

POLITECNICO DI MILANO

SCUOLA DI INGEGNERIA INDUSTRIALE E
DELL'INFORMAZIONE

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica



**MODELLIZZAZIONE E
OTTIMIZZAZIONE DI ACCUMULI
TERMICI GAS-SOLIDO IN IMPIANTI
SOLARI TERMODINAMICI**

Relatore: Prof. Giampaolo MANZOLINI

Tesi di Laurea di:
Paolo MAGGIONI
Matricola 783428

Anno Accademico 2012 - 2013

Ringraziamenti

In tutti questi anni di studio ho imparato molte cose, ma più di tutto l'importanza delle persone a me vicine. Un ringraziamento sincero a tutti coloro mi hanno sempre sostenuto nel percorso da me intrapreso ed in particolare:

Alla mia famiglia: mamma Franca, papà Gigi, Serena e tutti i miei nonni per la vostra attenzione, i sacrifici che avete fatto e la serenità che sempre trovo a casa.

Agli amici più cari: Dani, Fra, Ghigo, Greta, Guzzo, Mano, Michi, Paolino, Ruggi, Tini. Siete tutti per me unici e preziosi.

Ai compagni di corso Paolo Rossi, Merca, Singli, Sergio, Gigi, Giulia, Ale, Lillo, Tia, fondamentali per allietare la permanenza al politecnico e superare gli ostacoli più difficili.

Alle persone che mi hanno aiutato in questa tesi, in modo particolare al prof. Manzolini che ha saputo appassionarmi, indirizzarmi nella giusta direzione e valorizzare il mio lavoro mostrandosi sempre disponibilissimo; ai proff. Colombo e Lucchini e all'ing. Marco Binotti. Un ringraziamento speciale anche a Giovanni Angelini che mi ha trasmesso tutto il suo *know-how* nei primi mesi di lavoro seguendomi pazientemente e costantemente.

Indice

Indice delle figure	viii
Indice delle tabelle	ix
Sommario	x
Abstract	xi
Introduzione	xiii
Presentazione lavoro di tesi	xiv
1 Contesto energetico	1
1.1 Fonte solare	1
1.2 Conversione dell'energia solare in energia elettrica	3
2 Stato dell'arte	7
2.1 Importanza accumulo	7
2.2 Classificazione accumuli	9
2.2.1 Calore sensibile	12
2.2.2 Calore latente	18
2.2.3 Reazione chimica	20
2.3 Descrizione impianto di studio	21
2.3.1 Impianto	21
2.3.2 Serbatoio	22
3 Sviluppo del modello	25
3.1 Equazioni usate	25
3.2 Ipotesi e assunzioni	26
3.3 Discretizzazione numerica	27
3.3.1 Termine temporale	27
3.3.2 Termine avvevativo	28
3.3.3 Termine diffusivo	30
3.3.4 Termine sorgente	30
3.4 Implementazione del modello in Matlab	30
3.5 Implementazione del modello in Comsol	32

3.6	Validazione del modello	33
3.7	Correlazioni usate	34
3.7.1	Modello per il moto	34
3.7.2	Modello per lo scambio termico interstiziale	35
3.7.3	Modello per la conducibilità equivalente	39
3.7.4	Modello per la densità	39
3.8	Ricerca delle variabili da ottimizzare	41
3.8.1	Perdite	41
3.8.2	Rendimenti	42
4	Studio termoclino gassoso	45
4.1	Parametri fissati	45
4.1.1	Rapporto L/D	45
4.1.2	Diametro delle particelle/grado di vuoto	46
4.1.3	Pressione	47
4.1.4	Isolamento	47
4.1.5	Temperature massima e minima	49
4.2	Simulazioni numeriche	49
4.2.1	Perdite di carico	49
4.2.2	Perdite termiche	50
4.2.3	Variazione portata	51
4.2.4	Stabilità termoclino	53
5	Applicazione	57
5.1	Strategia di carica	57
5.2	Dati settimanali	59
5.3	Simulazione giornaliera	59
5.4	Temperatura ammissibile di estrazione	63
5.5	Lunghezza serbatoi	68
5.6	Integrazione con l'impianto solare	72
6	Conclusioni	81
6.1	Possibili sviluppi futuri	83

Elenco delle figure

1.1	Spettro della radiazione solare	2
1.2	Radiazione captata dalla Terra	2
1.3	Tipologie di ricevitori solari a specchio	4
1.4	Impianto fotovoltaico su terreno collinare	5
1.5	Ricevitore parabolico di un impianto CSP	5
2.1	Estensione della produzione elettrica nelle ore serali	9
2.2	Capacity factor per un impianto CSP da 100 MW	10
2.3	variazione di LCOE per differenti SM	10
2.4	variazione di LCOE per differenti località	11
2.5	Ripartizione costi di un impianto CSP	11
2.6	Tipologie di accumulo termico con HTF gassoso	12
2.7	Sistema di accumulo diretto	13
2.8	Sistema di accumulo indiretto	13
2.9	Il doppio serbatoio a sali fusi nell'impianto Andasol I	16
2.10	Impianto indiretto con solido fluidizzato	17
2.11	Scambiatore sabbia-aria	17
2.12	Collettori solari e in basso il serbatoio di accumulo termico presso l'impianto AirLight	19
2.13	Serbatoio a termoclino presso l'impianto AirLight	19
2.14	Impianto CSP in esame	22
2.15	Sezione tubi per accumulo termico	24
3.1	Esempio di discretizzazione spaziale monodimensionale	29
3.2	Cella centrata nel punto P	29
3.3	Schema iterativo sviluppato in Matlab	31
3.4	Smoothing dei dati orari	33
3.5	Modello a singola fase	36
3.6	Correlazione Courtier e confronto con calcoli Matlab	37
3.7	Correlazione Pfeffer	37
3.8	Correlazione Wakao	38

3.9	Fattore di comprimibilità $z=Pv/RT$	40
4.1	Analogia elettrica per il calcolo del coefficiente U	48
4.2	Massime variazioni di pressioni in carica e scarica	50
4.3	Variazione diametro serbatoio	51
4.4	Variazione portata introdotta	52
4.5	Distribuzione temperature con cariche e scariche cicliche	54
4.6	Lunghezza termoclino con utilizzo 20 m	55
4.7	Lunghezza termoclino con utilizzo 40 m	55
4.8	Lunghezza termoclino con utilizzo 60 m	55
4.9	Termoclino al variare dell'utilizzo del serbatoio	56
5.1	Potenze nella settimana estiva con logica $\Delta T 100^{\circ}C$	60
5.2	Potenze nella settimana primaverile con logica $\Delta T 100^{\circ}C$	60
5.3	Profili di temperature nella fase di carica	61
5.4	Profili di temperature nella fase di scarica	61
5.5	Andamento delle temperature alle estremità	62
5.6	Portata circolante nell'accumulo	62
5.7	Termoclino $\Delta T_{ammissibile}=25^{\circ}C$	64
5.8	Termoclino per diverse temperature ammissibili di estrazione	65
5.9	Rendimenti accumulo	66
5.10	Calore reso disponibile alle diverse temperature [MWh]	67
5.11	Perdite energetiche [MWh]	67
5.12	Perdite exergetiche [MWh]	68
5.13	Andamento estivo delle temperature alle estremità	69
5.14	Portata nella settimana estiva	69
5.15	Andamento primaverile delle temperature alle estremità	70
5.16	Portata nella settimana primaverile	70
5.17	Serbatoio di lunghezza 80 m	71
5.18	Serbatoio di lunghezza 40 m	71
5.19	Serbatoio di lunghezza 20 m	72
5.20	Schema di calcolo rendimento globale impianto	74
5.21	Andamento potenze in una giornata tipica estiva	75
5.22	Andamento potenze in una giornata tipica primaverile	76
5.23	Rendimento solar-to-electric impianto [%]	76
5.24	Potenza elettrica netta prodotta [MWh]	77
5.25	Potenza elettrica netta prodotta dal calore accumulato [MWh]	78
5.26	Potenza persa per defocusing [MWh]	78
5.27	Output elettrico estivo nelle diverse logiche di accumulo	79

Elenco delle tabelle

2.1	Costo e prestazioni di impianti CSP al 2010	8
2.2	Condizioni nominali impianto	23
2.3	Caratteristiche accumulo	23
2.4	Caratteristiche tubo	23
3.1	Condizioni operative esperimento	34
3.2	Errori medi commessi dai modelli	38
3.3	Comprimibilità al variare di P e T	40
4.1	Numero di Biot al variare della portata circolante	53

Sommario

Lo scopo di questa tesi è determinare il comportamento di sistemi di accumulo termico gas-solido di tipo termoclino nel quale il fluido cede o assorbe calore ad un letto impaccato di particelle disposte in maniera casuale. È stato creato un modello monodimensionale che include la trasmissione di calore tra le due fasi, le perdite termiche verso l'ambiente, la conduzione termica e le perdite di carico del fluido avvalendosi di alcune correlazioni sperimentali. È stata adoperata una risoluzione numerica ai volumi finiti per calcolo dei campi di temperatura e di pressione ed è quindi stato validato il modello con dati sperimentali presenti in letteratura. Dapprima viene studiata l'influenza di ogni parametro, le problematiche legate all'utilizzo di gas in pressione ed in particolare la dilatazione della zona a gradiente termico tipica di questi serbatoi. Si scopre come un parametro fondamentale nella gestione sia la temperatura di estrazione ammissibile in fase di scarica. Successivamente l'accumulo viene integrato in un impianto solare termodinamico da 50 MW in cui è stato previsto un accumulo termico di 3 ore. L'aspetto innovativo è l'uso sia nel campo specchi che nell'accumulo termico di un fluido vettore gassoso invece che liquido. Sono stati rispettati i vincoli strutturali e le dimensioni dei serbatoi e sono state condotte simulazioni con portate e temperature rese disponibili dal campo solare, frutto di una precedente ottimizzazione economica. È stata analizzata la bontà dell'accumulo introducendo dei rendimenti di carica e scarica e calcolando da ultimo la potenza elettrica prodotta attraverso un modello che simula il comportamento dell'intero impianto solare. Da ultimo questo tipo di accumulo è stato comparato con un sistema indiretto con doppio serbatoio a sali fusi di pari capacità termica. Si mostra come il grosso problema della tecnologia studiata siano le perdite termiche dovute all'elevato rapporto superficie/volume imposto dalla pressione, secondarie sono le perdite dovute al miscelamento nella zona del termoclino.

Parole chiave: accumulo termico, termoclino, impianti CSP, energia solare, modellizzazione numerica di letti impaccati.

Abstract

The aim of this thesis is to define the behaviour of a thermocline thermal energy storage in which a gaseous fluid yields or absorbs heat from a loosely packed bed of solid particle. A one-dimensional model is developed. It includes heat transmission between the two phases, thermal loss, heat conduction and pressure drop using some experimental correlations. A finite volume method is adopted to calculate pressure and temperature fields, then the model is validated with experimental data available in the literature. First the effects of each parameter on the temperature and pressure field are investigated, then the issues related to pressurized carrier fluid and in particular the expansion of the thermocline zone where the heat is depleted. A fundamental parameter in management is the threshold temperature value in discharge phase. Secondly the storage is coupled with a 50 MW concentrated solar power plants with a 3-hours thermal storage. The innovative aspect of the research is the utilization of a gaseous carrier fluid rather than liquid. Structural constraints and storage dimensions are observed and several simulations are done with flow and temperature from solar field provided by a previous economical optimisation. The performance of the storage is tested by defining some indicators and estimating the electrical output with a model which describe the whole plant. Finally the thermocline storage is compared with an indirect molten salt dual tank with the same thermal capacity. The main problem seems to be the large thermal losses due to the high surface to volume ratio imposed by pressure, only secondarily the heat depleted in thermocline zone.

Keywords: thermal storage, thermocline, CSP plant, solar energy, numerical modeling of packed bed.

Introduzione

Il fabbisogno energetico mondiale è in continua crescita. L'incessante sviluppo tecnologico soprattutto dei Paesi storicamente più arretrati costringe l'uomo alla ricerca di nuove forme di energia da un lato ed a politiche di risparmio dall'altro. Lo sfruttamento sempre più massivo delle fonti fossili sta via via esaurendo le riserve mondiali. Nonostante la continua ricerca porti a trovare nuovi giacimenti e le tecniche di estrazione permettano il completo sfruttamento, la loro resa economica sta sempre più diminuendo: i costi per l'estrazione sono più onerosi e di conseguenza fonti in passato repute economicamente inaccettabili stanno ritornando interessanti.

Altro grosso problema è la sostenibilità ambientale delle fonti fossili. Oltre alle sostanze inquinanti che spesso accompagnano l'energia primaria, il loro utilizzo porta inevitabilmente alla produzione di anidride carbonica, un prodotto della conversione energetica impossibile da evitare che si è ormai concordi essere responsabile dell'effetto serra. Grande interesse è allora per le fonti rinnovabili.

Da decenni le politiche internazionali puntano, oltre al risparmio energetico, all'incremento della quota di energia estratta da fonti rinnovabili, più pulite ma al momento ancora troppo costose rispetto alle fonti tradizionali. Ecco perché si cerca di investire economicamente così da incrementare la ricerca e portare tra non molti anni alla *grid parity*, quando cioè le fonti rinnovabili arriveranno ad essere competitive con le fonti tradizionali senza incentivazione.

Tra le problematiche delle fonti rinnovabili è la difficoltà di integrazione con la rete: l'aleatorietà e l'intermittenza che contraddistinguono alcune tipologie (eolica e solare soprattutto) rendono difficile l'accoppiamento tra domanda e produzione di energia. Per risolvere questo problema sono in fase di studio molte tecnologie di accumulo che puntano a separare l'assorbimento dell'energia dalla produzione elettrica così da inseguire istante per istante la richiesta della rete. La fonte solare è tra le fonti che più si prestano alla pratica dell'accumulo e può in virtù di questo diventare competitiva con le fonti fossili, a patto di compiere una ricerca mirata all'incremento dei rendimenti

e alla riduzione dei costi di conversione.

Presentazione lavoro di tesi

In questa tesi è stato ripreso lo studio precedentemente condotto da Alessia Robbiati [1] all'interno del Dipartimento di Energia. L'oggetto era un campo solare a specchi parabolici e la sua ottimizzazione quando abbinato ad un power block; l'accumulo termico è stato trattato in maniera molto semplificata motivo per il quale viene fatto questo lavoro. Vengono dapprima indagate le assunzioni fatte, corrette se necessario e quindi modificata la gestione dei serbatoi e da ultimo dell'intero impianto.

La diversità e l'originalità rispetto a studi precedenti risiede nel fatto di utilizzare fluido vettore gassoso, in particolare anidride carbonica, anziché liquido come nella maggior parte degli impianti CSP esistenti. Al momento infatti poca ricerca è stata condotta in questa direzione e ciò ha anche reso difficoltosa la validazione del modello in quanto pochissimi dati sperimentali sono disponibili in letteratura riguardanti questa tipologia di serbatoi.

In parallelo è stato ripreso anche il lavoro compiuto da Giovanni Angelini [2] riguardante la modellizzazione numerica di sistemi di accumulo liquido-solido in cui sono state valutate fattibilità e le prestazioni di sistemi a termoclino con sali fusi in un letto impaccato di particelle di ghiaia. In questa analisi è stato corretto il precedente modello per poter trattare fluidi gassosi e validato nuovamente sulla base di un esperimento più inerente al caso.

Nel capitolo 2 è mostrato lo stato dell'arte dei sistemi ad accumulo soffermandosi su quello analizzato in questa tesi ed è descritto brevemente l'impianto nel quale opera. Nel capitolo 3 si illustra il modello utilizzato e l'implementazione numerica, nel capitolo 4 è studiato l'accumulo a termoclino attraverso le simulazioni numeriche per capire il suo funzionamento e come ogni parametro influisca sull'efficienza e sulla logica di gestione. Infine nel capitolo 5 l'accumulo viene integrato con l'impianto solare e calcolata l'efficienza globale del sistema.

Capitolo 1

Contesto energetico

1.1 Fonte solare

L'irraggiamento che il Sole infonde sulla Terra è pari alla *costante solare* 1367 W/m^2 . Tale valore è calcolato come integrale delle energie di tutte le frequenze dello spettro della radiazione solare, misurata sulla superficie superiore dell'atmosfera terrestre, su un piano perpendicolare ai raggi solari (area gialla e rossa della figura 1.1). È un valore medio annuo che varia a causa della traiettoria ellittica del moto di rivoluzione terrestre. La distanza Terra-Sole infatti è minima in gennaio (afelio) e massima a luglio (perielio) con irraggiamenti rispettivi di $1414,7 \text{ W/m}^2$ e $1321,8 \text{ W/m}^2$. La forma dello spettro solare è assimilabile a quella di un corpo nero alla temperatura di 5578 K .

Moltiplicando la costante solare per la sezione utile, approssimativamente un cerchio di raggio medio di 6367 km , la Terra è quindi investita da circa 174 milioni di GW, una potenza enormemente maggiore del fabbisogno mondiale stimato nel 2010 a 12500 Mtep/anno corrispondenti a 7630 GW , fonte BP [3].

Molteplici fattori limitano però l'irradianza solare effettivamente riscontrabile sul suolo:

- La forma sferoidale della Terra e i suoi moti di rotazione e rivoluzione modificano costantemente l'angolo di incidenza della radiazione che si mantiene perpendicolare solo quando il Sole è allo zenit
- La presenza dell'atmosfera, che attenua la radiazione in parte riflettendola nello spazio in parte assorbendola, fa sì che la potenza effettivamente misurabile a livello del mare sia solo l'area rossa del grafico 1.1

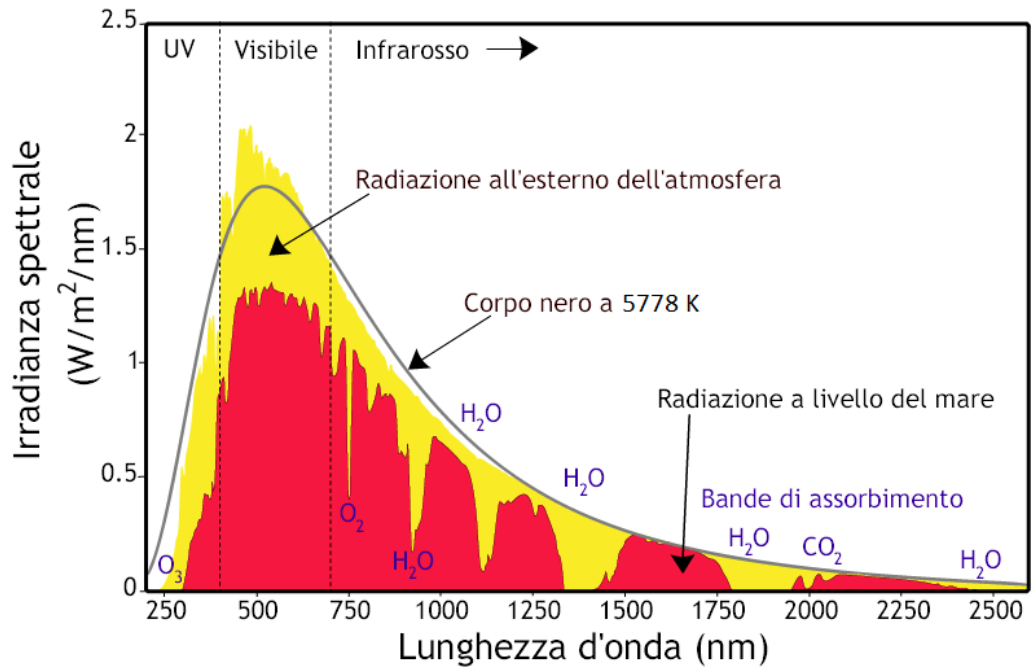


Figura 1.1: Spettro della radiazione solare

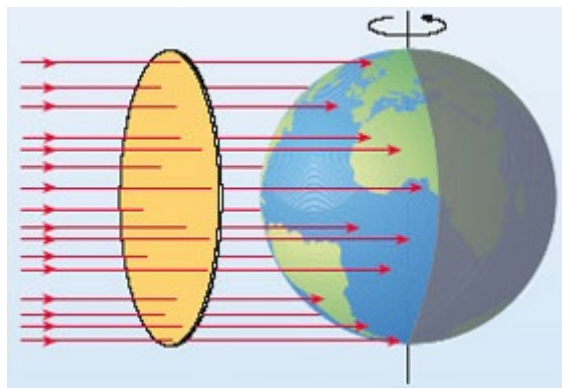


Figura 1.2: Radiazione captata dalla Terra

1.2. CONVERSIONE DELL'ENERGIA SOLARE IN ENERGIA ELETTRICA³

- I fenomeni meteorologici, in particolare la copertura nuvolosa, filtrano ulteriormente la radiazione e la rendono intermittente

Tenendo conto di tutte contingenze (giorno/notte, estate/inverno, sereno/nuvoloso ecc.) in Italia si riscontra un valor medio d'irradianza globale orizzontale pari a 180 W/m^2 [4]. Si comprende quindi come la fonte solare sia poco concentrata ed estremamente aleatoria: uno sfruttamento per la produzione energetica implica impianti molto estesi funzionanti per un numero limitato di ore rispetto a quelli con tecnologie tradizionali (es. turbogas). Inoltre si aggiunge il fatto che i rendimenti dei conversione sono ancora bassi. Questi infatti si assestano al di sotto del 20% (rendimento solar-to-electric) soprattutto a causa della grossa variabilità della fonte che porta la gestione dell'impianto fuori dal campo nominale per la maggior parte del tempo di funzionamento (vedi [5]). Tutto ciò ha reso poco appetibile lo sfruttamento della fonte.

Negli ultimi anni però politiche ambientali volte ad abbattere l'inquinamento e l'effetto serra stanno sempre di più spostando l'attenzione sulle fonti rinnovabili, più pulite e sostenibili. Di conseguenza fonti in passato reputate economicamente inaccettabili, tra cui quella solare, stanno diventando interessanti.

1.2 Conversione dell'energia solare in energia elettrica

Per la produzione elettrica dalla fonte solare sono attualmente disponibili due tecnologie: il fotovoltaico (PV) e il solare termodinamico (CSP). La prima sfrutta l'effetto fotoelettrico per la conversione diretta della radiazione in elettricità in pannelli di materiale semiconduttore opportunamente drogato e trattato. Nella seconda invece l'idea è quella di convertire la radiazione solare in calore ad alte temperature focalizzando la radiazione tramite specchi o lenti su un collettore in cui scorre un fluido vettore. Le tecnologie di concentrazione, illustrate in figura 1.3, si distinguono in base alla geometria del ricevente, puntuale o lineare, e in base alla geometria degli specchi, parabolici o piani. La concentrazione, da cui la sigla CSP (Concentrated Solar Power), è inevitabile a causa della bassa densità della fonte solare. Il fluido caldo cederà poi il calore ad un ciclo di potenza, tradizionalmente alimentato da fonti fossili o nucleari.

Gli impianti PV possono vantare:

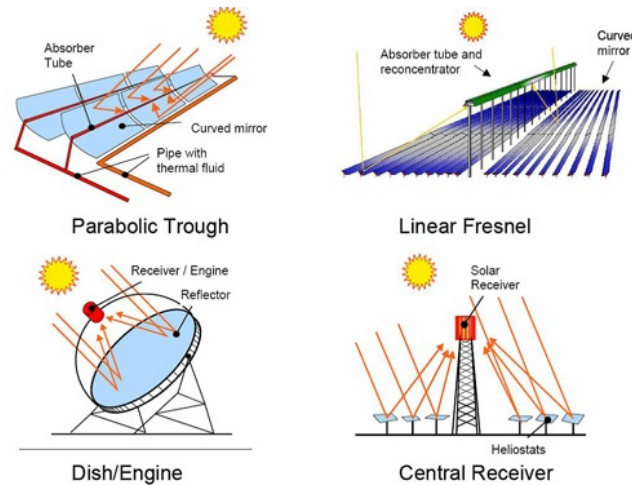


Figura 1.3: Tipologie di ricevitori solari a specchio

- una conversione diretta della radiazione in elettricità in un singolo componente, ciò semplifica e riduce le dimensioni dell'impianto e rende possibile una integrazione con edifici e superfici anche non pianeggianti
- ridotte economie di scala che rendono interessante la tecnologia nelle piccole taglie: si adatta quindi bene per una generazione distribuita
- uno sfruttamento sia della radiazione diretta che di quella diffusa, che preponderante nei giorni nuvolosi
- l'indipendenza da una fonte fredda, acqua o aria, fondamentale per un ciclo termodinamico.

I pregi degli impianti CSP sono invece:

- l'uso di tecnologie di conversione termoelettrica ampiamente diffuse e consolidate. È infatti possibile pensare semplicemente di sostituire la caldaia di un ciclo a vapore con uno scambiatore tra il fluido HTF (Heat Transfer Fluid) e il fluido di lavoro.
- la possibilità di accumulare il calore per produrre energia elettrica in un momento diverso dall'assorbimento: ciò permette da un lato di controllare l'intermittenza della fonte (ad esempio durante il passaggio di una nuvola), dall'altro di ridurre estendere la produzione durante bassa o assente radiazione.

Questo ultimo punto è il vero punto di forza dei CSP e il motivo dello sviluppo di questa tesi. Se da un lato la conversione diretta nella tecnologia

1.2. CONVERSIONE DELL'ENERGIA SOLARE IN ENERGIA ELETTRICA5



Figura 1.4: Impianto fotovoltaico su terreno collinare



Figura 1.5: Ricevitore parabolico di un impianto CSP

fotovoltaica semplifica l'impianto, essa altresì rende più difficile l'accumulo di energia che andrebbe fatto a valle delle conversione con un conseguente calo del rendimento. Inoltre la semplicità di un accumulo termico sarebbe sostituita da un più oneroso accumulo di tipo chimico (batterie) o di tipo meccanico (CAES).

Per quanto riguarda il rendimento di un impianto termodinamico, esso è influenzato dalla temperatura massima raggiungibile nel campo solare. Da un lato un aumento ha un effetto benefico sul ciclo di potenza (maggior rendimento di Lorentz e quindi di conversione thermal-to-electric), dall'altro però si scontra però con le perdite termiche degli stessi collettori che diventano sempre più elevate. Collettori puntuali possono garantire temperature più alte per l'alta concentrazione (fino a 1000 volte), quelli lineari con concentrazioni massime di 100x invece avendo superfici di scambio più vaste risentono di più delle perdite termiche. Esiste quindi un trade-off fra il rendimento del blocco di potenza e quello del campo solare.

Capitolo 2

Stato dell'arte

2.1 Importanza accumulo

Ciò che rende veramente interessante il solare termodinamico rispetto al fotovoltaico è la possibilità di disaccoppiare l'assorbimento della radiazione dalla conversione in energia elettrica attraverso un sistema di accumulo termico. La tecnologia è fortemente *capital intensive* ma ha un costo del combustibile nullo. È chiaro quindi come gli elevati costi specifici possano essere ripagati nel corso degli anni. Senza però un sistema di accumulo gli impianti non possono essere competitivi: sebbene il costo specifico relativamente più contenuto, le ore equivalenti o parimenti il Capacity Factor (definito nell'equazione 2.1) rimangono troppo bassi rispetto alle tecnologie tradizionali portando il costo dell'energia (LCOE) a valori troppo elevati. La tabella 2.1 quantifica questo concetto attraverso uno studio condotto da IRENA [6].

$$Capacity\ factor = \frac{W_{annuale}}{\dot{W}_{PB,nominale} * 8760} \quad (2.1)$$

L'accumulo termico offre molteplici benefici:

- controlla l'intermittenza della fonte, evitando che repentine variazioni di irraggiamento (legate per esempio al passaggio di una nuvola) compromettano il rendimento e danneggino le turbine del blocco di potenza. I transitori sono così livellati e la gestione dell'impianto diventa più semplice.
- riduce il costo di produzione dell'energia elettrica (LCOE): sovradiimensionando il campo specchi si sfrutta maggiormente il power block, parte più consistente dei costi totali. Il funzionamento è infatti esteso per un periodo di tempo più lungo anche in condizioni di basso o assente irraggiamento.

Tabella 2.1: Costo e prestazioni di impianti CSP al 2010 [6]

	Costo specifico (2010 \$/kW)	Capacity Factor (%)
Parabolic trough		
Senza accumulo	4600	20 - 25
6 ore di accumulo	7100 - 9800	40 - 53
Solar tower		
6 - 7,5 ore di accumulo	6300 - 7500	40 - 45
12 - 15 ore di accumulo	9000 - 10500	65 - 80

- aumenta la dispacciabilità dell'energia, andando cioè incontro alla domanda degli utenti producendo nelle ore di massimo consumo. Solitamente le ore di picco della domanda sono quelle diurne quando è presente la radiazione, accumulando è possibile però soddisfare anche picchi di richiesta serali (vedi figura 2.1).

