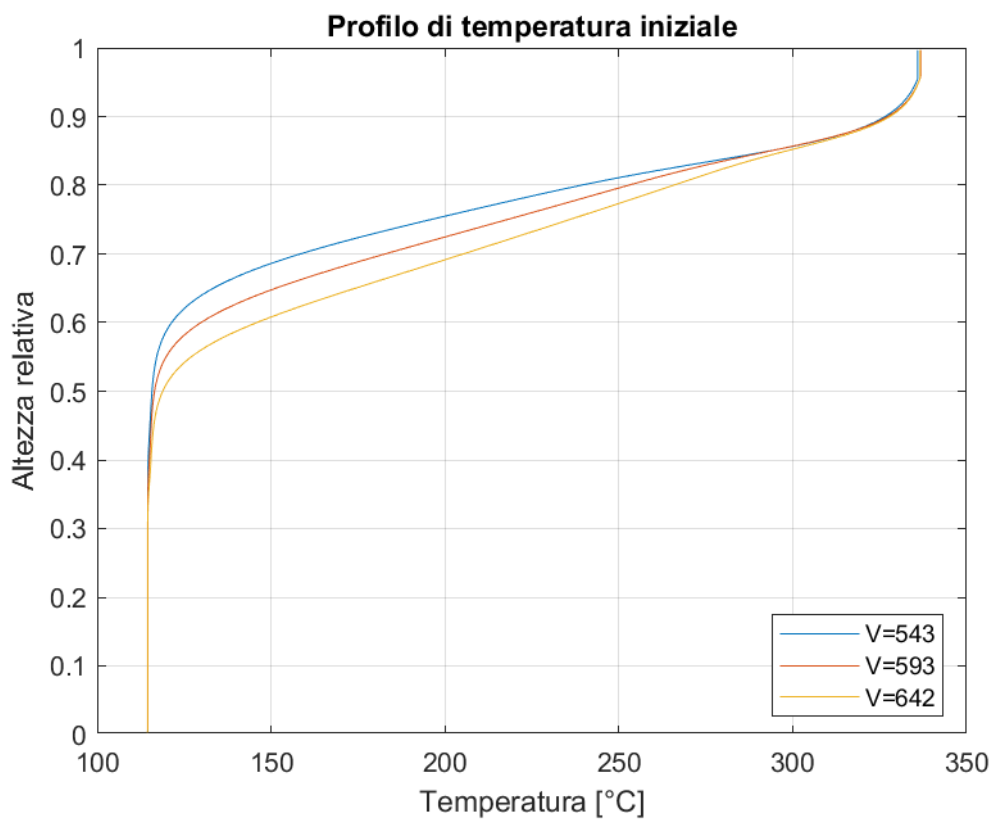


Figura 7.11: Confronto dei profili di temperatura iniziali, ottenuti per diverse dimensioni del serbatoio

Si nota come all'aumentare delle dimensioni del serbatoio aumentano anche le dimensioni del termoclino, sia in termini relativi, che di conseguenza in termini assoluti. Questo può essere dovuto al fatto che, mantenendo lo stesso rapporto d'aspetto, aumenta la sezione trasversale del serbatoio e di conseguenza il flusso termico attraverso il termoclino dovuto alla conduzione, meccanismo che tende ad omogenizzare la temperatura all'interno del serbatoio. Con l'aumento delle dimensioni del termoclino si potrebbe pensare che l'influenza sulle temperature nelle due condizioni limite sia più accentuata ma come si può notare dalla Figura 7.12 succede esattamente il contrario.

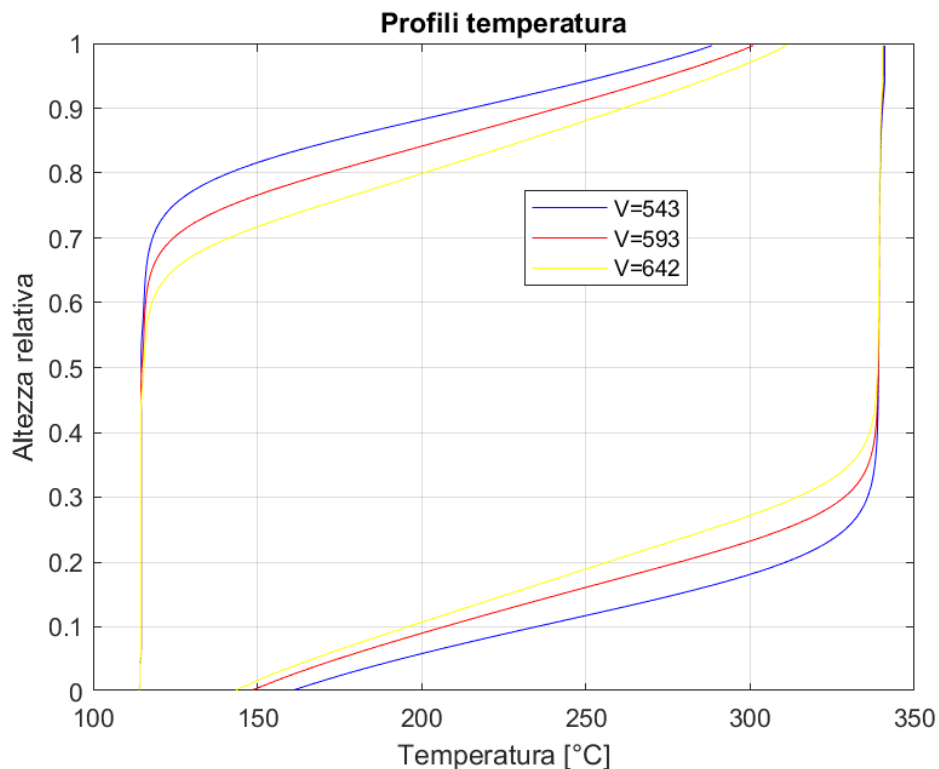


Figura 7.12: Confronto dei profili di temperatura nelle condizioni limite di massima carica e massima scarica, ottenuti per diverse dimensioni del serbatoio.