Per poter sfruttare l'accumulo è necessario sovradimensionare il campo solare rispetto alla capacità del power block così da utilizzare il surplus di energia nelle ore in cui l'input solare è minore di quello richiesto dalla centrale. Questo sovradimensionamento è descritto dal parametro detto Multiplo Solare:

$$SM = \frac{\dot{Q}_{SF,nominale}}{\dot{Q}_{PB,nominale}} \quad (2.2)$$

D'altro canto è importante anche stabilire la dimensione dell'accumulo rispetto alla potenza richiesta al power block:

$$t_{accumulo} = \frac{W_{da\ accumulo}}{\dot{W}_{PB,nominale}} \quad (2.3)$$

Uno studio condotto da Turchi [7] mostra come multiplo solare e capacità dell'accumulo siano correlati (figura 2.2): a pari capacità di conversione nel momento in cui il campo specchi si estende è necessario prevedere un accumulo più grosso che assicura una produzione elettrica più lunga. Da un certo punto in poi aumentare la capacità non porta più benefici rilevanti, infatti questo si riempirà completamente solo per pochissimo tempo nell'arco dell'anno. Manzoloni e Silva [8] mostrano come si tratti di una ottimizzazione a due variabili (vedi figura 2.3), inoltre come la dimensione dell'accumulo dipenda dall'irraggiamento del posto (vedi figura 2.4). In particolare a Darwin

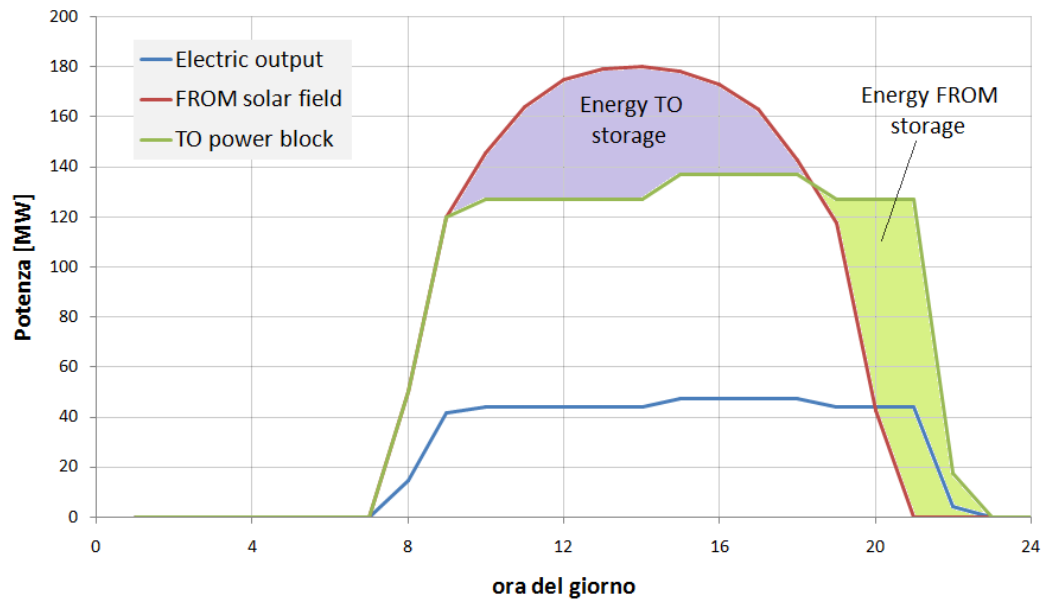


Figura 2.1: Estensione della produzione elettrica nelle ore serali

t_{accumulo} ottimale è molto basso rispetto a Siviglia e Las Vegas in quanto la minore latitudine comporta una più omogenea distribuzione della radiazione solare durante l'anno.

Il dimensionamento dell'accumulo è quindi frutto di una minimizzazione dell'LCOE: pensare di sfruttare tutta la radiazione solare porterebbe ad un eccessivo costo di investimento.

La figura 2.5 mostra la ripartizione dei costi in un impianto CSP da 100 MW parabolic trough con alto tempo di accumulo. La frazione riguardante il power block si riduce drasticamente e diventa rilevante il costo del grosso accumulo sia per la parte legata ai serbatoi, sia per l'aumento del fluido HTF circolante. Questo spiega quanto sia importante la ricerca condotta per poter ridurre i costi garantendo al tempo stesso affidabilità ed efficienza.

2.2 Classificazione accumuli

In questa sezione verranno classificate le varie tecniche di accumulo termico disponibili, soffermandosi su quelle che meglio si prestano per HTF gassosi. Al momento questi sono ancora in fase sperimentale complice la bassa densità di questo stato di aggregazione che si traduce in basse capacità termiche. Le sostanze liquide, ad oggi lo stato dell'arte per questo tipo di applicazioni,

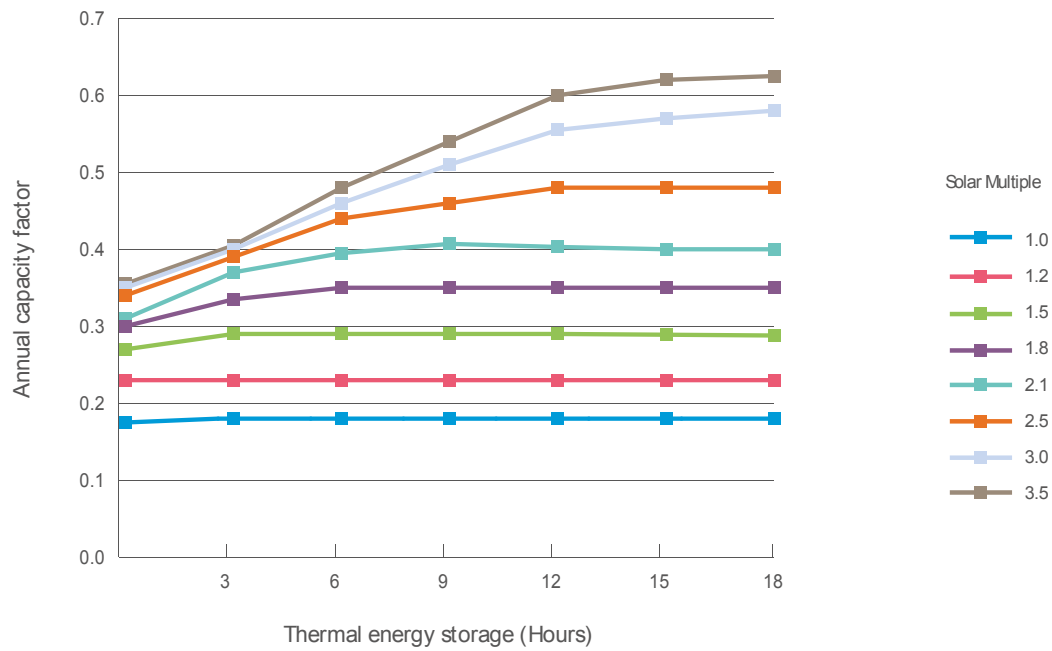


Figura 2.2: Capacity factor per un impianto CSP da 100 MW [7]

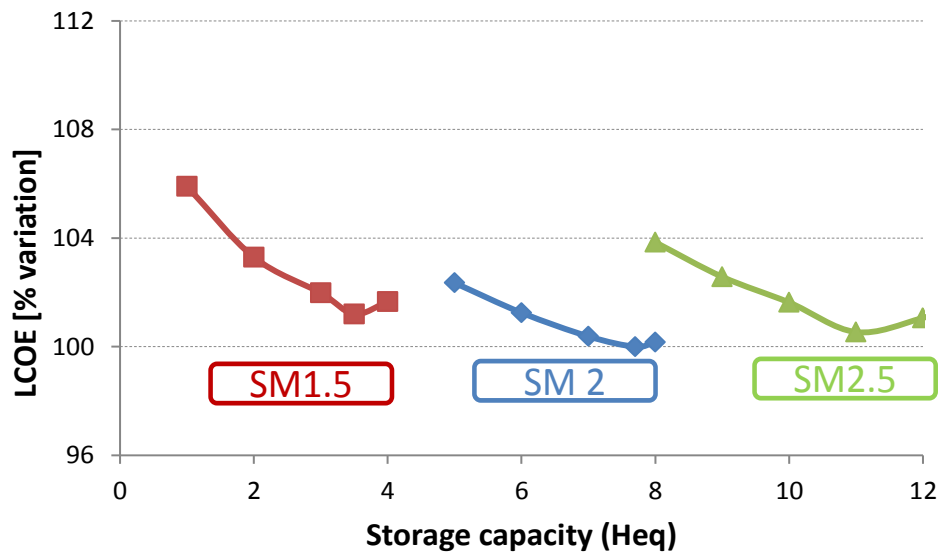


Figura 2.3: variazione di LCOE per differenti SM a Siviglia [8]

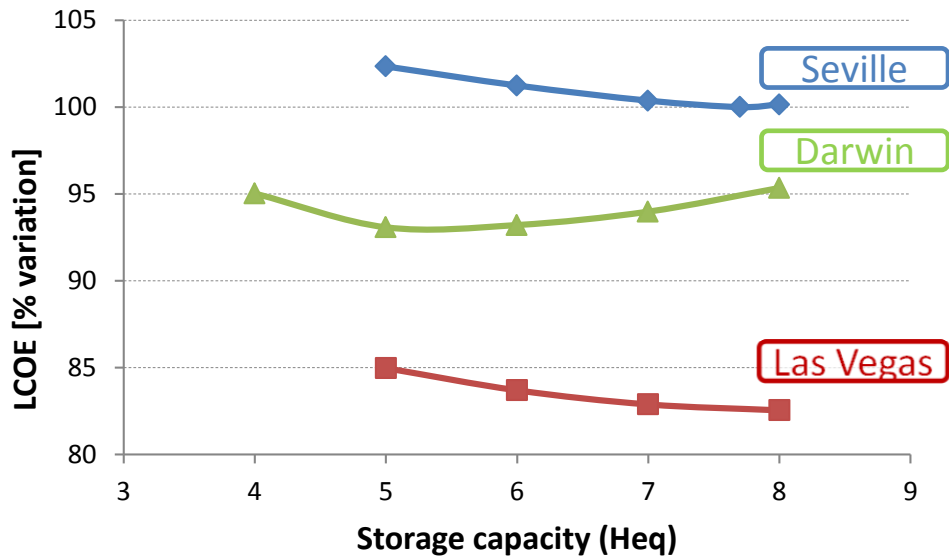


Figura 2.4: variazione di LCOE per tre differenti località con SM 2 [8]

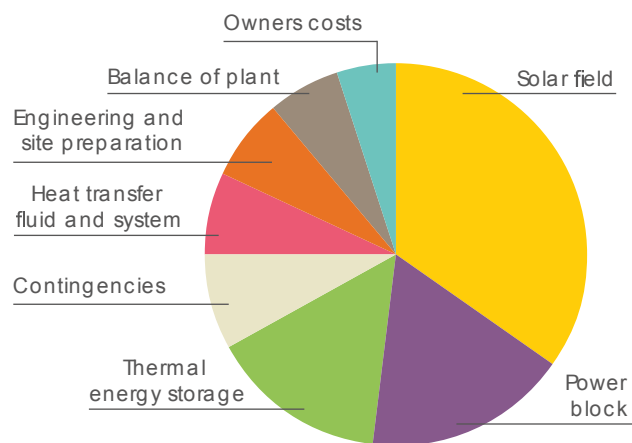


Figura 2.5: Ripartizione costi di un impianto CSP con accumulo di 13,4 ore, Fichtner [9]

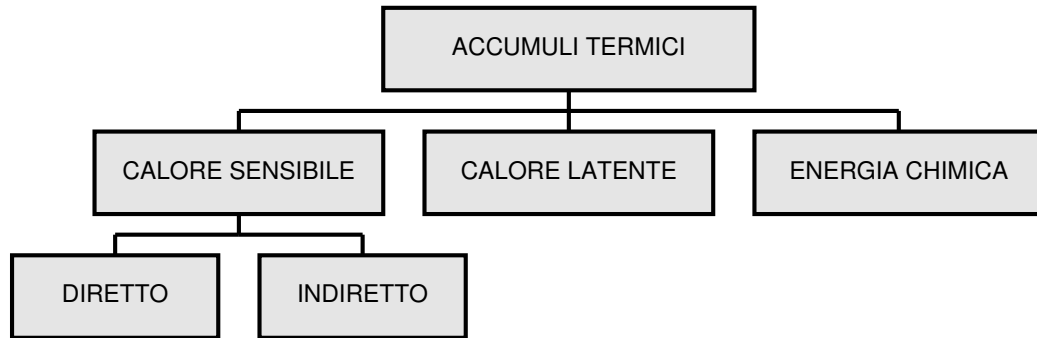


Figura 2.6: Tipologie di accumulo termico con HTF gassoso [10]

presentano molteplici problematiche che limitano l'interesse per gli accumuli termici e quindi per la tecnologia CSP.

Utilizzare gas direttamente come fluido di accumulo comporterebbe volumi di stoccaggio enormi. Un aumento di pressione potrebbe ridurre le dimensioni, ma al contempo aumenterebbero le difficoltà impiantistiche. Un'altra strada perseguibile è quella di prevedere un materiale di accumulo diverso da quello vettore gas, se possibile solido così da essere svincolati dalle problematiche delle sostanze liquide. Nella figura 2.6 è presentata una classificazione degli accumuli ripresa da uno studio effettuato da Gil, Medrano et al. [10].

2.2.1 Calore sensibile

Nei serbatoi a calore sensibile, l'energia termica è accumulata attraverso l'innalzamento della temperatura di un materiale solido, liquido o gassoso. La quantità di calore accumulabile dipende dalla massa, dal calore specifico della sostanza e dalla variazione di temperatura.

$$Q_{sensibile} = \int_{T_{min}}^{T_{max}} mc_p dT \quad (2.4)$$

Si considerano accumuli diretti o indiretti a seconda che il fluido HTF sia anche il materiale di accumulo. Nei sistemi diretti il fluido vettore passa dalla sorgente termica al serbatoio e successivamente viene prelevato dall'utilizzatore, nei sistemi indiretti invece l'HTF ha il solo compito di trasferire il calore ad un differente materiale di accumulo. Le figure 2.7 e 2.8 mostrano i differenti schemi di impianto.

Accumuli di tipo diretto necessitano di un fluido che sia in grado di assicurare una notevole capacità termica per unità di volume. È evidente che solo i liquidi abbiano questa proprietà, le sostanze gassose hanno densità troppo basse per poter accumulare calore sensibile in poco spazio. Un au-

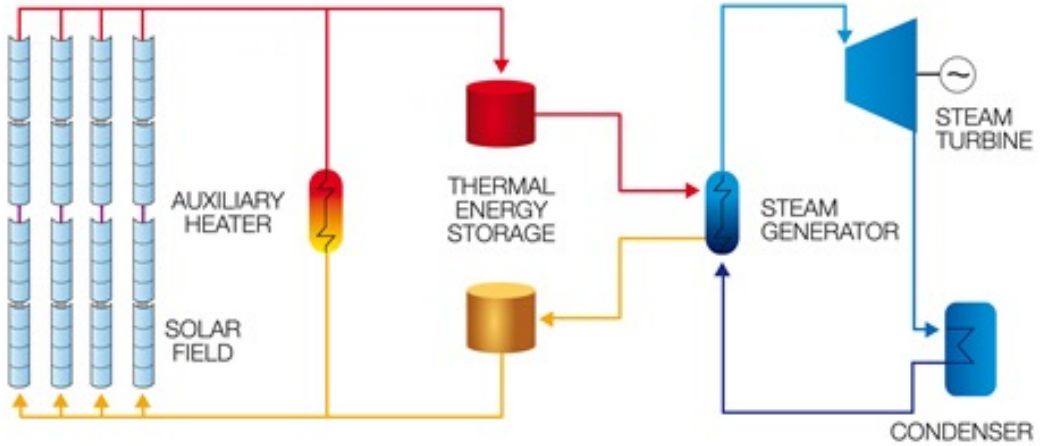


Figura 2.7: Sistema di accumulo diretto

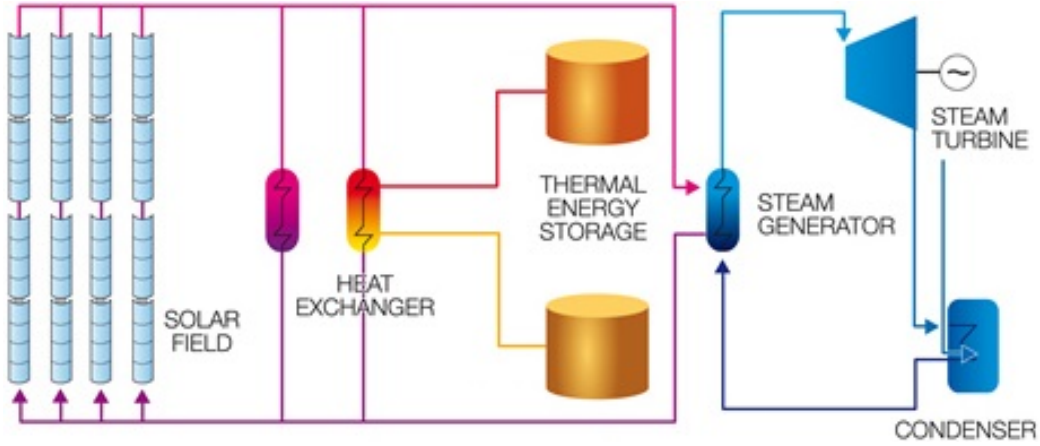


Figura 2.8: Sistema di accumulo indiretto

mento di pressione potrebbe incrementare questa ma gli spessori dei serbatoi diventerebbero così elevati da rendere impraticabile questa soluzione.

Pertanto in questa tesi verranno analizzati solamente sistemi indiretti in cui il fluido gassoso trasferisce il calore ad un materiale con capacità termiche per unità di volume più elevate. Per approfondimenti su sistemi diretti si rimanda il lettore ad uno studio precedentemente condotto. (Passoni, Radice [11]). Ciò che rende interessante un fluido gassoso è:

- la possibilità di variare la temperatura minima e massima dell'accumulo a piacere, rimanendo sempre stabili
- il costo molto basso del fluido gassoso (nullo nel caso di sistemi ad aria)

D'altro canto però l'uso di HTF gassoso complica l'impianto:

- la movimentazione di un gas richiede una spesa energetica maggiore: la potenza assorbita dal compressore risulta rilevante in quanto le portate volumetriche sono molto più alte rispetto all'uso di liquidi
- per ridurre le spese energetiche del compressore è necessario prevedere comunque un aumento della pressione: ciò complica la progettazione e aumenta i costi di impianto. I tubi caldi ed in pressione dovranno essere sufficientemente spessi e di materiale pregiato per garantire la resistenza meccanica
- lo scambio termico risulta più difficile sia nei collettori solari, sia negli scambiatori del blocco di potenza, ma anche, come mostra questa tesi nello scambio con il materiale di accumulo. Le superfici di scambio risulteranno maggiori e quindi gli scambiatori stessi più costosi.

I due vantaggi derivano delle più importanti problematiche del liquido di riferimento: sali fusi. Esso si può infatti considerare lo stato dell'arte per i materiali di accumulo. Sono miscele di nitrati in genere di sodio, potassio o calcio stabili fino a 500-600°C, dopodiché diventano corrosivi e i nitrati si trasformano in nitriti che precipitano rendendo inutilizzabile il fluido. Essi presentano il vantaggio di essere utilizzabili a pressione ambiente, non infiammabili, non nocivi per l'uomo e per l'ambiente.

Il grosso problema è la temperatura di solidificazione molto alta (tra i 120-220°C variabile a seconda della miscela adottata) che complica la gestione dell'impianto: è necessario infatti prevedere un riscaldamento notturno se le temperature scendono eccessivamente (vedi Auxiliary Heater in figure 2.7 e 2.8) per evitare che la transizione di fase danneggi i tubi dell'impianto. I costi variano da 5,8 a 30 \$/kWh_{th} [12] e fanno del fluido HTF una parte significativa dei costi totali di impianto.

Sono ora presentate le diverse configurazioni impiantistiche adottabili per HTF di tipo gassoso.

Doppio serbatoio indiretto a liquido

La tecnologia al momento più semplice da gestire e più consolidata prevede la cessione del calore in uno scambiatore di tipo Shell & Tubes ad un fluido liquido di accumulo. Il fluido di accumulo è quindi liquido e verrebbero usati i sali fusi. Non essendo però circolante nel campo solare la gestione diventa più facile: di notte è interamente confinato nel serbatoio dove le perdite termiche sono in genere molto basse. Durante l'irraggiamento viene prelevato dal serbatoio freddo, riceve calore dal fluido vettore gas, ed entra nel serbatoio caldo. Nella fase di scarica il flusso di inverte: il gas recupera il calore e lo trasferisce negli scambiatori del blocco di potenza per sopperire alla bassa o assente potenza del campo solare.

Questo sistema ha il vantaggio di fornire calore sempre alla stessa temperatura. Questa non è però la stessa di introduzione: per poter scambiare calore con il gas e limitare le superfici di scambio è necessario prevedere una certa differenza di temperatura sia nella fase di carica che in quella di scarica. Ne consegue che il gas recupera calore ad una temperatura inferiore.

La pressione nei serbatoi di accumulo è quella ambiente, per cui il dimensionamento dei serbatoi non è critico. Il problema sta nel fatto che l'effettiva capacità dell'accumulo è data dal volume di fluido circolante che è la metà del volume totale dei serbatoi. Ciò rende molto costosa questa pratica. Inoltre le temperature minime e massime sono vincolate dai limiti superiori ed inferiori dei sali fusi.

Accumuli indiretti di questo tipo ma a vettore liquido sono già commerciali, un esempio sono i tre impianti spagnoli Andasol, ciascuno da 50 MW_{el} (vedi immagine 2.9). Il fluido HTF è olio diatermico, una sostanza che però presenta numerose problematiche: è infiammabile, tossico, più costoso dei sali fusi e la sua temperatura massima è limitata a 400°C, alla quale *crackizza*. Necessita inoltre di essere tenuto in pressione a causa dell'elevata pressione di vapore, ma non ha limiti stringenti sulla temperatura minima, il che semplifica la gestione notturna dell'impianto.

Doppio serbatoio indiretto a solido

Per poter svincolarsi dai limiti di temperatura e ridurre i costi del materiale di accumulo Solar-Institut Jülich (SIJ) studiando la possibilità di fluidizzare del solido di piccola granulometria, in particolare della sabbia. Questa è così



Figura 2.9: Il doppio serbatoio a sali fusi nell'impianto Andasol I

trasportata da un serbatoio freddo a uno caldo (vedi figura 2.10) come nel precedente caso.

È stato progettato un innovativo scambiatore a flussi incrociati (figura 2.11): le particelle solide sono introdotte dall'alto e lasciate fluire per gravità. Nel contempo fluido caldo fluisce orizzontalmente e cede calore al solido.

La movimentazione di particelle solide comporta un forte attrito e abrasione dello scambiatore stesso, il rivestimento dei tubi, le valvole e i serbatoi. Inoltre la velocità dell'aria ha un limite dovuto al bloccaggio del flusso solido (air leakage); ciò limita le portate e quindi la densità di potenza dello scambiatore.

Termoclino

Un modo per eliminare il secondo serbatoio e ridurre così i costi dell'impianto è utilizzare una matrice porosa solida tenendo nello stesso volume sia materiale caldo che freddo. Confinando in alto il calore si instaurerà una stratificazione naturale e una regione di transizione detta termoclino separerà le due zone a differente temperatura. Ciò porta però ad una degradazione del calore introdotto. Durante la carica il fluido caldo viene introdotto dall'alto e prelevato freddo dal basso, il flusso si inverte nella scarica.

Il grosso vantaggio è anche quello di usare un materiale solido di basso costo (ghiaia, ciottoli...) con grosse capacità termiche, in grado di assicurare una stabilità chimico-fisica per un elevato numero di cicli. Il materiale poroso inoltre ostacola la miscelazione dannosa per la stratificazione termica. Ser-

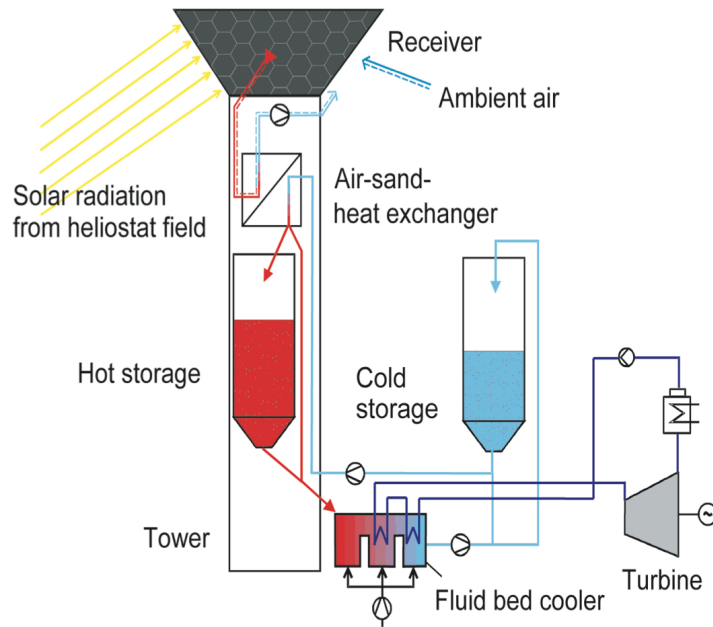


Figura 2.10: Impianto indiretto con solido fluidizzato

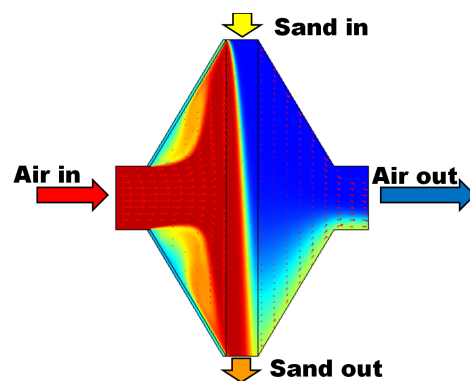
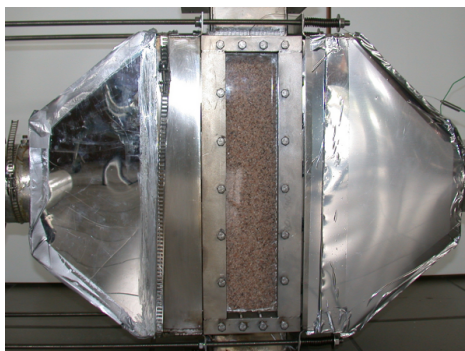
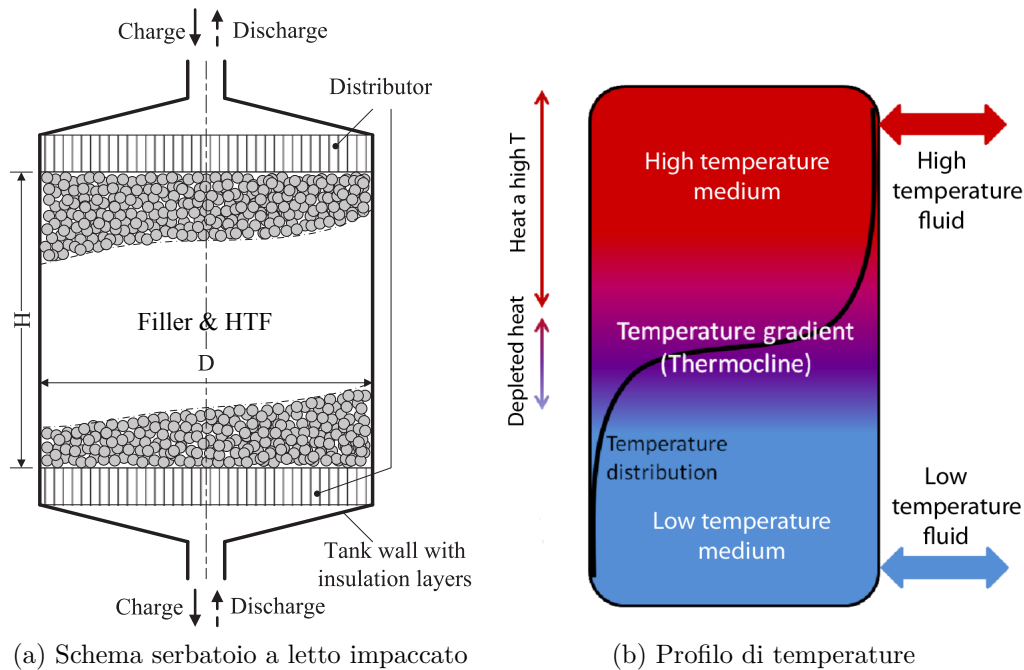


Figura 2.11: Scambiatore sabbia-aria, prototipo e simulazione CFD [13]



batoi di questo tipo inoltre possono fare affidamento alla grande esperienza maturata nel settore chimico per reattori a letto fisso.

In questa tesi verranno investigate tutte le problematiche relative alla gestione e l'efficacia di accumuli a termoclino. Non sono qui trattati i fenomeni di *thermal ratcheting* e di *fingering*, a cui si rimanda alla tesi di Angelini [2]. Il primo legato alle problematiche strutturali in cariche cicliche, il secondo all'instabilità del flusso all'interno della matrice solida.

Serbatoi di questo tipo sono tuttora in via di sviluppo da Airlight Energy. Dopo un primo serbatoio pilota a Biasca (Svizzera), è ora in costruzione un impianto CSP ad Ait Baha (Marocco) da 12 MW_{el} servito da un accumulo termico di 12 ore. Quest'ultimo è costituito serbatoi riempiti di ciottoli in cui scorre aria a pressione ambiente (vedi foto 2.12 e 2.13).

2.2.2 Calore latente

Accumuli di tipo sensibile richiedono grandi volumi, inoltre sono inadatti quando il calore è richiesto a temperatura costante: è il caso ad esempio del processo di evaporazione del fluido di lavoro. La tecnologia PCM (Phase Change Materials) viene incontro a questa necessità, sfruttando il calore latente di sostanze in transizione di fase. Nella pratica l'unico passaggio sfruttabile è quello solido-liquido in quanto lo stato gas implica notevoli variazioni



Figura 2.12: Collettori solari e in basso il serbatoio di accumulo termico presso l'impianto AirLight



Figura 2.13: Serbatoio a termoclino presso l'impianto AirLight

di densità difficili da gestire.

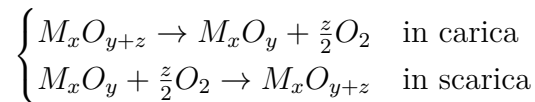
$$Q_{latente} = m\Delta h_{transizione} \quad (2.5)$$

Serbatoi a calore latente prevedono un letto impaccato di capsule contenenti il materiale in transizione. Nella fase di carica il serbatoio si comporta inizialmente come un accumulo sensibile; quando raggiunge la temperatura di transizione il solido (alla temperatura di fusione) inizia ad accumulare una grande quantità di energia temperatura quasi costante. Dopodiché riprende l'accumulo sensibile. Le capsule devono essere sufficientemente piccole e sottili da agevolare il passaggio di calore tra il fluido vettore fuori e il PCM dentro e garantire la completa transizione prima che riprenda il riscaldamento o raffreddamento sensibile. Può succedere infatti che la solidificazione avvenga solo ai bordi isolando il volume interno.

In base all'utilizzo dell'accumulo è possibile variare la natura del materiale PCM per variare la temperatura di transizione.

2.2.3 Reazione chimica

Reazioni reversibili possono assorbire un grande quantitativo di calore durante la fase diretta endotermica e rilasciarlo nella fase opposta esotermica. La logica è simile a quella usata per accumuli di tipo latente, anziché modificare lo stato di aggregazione, vengono modificati i legami molecolari. Esistono svariate reazioni candidabili per un buon accumulo termico. È qui presentato un esempio di ossido-riduzione di un materiale metallico: nella fase di carica ad alta temperatura viene assorbito il calore per la reazione di riduzione dopodiché durante la scarica avviene l'ossidazione a più bassa temperatura.



Come per accumuli latenti, le reazioni chimiche hanno una grossa densità energetica. Le complesse cinetiche, fenomeni di passivazione che limitano ciclo dopo ciclo le superfici di contatto e i costi dei materiali reagenti hanno finora scoraggiato all'uso di questa tecnologia. Essa potrebbe in futuro ridurre significativamente i costi degli accumuli termici, sono necessari però studi più approfonditi.

2.3 Descrizione impianto di studio

Questo studio si propone di analizzare l'accumulo gas-solido a termocline integrato al sistema CSP a specchi parabolico-lineari precedentemente studiato da Robbiati [1]. Segue qui una breve presentazione, soffermandosi sull'accumulo scelto.

2.3.1 Impianto

L'apparato di conversione ha le seguenti caratteristiche:

- campo specchi con collettori lineari parabolici
- fluido termovettore anidride carbonica
- ciclo indiretto
- ciclo termodinamico a vapore a più livelli di pressione

La gestione prevede di fissare una temperatura costante in uscita dal campo specchi variando la portata circolante e una pressione costante in ingresso regolando la potenza del compressore. Le temperature in ingresso agli scambiatori del power block e dell'accumulo in caso di carica sono quindi fissate a meno delle perdite termiche nei condotti. La temperatura minima di 150°C è la temperatura nominale di uscita dal compressore. Essa è frutto di un processo di ottimizzazione: alzarla significherebbe lavorare su una differenza di temperatura più contenuta e quindi maggiori portate a parità di potenza circolante; viceversa ridurla si traduce in una introduzione di calore nel ciclo di potenza ad una temperatura media più bassa che porta ad un peggiore rendimento di conversione.

La scelta di utilizzare anidride carbonica come fluido vettore deriva da una minimizzazione del rapporto $\frac{\dot{W}}{\dot{q}}$, cioè la potenza meccanica spesa nel compressore per movimentare l'unità di potenza termica. Dall'analisi condotta da Robbiati si evince che il gas dovrebbe avere un basso peso molecolare e un'elevata complessità. La sostanza migliore è l'idrogeno, ma l'elevata infiammabilità e reattività coi metalli rendono pericoloso e sconveniente l'utilizzo. La scelta quindi è ricaduta sulla CO₂, stabile per le temperature di interesse ed economica. L'alta temperatura critica inoltre gioca a favore: gli effetti di comprimibilità del gas reale aumentano la densità della sostanza e quindi incrementano la capacità termica per unità di volume, riducendo la potenza del compressore \dot{W} .

L'immagine 2.14 mostra lo schema d'impianto in una situazione di scarica dell'accumulo termico. Si noti come il flusso entri nei serbatoi dal lato freddo

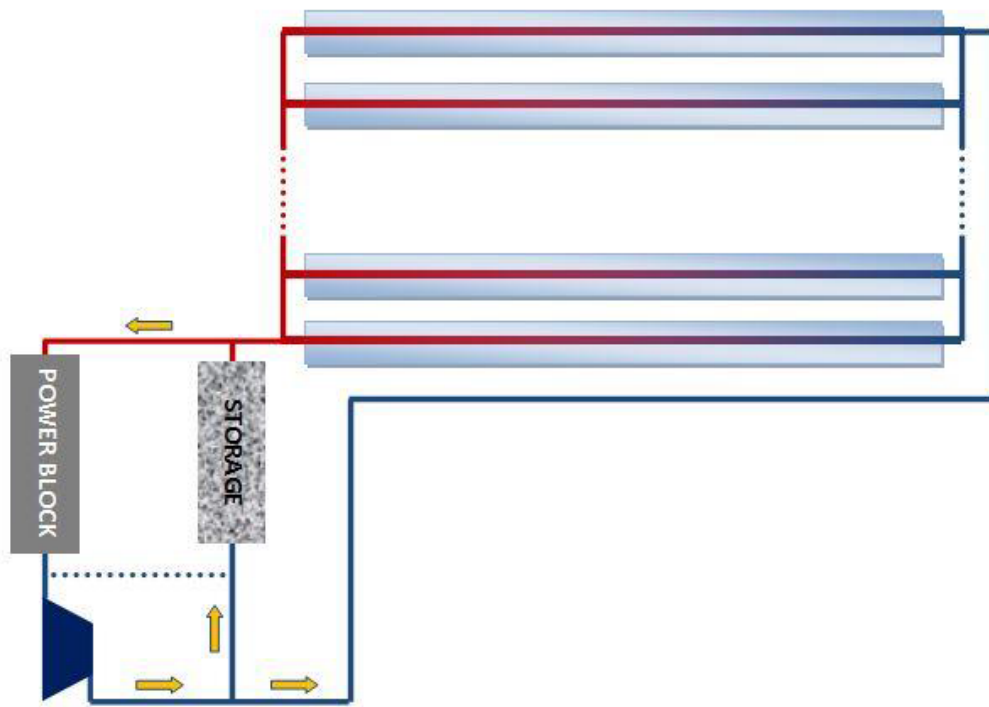


Figura 2.14: Impianto CSP in esame

per miscelarsi successivamente caldo col flusso proveniente dal campo specchi. In una situazione di carica invece il flusso all'interno dei serbatoi si inverte ed in uscita si miscela con quello proveniente dagli scambiatori del blocco di potenza. Nella carica il flusso segue il condotto tratteggiato così che tutta la portata circolante nell'impianto passi dal compressore.

2.3.2 Serbatoio

L'accumulo è a termoclino: il materiale che trattiene l'energia termica è immobile e consiste in sfere di ghisa grigia.

La geometria è fortemente influenzata dalla pressione dell'anidride carbonica che impone l'uso di elevati spessori di un materiale in grado di resistere alle elevate temperature. Lo spessore, come verrà discusso nel paragrafo 4.1.1, è in prima approssimazione dipendente linearmente dal diametro del tubo, per minimizzare i costi si è scelto quindi di ridurlo il più possibile costruendo lunghi serbatoi cilindrici con asse disposto orizzontalmente e caricati in parallelo.

Tabella 2.2: Condizioni nominali impianto

DNI	800	W/m ²
A _{SF}	287712.8	m ²
T _{max} (uscita SF)	550	°C
T _{min} (uscita compressore)	150	°C
P (ingresso SF)	100	bar
ΔP _{compr}	17.24	bar
SM	1,3	
\dot{m}_{SF}	340.73	kg/s
\dot{m}_{PB}	262.10	kg/s
$\dot{W}_{el,lorda}$	50	MW
$\dot{W}_{el,compr}$	5.41	MW
η _{thermal-to-electric}	33,79	%

Tabella 2.3: Caratteristiche accumulo

t _{accumulo}	3	h
Q _{accumulo}	382.80	MWh _{th}
n _{serbatoi}	133	
D	0.4	m
L	80	m
c _{ghisa}	544.18	J/(kg K)
ρ _{ghisa}	7300	kg/m ³
k _{ghisa}	47	W/(m K)
d	1	cm
ε	0,35	

Tabella 2.4: Caratteristiche tubo

materiale	spessore [mm]	conducibilità [W/m ² /K]
acciaio P91	1	27
isolante interno	100	0,084
acciaio P265GH	23,6	45
isolante esterno	113,3	0.055

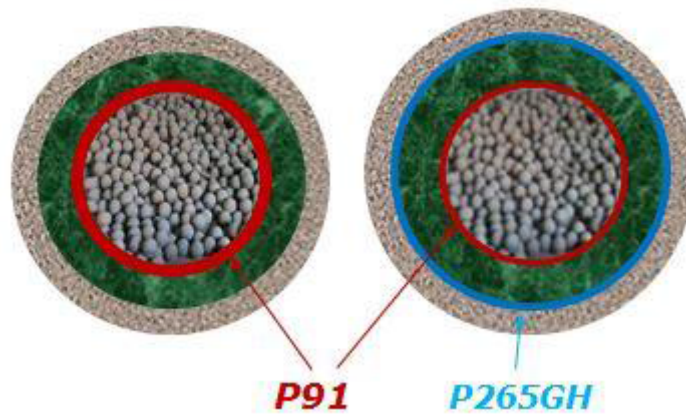


Figura 2.15: Sezione tubi per accumulo termico

La sezione è mostrata in figura 2.15: le sigle P91 e P265GH individuano la tipologia di acciaio, il primo più pregiato in grado di resistere ad alte temperature e variazioni cicliche giornaliere, il secondo meno costoso ma in grado di assicurare comunque una resistenza meccanica alla variazione di pressione tra interno ed esterno. Gli spessori e la conducibilità, necessari per il calcolo delle perdite termiche, sono riportati nella tabella 2.4. Con la configurazione di destra è possibile ridurre la quantità di materiale costoso interponendo del materiale isolante tra i due acciai e riducendo il carico termico su quello più esterno. In pratica i serbatoi equivalgono a tubi commerciali di acciaio concentrici riempiti di sfere di ghisa.

Per quanto riguarda la grandezza dell'accumulo l'ottimizzazione ha previsto un multiplo solare dell'impianto di 1,3. Conseguentemente è stato ritenuto opportuno dimensionare l'accumulo per 3 ore. Ciò significa che completamente carico deve garantire una potenza termica tale da alimentare il PB per 3 ore a carico nominale. Bloccate le dimensioni del singolo serbatoio è sufficiente calcolare quanti serbatoio è necessario disporre in parallelo.

$$Q_{serbatoio} = \varepsilon \rho_{ghisa} c_{ghisa} (T_{max} - T_{min}) D^2 \frac{\pi}{4} L \quad (2.6)$$

$$n_{serbatoi} = \frac{\dot{Q}_{PB,nominale} t_{accumulo}}{Q_{serbatoio}} \quad (2.7)$$

Capitolo 3

Sviluppo del modello

3.1 Equazioni usate

Lo scopo del modello è determinare il campo di temperature, velocità e pressione all'interno del serbatoio al variare delle condizioni operative imposte.

Il modello analitico scelto è frutto di uno studio effettuato da Schumann [14] ed è costituito da 3 equazioni differenziali nelle 3 incognite velocità, temperatura fluido e temperatura solido. A questo è stata aggiunta l'equazione di Ergun [15] per il calcolo della variazione di pressione in genere rilevante per fluidi gassosi.

- equazione di continuità per la fase fluida:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon\rho_f) + \nabla \cdot (\rho_f\mathbf{u}) = 0 \quad (3.1)$$

- bilancio energetico per la fase fluida

$$\frac{\partial}{\partial t}(\varepsilon\rho_f c_{p,f} T_f) + \nabla \cdot (\rho_f c_{p,f} T_f \mathbf{u}) = \nabla \cdot (\varepsilon k_f \nabla T_f) + h_v(T_s - T_f) \quad (3.2)$$

- bilancio energetico per la fase solida

$$\frac{\partial}{\partial t}((1 - \varepsilon)\rho_s c_{p,s} T_s) = \nabla \cdot ((1 - \varepsilon)k_s \nabla T_s) + h_v(T_f - T_s) \quad (3.3)$$

- equazione di Ergun

$$\frac{dP}{dz} = \frac{150\mu_f(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3 D_p^2} u + \frac{1.75(1 - \varepsilon)\rho_f}{\varepsilon^3 D_p} u^2 \quad (3.4)$$

Con i pedici f per la fase fluida e s per la fase solida. La velocità u è quella detta *superficiale*, cioè la velocità che il fluido avrebbe in un serbatoio privo di fase solida alla stessa portata volumetrica ($u = Q/A$). Per conservare la portata nel serbatoio pieno la velocità effettiva sarà $1/\varepsilon$ volte superiore rispetto alla velocità in ingresso.

3.2 Ipotesi e assunzioni

- Risolvere direttamente la fluidodinamica all'interno della matrice porosa significherebbe prima di tutto ricreare la geometria delle particelle e il modo in cui sono disposte l'una rispetto all'altra. Implicherebbe poi analizzare il moto della vena fluida a livello microscopico, descrivendo correttamente gli strati limite che si creano a contatto con le particelle solide e introducendo equazioni differenziali più complete per descrivere la turbolenza che si crea (equazioni di Navier-Stokes). Il composto bifase è perciò stato trattato come un continuo omogeneo e isotropico: il letto impaccato viene modellizzato attraverso l'equazione di Ergun che tiene conto dell'attrito generato dal passaggio del fluido nel letto poroso e attraverso il coefficiente h_v che descrive il passaggio di calore dalla fase liquida a quella solida. L'onere computazionale è quindi molto ridotto a scapito però dell'uso di correlazioni sperimentali e dell'incertezza che esse comportano.
- Data la simmetria, le direzioni che verranno prese in considerazione saranno quella radiale e quella assiale.
- Il campo di pressioni così calcolato dipende solo dalla coordinata assiale, per cui il campo di moto non risulterà influenzato dall'attrito generato dalle pareti del serbatoio. Il flusso non è quindi interessato da strati limite e risulta quindi uniforme nella sezione. Sono in realtà trascurati piccoli effetti generati dalla differenza di densità lungo il raggio causati dalle perdite termiche che comportano uno squilibrio di portata compensato da moti radiali. La presenza di un distributore, le basse velocità e l'influenza delle particelle rendono possibile adottare questo approccio.
- Nel caso di un isolamento termico molto buono la potenza termica persa dalle pareti è trascurabile. Questo comporta che la temperatura è costante lungo il raggio del serbatoio: il problema diventa quindi completamente monodimensionale.
- Le proprietà termofisiche della fase solida sono considerate costanti.

- Ogni particella solida è considerata isoterma, in questo modo è possibile evitare di risolvere il campo di temperature al loro interno. Questa assunzione è valida solo per $Bi = \frac{h_v D_p}{k_s} < 0,1$ che rende possibile la risoluzione a parametri concentrati. È necessario verificare a posteriori se tale condizione è rispettata.

3.3 Discretizzazione numerica

La soluzione delle equazioni proposte all'inizio del capitolo è inaccessibile per via analitica, l'unico modo è procedere per via numerica. In questo studio è stato inizialmente adottato un metodo alle differenze finite che approssima il sistema di equazioni differenziali nel continuo a più semplici equazioni algebriche associate a spazi e tempi discreti più facilmente risolvibili da un calcolatore. È quindi necessaria una discretizzazione temporale e spaziale per poter descrivere le derivate come rapporto incrementale servendosi volta per volta, a seconda del termine trattato nell'equazione, del più affidabile schema di discretizzazione. Il tempo è quindi diviso in timestep di durata finita Δt , mentre lo spazio continuo è suddiviso in celle di lunghezza finita Δz .

Verrà analizzata ora una forma generale della equazione del trasporto alla quale possono essere ricondotte le 3 equazioni del sistema.

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)}_{\text{termine temporale}} + \underbrace{\nabla \cdot (\rho\phi\mathbf{u})}_{\text{termine avvevivo}} = \underbrace{\nabla \cdot (\Gamma\nabla\phi)}_{\text{termine diffusivo}} + \underbrace{S_\phi}_{\text{termine sorgente}} \quad (3.5)$$

Per comodità verrà analizzato il caso monodimensionale in cui il gradiente e la divergenza diventano semplici derivate rispetto alla unica coordinata spaziale. Si suppone noto il campo di densità e di velocità. Per ulteriori approfondimenti/modelli più dettagliati si faccia riferimento a Incropera [16].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho\phi\mathbf{u}) = \frac{\partial}{\partial z}\left(\Gamma\frac{\partial}{\partial z}\phi\right) + S_\phi \quad (3.6)$$

Verrà ora analizzato separatamente ogni termine con la corretta discretizzazione.

3.3.1 Termine temporale

Per la valutazione della derivata temporale è possibile operare in due modi:

- Eulero esplicito

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) \approx \frac{(\rho\phi)^{t+1} - (\rho\phi)^t}{\Delta t} \quad (3.7)$$

I termini con apice t sono da intendere quelli usati per la discretizzazione di tutti i restanti termini dell'equazione. Scrivendo in tal modo significa risolvere l'equazione per ϕ^{t+1} , introducendo valori noti di ϕ^t (quelli ricavati all'istante precedente), l'unica incognita quindi comparirà solo nella derivata temporale. È quindi possibile risolvere l'equazione in maniera diretta. Questa semplicità si paga in termini di stabilità numerica. Il metodo è anche detto *in avanti* poiché la derivata è valutata con un termine futuro rispetto al termine che uso nella equazione.

- Eulero implicito

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) \approx \frac{(\rho\phi)^t - (\rho\phi)^{t-1}}{\Delta t} \quad (3.8)$$

A differenza del metodo esplicito ϕ^t è ora ignota. Utilizzo nella valutazione della derivata sempre un valore calcolato nel precedente istante ϕ^{t-1} , però costruisco l'intera equazione con valori incogniti. Sarà quindi necessario un sistema che tenga contemporaneamente conto dell'incognita in ogni punto dello spazio. Computazionalmente più complesso, il metodo è però sempre stabile. È anche detto *all'indietro* poiché valuto la derivata con un termine passato rispetto al termine usato nell'equazione.

3.3.2 Termine avvevivo

Come la derivata temporale, quella spaziale viene approssimata al rapporto incrementale tra le grandezze definite ai bordi della cella nella direzione spaziale considerata. Stavolta è bene però definire il concetto di griglia spaziale: in figura 3.1 è mostrata una griglia spaziale monodimensionale con lunghezza celle costante. Essa deve rispettare i seguenti vincoli:

- Il volume totale, nel caso monodimensionale una linea, è diviso in tante celle che non devono intersecarsi fra di loro.
- Le grandezze scalari e vettoriali assumono in tutto lo spazio della cella gli stessi valori e pari a quelli definiti nel centro della cella.
- Nei bordi o facce delle celle il valore dei flussi o delle grandezze scalari deve essere univocamente definito (indipendente dalla cella di cui stiamo considerando la faccia).

$$\frac{\partial}{\partial z}(\rho\phi u) \approx \frac{(\rho\phi u)_e - (\rho\phi u)_w}{\Delta z} \quad (3.9)$$

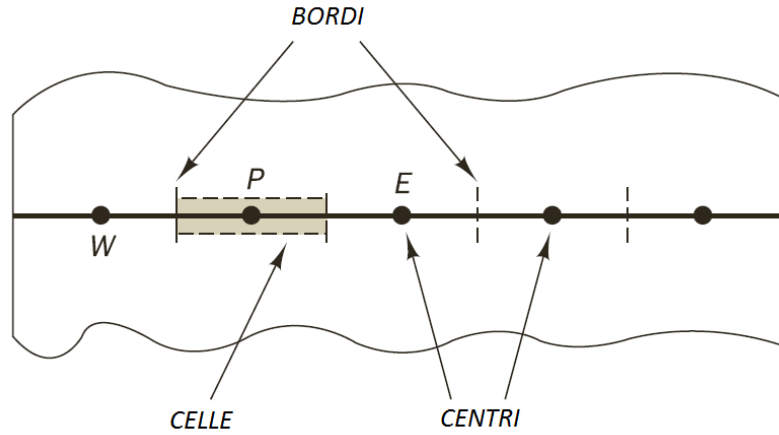


Figura 3.1: Esempio di discretizzazione spaziale monodimensionale

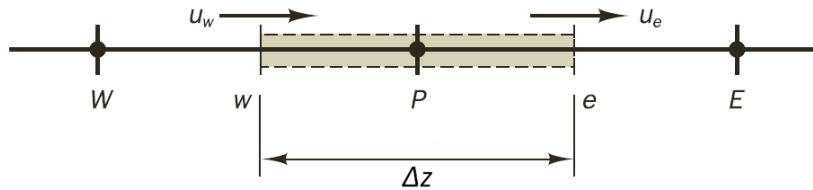


Figura 3.2: Cella centrata nel punto P

Ciò che è necessario stabilire sono i valori delle grandezze ai bordi cella, intuitivamente verrebbe da considerare una media tra i valori nei centri delle celle adiacenti in questo modo:

$$(\rho\phi u)_e \approx \frac{(\rho\phi u)_P + (\rho\phi u)_E}{2} \quad (3.10)$$

Questo metodo è però instabile. È preferibile usare uno schema detto *Upwind* che consiste nell'attribuire ad una grandezza a bordo cella il valore del centro della cella *controvento*, cioè nella direzione opposta al verso del vettore u . Nella figura 3.2 quindi le grandezze in e saranno pari alle grandezze in P , perciò:

$$(\rho\phi u)_e \approx (\rho\phi u)_P \quad (3.11)$$

3.3.3 Termine diffusivo

Il termine diffusivo contiene una derivata seconda rispetto allo spazio, è quindi possibile effettuare una doppia approssimazione in questo modo:

$$\frac{\partial}{\partial z}(\Gamma \frac{\partial}{\partial z} \phi) \approx \frac{(\Gamma \frac{\partial}{\partial z} \phi)_e - (\Gamma \frac{\partial}{\partial z} \phi)_w}{\Delta z} \approx \frac{(\Gamma \phi)_E - 2(\Gamma \phi)_P + (\Gamma \phi)_W}{\Delta z^2} \quad (3.12)$$

In questo caso l'uso dei termini medi tra le celle per i flussi ai bordi e e w non crea problemi di stabilità. L'ultimo passaggio implica che Γ sia costante, se invece non lo è essendo derivato una sola volta non può essere trattato insieme a ϕ , ma bisogna calcolare Γ_e e Γ_w nelle due facce della cella. È possibile farlo mediando i valori dei centri cella in questo modo:

$$\Gamma_e \approx \frac{\Gamma_E + \Gamma_P}{2} \quad (3.13)$$

3.3.4 Termine sorgente

Il termine sorgente può essere visto come somma di una parte costante e una parte dipendente dallo stesso valore ϕ . La prima si aggiungerà al vettore dei termini noti, la seconda entrerà nella matrice dei coefficienti del vettore incognito.

3.4 Implementazione del modello in Matlab

Per poter risolvere numericamente il modello è stato sviluppato un codice Matlab iterativo illustrato schematicamente nel diagramma 3.3, senza presentare l'effettivo script.

Partendo dai valori del timestep precedente (per il primo si prendono le condizioni iniziali) si calcolano le proprietà termofisiche del fluido. Dopodiché si risolvono nell'ordine l'equazione di continuità, il bilancio energetico del fluido, del solido e l'equazione di Ergun. A questo punto con i nuovi valori di pressione e temperatura si aggiornano le proprietà del fluido. Se queste corrispondono a quelle dell'iterazione precedente a meno di un errore ammissibile, si salvano le grandezze di interesse e si passa al timestep successivo, altrimenti si risolvono nuovamente le equazioni.

È stato scelto un modello monodimensionale. Essendo la geometria fortemente sviluppata in lunghezza è stata ritenuta trascurabile la variazione di temperature lungo il raggio. La mesh si riduce a celle di forma cilindrica di base pari alla sezione del serbatoio. Il numero di celle è stato fissato a

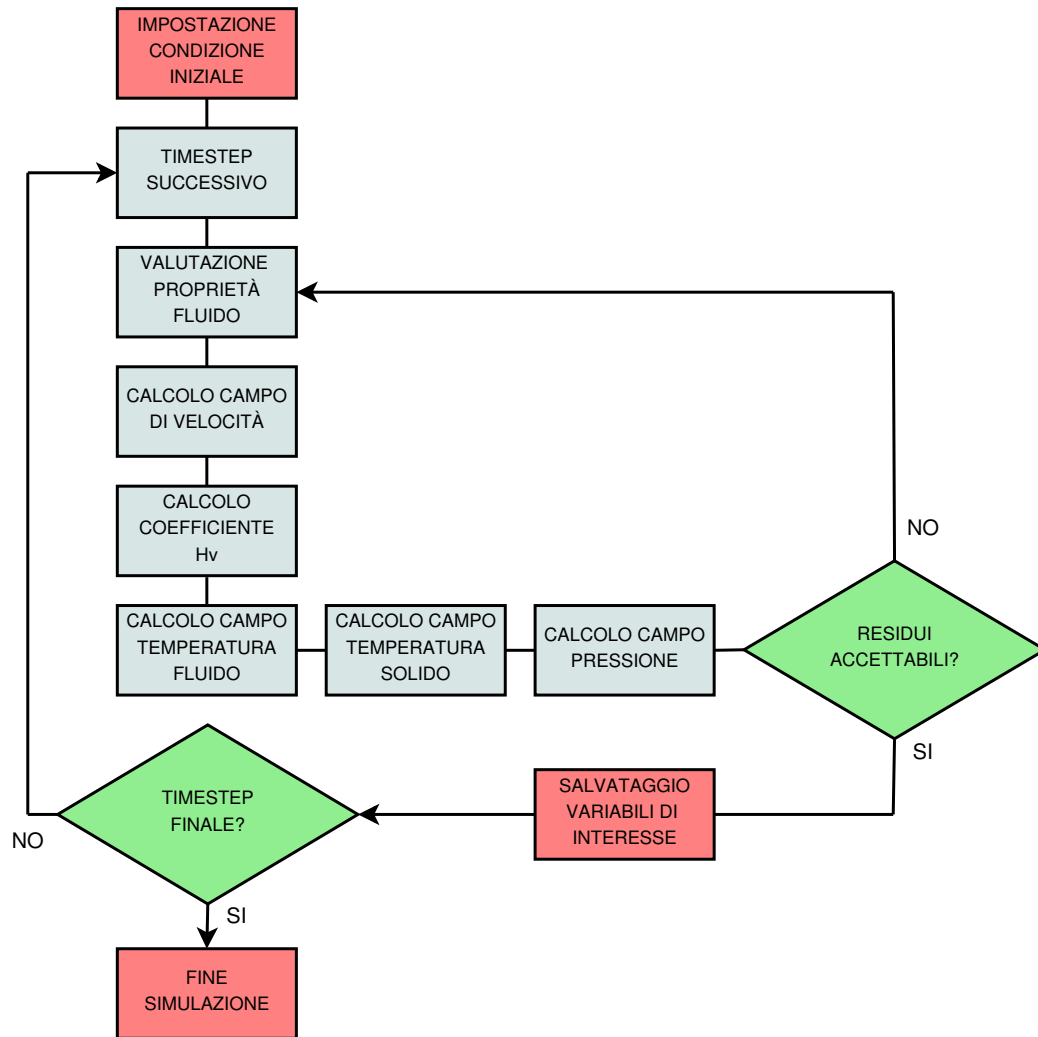


Figura 3.3: Schema iterativo sviluppato in Matlab

500, quindi essendo il serbatoio lungo 80 metri ogni cella ha spessore 16 cm. Per quanto riguarda la discretizzazione temporale il timestep è stato tenuto intorno ai 30 secondi. È stato verificato che questi valori sono sufficienti per poter considerarsi in una situazione di Grid Independence: un ulteriore infittimento della discretizzazione non porta ad un'apprezzabile variazione dei risultati.