In questo grafico sono ben evidenziate le differenze che si ottengono ad utilizzare un serbatoio più grande, il quale permette di limitare notevolmente le variazioni di temperatura del fluido in uscita dal serbatoio nei momenti di massima carica e scarica. Questo si ripercuote anche sulla portata di olio nel generatore di vapore, come mostrato in Figura 7.13, in cui si nota una diminuzione del valore di picco della portata che scorre nello scambiatore, in corrispondenza dell'istante di massima scarica del serbatoio.

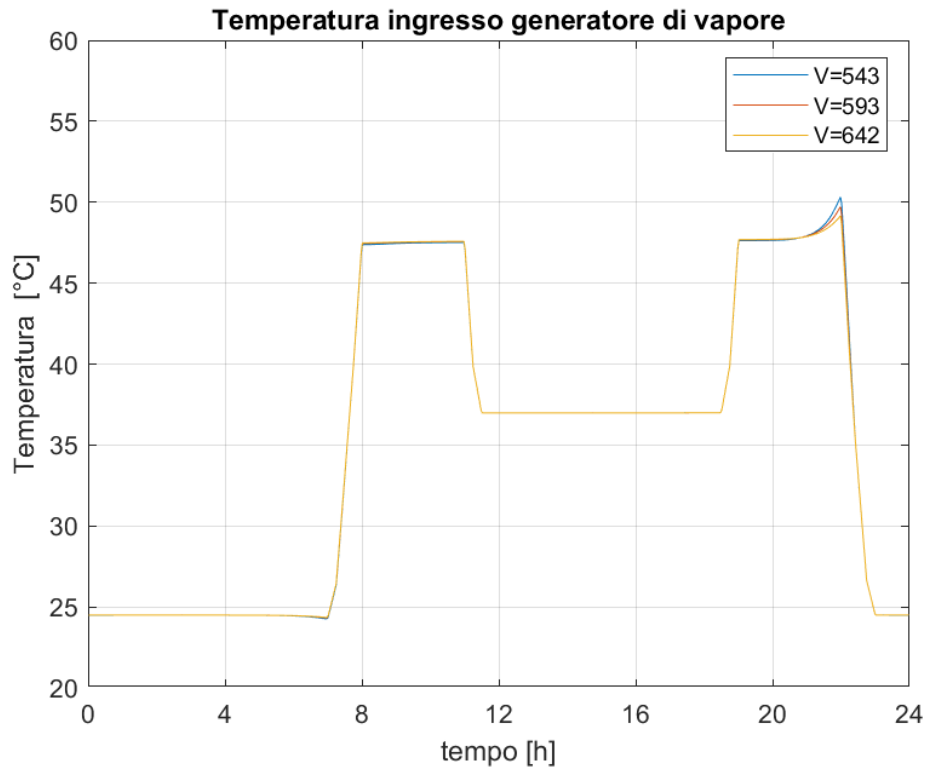


Figura 7.13: Confronto portate circolanti nel generatore di vapore, ottenute per diverse dimensioni del serbatoio

Poiché all'aumentare delle dimensioni del serbatoio le prestazioni dell'impianto non migliorano in maniera significativa è stato deciso di considerare l'impianto progettato per il valore minimo possibile. Utilizzare dimensioni maggiori potrebbe però portare dei vantaggi in termini di stabilità delle condizioni operative dell'impianto ed una maggiore flessibilità nel caso in cui si dovesse lavorare in condizioni diverse da quelle per cui è stato progettato, ovvero se si dovesse produrre una potenza diversa da quella della storia di carico imposta.

8 Applicazione della procedura a differenti storie di carico

8.1 Storia di carico 2

Per questa storia di carico è stato imposto che il ciclo lavori al carico massimo solamente due ore alla mattina, dalle 9 alle 11, e due ore la sera, dalle 19 alle 21, ed il resto del tempo ad un carico minimo del 50%, come mostrato in Figura 8.1.

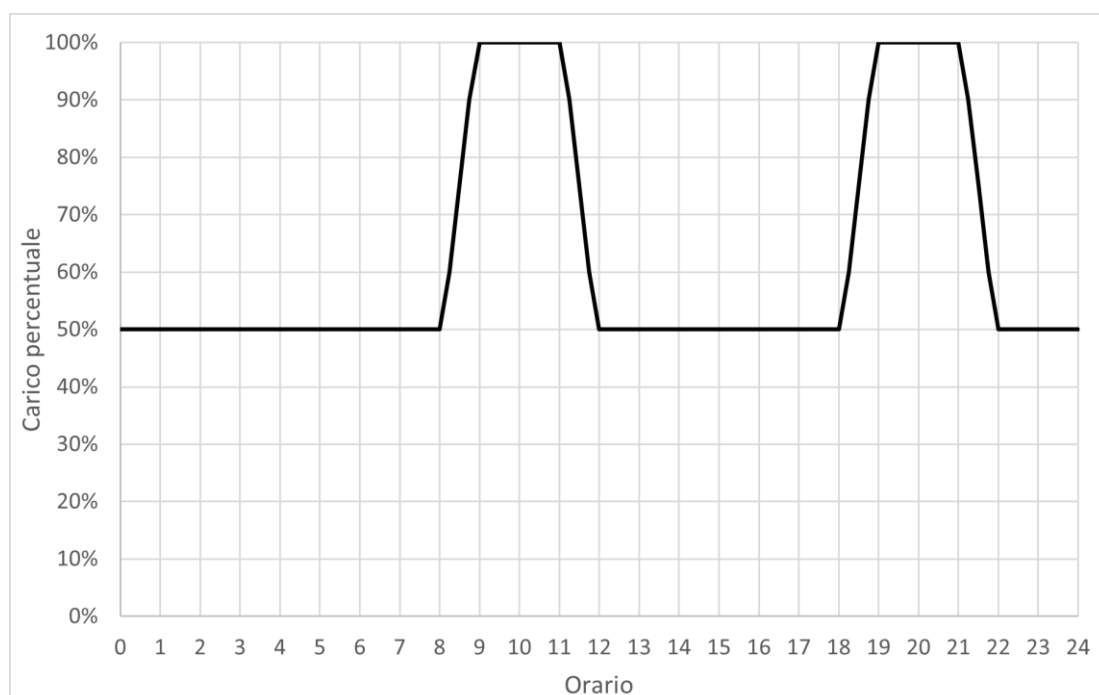


Figura 8.1: Storia di carico 2

Le condizioni al contorno e i limiti sulle variabili di decisione per l'ottimizzazione del ciclo sono gli stessi usati precedentemente e riportati in Tabella 5.2 e Tabella 5.3, i risultati sono mostrati in Tabella 8.1 e Tabella 8.2.

Tabella 8.1: Variabili di decisione ottimizzate secondo la storia di carico 2

$T_{GV,out} = 106$ [°C]	$\Delta T_{pp,GV} = 25$ [°C]
$p_{ev} = 34.5$ [bar]	$\Delta T_{pp,REC} = 28$ [°C]
$T_3 = 239$ [°C]	$\Delta T_{pp,COND} = 10$ [°C]
$T_{cond} = 43$ [°C]	$E = 62\%$

Tabella 8.2: Prestazioni e parametri del ciclo ottimizzato secondo la storia di carico 2

$T_{GV,out} = 106 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$T_3 = 239 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$P_{th,gs} = 29.4 \text{ MW}$	$\Delta T_{surr} = 21 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$P_{el} = 6.09 \text{ MW}$	$p_{cond} = 0.817 \text{ bar}$
$\eta_{ORC} = 20.7 \%$	$T_{cond} = 43 \text{ }^{\circ}\text{C}$
$p_{ev} = 34.5 \text{ bar}$	$\dot{m}_{oil} = 54.9 \text{ kg/s}$
$T_{ev} = 218 \text{ }^{\circ}\text{C}$	$\eta_{is,t} = 0.898$

I risultati della progettazione del sistema di stoccaggio sono invece riportati in Tabella 8.3.

Tabella 8.3: Risultati della progettazione del sistema di stoccaggio relativo alla storia di carico 2

	Due serbatoi	Serbatoio stratificato
Caratteristiche Serbatoi		
M_{oil} [ton]	264	296
V_{tot} [m ³]	619	382
Prestazioni impianto		
$P_{el,max}$ [MW]	6.05	6.03
C_{max}	0.99	0.99
$E_{th,gs}$ [MWh]	463	462
$E_{el,ORC}$ [MWh]	91.2	91.1
η_{tot}^E [%]	19.7	19.7

Con questa tipologia di storia di carico si riesce ad ottenere una potenza massima di 6.05 MW e 6.03 MW rispettivamente per le due tipologie di TES, maggiore del 14.1% rispetto a quella ottenuta con la storia di carico 1. Questo è dovuto al fatto che aumentando il tempo in cui il ciclo lavora ad un carico minimo, la quantità di energia stoccata da utilizzare nei periodi di picco di produzione è maggiore. Si potrebbe quindi pensare che siano necessari dei serbatoi, più grandi ma il risultato ottenuto è esattamente l'opposto. La storia di carico 1 è stata definita in modo tale che durante il giorno il carico di lavoro fosse sempre superiore al carico medio e quindi era necessario estrarre continuamente energia dal TES; nell'arco della giornata era quindi presente un unico ciclo di carica e scarica, durante la notte deve essere accumulata l'energia necessaria a soddisfare la produzione di entrambi i periodi di picco. In questa nuova storia di carico invece avendo abbassato il carico nella parte centrale della giornata si sono formati due diversi cicli di carica e scarica, uno nel primo periodo

di picco, poi nuovamente nel secondo periodo di picco. In ognuno dei due cicli l'energia da accumulare è minore perché deve provvedere ad un solo picco di produzione.

Andando ad analizzare l'energia totale recuperata questa risulta pari a 91.2 MWh, minore rispetto ai 93.3 MWh ottenuti per il primo caso studiato. Questo può essere in parte spiegato del fatto che avendo aumentato il tempo in cui il ciclo lavora in condizioni fuori progetto, e quindi con un rendimento η_{ORC} minore di quello nominale, la capacità dell'impianto di convertire l'energia estratta dai gas di scarico in energia elettrica diminuisce maggiormente. In Tabella 8.4 sono confrontati i due rendimenti definiti per ciclo ORC per gli impianti ottenuti con le due diverse storie di carico, $\eta_{ORC,Des}$ rappresenta il rendimento nominale mentre η_{ORC}^E il rendimento complessivo nell'arco dell'intera giornata. Se ipoteticamente il ciclo ORC lavorasse in maniera costante nelle condizioni di progetto i due valori coinciderebbero tra loro, questa condizione è verificata nel caso dell'impianto di riferimento ma è fisicamente impossibile nell'impianto con TES, infatti η_{ORC}^E risulta minore di $\eta_{ORC,Des}$. Dai risultati ottenuti si nota come la differenza tra i due rendimenti sia più elevata nel caso della storia di carico 2, con una variazione di 1 punto percentuale rispetto a 0.6.

Tabella 8.4: Confronto dei valori di rendimento dell'impianto progettato secondo due diverse storie di carico.