I sistemi di equazioni algebriche nella velocità, temperatura del fluido e temperatura del solido derivante dalla discretizzazione delle tre equazioni differenziali, sono risolti dapprima separando la matrice dei coefficienti dal vettore dei termini incogniti e dei termini noti.

Ad esempio per \mathbf{u} , il vettore incognito delle velocità in ciascuna cella del serbatoio, vengono risolte altrettante equazioni di bilancio di massa.

$$A * \mathbf{u} = \mathbf{b} \quad (3.14)$$

3.5 Implementazione del modello in Comsol

Successivamente è stato ritenuto opportuno utilizzare il software commerciale COMSOL Multiphysics® che si avvale del metodo numerico dei volumi finiti per l'integrazione delle equazioni differenziali. Le soluzioni calcolate coi due software si sono verificate essere abbastanza simili (vedi figura 3.6), Comsol però ha mostrato una serie di vantaggi: si è notato adattarsi meglio per il problema termo-fluidodinamico studiato e permette un'introduzione più pratica e veloce delle condizioni operative. Inoltre ha permesso di ridurre i tempi di calcolo ed effettuare un maggior numero di simulazioni grazie all'utilizzo di schemi di calcolo più ottimizzati.

È stato deciso di rimanere con una mesh monodimensionale. Questa scelta è dovuta al fatto che come è stato mostrato da Angelini [2], il maggiore onere computazionale legato allo studio della dimensione radiale non porta a significative variazioni del campo di temperature medio assiale.

All'interno del programma sono state utilizzate le seguenti *fisiche*:

- Darcy Law per la risoluzione dell'equazione di continuità e delle legge di Ergun
- Heat Transfer in Fluids per l'energia dell'anidride carbonica
- Heat Transfet in Solids per l'energia della ghisa

Durante le simulazioni brusche variazioni delle condizioni al contorno causano una mancata convergenza dei risultati. È stato pertanto effettuato uno *smoothing* dei dati in input al programma. La figura 3.4 mostra ad esempio

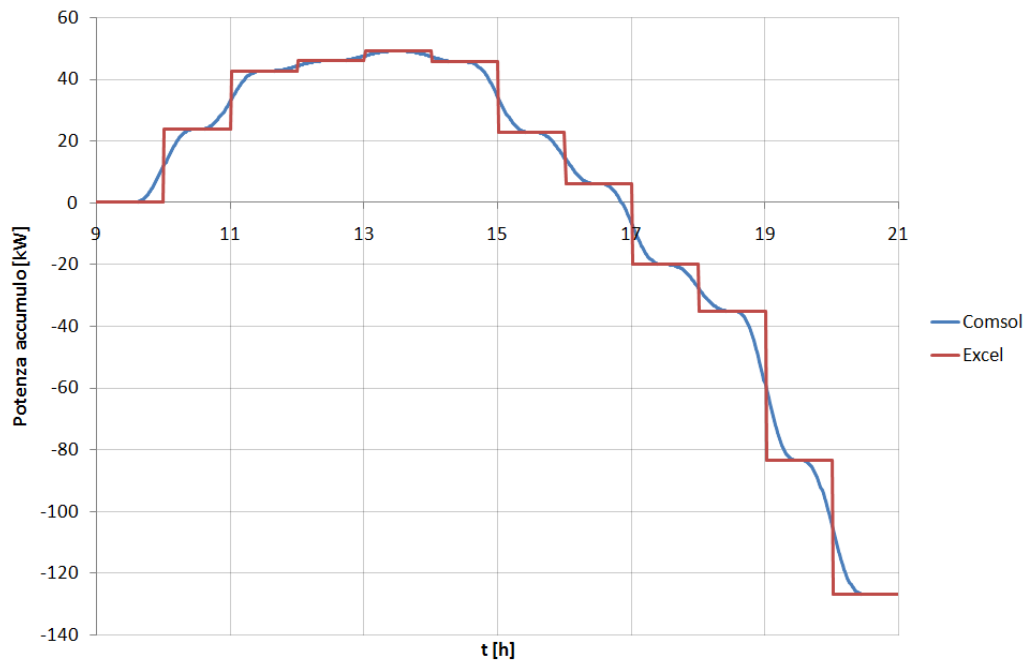


Figura 3.4: Smoothing dei dati orari

come la potenza in ingresso all'accumulo sia stata modificata. Le variazioni istantanee sono state protrate per parecchi minuti per evitare problemi di convergenza durante le simulazioni. Le derivate temporali a cavallo della istantanea variazione oraria assumerebbero infatti valori troppo alti da gestire per il calcolo, portando a soluzioni irreali.

3.6 Validazione del modello

Per verificare l'affidabilità del modello ed essere sicuri che si adatti con il fenomeno reale è necessario basarsi su dati sperimentali. Per far ciò è stato scelto l'esperimento effettuato da Meier [17], uno dei pochi in letteratura riguardanti fluido gassoso e che fornisce indicazioni precise sui parametri operativi utilizzati e sulle misurazioni effettuate. Esso riguarda la carica di un serbatoio sperimentale cilindrico con asse verticale riempito di frammenti di steatite, una roccia di silicato di magnesio, con diametro equivalente medio d .

Inizialmente scarico a temperatura ambiente, viene introdotta dall'alto aria calda a temperatura e portata costante, ipotizzando che tramite un diffusore quest'ultima si distribuisca uniformemente nella sezione (moto mo-

Tabella 3.1: Condizioni operative esperimento

Parametro	Valore
P	1 atm
T_{in}	550 °C
T_{amb}	20 °C
G	0.225 kg/(m ² s)
H	1.2 m
D	0.148 m
U	0.678 W/(m ² K)
ε	0.4
d	0.02 m
ρ_s	2680 kg/m ³
$c_{p,s}$	1068 J/(kg K)
k_s	2.5 W/(m K)

nodimensionale). Il tutto è effettuato a pressione ambiente. L'isolamento è descritto da un coefficiente globale di scambio termico U. Sei termocoppie uniformemente distanziate all'interno del serbatoio registrano le temperature a 1200, 3000 e 4800 s. In tabella 3.1 sono riportati i parametri operativi.

3.7 Correlazioni usate

Evitando di analizzare l'effetto delle singole particelle solide, è necessario trovare dei modelli che descrivano l'effetto globale di un letto impaccato dal punto di vista dinamico ed energetico. Si tratta ovviamente di correlazioni validate da campagne di esperimenti che portano con sé l'incertezza delle misure e la singolarità delle prove.

3.7.1 Modello per il moto

Le equazioni della quantità di moto che andrebbero a descrivere con precisione il moto del fluido, la turbolenza e l'attrito dovuto alle singole particelle solide, vengono rimpiazzate da un'unica correlazione formulata nel 1952 da Ergun (eq. 3.4). In essa sono riconoscibili 2 parti:

- Parte Darcy: legata al moto laminare e dovuta alla viscosità del fluido μ (è quindi prevalente a bassi Re)

- Parte Forchheimer: legata al moto turbolento e dovuta all'inerzia del fluido quantificata dalla sua densità ρ (è quindi preponderante ad alti Re)

Come è ben visibile essa tiene conto anche della porosità del mezzo e della grandezza delle particelle.

3.7.2 Modello per lo scambio termico interstiziale

Il fenomeno della convezione è descritto dal parametro h_v . Esso lega le equazioni dell'energia 3.2 e 3.3 e riveste un ruolo cruciale nella dilatazione del termoclino. Nella fase di carica e scarica il calore deve essere ceduto o prelevato alla fase solida. Come sostiene Kaviany [18], a seconda della differenza di temperature che si instaura tra fluido e solido, posso utilizzare un modello a singola fase o doppia fase.

Nel primo caso si fa l'ipotesi di *equilibrio termico locale*, condizione in cui punto per punto la differenza tra le temperature delle singole fasi è molto minore del range di temperature del problema ($\Delta T_l \ll \Delta T_L$). Ciò si verifica con un buono scambio termico (h_v elevato). È possibile quindi considerare puntualmente una temperatura media e ridurre il problema ad un'unica equazione dell'energia di un'unica fase con grandezze opportunamente mediate. Se infatti lo scambio termico fosse infinitamente veloce il fluido cederebbe o sottrarrebbe immediatamente calore portandosi alla stessa temperatura della fase solida.

Quando invece la differenza tra le due fasi è troppo alta è necessario considerare separatamente le due temperature. Più h_v è basso, a causa di un cattivo scambio termico, maggiore sarà il *ritardo* del campo di temperature del solido (o del fluido nel momento della scarica). Ciò significa che la zona di scambio termico, dove $T_f \neq T_s$, sarà più ampia e quindi maggiore lo spessore del termoclino. Intuitivamente, il fluido ha bisogno di uno spazio maggiore per variare la sua temperatura dalla T_{\max} alla T_{\min} o viceversa.

Vista l'importanza che assume questo termine e la grande disparità delle correlazioni presenti in letteratura, si è deciso di effettuare un'analisi di sensibilità basandosi sull'esperimento adottato per la simulazione. Sono stati adottati 4 differenti modelli: uno a singola fase, uno con h_v dipendente solo dalla portata (Courtier [19]), gli altri con h_v dipendente anche dalle proprietà del fluido (Pfeffer [20] e Wakao [21]).

Nelle figure 3.5 – 3.8 sono mostrati gli andamenti della temperatura media tra fluido e solido (coincidente con l'unica presente nel modello a singola fase) negli istanti registrati dalle termocoppie. Con gli asterischi invece i dati sperimentali. Per la correlazione Courtier il calcolo è stato effettuato anche in

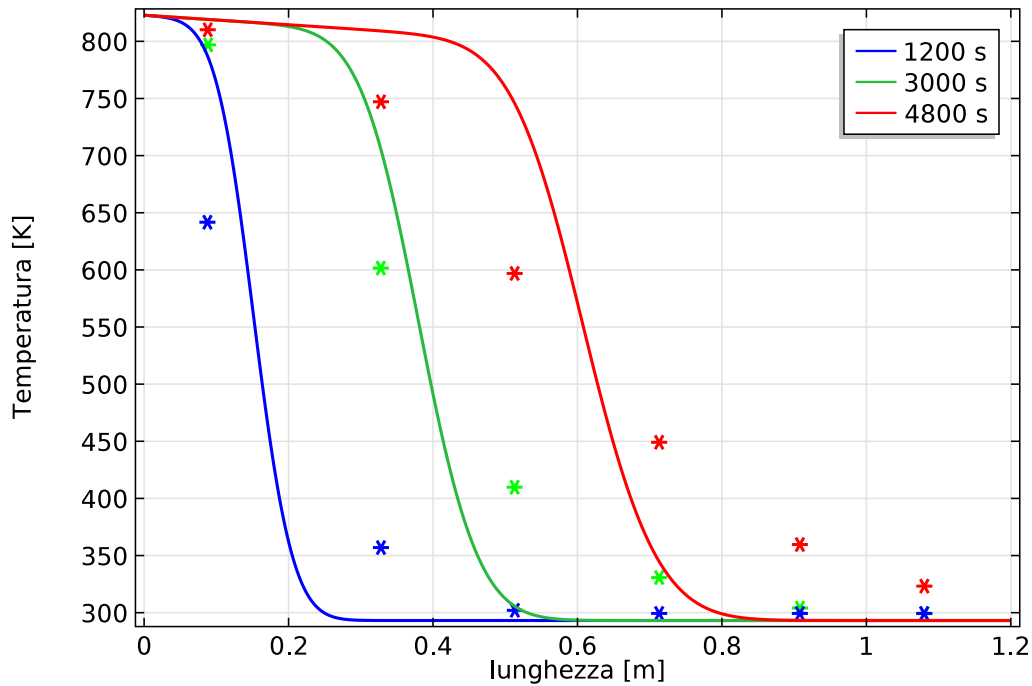


Figura 3.5: Modello a singola fase

Matlab: si nota che i profili di temperatura si mantengono abbastanza simili. D'ora in avanti quindi tutti i calcoli saranno effettuati quindi in Comsol.

Da queste simulazioni si vede che il modello a singola fase non apprezza la dilatazione del termocline: la differenza di temperatura registrata con le correlazioni a fasi separate è troppo alta per poter considerare l'ipotesi di equilibrio locale. Per quanto riguarda queste ultime, nonostante quella indipendente dalle proprietà termofisiche intercetti meglio i dati sperimentali, si è preferito adottare per questo studio una correlazione sensibile alle proprietà del fluido, in particolare quella di Pfeffer, in quanto si considera in generale più valida e maggiormente estendibile a condizioni operative diverse da quella di validazione.

In tabella 3.2 sono mostrati gli errori relativi, pesati cioè sulla differenza di temperatura massima e minima del problema, commessi dai modelli numerici rispetto alla misura delle termocoppie definiti in questo modo:

$$Errore = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^N (T_{calcolata} - T_{misurata})^2} / N}{T_{max} - T_{min}} \quad (3.15)$$

È qui mostrato come sia possibile quantificare questo coefficiente attraverso un approccio a parametri adimensionali:

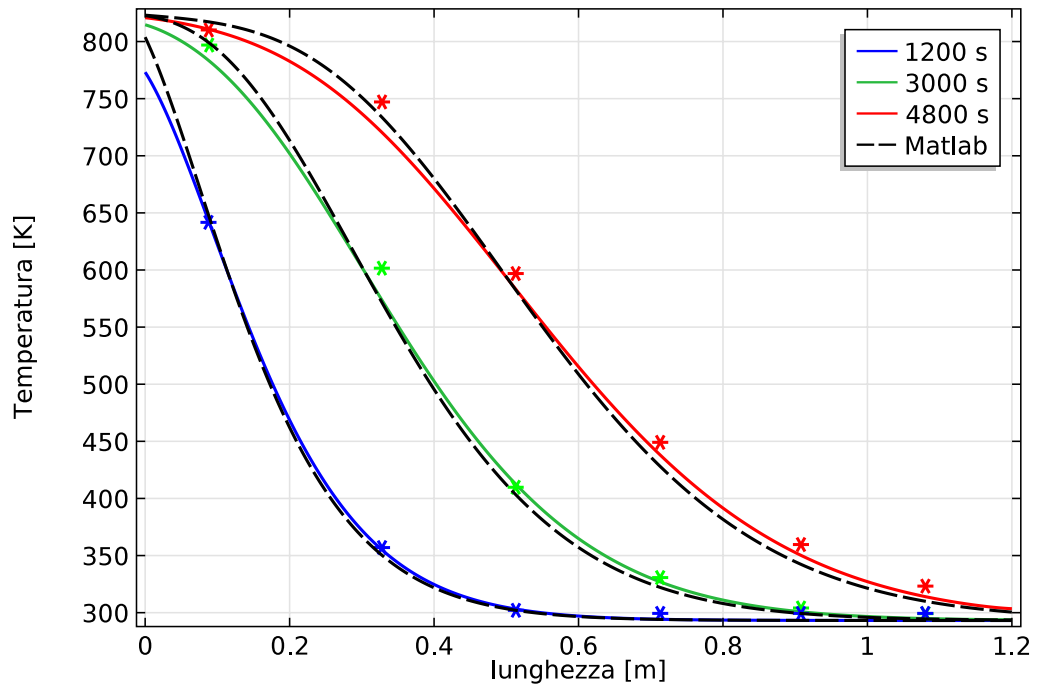


Figura 3.6: Correlazione Courtyer e confronto con calcoli Matlab

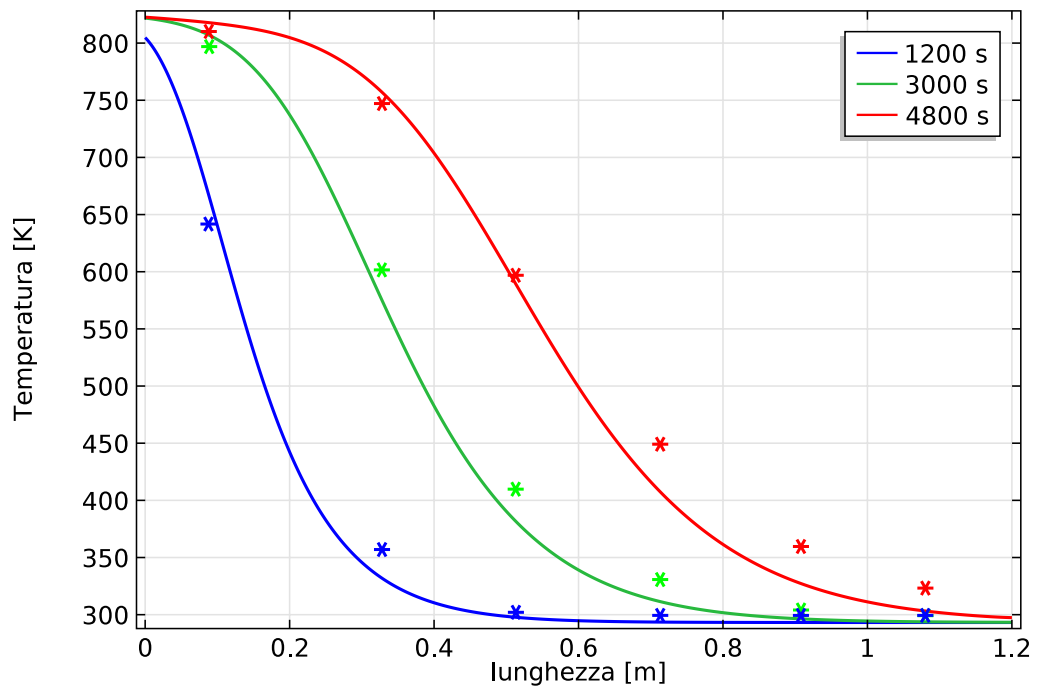


Figura 3.7: Correlazione Pfeffer

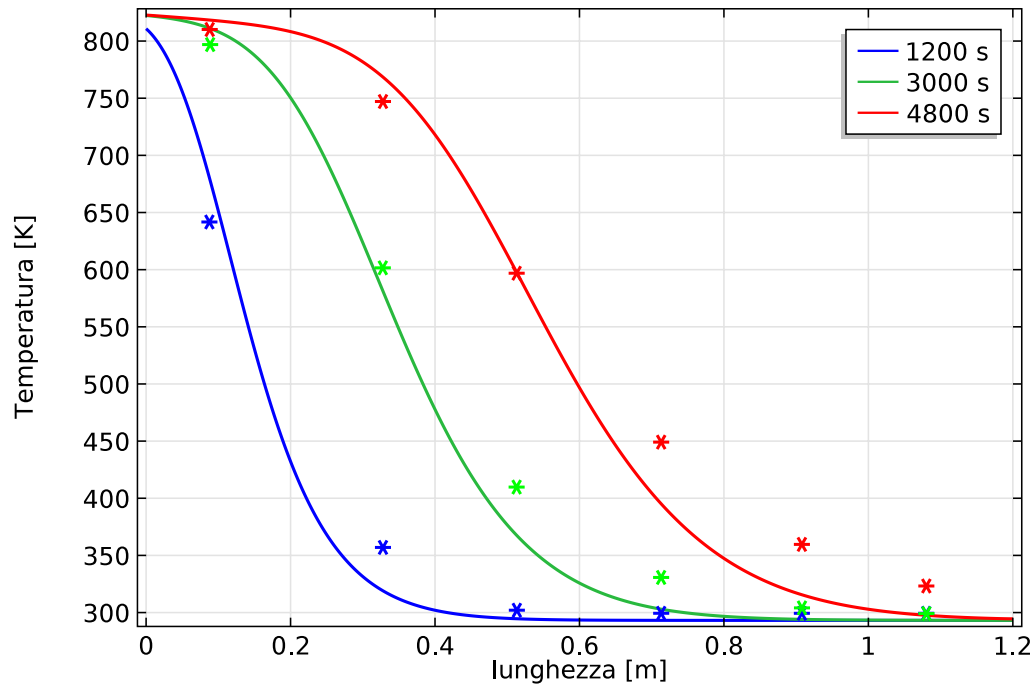


Figura 3.8: Correlazione Wakao

Tabella 3.2: Errori medi commessi dai modelli

Modello	Errore medio [%]
Singola fase	13,44
Courtier	1,88
Pfeffer	3,68
Wakao	4,93

$$Nu = \frac{h_p \mu}{k_f}; Re = \frac{\rho_f u D_p}{\mu}; Pr = \frac{\mu c_{p,f}}{k_f}; Pe = Re Pr$$

La correlazione usata (eq. 3.16), elaborata da Pfeffer nel 1964 [20], interessa letti fissi con particelle sferiche. Il valore h_v , che riguarda la quantità di calore scambiabile nell'unità di volume, è dato dalla relazione 3.17. Come si vede dalla correlazione esiste una dipendenza dal regime di moto (Re) e dalle proprietà del fluido (Pr), nonché dal diametro delle particelle e grado di vuoto dettati dal letto impaccato.

$$Nu = 1.26 \left[\frac{1 - (1 - \varepsilon)^{5/3}}{W} \right]^{1/3} Pe^{1/3} \quad (3.16)$$

$$h_v = h_p \frac{6(1 - \varepsilon)}{D_p} \quad (3.17)$$

$$W = 2 - 3\gamma + 3\gamma^5 - 2\gamma^6 \quad (3.18)$$

$$\gamma = (1 - \varepsilon)^{1/3} \quad (3.19)$$

3.7.3 Modello per la conducibilità equivalente

Nelle due equazioni dell'energia è necessario includere un modello che descriva in che modo il letto impaccato influisca nel processo di diffusione. Varie correlazioni sono proposte in letteratura e riassunte da Xu [22]. Durante la validazione del modello è stato notato che per le portate in esame la conducibilità termica assume un ruolo secondario. Una sua variazione non comporta apprezzabili scostamenti dei campi di temperature. È quindi possibile trascurare lo scambio termico diffusivo durante le fasi di carica e scarica. Si è scelto tuttavia di includere la diffusione nelle due equazioni dell'energia poiché questo termine è l'unico diverso da zero a serbatoio fermo e non risulta più trascurabile. In una tale situazione si è considerato opportuno utilizzare per ognuna fase una semplice conducibilità pesata sul grado di vuoto. Si vedrà più avanti (vedi paragrafo 4.2.3) come questo ragionamento sia estendibile anche nel caso di studio: la dilatazione del termoclino causata dalla diffusibilità è apprezzabile solamente alle bassissime velocità del fluido.

3.7.4 Modello per la densità

In questa tesi è stato deciso di investigare il comportamento dell'anidride carbonica come fluido vettore energetico. La sua temperatura critica è ab-

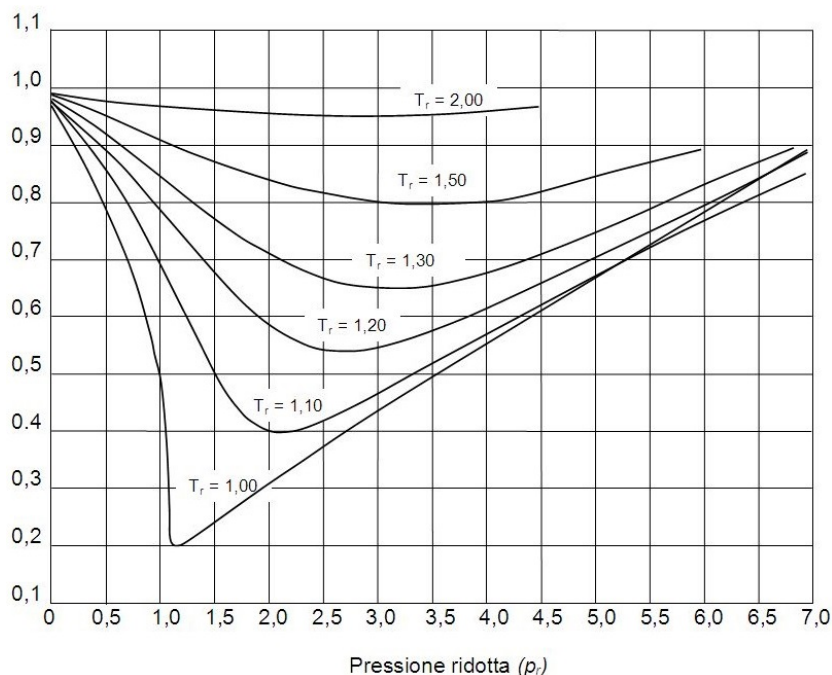


Figura 3.9: Fattore di comprimibilità $z=Pv/RT$

bastanza bassa ($31,1^{\circ}\text{C}$) rispetto per esempio all'aria ($-140,6^{\circ}\text{C}$). Gli effetti di comprimibilità possono essere quindi rilevanti alle basse temperature. Il grafico del fattore di comprimibilità (figura 3.9) è molto chiaro a riguardo e traduce molto bene l'effetto combinato delle due grandezze intensive: un'approssimazione a gas perfetto ($z=1$) è possibile alle alte temperature e pressioni all'interno di un determinato range. Come mostrato quantitativamente in tabella 3.3 lo scostamento dal comportamento perfetto può essere rilevante per le condizioni di interesse.

Nei modelli ad aria spesso si ricorre all'ipotesi di gas perfetto, per la CO_2

Tabella 3.3: Comprimibilità al variare di P e T

P [bar]	T [$^{\circ}\text{C}$]	P_{rid}	T_{rid}	z
50	150	0.68	1.39	0.93
50	550	0.68	2.71	1.01
100	150	1.36	1.39	0.86
100	550	1.36	2.71	1.01
200	150	2.71	1.39	0.77
200	550	2.71	2.71	1.03

invece è preferibile usare un modello che tenga conto degli effetti di comprimibilità. In questo studio si è scelto di usare le correlazioni implementate in Refprop sia per la densità sia per le altre grandezze termofisiche in genere dipendenti da P e T. Il sistema di equazioni è quindi *chiuso* da queste correlazioni. Starà al programma di calcolo aggiornare ad ogni iterazione queste variabili con le nuove pressioni e temperature calcolate.

3.8 Ricerca delle variabili da ottimizzare

Per poter quantificare la bontà dell'accumulo, sono qui illustrate tutte le possibili perdite imputabili a serbatoi di tipo termoclino. Successivamente combinando queste sono stati elaborati diversi modi per esprimere l'efficienza di accumulo.