	$\eta_{ORC,Des}$	η_{ORC}^E
Storia di carico 1	21.5 %	20.9 %
Storia di carico 2	20.7 %	19.7%

8.2 Storia di carico 3

Come terzo caso studio è stato imposto che il ciclo lavori in condizioni nominali dalle 9 alle 21, e ad un carico minimo del 70% durante la notte, come mostrato in Figura 8.2.

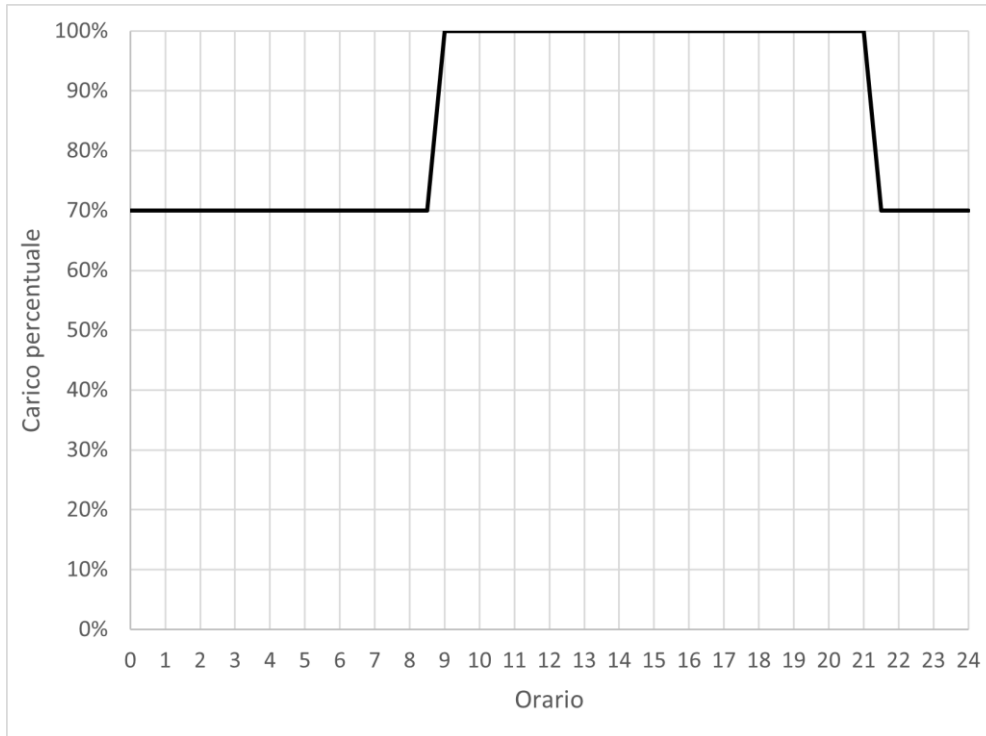


Figura 8.2: Storia di carico 3

Le condizioni al contorno, e i limiti sulle variabili di decisione per l'ottimizzazione del ciclo sono gli stessi usati precedentemente e riportati in Tabella 5.2 e Tabella 5.3, i risultati sono mostrati in Tabella 8.5 e Tabella 8.6.

Tabella 8.5: Variabili di decisione ottimizzate secondo la storia di carico 3

$T_{GV,out} = 122$ [°C]	$\Delta T_{pp,GV} = 25$ [°C]
$p_{ev} = 34.8$ [bar]	$\Delta T_{pp,REC} = 20$ [°C]
$T_3 = 248$ [°C]	$\Delta T_{pp,COND} = 10$ [°C]
$T_{cond} = 43$ [°C]	$E = 78\%$

Tabella 8.6: Prestazioni e parametri del ciclo ottimizzato secondo la storia di carico 3

$T_{GV,out} = 122$ °C	$T_3 = 248$ °C
$P_{th,gs} = 21.0$ MW	$\Delta T_{surr} = 29$ °C
$P_{el} = 4.58$ MW	$p_{cond} = 0.817$ bar
$\eta_{ORC} = 21.8$ %	$T_{cond} = 43$ °C
$p_{ev} = 34.8$ bar	$\dot{m}_{oil} = 41.6$ kg/s
$T_{ev} = 219$ °C	$\eta_{is,t} = 0.897$

I risultati della progettazione del sistema di stoccaggio sono invece riportati in Tabella 8.7.

Tabella 8.7: Risultati della progettazione del sistema di stoccaggio relativo alla storia di carico 3

	Due serbatoi	Serbatoio stratificato
Caratteristiche Serbatoi		
M_{oil} [ton]	286	294
V_{tot} [m ³]	673 (369+304)	380
Prestazioni impianto		
$P_{el,max}$ [MW]	4.58	4.58
C_{max}	1.00	1.00
$E_{th,gs}$ [MWh]	438	437
$E_{el,ORC}$ [MWh]	94.3	94.3
η_{tot}^E [%]	21.5	21.5

A differenza delle storie di carico precedenti, avendo aumentato il carico medio di lavoro, la potenza massima risulta minore rispetto agli altri casi, 4.58 MW, rispetto a 5.29MW e 6.03MW. Per lo stesso motivo però risulta maggiore l'energia totale prodotta, 94.3MWh rispetto a 93.3MWh e 91.2 MWh; il rendimento complessivo del ciclo η_{tot}^E , risulta minore di quello di design di solo 0.3%.

Diminuire la differenza tra il valore di carico massimo e minimo a cui lavora l'ORC permette anche di diminuire le dimensioni dei serbatoi, che infatti risultano minori di quelle ottenute con storia di carico 1, ma poiché è presente ancora un unico ciclo di carica e scarica questa risultano comunque confrontabili con quelle ottenute con la storia di carico 2.