3.8.1 Perdite

- **Termoclino:** il calore immesso ad alta temperatura viene degradato nella zona del termoclino ad una temperatura intermedia fra T_{\max} e T_{\min} . Nel momento in cui la sua lunghezza si considera costante, questo termine è da conteggiarsi solo *una tantum*, cioè solo nel momento in cui il termoclino è creato durante la prima carica da serbatoio completamente vuoto (o meglio dopo un certo numero di cicli fino a quando la lunghezza si stabilizza). In un ottica di primo principio questo calore rimane nel serbatoio, però non potendolo più rimuovere è conteggiabile come una perdita. Ovviamente essendo conteggiato una sola volta diventa trascurabile rispetto alle altre perdite.

$$Q_{\text{termoclino}} = D^2 \frac{\pi}{4} \int_{L_{\text{termoclino}}} \rho_s c_s (T - T_{\min}) dx \quad (3.20)$$

- **Fluido caldo estratto a temperature inferiori di T_{\max} :** per estrarre parte del termoclino che altrimenti occuperebbe troppo spazio nel serbatoio e limiterebbe l'accumulo di calore ad alta temperatura è preferibile continuare la scarica a temperature inferiori di T_{\max} (vedi paragrafo 4.2.4). Il fluido avrà un contenuto energetico inferiore e costringerà il ciclo di potenza a lavorare a carichi parziali.

$$\dot{W}_{\text{perso}} = \dot{Q}_{\text{OUT}} (\eta_{\text{el,nominale}} - \eta_{\text{el},T < T_{\max}}) \quad (3.21)$$

- **Fluido freddo estratto a temperature maggiori di T_{\min} :** sempre per la stessa ragione del precedente punto nella fase di carica, se la

giornata è abbastanza soleggiata da avere a disposizione molto calore, è opportuno estrarre dal fondo calore a temperatura superiore a T_{min} . La conseguenza è che il rendimento termico degli specchi solari cala e il rischio di surriscaldamento degli stessi.

$$\dot{Q}_{T_{IN},SF>T_{min}} = \dot{Q}_{sun}(\eta_{SF,nominale} - \eta_{SF,Tin>Tmin}) \quad (3.22)$$

- **Defocusing:** Fissando la temperatura in uscita ed una portata massima circolante nel campo specchi, nel momento in cui il fondo del serbatoio raggiunge temperature troppo alte e diminuisce la differenza di temperatura a cavallo del campo, è necessario prevedere che parte degli specchi indirizzi la radiazione altrove.

$$\dot{Q}_{defocusing} = \dot{Q}_{sun}\eta_{SF,nominale} - Q_{IN,PB} \quad (3.23)$$

- **Perdite termiche:** oltre al calore perso proporzionale alla superficie interna del serbatoio proporzionale al rapporto L/D e al coefficiente globale di scambio termico, dipendente dall'isolamento adottato, la perdita comporta anche un abbassamento della qualità del calore interno di cui verrà ridotta la temperatura.

$$\dot{Q}_{accumulo,perso} = n_{serbatoi}D\pi U \int_{L_{serbatoio}} (T - T_{amb})dx \quad (3.24)$$

- **Perdite di pressione:** la perdita di carico inevitabile durante le fasi di carica e scarica causano un maggior consumo di energia elettrica per il compressore che fa circolare il fluido nell'impianto.

$$\dot{W}_{el,compressore} = \dot{m}_{accumulo}\bar{v}(P_{IN} - P_{OUT})\eta_{org,el}\eta_{isoentropico} \quad (3.25)$$

3.8.2 Rendimenti

- **Rendimento di carica:** quanto calore è stato accumulato rispetto a quello accumulabile. Quest'ultimo corrisponde a tutto il calore in grado di assorbire il campo specchi meno il calore smaltibile dal power block. Oltre al calore perso per defocusing, legato al fatto che l'accumulo è pieno e non può più ricevere gas caldo, bisogna tener conto di una perdita di calore del campo specchi dovuta al fatto che il suo rendimento cala se dall'accumulo proviene gas a temperatura maggiore di quella minima.

$$\eta_{CH} = \frac{Q_{IN}}{Q_{SF} - Q_{PB}} = \frac{Q_{IN}}{Q_{IN} + Q_{sun,perso}} \quad (3.26)$$

$$Q_{sun,perso} = Q_{defocusing} + Q_{T_{IN},SF>T_{min}} \quad (3.27)$$

- **Rendimento di scarica:** quanto calore è stato effettivamente utilizzato nell'impianto di potenza, cioè quella parte di calore estratta tra T_{\max} e $T_{\text{threshold}}$ (temperatura limite accettabile per il funzionamento a carichi parziali), rispetto a quello introdotto nell'accumulo. Nel momento in cui la lunghezza del termoclino diventa stazionaria, l'unica perdita in scarica è legata al calore disperso in ambiente.

$$\eta_{DCH} = \frac{Q_{OUT,utile}}{Q_{IN}} = \frac{Q_{IN} - Q_{accumulo,perso}}{Q_{IN}} \quad (3.28)$$

- **Primo principio:** calore utile reso disponibile al power block rispetto al surplus di calore agli specchi.

$$\eta_I = \frac{Q_{OUT,utile}}{Q_{accumulabile}} = \eta_{CH}\eta_{DCH} \quad (3.29)$$

- **Fattore di utilizzo:** parte del serbatoio utilizzabile rispetto alla lunghezza totale; dipende direttamente dall'espansione del termoclino e quantifica quanta parte del volume dei serbatoi è sfruttabile effettivamente per l'accumulo. Minore questo fattore, tanto più l'impianto risentirà dei costi di investimento.

$$F.U. = \frac{L_{serbatoio} - L_{termoclino}}{L_{serbatoio}} \quad (3.30)$$

Capitolo 4

Studio termoclino gassoso

4.1 Parametri fissati

Sono qui passate in rassegna alcune grandezze fissate nello studio considerate già *ottimizzate*. Riguardano vincoli strutturali o parametri che influenzano l'intero impianto.

4.1.1 Rapporto L/D

Ragionando a parità di calore accumulabile e quindi a parità di volume dell'accumulo, una volta fissata la geometria cilindrica il grado di libertà rimane il rapporto L/D. Ovviamente esisteranno lunghezze e diametri massimi dettati da problemi strutturali, in primo luogo la resistenza alla pressione. Una primissima stima dello spessore necessario a garantire la pressione interna è la legge di Mariotte:

$$s = \frac{pD}{2\sigma} \quad (4.1)$$

Si intuisce subito che lo spessore s cresce linearmente con il diametro; serbatoi in pressione troppo larghi porteranno inevitabilmente alla richiesta di molto materiale per le superfici esterne. Ponendosi quindi di usare uno spessore massimo ne consegue che esisterà anche un diametro massimo per ogni pressione operativa scelta.

La lunghezza del serbatoio invece si può dire che non abbia limiti a patto di poterlo posizionare orizzontalmente realizzarlo in loco mediante saldature, flangiature, ecc. Questa scelta si scontra col fatto che potrebbe venir meno la stratificazione del calore. In un serbatoio verticale infatti introducendo fluido caldo dall'alto e freddo dal basso, il calore viene mantenuto nella parte

superiore ed si evita l'instaurarsi di moti convettivi causati da una differente densità del fluido vettore. Con un serbatoio orizzontale viene meno questa condizione e potrebbero comparire fenomeni di convezione naturale soprattutto nel momento di serbatoio fermo, quando il fluido termovettore non è più *guidato* da un moto forzato di carica o scarica. Questo fenomeno è stato trascurato, studi successivi potrebbero quantificare l'errore commesso attraverso un modello multidimensionale con la valutazione di forze di galleggiamento.

Schematicamente un alto rapporto L/D comporta:

- l'uso di minori spessori e quindi minore materiale per le superfici laterali del cilindro
- per la conservazione della portata 4.2, maggiori velocità assiali e quindi maggiori perdite di carico come è ben visibile della legge di Ergun 3.4
- maggiori perdite termiche con l'esterno dovute al fatto che variando L/D varia anche il rapporto S/V (superficie laterale/volume interno), il che significa maggiore area di scambio con l'esterno a parità di volume (eq. 4.3).

$$\dot{m} = \rho u S \quad (4.2)$$

$$S/V = \frac{LD\pi}{LD^2\pi/4} = 4/D \quad (4.3)$$

Conseguenza dell'aumento di velocità è il minor tempo a disposizione del fluido per scambiare calore al solido e uniformare i campi di temperature. Aumenta quindi lo spessore del termoclino. Questo effetto è lievemente compensato da un aumento del coefficiente h_v , che promuove lo scambio termico fra le due fasi.

Variare L/D significa quindi cercare un compromesso tra perdite termiche e di carico da un lato e maggiori spessori dall'altro.

4.1.2 Diametro delle particelle/grado di vuoto

Questi due parametri sono trattati contemporaneamente poiché hanno una dipendenza reciproca e un effetto molto simile sul serbatoio. Infatti ridurre il grado di vuoto significa ridurre al tempo stesso il diametro delle particelle. L'effetto è un aumento delle perdite di carico come è visibile dall'equazione di Ergun, un aumento del coefficiente di scambio termico h_v e un aumento

del calore accumulabile nell'unità di volume, in quanto $(1-\epsilon)$ è la frazione di serbatoio occupata dalla fase solida ed è la parte a calore specifico più alto, soprattutto nel caso di fluido vettore aria a pressione ambiente. Nel caso in cui il diametro diventi troppo alto il numero di Biot potrebbe diventare rilevante al punto che può venir meno l'utilizzo di parametri concentrati: la singola particella non è più isoterma e diventa necessario risolvere il campo di temperature al suo interno o quantomeno correggere il modello per lo scambio termico.

Mantenendosi molto basse le perdite di carico si è visto che il diametro ottimale coincide con il diametro minimo dettato dal materiale usato per la matrice solida e dalla sua eventuale lavorazione.

4.1.3 Pressione

Fissato lo spessore massimo ammissibile, con la pressione, come ben visibile dalla equazione 4.1, varia linearmente il diametro del serbatoio. La pressione ha però un effetto benefico sulla densità. Il suo aumento porta molteplici benefici:

- Per la conservazione della portata (eq. 4.2) si riduce la velocità assiale, con essa le perdite di carico. Ciò si traduce in un minor lavoro richiesto al compressore. In un impianto CSP a con fluido vettore gas ciò è fondamentale perché la spesa energetica di questo componente non è trascurabile rispetto a quella prodotta nell'impianto di potenza.
- Lieve aumento del coefficiente di scambio termico h_v a causa di un lieve aumento di k . Il numero di Reynolds invece rimane quasi stazionario: il prodotto ρu per la conservazione della portata rimane costante.
- La capacità termica volumetrica del gas ($J/m^3/K$) aumenta ma comunque rimane inferiore di ordini di grandezza rispetto alla matrice solida. Questo significa che comunque l'energia accumulabile nell'unità di volume di serbatoio aumenta di poco.

4.1.4 Isolamento

Per il calcolo delle perdite termiche sono stati considerati:

- una temperatura ambiente costante pari a $30^\circ C$
- un coefficiente di scambio termico convettivo sulla superficie esterna pari $7,5 W/(m^2K)$; questo deriva da un calcolo delle convezione naturale e forzata che si avrebbe con una modesta ventosità

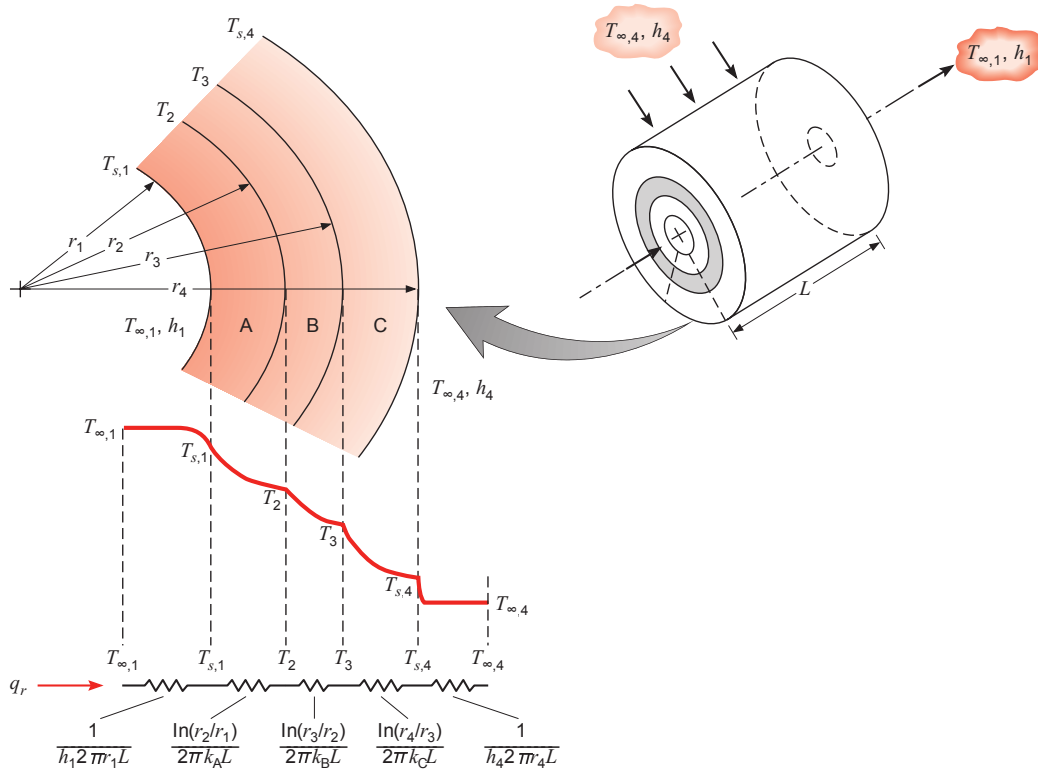


Figura 4.1: Analogia elettrica per il calcolo del coefficiente U [16]

- la temperatura della parete interna corrisponda a quella del fluido ($h_{\text{interno}} \rightarrow \infty$)

Sulla base di queste assunzioni è stato possibile ricavare dagli spessori e conducibilità riportati in tabella 2.4 e tramite il metodo dell'analogia elettrica, un coefficiente globale di scambio termico U tra fluido interno e aria in geometrie cilindriche. L'approccio è ben discusso da Incropera [16].

$$U = \left(\frac{1}{h_{\text{int}}} + \frac{r_1}{k_{P91}} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_2}{k_{\text{iso,int}}} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{r_4}{k_{P265GH}} \ln \frac{r_4}{r_3} + \frac{r_5}{k_{\text{iso,ext}}} \ln \frac{r_5}{r_4} + \frac{r_1}{r_5} \frac{1}{h_{\text{ext}}} \right)^{-1}$$

Nello studio precedente il serbatoio è stato assunto per semplicità adiabatico, ora invece con queste informazioni è stato possibile ricavare un coefficiente di scambio sulla parete interna da usare nel modello del serbatoio per valutare istantaneamente e localmente il calore disperso in ambiente e la conseguente degradazione del calore a T minori di T_{max}

4.1.5 Temperature massima e minima

L'utilizzo di un gas come fluido vettore e di un solido per l'accumulo termico offre una completa libertà sulle temperature di accumulo come visto nel capitolo 2.

Aumentare la differenza $T_{\max}-T_{\min}$ significa aumentare il calore sensibile accumulabile nel serbatoio, ma al tempo stesso accentuare la dilatazione del termoclino. Il calore scambiato tra le due fasi è maggiore quindi la zona a gradiente termico dove avviene lo scambio termico deve aumentare. Inoltre la separazione zona calda-zona fredda diventa più difficile in quanto il maggiore ΔT aumenta il calore diffusivo.

Aumentare della temperatura media porta invece ad un aumento delle perdite termiche con l'ambiente, un minore rendimento degli specchi solari, ma un aumento del rendimento del ciclo di potenza che vede aumentare la temperatura massima e quindi il rendimento massimo teorico dato dal rendimento di Lorentz.

4.2 Simulazioni numeriche

Attraverso il modello sviluppato nel capitolo 3 viene analizzato il comportamento del serbatoio descritto nel capitolo 2. Prima di effettuare simulazioni settimanali e valutare l'efficienza del sistema di accumulo sono state condotte prove di semplice carica o cicli di carica/scarica per analizzare il comportamento del termoclino.

4.2.1 Perdite di carico

Nelle fasi di carica e scarica il fluido che attraversa il serbatoio risente di perdite di carico modellizzate attraverso la legge di Ergun 3.4. È stato calcolato il campo di pressione fissando un valore di 100 bar all'imbocco del serbatoio lato freddo (ascissa 80 m) e utilizzando le portate massime registrate in fase di carica e scarica nell'impianto CSP analizzato (vedi figura 4.2). Si è notato che la differenza massima di pressione è intorno al 5%, valore inferiore alle perdite di carico calcolate nel campo solare e che non crea problemi di stallo al compressore. Si noti come le perdite in scarica siano notevolmente più alte. Ciò si spiega col fatto che per un multiplo solare di 1,3 per una condizione di irraggiamento nominale la portata in scarica è circa 3 volte quella di carica.

Viste le ridotte variazioni relative della pressione, la densità del fluido è possibile considerarla in prima approssimazione dipendente solo dalla temperatura. Si può quindi disaccoppiare i campi di pressione e quello di tem-

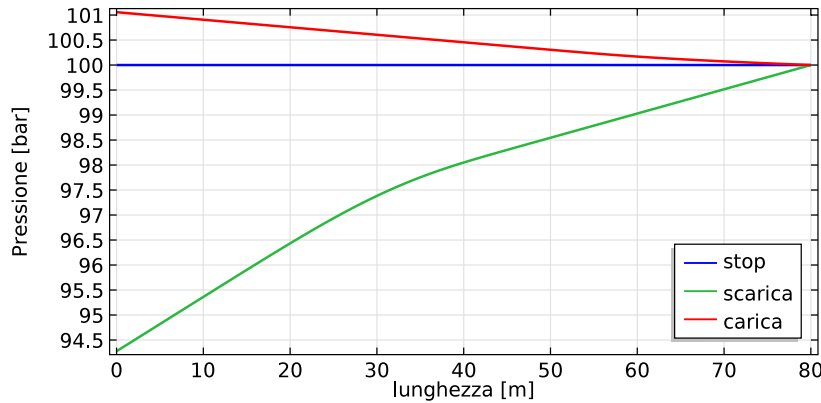


Figura 4.2: Massime variazioni di pressioni in carica e scarica

perature e conteggiare la perdita di carico solo come perdita elettrica del compressore.

$$\dot{W}_{el,compressore} = \dot{m}\bar{v}(P_{IN} - P_{OUT})\eta_{org,el}\eta_{isoentropico} \quad (4.4)$$

4.2.2 Perdite termiche

Per quanto riguarda l'ipotesi di adiabaticità adottata nello studio precedente è stato investigato quanto incidano le perdite termiche sul profilo di temperature interno al serbatoio.

È stato calcolato l'abbassamento di temperatura causato dalle perdite termiche in una settimana invernale in cui è stato deciso di accumulare calore per usarlo due giorni successivi così da tenere il blocco di potenza acceso per più ore. È stato variato il diametro del serbatoio utilizzando in prima approssimazione lo stesso coefficiente di scambio termico. In figura 4.3 è stato registrato il campo di temperature appena prima della scarica: si nota come il serbatoio inizialmente fosse stato caricato fino a circa 25 m, con una zona a gradiente termico di circa 15 metri. Dopodiché a serbatoio fermo il profilo di temperature si abbassa soprattutto nella zona ad alte temperature.

A causa dell'elevato rapporto S/V dovuto a diametri molto ristretti rispetto ai convenzionali serbatoi di accumulo, le perdite termiche sono parecchio rilevanti: si noti che utilizzando il diametro interno di 40 cm come è stato deciso nello studio precedente il calore introdotto sia stato degradato di circa 90°C in circa 42 ore. Per poterlo utilizzare è quindi necessario tollerare temperature di ingresso al power block parecchio inferiori a quella nominale, pena la completa perdita del calore introdotto. Il diametro è stato incrementato fino al massimo tollerabile nella ottimizzazione economica di 60 cm

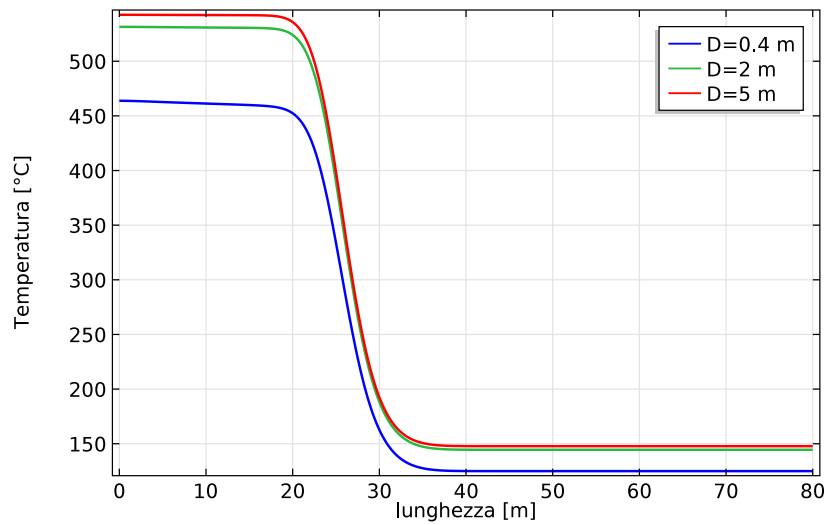


Figura 4.3: Variazione diametro serbatoio

in modo da limitare il più possibile il calore disperso che rimane comunque intorno ai $2^{\circ}\text{C}/\text{ora}$ dalla temperatura massima di 550°C .

Perdite termiche di queste entità rendono sconveniente la seconda logica di gestione descritta nel paragrafo 5.1. Accumulare calore da utilizzare in una giornata successiva significa disperderne gran parte in ambiente e averne a disposizione a temperatura molto più bassa di quella di introduzione.

Nelle simulazioni invernali, in cui la portata messa a disposizione dal campo specchi è sempre più bassa di quella nominale al power block, il serbatoio è completamente inutilizzato. Diventerebbe utile solo sovradimensionando ulteriormente il campo solare cioè incrementando il multiplo solare. Lo svantaggio è che in estate si anticiperebbe il defocusing degli specchi riducendo lo sfruttamento della radiazione.

4.2.3 Variazione portata

Altro aspetto influente per un serbatoio passivo di questo tipo è la velocità con cui si carica e scarica il serbatoio. Mentre nel doppio serbatoio questa è ininfluente, ovviamente a patto di trascurare le perdite di carico e quindi i consumi per il pompaggio, la presenza di un fluido vettore e di un materiale di accumulo vero e proprio complica le cose.

Lo scambio termico gas-solido comporta, come visto nel capitolo 2, una dilatazione del termoclino causata dalla differenza di temperatura tra le due fasi. Se la velocità del fluido è troppo alta questo non ha tempo di scambiare tutto il suo calore con il solido e rendersi isoterma con esso; proseguirà

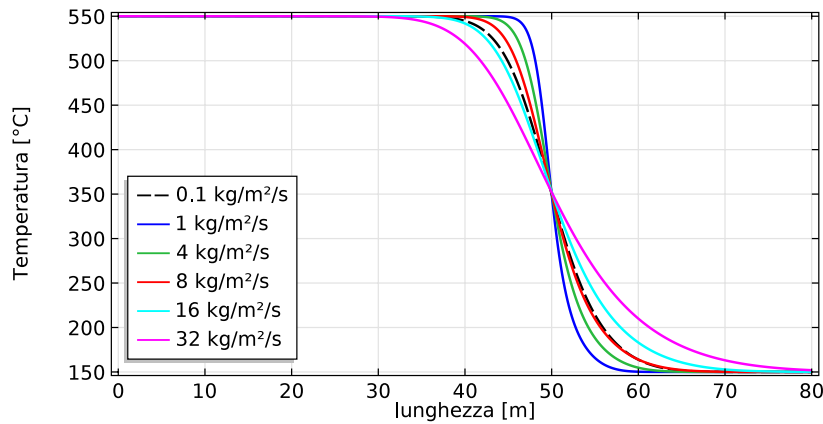


Figura 4.4: Variazione portata introdotta

ancora caldo estendendo la zona a gradiente termico con una conseguente degradazione dell'energia.

L'effetto è in minima parte compensato dall'aumento del coefficiente di scambio h_v con la velocità dovuto ad una maggiore turbolenza del moto. Alle bassissime velocità invece il problema diventa la diffusività termica: se i tempi di carica diventano troppo lunghi infatti il contributo dato dalla diffusività alla dilatazione del termoclino potrebbe essere dello stesso ordine di grandezza di quello dato dallo scambio fluido-solido. In realtà per le portate in gioco si nota che questo effetto è sempre trascurabile, quindi la dilatazione del termoclino va sempre di pari passo con l'aumento di velocità. In questo studio non è stata simulata nello specifico la dilatazione causata dalla diffusione, in particolare da serbatoio fermo quando è possibile isolare il fenomeno. Si faccia riferimento ad Angelini [2] per un'analisi più approfondita.

La figura 4.4 mostra come, in semplice carica da serbatoio isoterma a 150°C , la dilatazione sia funzione della portata. I valori fanno riferimento alla massima portata registrata in scarica di $16 \text{ kg/m}^2/\text{s}$. Come si vede la lunghezza del termoclino è sempre crescente con la portata a parità di energia termica introdotta. L'effetto opposto si nota solamente con portate due ordini di grandezza più basse ($0,1 \text{ kg/m}^2/\text{s}$). Esiste quindi una portata ottimale di carica che minimizza la dilatazione del termoclino e quindi la degradazione del calore.

In questa analisi è stato ritenuto opportuno controllare la possibilità di usare una risoluzione a parametri concentrati considerando ogni particella isoterma. La tabella 4.1 mostra il numero di Biot massimo riscontrato durante la precedente simulazione per ogni portata. Come si nota esso rimane sempre sufficientemente basso da poter confermare l'assunzione fatta a priori.

Tabella 4.1: Numero di Biot al variare della portata circolante

Portata [kg/m ² /s]	Biot
0.1	0.01001
1	0.02149
4	0.03411
8	0.04298
16	0.05415
32	0.06822

4.2.4 Stabilità termoclino

Mentre negli accumuli a doppio serbatoio fluido caldo e fluido freddo rimangono sempre a temperature massime e minime non entrando mai in contatto, serbatoi a termoclino vedono l'instaurarsi di una parte di serbatoio a temperature intermedie. Nonostante il calore non sia perso, questo è degradato a temperature inferiori: diventa quindi sconveniente utilizzare fluido a temperature intermedie sia nel power block, sia negli specchi: in entrambi i casi si assiste ad un calo del rendimento dei componenti.

Una possibile gestione può essere pensare di bloccare l'estrazione del fluido non appena la temperatura si scosta da quella temperatura massima o minima, ciò significa lasciare sempre all'interno la zona con temperature intermedie. La conseguenza sarebbe avere lo stesso pregio del doppio serbatoio: fluidi in uscita a temperatura costante. Il rendimento di scarica rimarrebbe unitario, ovviamente a meno delle perdite termiche riscontrabili però anche nel doppio serbatoio.

Questa soluzione implica però che il termoclino si stabilizzi ad una determinata lunghezza, dopo un certo numero di cicli di carica e scarica. Maggiore la dilatazione, minore sarà il fattore di accumulo. È stata perciò investigata questa possibilità effettuando alcune simulazioni.

Non conoscendo la lunghezza di stabilizzazione si è partiti in modo molto conservativo cercando di utilizzare solo 20 degli 80 metri. In questo modo sarebbe possibile rintracciare una lunghezza di stabilizzazione fino a 60 metri. Per la verifica sono state effettuate simulazioni con cariche e scariche cicliche in diversi range di portate e temperature massime e minime, partendo da serbatoio completamente vuoto, o meglio isoterma a T_{\min} . Si è ipotizzato di riempire sempre per la stessa quantità il serbatoio, *spostando* il termoclino fino ad una determinata ascissa (50 metri in carica e 30 in scarica). Non sono stati considerati gli inevitabili momenti di stop in cui il serbatoio non è utilizzato, in quanto questi momenti non farebbero altro che espandere

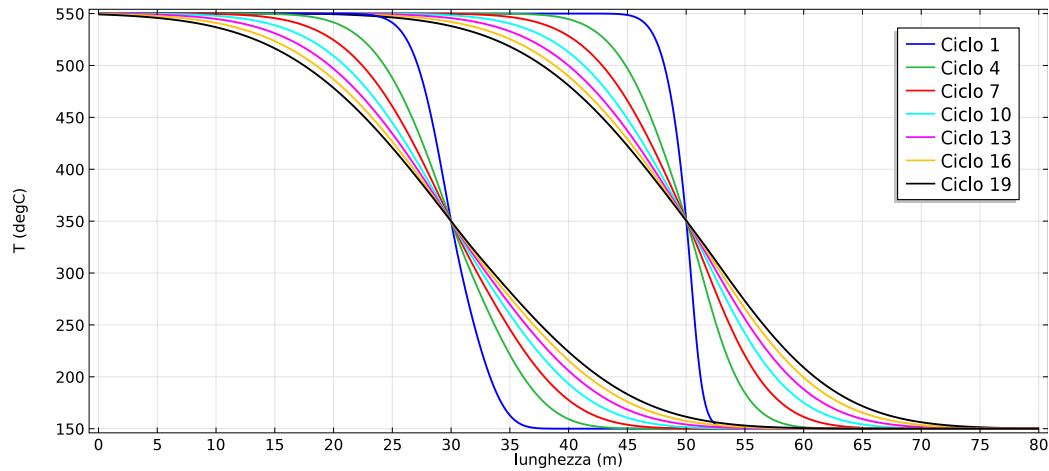


Figura 4.5: Distribuzione temperatura con cariche e scariche cicliche

per semplice diffusione il serbatoio. Inoltre quest'ultimo è stato considerato completamente adiabatico con l'esterno.

Quello che si vede dal grafico delle temperature 4.5 è che il termoclino è in continua espansione e tende ad espandersi per tutto il serbatoio fino a quando raggiunge le estremità. Una possibile fase di stop non farebbe altro che amplificare la dilatazione del termoclino per semplice diffusione. È quindi impossibile pensare di adottare questa strategia perché si arriverebbe inevitabilmente ad una condizione di blocco e all'inutilizzo del serbatoio.

La simulazione è stata fatta proseguire per cercare una condizione di regime. A tal proposito si mostra in figura 4.6 la dilatazione del termoclino nel tempo. Si nota in effetti che dopo un certo numero di cicli la lunghezza si stabilizza. L'andamento a dente di sega è dovuto al fatto che il termoclino non ha una forma simmetrica, ma è leggermente più dilatato nella parte a basse temperature dove il coefficiente di scambio termico h_v è minore a causa della minore conducibilità e maggiore calore specifico del fluido. La dilatazione nella zona fredda risulta quindi più pronunciata per cui la rimozione del termoclino nella fase di carica è maggiore rispetto alla fase di scarica.