Un altro risultato interessante sta nel fatto che la quantità di olio in più necessaria al serbatoio stratificato rispetto alla configurazione a due serbatoi, pari al 2%, è minore rispetto agli altri casi studiati, dove invece era risultata intorno all'8%, per spiegare questo fenomeno bisogna analizzare le portate del circuito ad olio. Diminuendo il range del carico di lavoro svolto dall'ORC, diminuisce anche il range di variazione della portata inviata al generatore di vapore, con differenze rispetto a quella nello scambiatore recuperativo più contenute; come mostrato in Figura 8.3 dove sono confrontate le portate inviate al generatore di vapore, espresse come differenza rispetto a quella nello scambiatore recuperativo ottenute, per gli impianti progettati secondo le storie di carico 2 e 3.

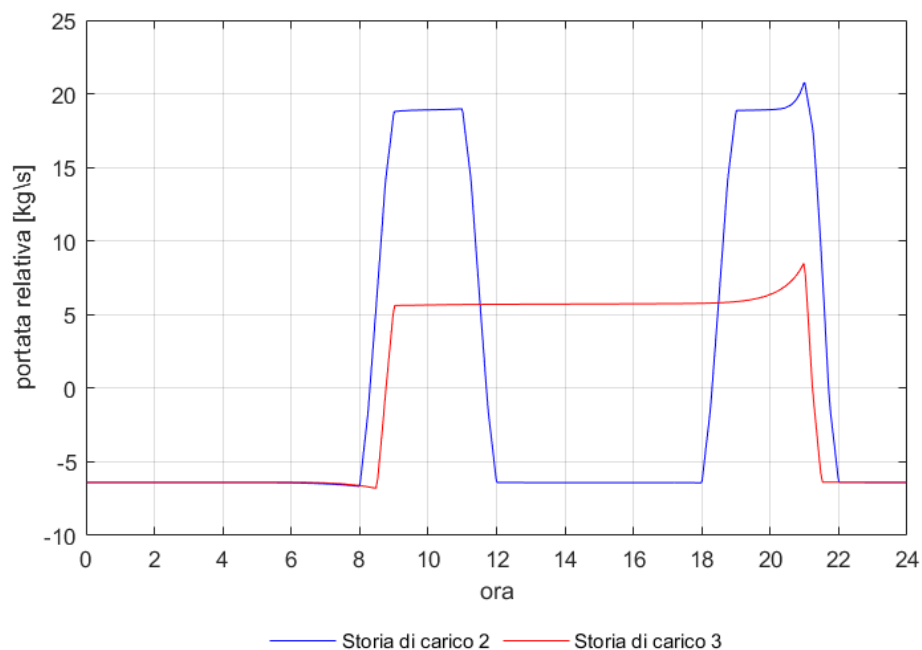


Figura 8.3: Confronto tra le portate relative inviate al generatore di vapore negli impianti progettati secondo le storie di carico 2 e 3

Questa differenza corrisponde alla portata che viene estratta dal serbatoio stratificato, che essendo minore influisce meno sullo stato dell'olio conseguente alla miscelazione. In questo modo le variazioni della temperatura alle estremità del serbatoio nei momenti di massima carica e scarica generano delle variazioni nei vari punti del circuito molto più contenute, condizione favorevole per l'operabilità dell'impianto. L'energia accumulata nel termoclino riesce così ad essere sfruttata maggiormente, aumentando quindi l'efficienza del TES e diminuendone le dimensioni.

Riassumendo si può dire che la storia di carico influenza le prestazioni dell'impianto nei seguenti modi: la potenza massima può essere aumentata andando ad aumentare il tempo in cui il ciclo lavora ad un carico parziale a discapito però dell'energia totale prodotta, le dimensioni dei serbatoi dipendono sia dal range di variazione del carico di lavoro, ma anche dal modo in cui queste variazioni vengono distribuite nel corso della giornata.

In Tabella 8.8 sono riassunte le prestazioni dei vari impianti mentre in Figura 8.4 sono confrontati i profili di potenza prodotta, anche rispetto a quella dell'impianto di riferimento.

Tabella 8.8: Prestazioni degli impianti progettati con le diverse storie di carico

	Storia di carico 1		Storia di carico 2		Storia di carico 3	
	Due serbatoi	Serbatoio stratificato	Due serbatoi	Serbatoio stratificato	Due serbatoi	Serbatoio stratificato
M_{oil} [ton]	382	421	264	296	286	294
V [m ³]	900	543	619	382	673	380
$P_{el,max}$ [MW]	5.30	5.29	6.05	6.03	4.58	4.58
E_{el} [MWh]	93.3	93.3	91.2	91.1	94.3	94.3
$E_{el,Ref}$ [MWh]	95.3					

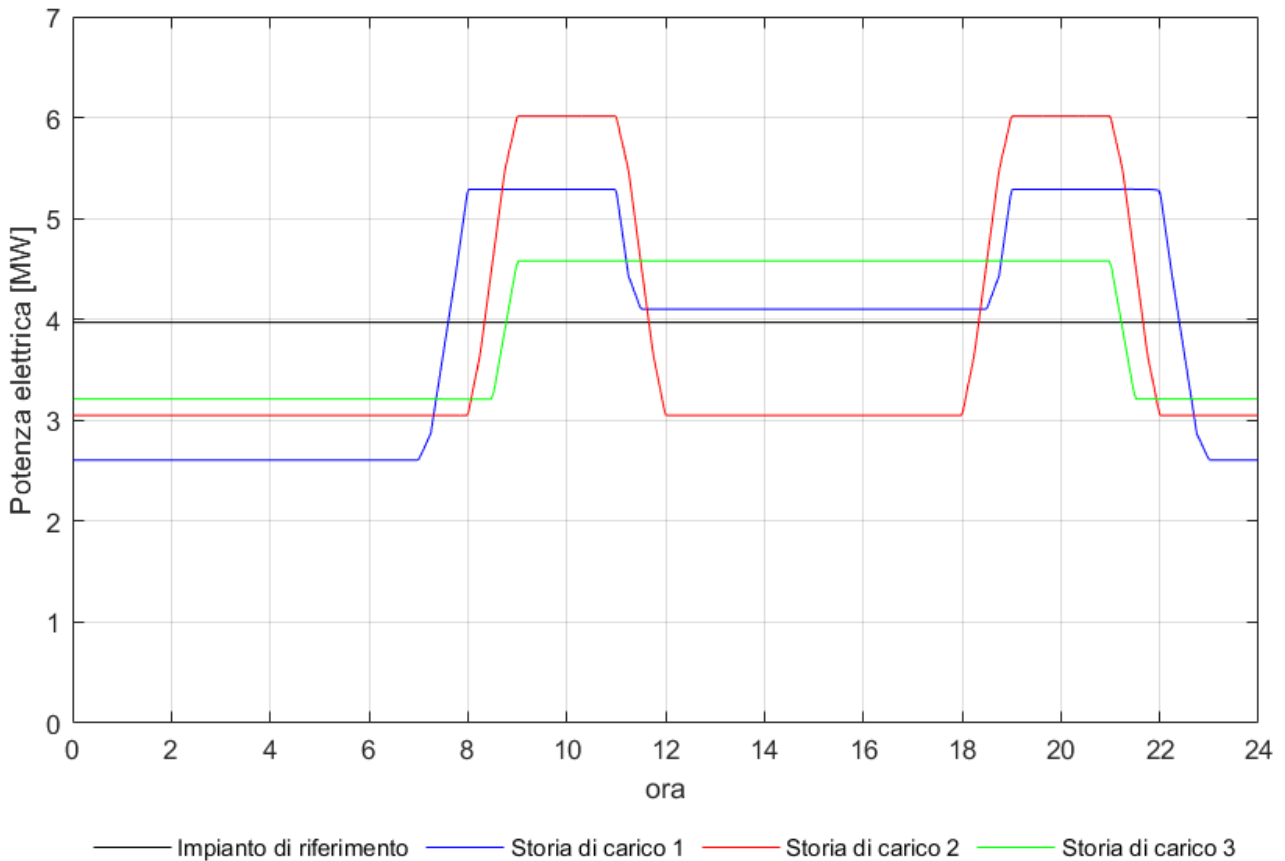


Figura 8.4: Potenza elettrica generata dai vari impianti studiati

Questi risultati dimostrano l'efficacia della procedura sviluppata nel riuscire ad aumentare la flessibilità di produzione del ciclo ORC e quindi dell'intero impianto combinato, pur mantenendo elevata l'energia complessivamente recuperata dai gas di scarico.

9 Conclusioni

Lo scopo di questo lavoro di tesi è stato quello di sviluppare una procedura per la progettazione di un impianto combinato, turbina a gas-ORC, con l'integrazione di un sistema di stoccaggio termico, per aumentare la flessibilità di produzione di energia elettrica.

Il sistema di stoccaggio è stato inserito all'interno dell'impianto di riferimento sfruttando la presenza del circuito ad olio interposto tra la sorgente di calore ed il ciclo ORC, eseguendo un accumulo diretto dell'olio all'interno di uno o più serbatoi. Sono state considerate due diverse configurazioni di TES, la prima costituita da due serbatoi separati, uno ad alta ed uno a bassa temperatura, e la seconda da un unico serbatoio stratificato. Il sistema di stoccaggio permette di disaccoppiare le condizioni di lavoro della turbina a gas con quelle del ciclo ORC.

La procedura, mostrata nel diagramma di flusso Figura 9.1, è stata sviluppata in modo tale da poter essere applicata a diverse tipologie di ciclo a gas, e diversi tipi di storia di carico.

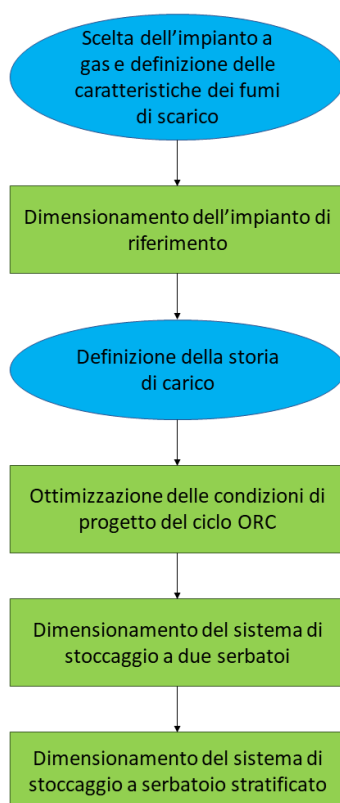


Figura 9.1: Diagramma di flusso della procedura di progettazione.

La procedura inizia definendo la turbina a gas, e quindi le caratteristiche dei fumi di scarico, rispetto a cui progettare l'impianto per il recupero. Per prima cosa viene dimensionato l'impianto di riferimento determinando le condizioni di design del ciclo ORC attraverso un algoritmo di ottimizzazione, con l'obiettivo di massimizzare la potenza nominale. Sono state analizzate le

prestazioni di diversi fluidi organici, Toluene, Benzene, Ciclopentano e Cicloesano, tra i quali il Ciclopentano è risultato quello più adatto per la sorgente di calore considerata, con una potenza elettrica nominale di 3.97 MW.

Si definisce poi la storia di carico giornaliera che si vuole ottenere dal ciclo ORC, come prima condizione di lavoro è stato deciso di replicare l'andamento del fabbisogno e del prezzo dell'energia elettrica nel corso della giornata, imponendo un carico minimo del 50% durante la notte, un carico intermedio del 80% nella parte centrale della giornata, ed un carico massimo nei due periodi di picco della mattina e della sera, l'obiettivo è quello di aumentare la potenza nominale del ciclo, rispetto a quella ottenibile con l'impianto di riferimenti, in modo da aumentare la produzione nei momenti della giornata in cui vi è una maggiore necessità.