Sono state quindi condotte altre simulazioni aumentando l'utilizzo del serbatoio a 40 e 60 metri, mantenendo però lo stesso valore di portata.

L'unico modo per ridurre la zona con il gradiente termico è prevedere quindi di estrarre parte del fluido a temperature intermedie sia dalla parte calda che dalla parte fredda del serbatoio per *cancellare* parte del termoclino e ricreare una nuova zona con gradiente di temperature più alto e quindi un termoclino complessivamente più corto. La figura 4.9 mostra come un maggior sfruttamento riduca la lunghezza a regime. Cambiando il punto di

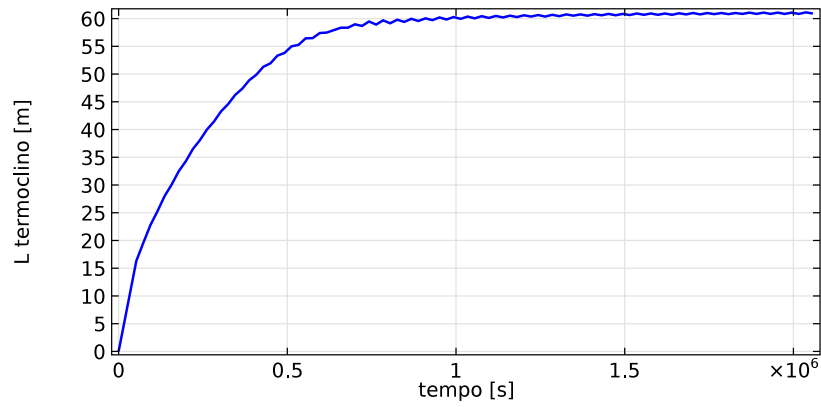


Figura 4.6: Lunghezza termocline con utilizzo 20 m

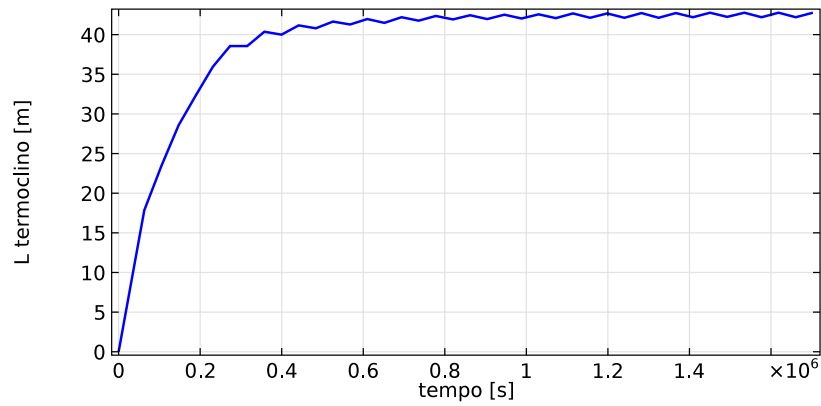


Figura 4.7: Lunghezza termocline con utilizzo 40 m

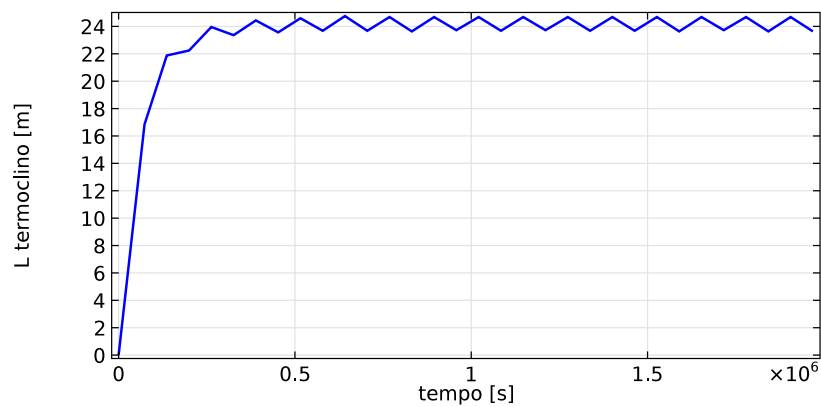


Figura 4.8: Lunghezza termocline con utilizzo 60 m

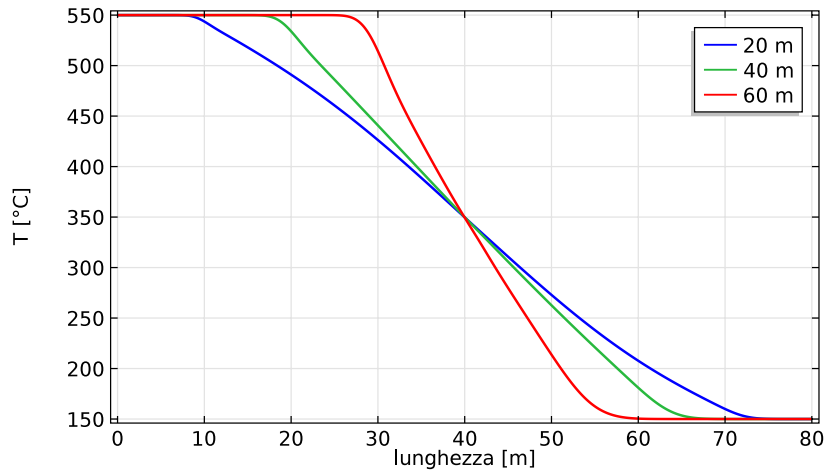


Figura 4.9: Termocline al variare dell'utilizzo del serbatoio

vista, più si accetta fluido ad una temperatura diversa da quella nominale, maggiore sarà la frazione utile di serbatoio.

Avere un serbatoio a termocline porta quindi a modificare la gestione complessiva dell'impianto: non più temperature fissate in uscita del serbatoio, ma variabili in funzione della temperatura ammissibile in estrazione. È fondamentale quindi prevedere il comportamento del blocco di potenza e del campo specchi con temperature in ingresso diverse da quelle nominali per poter effettuare una ottimizzazione più precisa.

Capitolo 5

Applicazione

5.1 Strategia di carica

Nel precedente studio l'accumulo era stato progettato per ridurre al minimo il costo dell'energia prodotta LCOE. Un dimensionamento di 3 ore è infatti sufficiente sia per garantire una continuità di utilizzo dell'apparato di conversione (evitare bruschi cali legati ad una repentina variazione meteorologica) sia per dilatare il tempo di produzione rispetto a quello di assorbimento. Tre ore comunque non consentono di aumentare significativamente le ore equivalenti dell'impianto o il fattore di carico che rimangono parecchio al di sotto di un impianto di conversione tradizionale.

Due sono le possibili logiche di accumulo:

1. Accendere l'impianto non appena la radiazione è sufficiente da garantire una portata minima agli scambiatori del power block e accumulare il surplus di energia che il campo specchi fornisce rispetto alla potenza nominale richiesta
2. Effettuare un preaccumulo da utilizzare non appena la radiazione garantisca una certa continuità. Ciò evita numerosi e brevi accensioni della turbina che ridurrebbero il suo rendimento e la sua vita utile. Inoltre durante il transitorio di accensione parte del calore è perso per portare in temperatura l'intero impianto, dai collettori fino al fluido di lavoro.

È supposta nota una previsione meteorologica di 24 ore: se la radiazione non permette l'accensione dell'impianto per un certo numero di ore nell'arco della giornata si evita l'accensione e si accumula soltanto. Questa situazione è riscontrabile di frequente nelle settimane invernali quando la radiazione

è troppo bassa e un accumulo potrebbe raccogliere calore di più giorni per sfruttarlo successivamente in un solo più lungo avvio.

La seconda logica di accumulo implica di lasciare carico il serbatoio per un gran numero di ore, ciò comporta un inevitabile dilatazione del termocline per semplice diffusione e un raffreddamento dovuto alle perdite termiche in ambiente. Il calore utile e la sua qualità si riducono, è necessario stabilire con opportune simulazioni se e per quante ore è tollerabile lo stop. Questa logica è stata infatti trasposta dagli accumuli tradizionali degli impianti CSP dove le perdite sono contenute.

In prima analisi è stato deciso di rispettare le strategie di carica dello studio precedente, adottando la stessa portata calcolata in ingresso all'accumulo fino al completo riempimento e il momento previsto per la scarica, se il giorno stesso o i successivi nel caso di preaccumulo.

$$\dot{Q}_{accumulo,IN} = \begin{cases} \max(0, \dot{Q}_{SF} - \dot{Q}_{PB,nominale}) & \text{logica 1} \\ \dot{Q}_{SF} & \text{logica 2} \end{cases}$$

$$\dot{Q}_{accumulo,OUT} = \max(0, \dot{Q}_{PB,nominale} - \dot{Q}_{SF})$$

$$T_{accumulo,IN} = \begin{cases} 550^{\circ}C & \text{in fase di carica} \\ 150^{\circ}C & \text{in fase di scarica} \end{cases}$$

La potenza in uscita è uguale nelle due logiche, tale cioè da assicurare sempre una portata nominale al power block. Nella logica 1 si inizia a caricare quando la potenza assorbita è maggiore della potenza nominale al power block e si scarica quando la seconda supera la prima. Facendo preaccumulo invece è necessario prevedere se l'irraggiamento della giornata e il riempimento dei serbatoi siano tali da garantire una produzione elettrica per un certo numero di ore. In tal caso l'impianto viene acceso e il serbatoio viene completamente scaricato prima, dopo o durante la radiazione se questa è minore della potenza nominale al power block. In caso contrario l'impianto viene lasciato spento e tutto il calore assorbito è accumulato.

Il grado di libertà di sistemi a termocline è l'istante di fine carica o fine scarica. Mentre in serbatoi dual tank queste si concludono con la completo riempimento o svuotamento dei serbatoi, qui non essendo così netta la separazione dei fluidi a diversa temperatura è necessario analizzare il comportamento del termocline e ottimizzare la gestione.

5.2 Dati settimanali

Nello studio dell'impianto CSP l'ottimizzazione è stata condotta sulla base di dati annuali di irraggiamento registrati e mediati ora per ora. Per le simulazioni del comportamento del serbatoio l'attenzione è stata focalizzata su tre settimane: una primaverile, una estiva e una invernale. Non avendo a disposizione condizioni iniziali, il serbatoio è stato ritenuto inizialmente isoterma alla temperatura minima. È stata simulata una settimana dopodiché alla fine di questa sono stati registrati i profili di temperature, pressioni e velocità ipotizzando che questi fossero effettivamente quelli che il serbatoio presenterebbe a inizio settimana in una condizione di utilizzo a regime, cioè dopo un certo tempo di utilizzo all'interno dell'impianto. A questo punto è stata risimulata la stessa settimana con le condizioni iniziali ricavate.

Le figure 5.1 e 5.2 mostrano i profili di potenze termiche ed elettriche nell'impianto studiato con una logica di gestione ΔT 100°C in seguito illustrata. Si noti il maggiore e più uniforme irraggiamento estivo che garantisce una maggiore potenza termica prodotta, il defocusing nelle ore pomeridiane che limita la potenza dal campo solare e porta al sovraccarico il power block. La potenza all'accumulo è molto piccola a causa del ridotto SM, ma sufficiente a prolungare il funzionamento del power block nelle ultime ore serali.

In primavera il defocusing non avviene mai e l'accumulo conferisce continuità nella produzione elettrica compensando fenomeni meteorologici sfavorevoli.

5.3 Simulazione giornaliera

Sono qui mostrati i profili di temperature interne al serbatoio in una giornata tipica estiva con una radiazione tale da portare al defocusing degli specchi causato dal completo riempimento dell'accumulo. Il grafico 5.5 mostra la temperatura registrata istante per istante agli estremi del serbatoio, mentre il grafico 5.6 mostra la portata circolante nell'intero accumulo positiva se in carica, negativa se in scarica.

Si noti come sia stato scelto di caricare il serbatoio fino alla fuoriuscita di gas a 250°C, mentre di estrarre calore fino alla temperatura di 450°C. La carica è iniziata alle 9 di mattina e si è conclusa alle 17, ora in cui è dovuto iniziare il defocusing del campo solare. Per circa un'ora il serbatoio è rimasto in stop, dopodiché alle 18 è iniziata la scarica che si è protratta fino alle 22. Le 4 ore di scarica sono state possibili in quanto fino alle 20 circa è stata presente una minima radiazione solare.

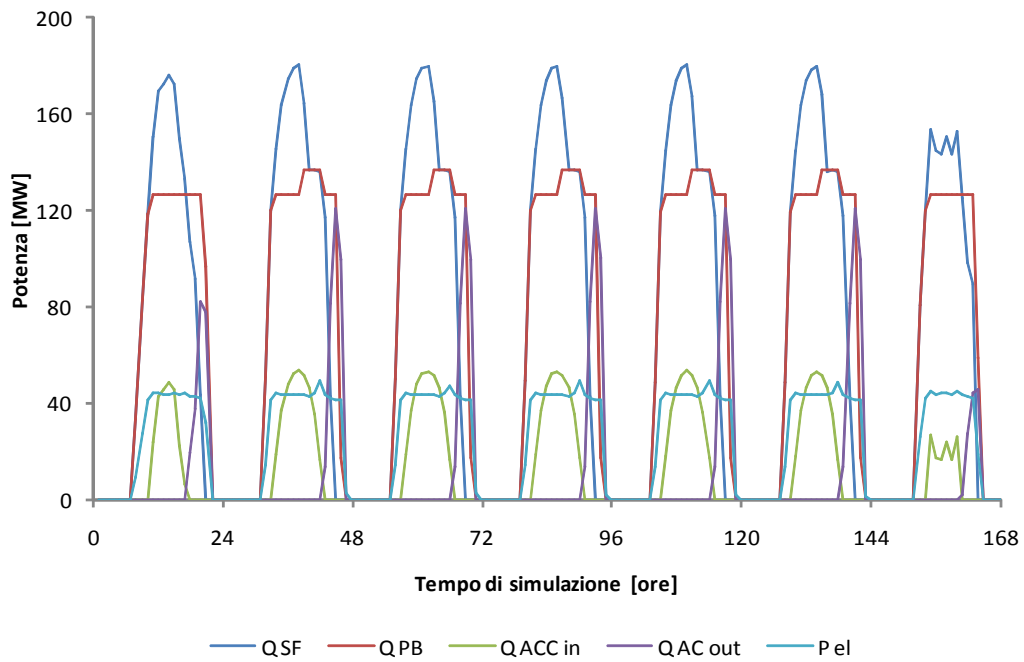


Figura 5.1: Potenze nella settimana estiva con logica ΔT 100°C

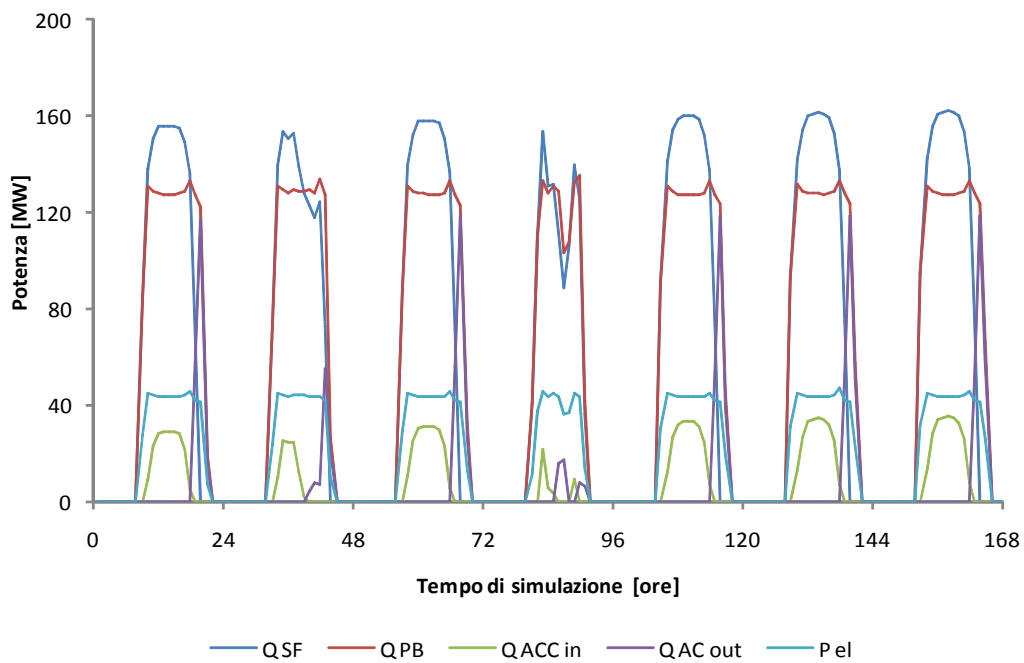


Figura 5.2: Potenze nella settimana primaverile con logica ΔT 100°C

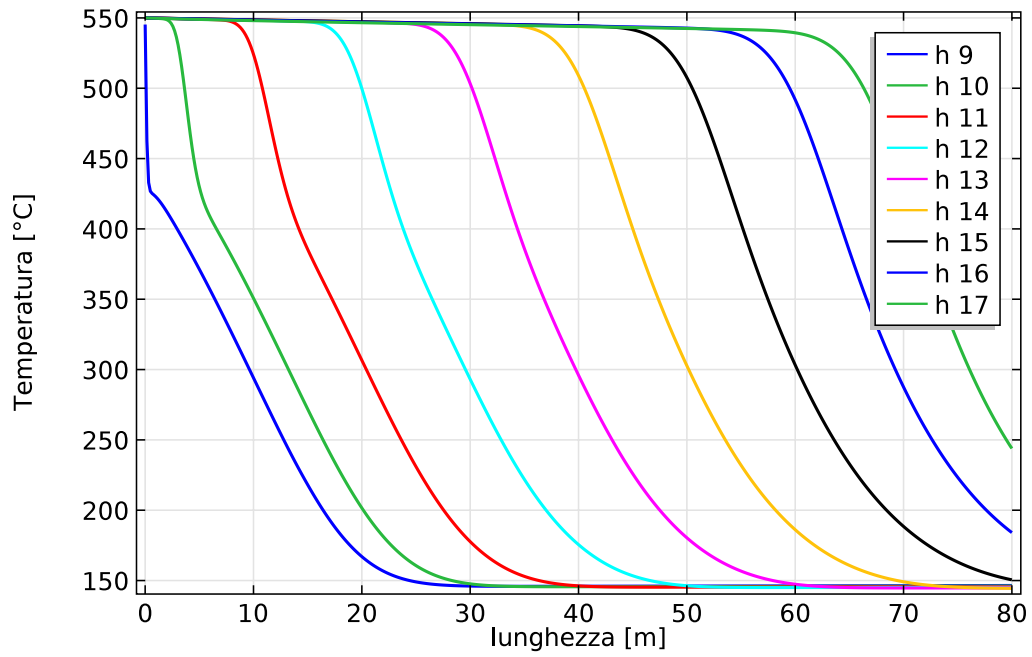
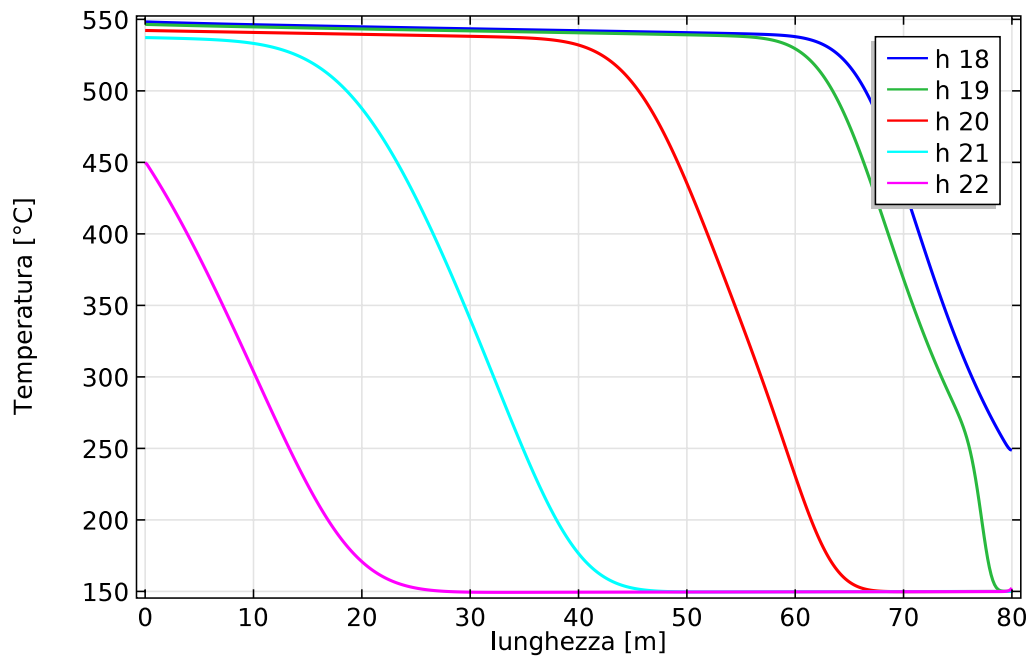
Figura 5.3: Profili di temperature nella fase di carica (logica ΔT 100°C)

Figura 5.4: Profili di temperature nella fase di scarica

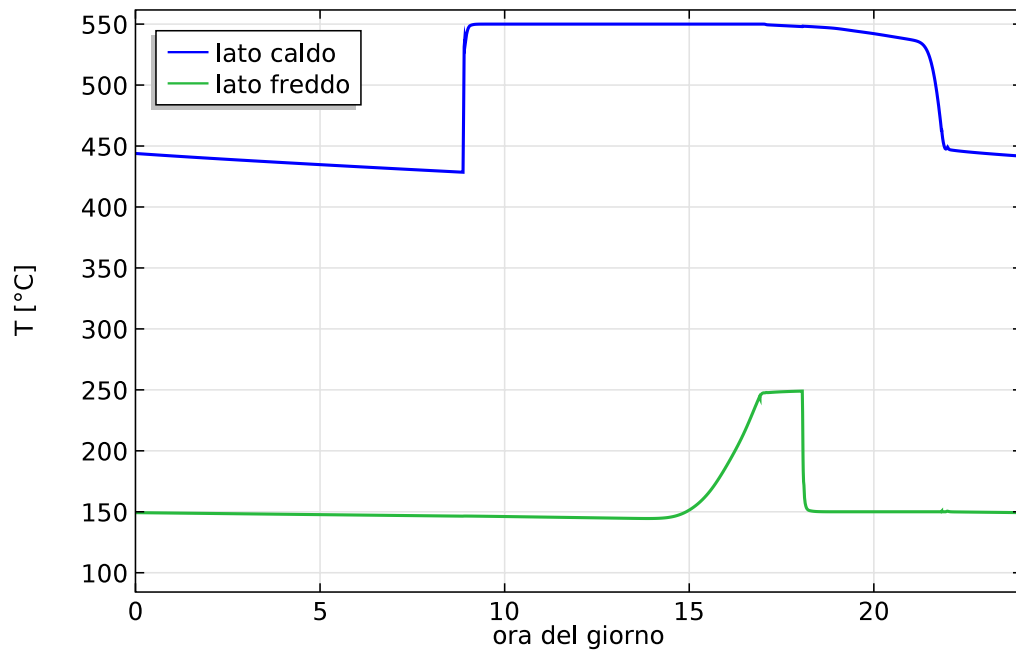


Figura 5.5: Andamento delle temperature alle estremità

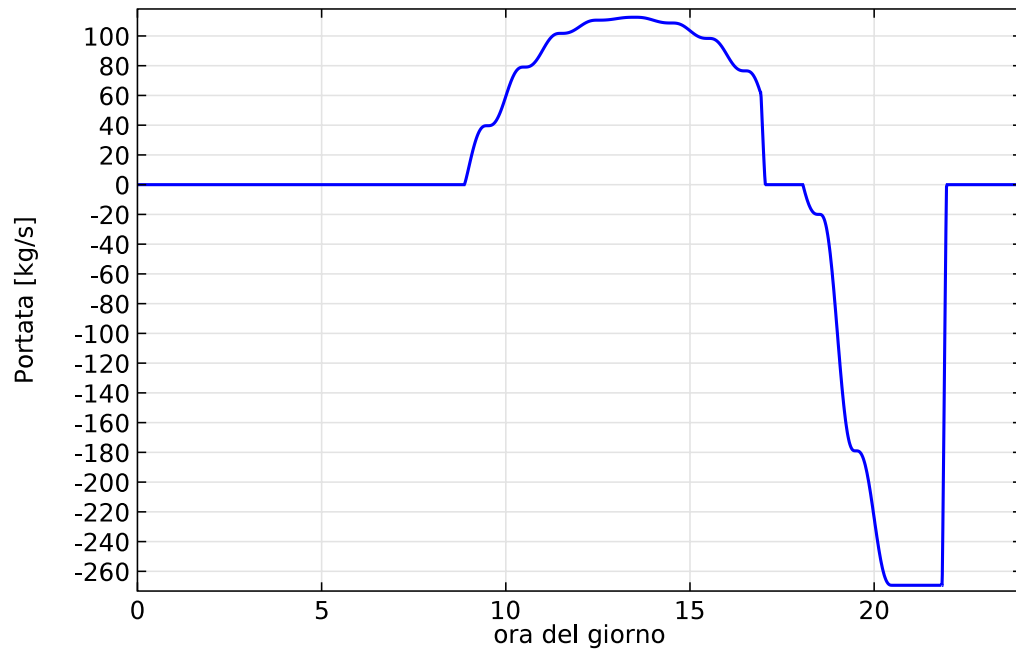


Figura 5.6: Portata circolante nell'accumulo

5.4 Temperatura ammissibile di estrazione

Una volta appurato che la logica dual tank è inammissibile, è necessario investigare su quale sia la temperatura ottimale per l'estrazione. Controllare infatti la fuoriuscita del termoclino equivale a regolare fino a che temperatura è ammissibile estrarlo. Innanzitutto è bene capire cosa comporta estrarre fluido a una temperatura diversa da quella nominale.

In fase di carica se dal serbatoio esce fluido ad una temperatura più alta significa che il campo solare inizia il riscaldamento di un fluido ad una temperatura più elevata. Per garantire la stessa temperatura al power block è necessario aumentare la portata nei collettori fino ad una massima ammissibile dal compressore dell'impianto. Dopodiché è necessario prevedere un certo *defocusing* degli specchi: per ridurre il calore entrante al fluido e quindi la radiazione solare raccolta alcuni specchi vengono esclusi dalla concentrazione. Quando l'accumulo è pieno la portata uscente dal campo solare non deve superare la massima introducibile negli scambiatori del blocco di potenza. I collettori solari sebbene possano smaltire una portata maggiore, disperdono più calore in ambiente perché la loro temperatura media è maggiore. Ciò significa che il rendimento termico del campo solare diminuisce. Inoltre l'aumento di portata comporta un innalzamento dei consumi del compressore.

In fase di scarica una temperatura più bassa di quella nominale porta ad un minore rendimento di conversione nel power block: questo infatti opererà su una differenza di temperature inferiore tra sorgente calda (il fluido solare) e fredda (il fluido nel condensatore). In altre parole minore cala il rendimento ideale di Lorentz ($\eta_{Lorentz} = 1 - \frac{T_{ml}}{T_0}$) a cui l'impianto può tendere.

D'altro canto però più si decide di tollerare una discrepanza con la temperatura nominale, maggiore è la zona a gradiente termico estratta. Ciò comporta un maggiore utilizzo del serbatoio e quindi maggiore quantità di calore accumulabile e successivamente convertibile. Mentre nel doppio serbatoio una volta fissato il multiplo solare l'unica variabile è la dimensione dell'accumulo, in una logica a termoclino diventano fondamentali anche le temperature massima o minima ammissibili in estrazione, che modificano rispettivamente il rendimento termico del campo specchi e il rendimento di conversione thermal-to-electric del blocco di potenza.

Sono state effettuate simulazioni a riguardo ricercando valori ottimali di queste temperature, in particolare variando lo scostamento massimo ammissibile tra le temperature nominali e quelle di estrazione ($\Delta T=25;50;100;150^\circ\text{C}$). Sono stati utilizzati i valori di portate rese disponibili dal campo specchi nella settimana estiva e primaverile. I grafici 5.7 e 5.8 mostrano i profili di temperatura registrati nella mezzanotte, quindi poche ore dopo la fine della scarica.

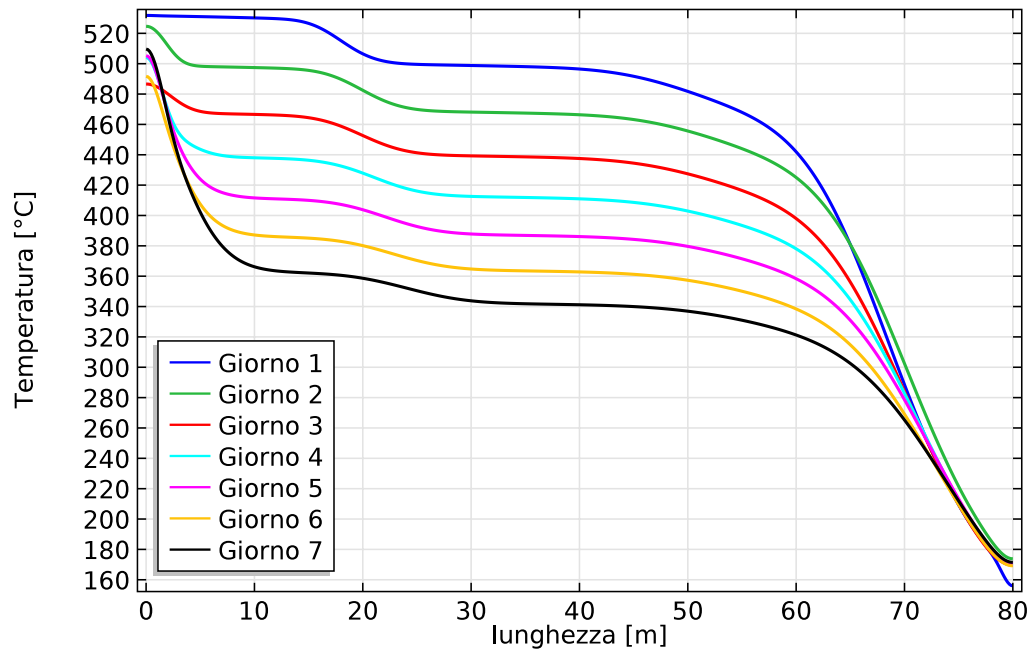


Figura 5.7: Termoclino $\Delta T_{\text{ammissibile}}=25^{\circ}\text{C}$

Lo scostamento tra giorni diversi ma anche stagioni diverse è molto piccolo nelle logiche $\Delta T=50,100,150^{\circ}\text{C}$, perciò è stato graficato un unico andamento per le diverse gestioni dell'accumulo.

Quello che si nota è che più si tollera fluido in uscita a temperatura diversa da quella in ingresso, minore è la dilatazione del termoclino. Lo strano comportamento ottenuto con uno scostamento minimo di 25°C (figura 5.7) è una conseguenza delle grosse perdite termiche: il calore esso è subito degradato a più basse temperature. In questo caso succede che la maggior parte del calore scende velocemente sotto i 525°C occupando la maggior parte del serbatoio e rendendolo inutilizzabile: tutta la zona a temperature intermedie è bloccata all'interno del serbatoio.

Passando invece a $\Delta T_{\text{ammissibili}}$ più alti è possibile utilizzare sempre di più il serbatoio (il fattore di utilizzo aumenta). Sembrerebbe quindi che la gestione ottimale preveda di estrarre più calore possibile. In realtà esiste uno svantaggio legato al fatto che nella successiva carica il termoclino deve essere *ricreato*: parte del calore introdotto viene subito degradato a bassa temperatura e diminuisce perciò la frazione di calore resa disponibile alle alte temperature.

I rendimenti di accumulo come definiti nel paragrafo 3.8.2 sono mostrati in figura 5.9. In estate il rendimento di carica è crescente con ΔT fino ad

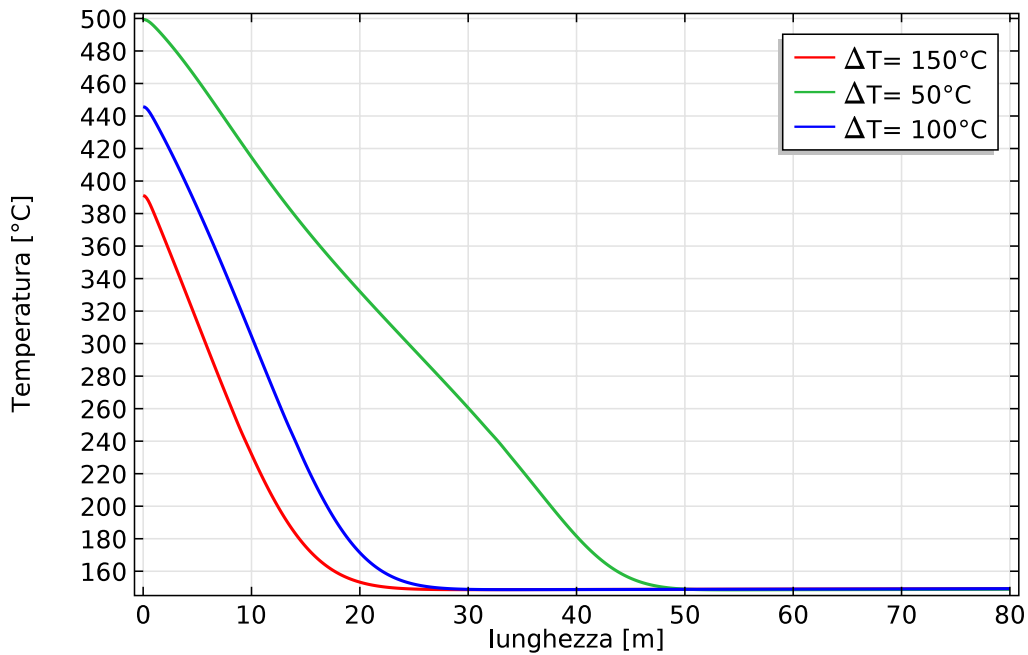


Figura 5.8: Termoclino per diverse temperature ammissibili di estrazione

arrivare all'unità, grazie al maggior utilizzo del serbatoio; quello di scarica è anch'esso crescente in quanto le perdite termiche si riducono in quanto la temperatura media nella fase di stop è inferiore. In altre parole, tenendo un termoclino più largo ed a temperatura più alta, durante la notte maggiore calore è disperso in ambiente. In primavera il serbatoio è sovradimensionato e quindi il rendimento di carica η_{CH} si mantiene intorno all'unità; nella scarica l'andamento è molto simile al caso estivo.

I rendimenti così calcolati seguono un'ottica di primo principio e non danno nessuna descrizione della qualità del calore estratto. A tal proposito nei grafici 5.10 è mostrata la temperatura del calore in uscita suddiviso questo in tre parti: quello maggiore di 500°C (blu), quello compreso tra 450 e 500°C (rosso) e il restante compreso tra 400 e 450°C (verde). Per quanto detto la quantità di calore totale è sempre crescente tollerando temperature di uscita più basse. Differente è il discorso della qualità del calore, cioè la temperatura a cui è reso disponibile: in estate estraendo più termoclino si lascia maggiore spazio per il calore ad alta temperatura e il calore estratto a minore temperatura è tutta energia in più che negli altri casi non si avrebbe; in primavera invece sfruttare di più il serbatoio equivale a compromettere la qualità del calore che è sempre di più degradato a temperature minori.

Si intuisce quindi come possa risultare conveniente modificare la strate-

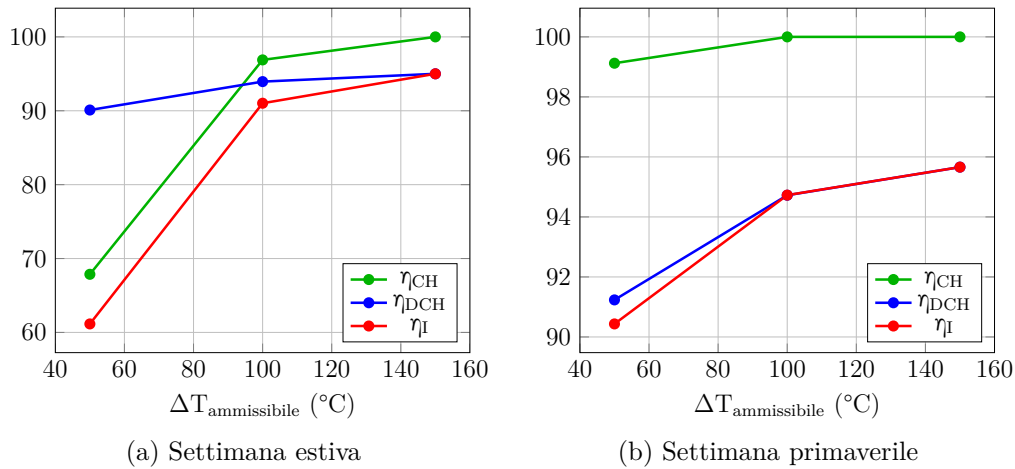


Figura 5.9: Rendimenti accumulato

gia di accumulo: in estate quando il serbatoio è maggiormente utilizzato è bene estrarre il più possibile il termoclino così da introdurre più calore. In primavera invece l'accumulo è sovradimensionato e il rischio di defocusing è quasi nullo. Conviene pertanto tenere ampia la zona a gradiente termico così da evitare di ricrearla successivamente e distanziare maggiormente la parte calda e quella fredda del serbatoio.

Nel grafico 5.11 si mostrano le perdite energetiche: da notare la grossa perdita per defocusing in estate della logica ΔT 50°C e l'andamento sempre decrescente delle perdite termiche.

È stata calcolata in figura 5.12 l'exergia persa nei tre casi, suddividendola nella parte legata alle perdite termiche, al miscelamento a temperature intermedie e al defocusing. È sempre decrescente e segue l'andamento dell'energia. In questo caso la parte entalpica è quella preponderante e l'aumento di entropia non è abbastanza marcato da ridurre l'exergia complessiva: la perdita per miscelamento non evidenziabile in un ottica di primo principio è molto contenuta rispetto alle altre due. Si nota però come questa parte sia sempre crescente, quindi sempre più calore è degradato a temperature intermedie.

$$EX_{out} = \int_{\Delta t_{scarica}} \dot{Q}_{out} \left(1 - \frac{T_0}{T_{out}}\right) dt = \int_{\Delta t_{scarica}} \left(\Delta \dot{H} - T_0 \Delta \dot{S}\right) dt \quad (5.1)$$

I grafici 5.13 – 5.16 mostrano invece i profili di temperatura e di portata in una singola giornata estiva molto soleggiata (la seconda nel grafico 5.1) e in una primaverile molto nuvolosa (la quarta nel grafico 5.2). In estate

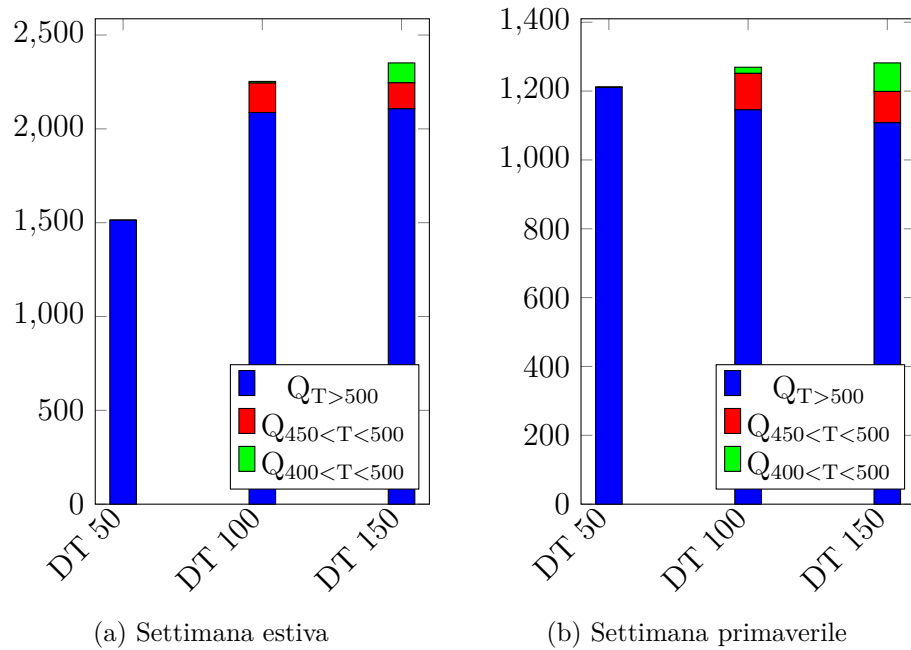


Figura 5.10: Calore reso disponibile alle diverse temperature [MWh]

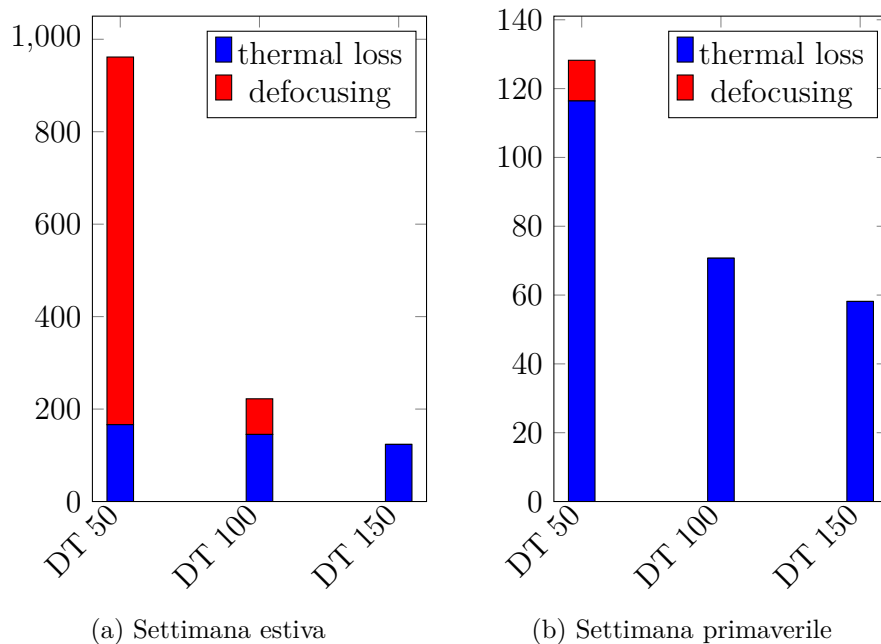


Figura 5.11: Perdite energetiche [MWh]

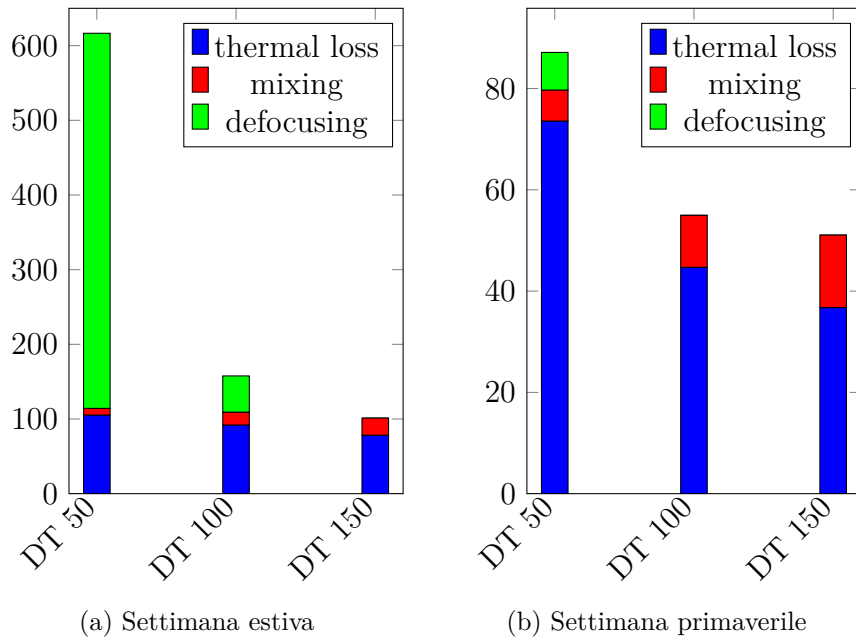


Figura 5.12: Perdite exergetiche [MWh]

solo la logica con ΔT maggiore permette di introdurre tutto il calore a disposizione nel campo solare, inoltre dal grafico delle temperature si intuisce l'aumento del calore a temperatura più alta. In primavera, viceversa, senza mai defocusing tutto il calore è accumulato e quello che cambia nelle diverse gestioni è la temperatura dell'ultima parte di fluido estratto, più alta con ΔT più basso.

5.5 Lunghezza serbatoi

Mentre il diametro è vincolato dalla pressione operativa ad un massimo di 60 cm, la lunghezza massima è dettata dal salto di pressione limite del compressore. La portata circolante nell'accumulo è fissata dalla radiazione solare e dal passaggio o meno negli scambiatori del blocco di potenza, la velocità invece dipende dall'area di passaggio che è modificabile attraverso la variazione del numero di serbatoi in parallelo. La lunghezza si adatta di conseguenza per rispettare la capacità termica di 3 ore (vedi eq. 5.2). Nel precedente studio è stato calcolato un valore limite di 80 metri tale per cui la velocità

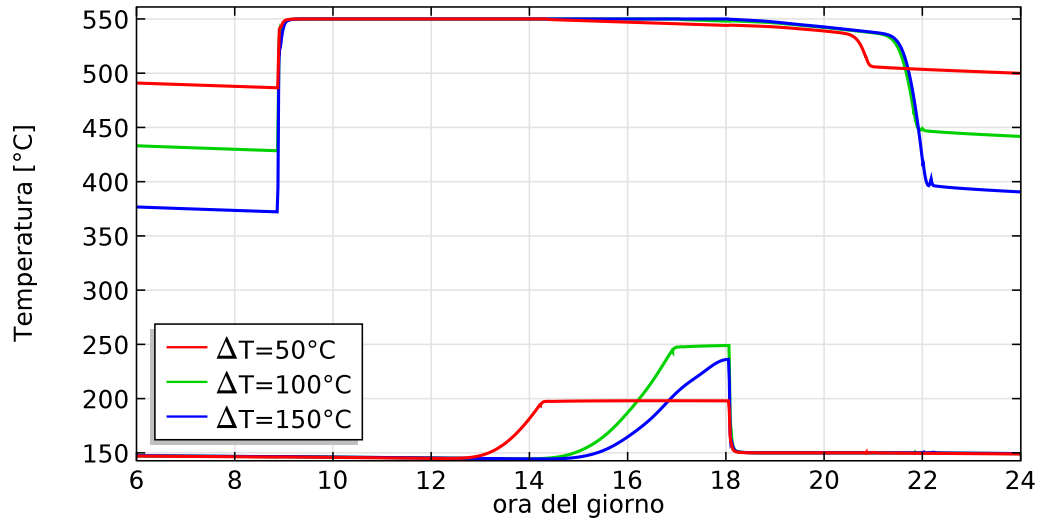


Figura 5.13: Andamento estivo delle temperature alle estremità nelle tre logiche di gestione

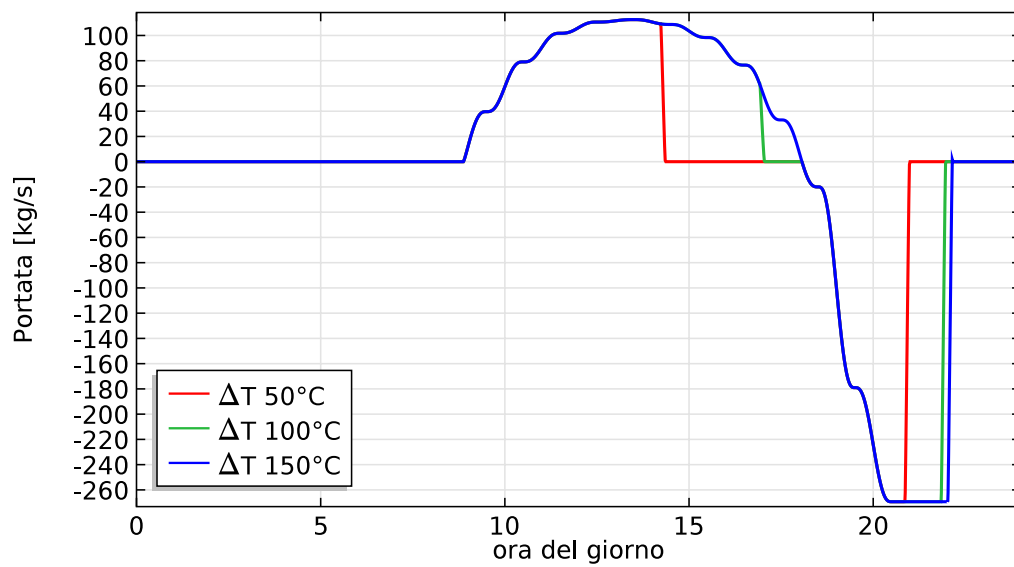


Figura 5.14: Portata nella settimana estiva nelle tre logiche di gestione

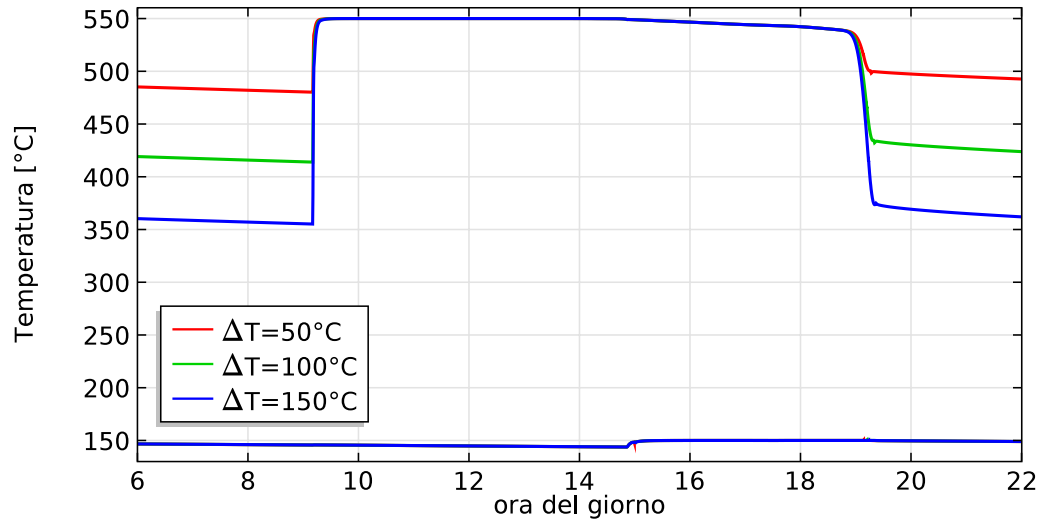


Figura 5.15: Andamento primaverile delle temperature alle estremità nelle tre logiche di gestione

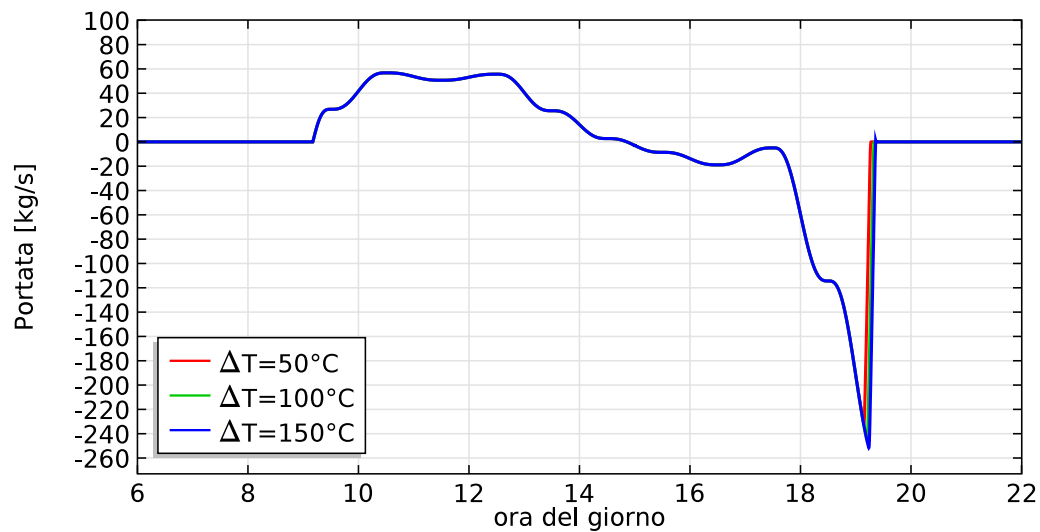


Figura 5.16: Portata nella settimana primaverile nelle tre logiche di gestione

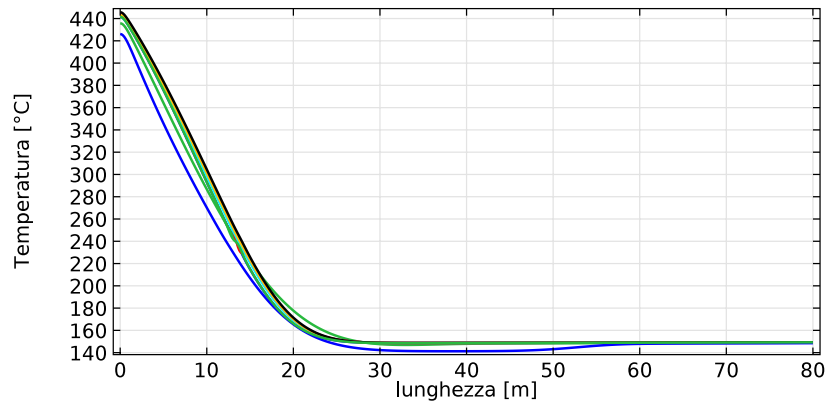


Figura 5.17: Serbatoio di lunghezza 80 m

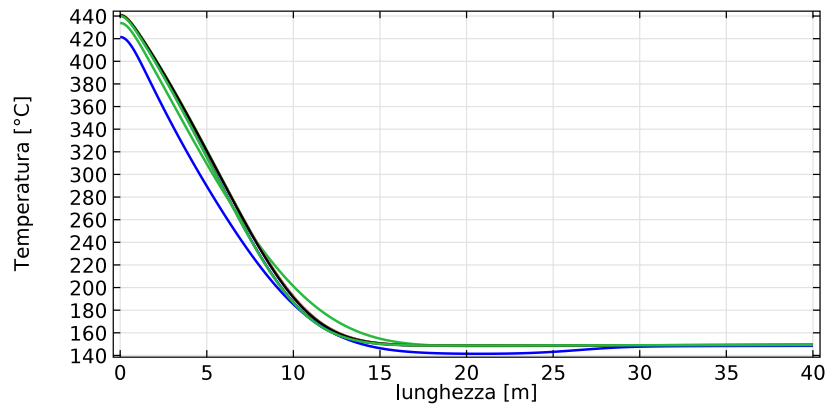


Figura 5.18: Serbatoio di lunghezza 40 m

comporta la massima perdita di carico tollerabile.

$$\begin{cases} \dot{m}_{accumulo} = \dot{m}_{SF} - \dot{m}_{PB} = \dot{m}_{serbatoio} \cdot n_{serbatoi} \\ Q_{accumulo} = D^2 \frac{\pi}{4} \cdot L \cdot n_{serbatoi} \cdot (1 - \epsilon) \cdot \rho_{ghisa} \cdot c_{ghisa} \end{cases} \quad (5.2)$$

Alla luce di quanto detto nel capitolo precedente, riguardo ad una portata che minimizza la dilatazione del termoclino, è stato verificato se la lunghezza massima è anche quella ottimale. È stata pertanto variata la lunghezza da 80 a 40 e 20 metri, dimezzando di volta in volta la portata ed effettuate le simulazioni utilizzando i valori di portata registrate nella settimana estiva con logica di estrazione ΔT 100°C.

I profili di temperatura nei grafici 5.17 - 5.19 sono quelli registrati nella mezzanotte di ogni giorno, quindi a serbatoio fermo e scarico. Si nota come il profilo delle temperature rimanga stazionario nella settimana e variando

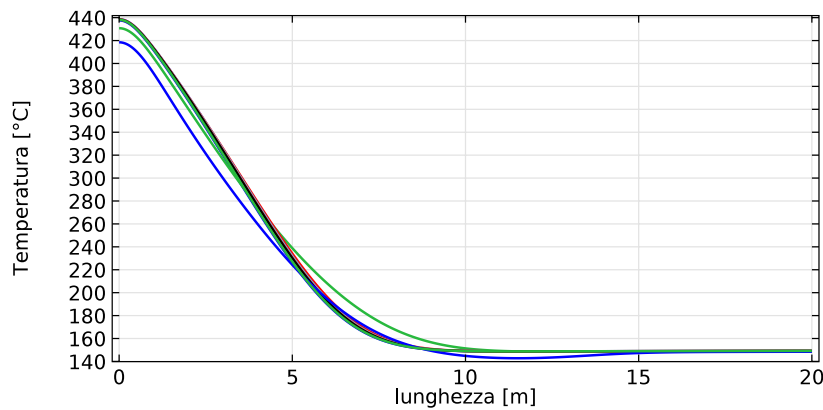


Figura 5.19: Serbatoio di lunghezza 20 m

la lunghezza del serbatoio tenda a ridursi la dimensione relativa della zona a gradiente termico. La dilatazione del termoclino infatti è molto rapida inizialmente poi diventa sempre più lenta come mostrano i grafici 4.6 - 4.8. Con serbatoi più lunghi subentra inoltre il discorso dello scambio termico migliore e la diffusione ha sempre meno peso.