Con questa storia di carico è stato progettato l'impianto considerando due diverse strategie di controllo del ciclo in condizioni di carico parziale, a pressione costante (CP) e a pressione variabile (SP), per determinare quella più adatta alla seguente applicazione.

In base alla storia di carico viene quindi ottimizzata la condizione di Design del ciclo ORC, tenendo questa volta in considerazione la presenza dello stoccaggio termico e le condizioni di lavoro nell'arco dell'intera giornata. È risultato che utilizzando la strategia a pressione variabile si ottiene un ciclo con una potenza nominale di 5,21 MW rispetto ai 5.09 MW ottenuti con la strategia a pressione costante. Successivamente viene progettato il sistema di stoccaggio per la configurazione a due serbatoi, determinando le dimensioni dei serbatoi e le condizioni operative che permettono all'impianto di lavorare secondo la storia di carico imposta. Si è ottenuto che per il ciclo in SP, a parità di potenza prodotta nel resto della giornata, quella prodotta nei periodi di picco è pari a 5.30 MW, rispetto ai 4.94 MW ottenuti con l'altra strategia, il 7.3% in più. L'energia totale prodotta è risultata pari a 93.3 MWh per la strategia a SP e 90.3 MWh per quella a CP, una differenza del 2.8%. Questi risultati dimostrano che la strategia a pressione variabile permette di ottenere prestazioni migliori, principalmente perché riesce a estrarre una quantità maggiore di energia dalla sorgente di calore. Le dimensioni complessive dei serbatoi sono risultate pari a 900 m³ e 791 m³ rispettivamente per la strategia SP e CP, il valore più elevato ottenuto per l'impianto in SP è comunque giustificato dal fatto che per ottenere una maggiore potenza di picco è necessario accumulare una maggiore quantità di energia. Per confermare questa affermazione è stata eseguita una verifica imponendo ai due cicli le stesse potenze di lavoro, da cui si è ottenuto che le dimensioni dei serbatoi sono paragonabili, per questo motivo la strategia SP è stata ritenuta la più adatta.

Infine, viene progettato l'impianto considerando il serbatoio stratificato, determinando le dimensioni minime che permettono una corretta operabilità del ciclo ORC. È stata ottenuta una potenza di picco pari a 5.29 MW e un'energia totale prodotta di 93.3 MWh, prestazioni praticamente identiche a quelle

ottenute con l'altra configurazione. Il serbatoio stratificato risulta essere meno efficiente dal punto di vista energetico, poiché a causa della presenza del termoclino una parte dell'energia immagazzinata non potrà essere recuperata, e per questo motivo la quantità di olio da accumulare risulta maggiore, allo stesso tempo però permette di ridurre notevolmente il volume totale del sistema, con un unico serbatoio da 523 m³ rispetto ai 900 m³ complessivi necessari per i due serbatoi.

L'intera procedura è stata poi ripetuta, mantenendo le caratteristiche della sorgente di calore, e considerando due ulteriori storie di carico, una in cui è stato imposto un carico minimo del 50% durante tutta la giornata a parte due ore la mattina e due la sera (storia di carico 2), e l'altra con un carico del 70% nelle 12 ore notturne e un carico nominale nelle rimanenti (storia di carico 3). I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 9.1.

Tabella 9.1: Prestazioni degli impianti progettati con le diverse storie di carico

	Storia di carico 1		Storia di carico 2		Storia di carico 3	
	Due serbatoi	Serbatoio stratificato	Due serbatoi	Serbatoio stratificato	Due serbatoi	Serbatoio stratificato
M_{oil} [ton]	382	421	264	296	286	294
V [m ³]	900	543	619	382	673	380
$P_{el,max}$ [MW]	5.30	5.29	6.05	6.03	4.58	4.58
E_{el} [MWh]	93.3	93.3	91.2	91.1	94.3	94.3
$E_{el,Ref}$ [MWh]	95.3					

Con la storia di carico 2, avendo aumentato il numero di ore al carico minimo si riesce ad ottenere una potenza massima più elevata, per lo stesso motivo però l'energia elettrica prodotta diminuisce poiché lavorando per più tempo in condizioni fuori progetto il rendimento complessivo del ciclo diminuisce maggiormente. Inoltre, le dimensioni dei serbatoi risultano minori rispetto a quelle ottenute con la prima storia di carico poiché, diminuendo il carico nella parte centrale della giornata, vengono eseguiti due diversi cicli di carica e scarica, diminuendo l'energia massima da accumulare. Per la storia di carico 3 invece avendo aumentato il valore del carico in condizioni minime, ed il numero di ore al carico nominale, la potenza massima risulta inferiore rispetto agli altri due casi, ma questo permette di recuperare una maggiore quantità di energia. Il volume dei serbatoi risulta minore rispetto a quello ottenuto per la storia di carico 1, poiché riducendo la differenza tra carico massimo a carico minimo si riduce l'energia da accumulare, e paragonabile con quello ottenuto con la storia di carico 2 perché comunque viene eseguito un solo ciclo di carica e scarica.

Confrontando le prestazioni con quelle ottenute dal ciclo di riferimento si nota che l'energia totale recuperata è ovviamente minore ma comunque molto elevata, non più bassa del 95%; questo ci permette di affermare che la procedura di progettazione risulta molto efficace, consentendo di aumentare la flessibilità di produzione dell'impianto mantenendo comunque elevato il rendimento di recupero. Il modo in cui è stata sviluppata ne permette l'applicazione con qualsiasi tipo di storia di carico e sorgente di calore, anche variabile.

10 Bibliografia

- [1] Saleh, Koglbauer, Wendland e Fischer, «Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles,» *Energy*, 2007.
- [2] Lecompte, Huisseune, vandenBroek e Vanslambrouck, «Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015.
- [3] K. Rahbar, S. Mahmoud, R. Al-Dadah, N. Moazami e S. Mirhadizadeh, «Review of organic Rankine cycle for small-scale applications,» *Energy Conversion and Management*, vol. 134, pp. 135-155, 2017.
- [4] S. Quoilin, M. Van den Broek, S. Declaye, P. Dewallef e V. Lemort, «Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 168-186, 2013.
- [5] B. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis e G. Papadakis, «Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – A review of various applications,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, pp. 3963-3979, 2011.
- [6] A. Mahmoudi, M. Fazli e M. Morad, «A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 143, pp. 660-675, 2018.
- [7] «Load-Frequency Control and Performance,» SC, 2003.
- [8] M. Richter, G. Oeljeklaus e G. K., «Improving the load flexibility of coal-fired power plants by the integration of a thermal energy storage,» *Applied Energy*, vol. 236, p. 607–621, 2019.
- [9] O. Garbrecht, M. Bieber e R. Kneer, «Increasing fossil power plant flexibility by integrating molten-salt thermal storage,» *Energy*, vol. 118, pp. 876-883, 2017.
- [10] P. Iora, G. Di Marcoberardino e C. Invernizzi, «Dynamic analysis of off-grid systems with ORC plants adopting various solution for the thermal storage,» *Energy Procedia*, vol. 129, pp. 216-223, 2017.
- [11] P. Kolasiński, «Experimental and modelling studies on the possible application of heat storage devices for powering the ORC (organic rankine cycle) systems,» *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 19, 2020.

- [12] D. Li, Y. Hu, D. Li e J. Wang, «Combined-cycle gas turbine power plant integration with cascaded latent heat thermal storage for fast dynamic responses,» *Energy Conversion and Management*, vol. 183, p. 1–13, 2019.
- [13] E. Bufi, F. F. Camporeale e B. Fortunato, «Parametric multi-objective optimization of an Organic Rankine Cycle with thermal energy storage for distributed generation,» *Energy Procedia*, vol. 126, p. 429–436, 2017.
- [14] E. Baldasso, T. Gilormini, M. Mondejar, J. Andreasen, L. Larsen, J. Fan e F. Haglind, «Organic Rankine cycle-based waste heat recovery system combined with thermal energy storage for emission-free power generation on ships during harbor stays,» *Journal of Cleaner Production*, vol. 271, p. 122394, 2020.
- [15] D. Cocco e F. Serra, «Performance comparison of two-tank direct and thermocline thermal energy storage systems for 1 MWe class concentrating solar power plants,» *Energy*, vol. 81, pp. 526-536, 2015.
- [16] M. Cascetta, M. Petrollese, J. Oyekale e G. Cau, «Thermocline vs. two-tank direct thermal storage system for concentrating solar power plants: A comparative techno-economic assessment,» *International Journal of Energy Research*, vol. 45, p. 17721–17737, 2021.
- [17] «Theminol 66 technical data sheet,» [Online]. Available: <http://tw.t.mpei.ac.ru/TTHB/HEDH/HTF-66.PDF>. [Consultato il giorno april 2021].
- [18] Y. Han, R. Wang e Y. Dai, «Thermal stratification within the water tank,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, p. 1014–1026, 2009.
- [19] A. Mawire, «Experimental and simulated thermal stratification evaluation of an oil storage tank subjected to heat losses during charging,» *Applied Energy*, vol. 108, pp. 459-465, 2013.
- [20] Oliveski, Krenzinger e Vielmo, «Comparison between models for the simulation of hot water storage tanks,» *Solar Energy*, pp. 121-134, 2003.
- [21] Zachàr, Farkas e Szlivka, «Numerical analyses of the impact of plates for thermal stratification inside a storage tank with upper and lower inlet flows,» *Solar Energy*, pp. 287-302, 2003.
- [22] A. Pezzuolo, A. Benato, A. Stoppato e A. Mirandola, «The ORC-PD: A versatile tool for fluid selection and Organic Rankine Cycle unit design,» *Energy*, vol. 102, pp. 605-620, 2016.
- [23] F. M. Carcasci, «Thermodynamic analysis of an organic Rankine cycle for waste heat recovery from gas turbines,» *Energy*, vol. 65, p. 10, 2014.

- [24] I. Vankeirsbilck, B. Vanslambrouck, S. Gusev e M. De Paepe, «Organic Rankine cycle as efficient alternative to steam cycle for small scale power generation,» 2011.
- [25] R. Chacartegui, D. Sánchez, J. Muñoz e T. Sánchez, «Alternative ORC bottoming cycles FOR combined cycle power plants,» *Applied Energy*, vol. 86, p. 2162–2170, 2009.
- [26] P. Colonna, E. Casati, C. Trapp, T. Mathijssen, J. Larjola, T. Turunen-Saaresti e A. Uusitalo, «Organic Rankine Cycle Power Systems: From the Concept to Current Technology, Applications, and an Outlook to the Future,» *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 137, 2015.
- [27] E. Baldasso, J. Graa Andreassen, M. Mondejar, U. Larsen e F. Haglind, «Technical and economic feasibility of organic Rankine cycle-based waste heat recovery systems on feeder ships: Impact of nitrogen oxides emission abatement technologies,» *Energy Conversion and Management*, vol. 183, pp. 577-589, 2019.
- [28] Y. Cao e Y. Dai, «Comparative analysis on off-design performance of a gas turbine and ORC combined cycle under different operation approaches,» *Energy Conversion and Management*, vol. 135, pp. 84-100, 2017.
- [29] D. Hu, Y. Zheng, y. Wu, S. Li e Y. Dai, «Off-design performance comparison of an organic Rankine cycle under different control strategies,» *Applied Energy*, vol. 156, pp. 268-279, 2015.