La lunghezza ottimale si conferma essere quella massima di 80 m poiché riducendosi il numero di serbatoi, si riduce anche il numero di termoclini e quindi la quantità complessiva di calore degradato, proporzionale alla lunghezza relativa $L_{\text{termoclino}}/L_{\text{serbatoio}}$.

5.6 Integrazione con l'impianto solare

Per valutare il comportamento dell'accumulo all'interno dell'impianto è stato rielaborato il codice sviluppato da Robbiati [1] per il calcolo della potenza elettrica uscente e quindi il rendimento globale dell'intero apparato di conversione. Sono state fatte alcune modifiche per tener conto del diverso comportamento del serbatoio di accumulo. Precedentemente infatti erano state introdotte le ipotesi di adiabaticità e di stabilizzazione del termoclino a 30 m senza la necessità di rimuoverne parte durante la carica o scarica.

L'algoritmo fa uso di correlazioni polinomiali per lo scostamento dalle condizioni nominali. Inoltre sono state fatte alcune approssimazioni rispetto al precedente studio:

- uso di polinomiali per il comportamento offdesign del blocco di potenza e del campo solare, non viene quindi più risimulato il funzionamento dei componenti interni

- incremento di temperatura a cavallo del compressore invariato
- la potenza elettrica del compressore è pari a $P_{el} = P_{el,old}(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_{old}})^3$ con pedice *old* relativo ai valori del precedente studio
- indipendenza del calcolo dal campo di pressioni
- i dati di temperatura e portate dell'accumulo sono fissati e pari a quelli in output dalla simulazione effettuata in Comsol
- tutte le variazioni che il nuovo modello di accumulo comporta alla gestione dell'impianto si scaricano sul power block, che opererà fuori dalle condizioni di progetto.

Quest'ultima assunzione deriva dalla mancata integrazione del modello Comsol del serbatoio con l'impianto globale: l'ottimizzazione complessiva andrebbe fatta in parallelo in quanto i componenti si influenzano a vicenda. In realtà essendo l'accumulo molto piccolo questo non comporta grosse variazioni nella gestione complessiva.

Le polinomiali relative al campo solare permettono di calcolare il rendimento e la portata fluente in esso al variare della temperatura in ingresso. Questa infatti si modifica nel momento in cui il power block non opera più in condizioni nominali o quando dal serbatoio in carica esce del fluido a temperatura maggiore di 150°C. Le polinomiali relative al blocco di potenza permettono di risalire dalla portata e temperatura di ingresso del fluido vettore, alla sua temperatura di uscita e il rendimento elettrico dell'apparato di conversione.

Il diagramma 5.20 mostra il calcolo iterativo effettuato ora per ora. Partendo dai dati orari relativi all'irraggiamento si introducono in Comsol le portate e temperature calcolate con la logica spiegata nel paragrafo 5.1, ipotizzando che il power block operi sempre a carico nominale. Si introduce un primo valore tentativo di 150°C per la temperatura di ingresso al campo solare e si calcola la portata smaltibile attraverso la polinomiale e l'irraggiamento orario. Questa è suddivisa in parte all'accumulo, in parte al power block nella fase di carica, altrimenti va interamente al power block miscelandosi con quella proveniente dall'accumulo nella fase di scarica. Si calcola poi la temperatura in uscita dal power block: in carica la portata uscente torna interamente al campo specchi miscelandosi con quella proveniente dai serbatoi, in scarica parte rientra nell'accumulo.

Si ricalcola quindi una nuova temperatura di ingresso al campo solare. Si itera il calcolo fino a quando il nuovo valore combacia con il vecchio a meno di un accettabile errore.

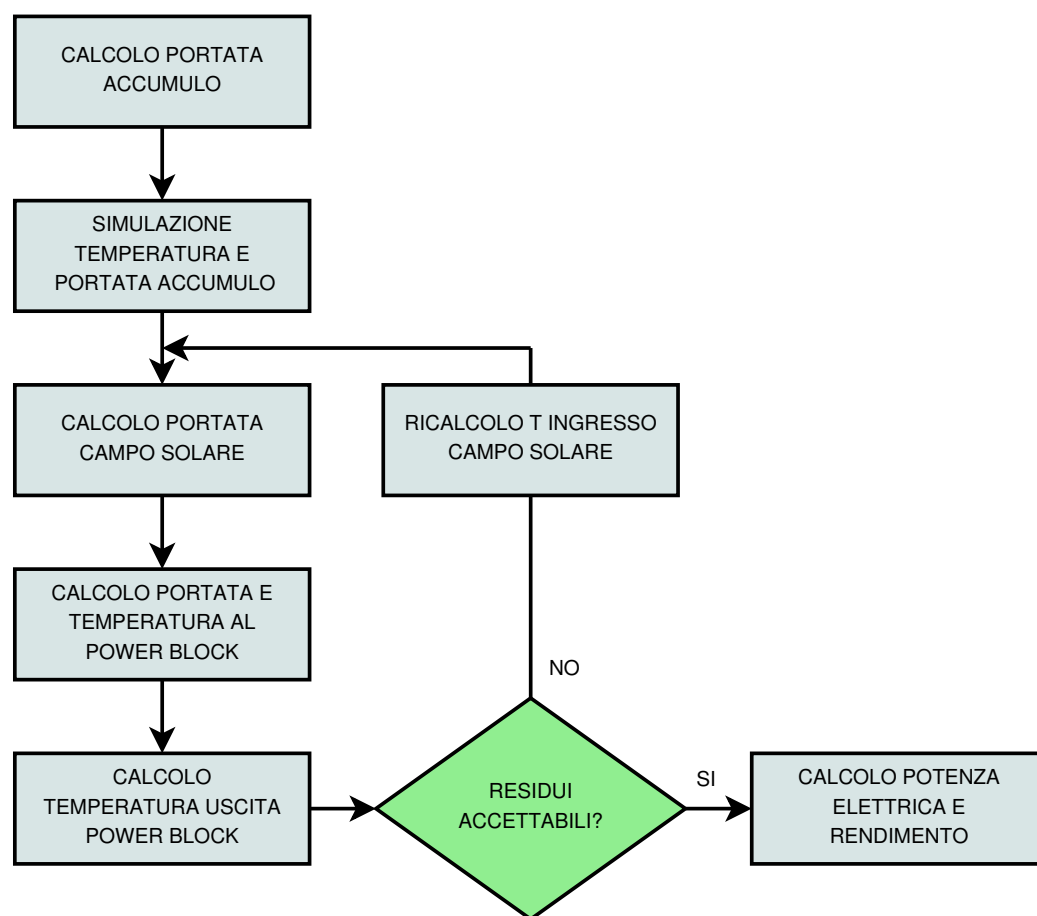


Figura 5.20: Schema di calcolo rendimento globale impianto

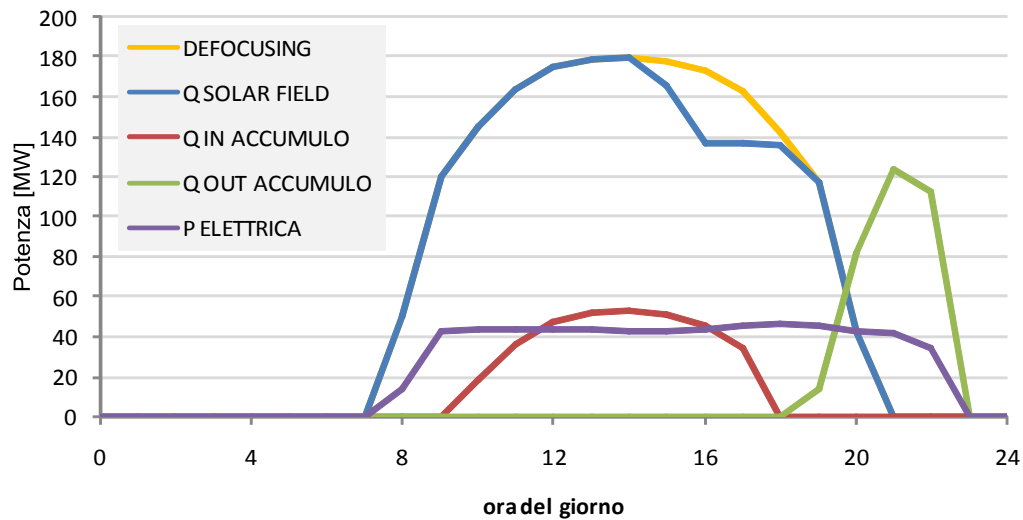


Figura 5.21: Andamento potenze in una giornata tipica estiva

Le figure 5.21 e 5.22 mostrano in un giornata molto soleggiata d'estate e in un pessimo giorno primaverile la potenza estratta nel campo specchi, l'output elettrico lordo e l'utilizzo dell'accumulo. In tutti e due i casi è mostrata la logica di estrazione ΔT 100°C; in estate si nota il defocusing nelle ore pomeridiane. È inoltre stato previsto un leggero *overload* del blocco di potenza nelle ore di massimo irraggiamento che può produrre fino all'8% in più rispetto alla potenza nominale a scapito però di un rendimento di conversione inferiore. In primavera l'accumulo compensa la riduzione della radiazione nelle ore centrali evitando di arrestare il power block.

Confrontando le tre logiche di gestione illustrate precedentemente si nota come in estate convenga estrarre il più possibile il termoclino (vedi i grafici 5.23): maggiore potenza viene accumulata e il rendimento elettrico passa dal 19,2 al 20,1 %. In primavera invece questo subisce una lieve variazione ma si intuisce come la logica ΔT 100°C sia la preferibile. Nonostante maggiore calore sia disponibile estraendo sempre più termoclino, la qualità inferiore compromette la conversione termoelettrica.

La piccola differenza è dovuta al fatto che l'accumulo è molto piccolo. Con un multiplo solare di 1,3 la potenza prodotta tramite l'accumulo è solo una minima parte di quella direttamente convertita: in estate quando l'irraggiamento medio si avvicina a quello nominale il calore accumulato è circa un terzo di quello prodotto senza accumulo, (un quarto di quello totale), nelle altre stagioni molto meno.

Gli istogrammi 5.24 confrontano l'output elettrico dal modello elaborato

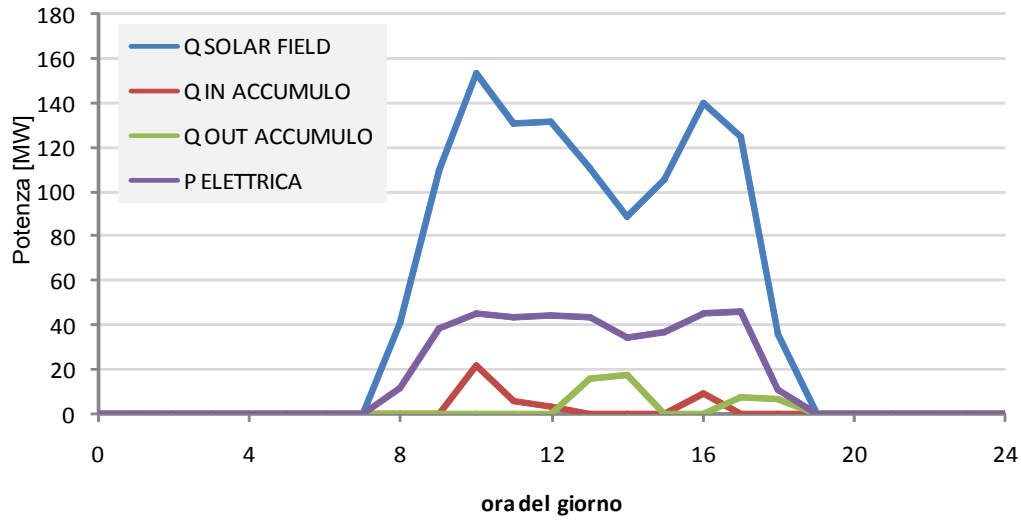


Figura 5.22: Andamento potenze in una giornata tipica primaverile

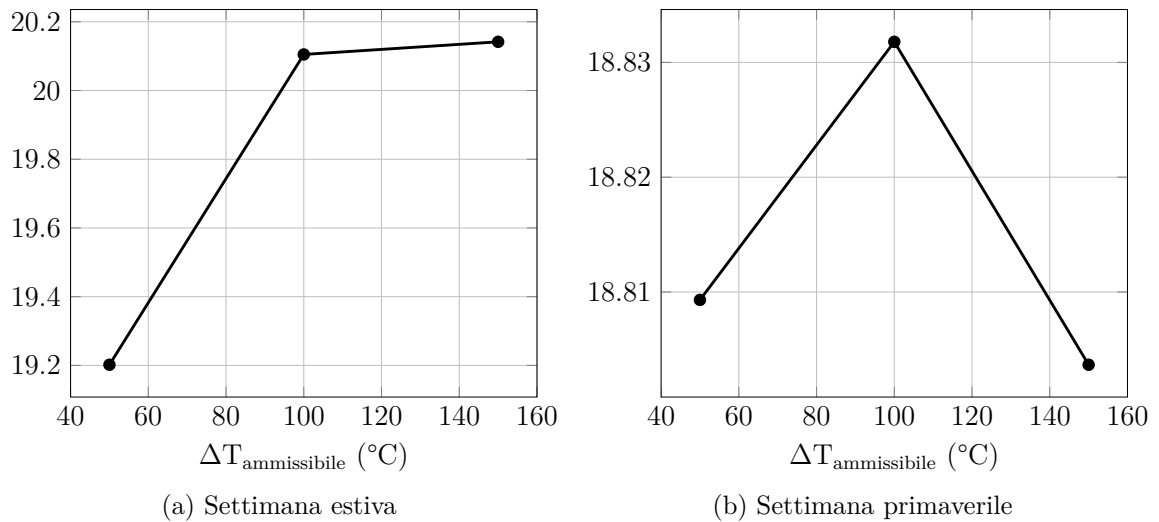


Figura 5.23: Rendimento solar-to-electric impianto [%]

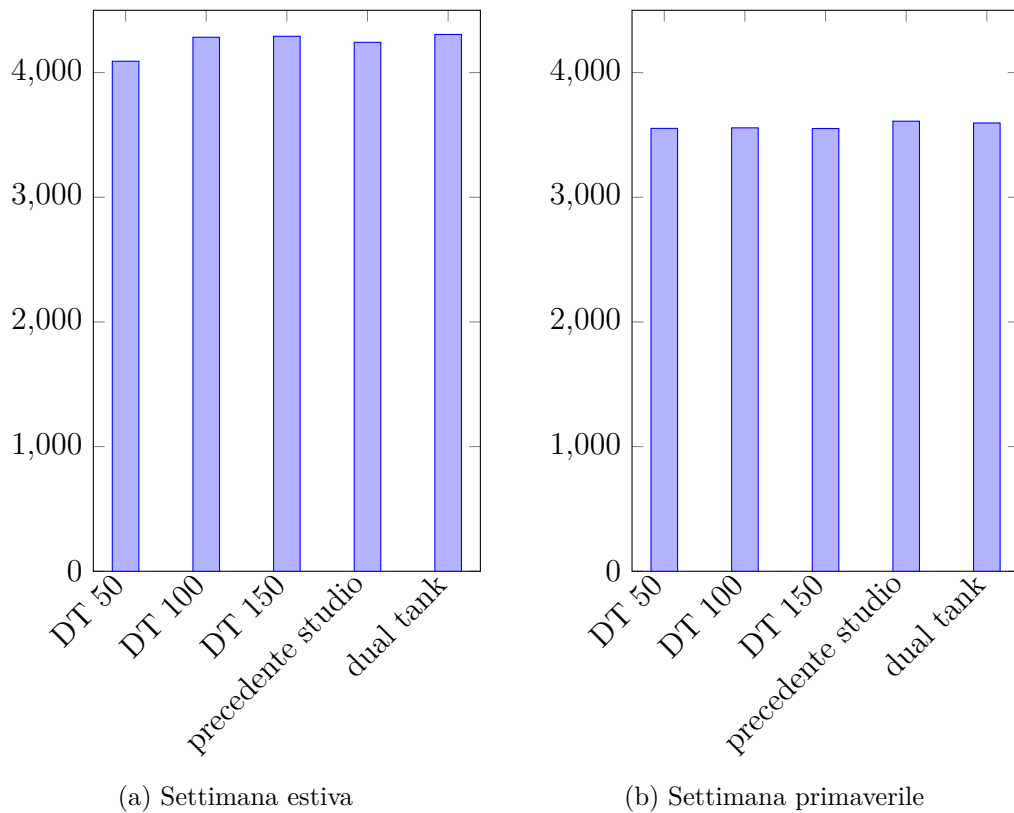
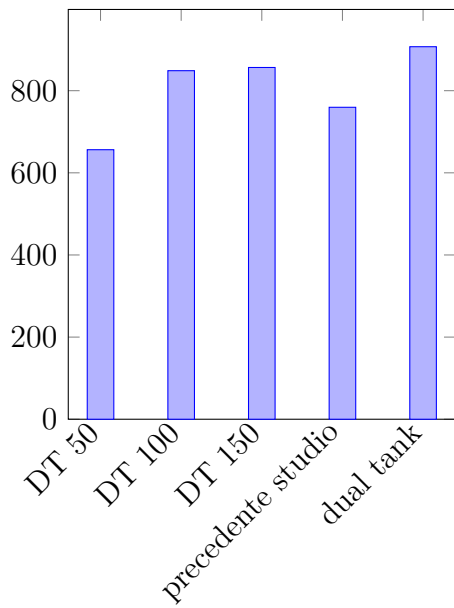


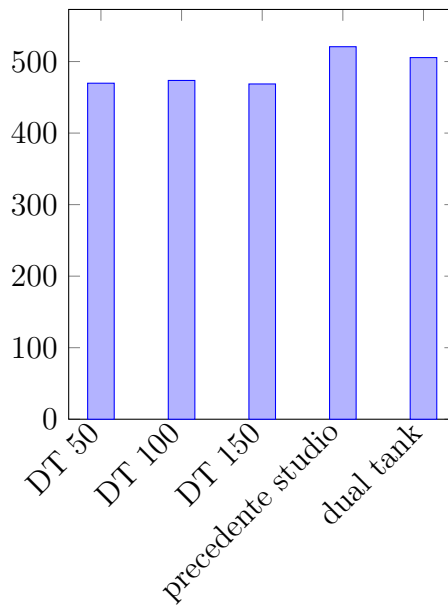
Figura 5.24: Potenza elettrica netta prodotta [MWh]

in questa tesi, con quello derivante dal precedente studio e con quello del sistema dual tank successivamente illustrato. I valori sono molto simili perciò è stata isolata nei successivi grafici la sola energia derivante dall'accumulo termico. La sovrastima fatta da Robbiati della lunghezza del termoclino a 30 m è sfavorevole in estate quando il maggior utilizzo permette di evitare parte o tutto il defocusing ed accumulare più energia. In primavera invece con defocusing bassissimo (vedi grafico 5.26b), l'ipotesi di adiabaticità da un lato e l'assente degradazione del calore nella zona del termoclino dall'altro sovrastimano la potenza elettrica prodotta.

Infine è stata illustrata la potenza estratta ora per ora nella giornata estiva (figura 5.27): si nota come l'overload nelle ore di massimo irraggiamento è ridotto nelle logiche ΔT 100 e ΔT 150, in quanto il calore è possibile accumularlo per usarlo successivamente senza compromettere il rendimento. Inoltre si intuisce come aumentando l'estrazione del termoclino si prolunghi sempre di più il funzionamento dell'impianto. Con l'ipotesi del precedente studio lo spegnimento è anticipato ma estraendo sempre alla massima temperatura si

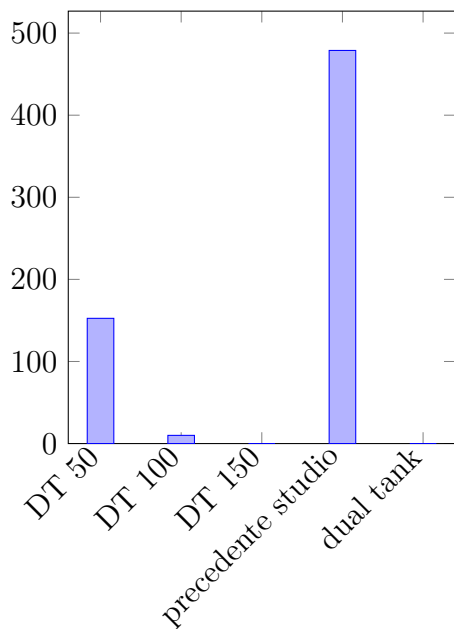


(a) Settimana estiva

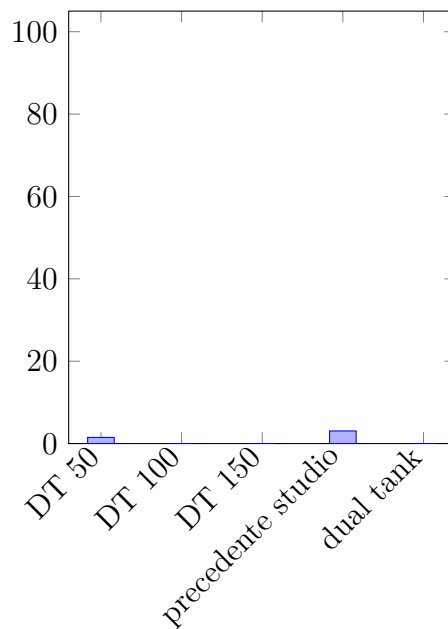


(b) Settimana primaverile

Figura 5.25: Potenza elettrica netta prodotta dal calore accumulato [MWh]



(a) Settimana estiva



(b) Settimana primaverile

Figura 5.26: Potenza persa per defocusing [MWh]

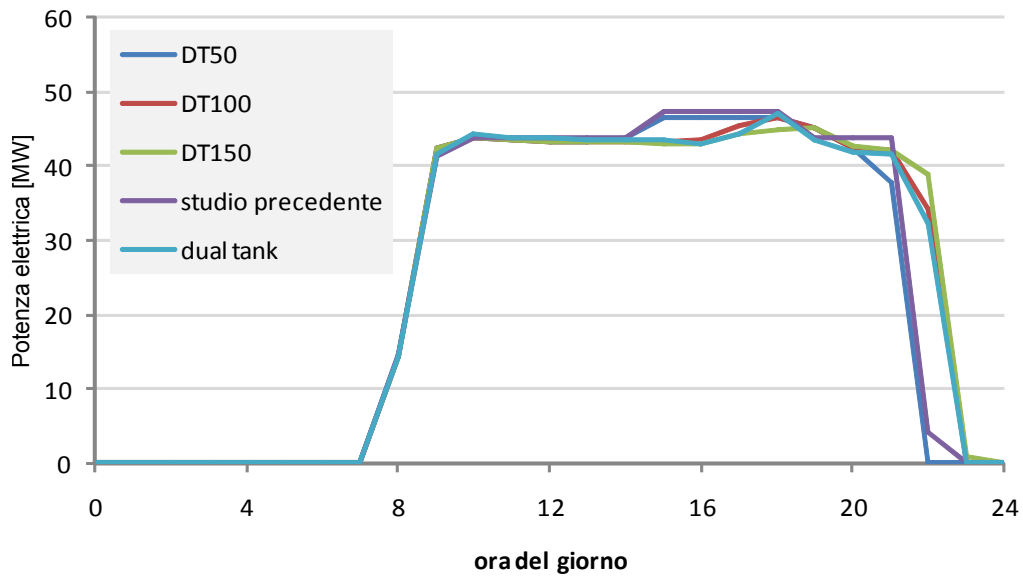


Figura 5.27: Output elettrico estivo nelle diverse logiche di accumulo

vede come fino alla fine la potenza elettrica rimanga quella nominale.

Per quantificare la bontà del serbatoio in esame è stato da ultimo scelto di confrontare le sue prestazioni con un equivalente sistema di accumulo a doppio serbatoio indiretto con sali fusi (vedi figura 2.8). È stata quindi considerata la medesima capacità di accumulo nominale di 3 ore.

Il fluido vettore anidride carbonica ha il compito di trasferire il calore dal campo specchi all'accumulo e dall'accumulo al blocco di potenza, mentre i sali fusi, al momento il fluido migliore per sistemi a dual tank, hanno il compito di accumulare il calore. In questa logica è necessario uno scambiatore in più e ovviamente raddoppiare i serbatoi. Questi non sono in pressione per cui è più facile garantire la resistenza meccanica delle pareti e sono ammissibili grossi diametri. Il rapporto superficie/volume si riduce e con esso le perdite termiche. In questa analisi sono perciò considerate trascurabili.

Uno dei grossi svantaggi è che lo scambiatore comporta un abbassamento della temperatura al power block. Per poter trasferire calore tra i fluidi con superfici di scambio contenute si stima di tenere una differenza di temperatura di 10°C . Ne consegue che la temperatura del serbatoio caldo è 540°C , mentre quella del serbatoio freddo 150°C . In questo modo durante la carica il gas passa da 550°C a 160°C . Nella fase di scarica invece passa da 140°C a 530°C . Si abbassa così sia l'efficienza del campo solare che riceve fluido in ingresso più caldo e soprattutto l'efficienza del power block che non lavora

più in condizioni nominali. La prima perdita è trascurabile perché miscelandosi con la grossa portata in uscita dagli scambiatori del power block lo scostamento rispetto alla temperatura di progetto è contenuto.

I precedenti grafici mostrano come questo sistema garantisca il completo accumulo della potenza messa a disposizione dal campo specchi evitando così il defocusing. Le prestazioni dell'accumulo risultano migliori in entrambe le stagioni considerate: nonostante la costante degradazione del calore di 20°C, le perdite termiche trascurate fanno sì che la potenza ricavabile sia superiore rispetto al sistema a termoclino. Inoltre è possibile semplificare la gestione invernale diventando praticabile il preaccumulo. Rispetto ai calcoli del precedente studio, in estate risulta vincente grazie all'assenza di defocusing, in primavera invece il calore degradato penalizza questo sistema.

Con questa valutazione energetica il doppio serbatoio risulta il sistema più efficiente, è necessario però investigare economicamente se una tale gestione sia sensata e se i costi del doppio serbatoio e dei sali fusi siano ripagati dalla maggiore energia elettrica estratta.

Capitolo 6

Conclusioni

La scarsa attrattiva dello sfruttamento dell'energia solare deriva dagli elevati costi di conversione. Nonostante questa fonte sia gratuita, il costo specifico degli impianti solari è al momento molto alto, complici la bassa concentrazione della radiazione ed i rendimenti di conversione ancora ridotti. Inoltre fenomeni meteorologici e l'alternanza giorno/notte limitano il tempo di funzionamento dell'impianto.

Per incrementare quest'ultimo è conveniente disaccoppiare l'assorbimento della radiazione dalla conversione. La tecnologia CSP permette questa pratica grazie al passaggio intermedio in energia termica che è possibile accumulare in serbatoi ed utilizzare successivamente quando l'irraggiamento è basso o assente. Diventa quindi fondamentale una ricerca volta a ridurre i costi di accumulo così da incrementare le ore equivalenti di impianti solari senza un eccessivo aumento dei costi.

Lo stato dell'arte prevede l'uso di sali fusi sia come fluido vettore che come fluido di accumulo e la costruzione di un volume di stoccaggio doppio (un serbatoio caldo e uno freddo) rispetto alla capacità termica del liquido. Il costo dei serbatoi e del fluido sono alti e ciò spinge a ricercare nuove soluzioni, inoltre i sali fusi pongono dei severi limiti sulle temperature operative massime e minime.

In questa tesi è stata studiata la possibilità di utilizzare fluido vettore gassoso e materiale di accumulo solido, costituito da un letto impaccato di sfere di ghisa di diametro 1 cm occupanti il 65 % del volume totale. Il fluido gassoso scelto (CO_2) non pone vincoli sulle temperature e la tipologia indiretta comporta l'utilizzo di un volume unico, quello occupato dalla matrice solida. I costi dei due materiali, gas e solido, sono molto contenuti rispetto a quello dei sali fusi.

Purtroppo l'utilizzo di un gas complica la gestione in quanto l'intero circuito dovrà essere tenuto in pressione per limitare la spesa energetica nel-

la movimentazione del fluido e la geometria dei serbatoi risente di vincoli strutturali: non più unico, largo e basso, ma tanti lunghi e stretti disposti orizzontalmente in parallelo. Il diametro interno è infatti stato limitato a 60 cm. Inoltre il trasferimento di energia tra le due fasi comporta un'inevitabile degradazione del calore a temperature inferiori nella zona detta termoclino.

Tramite il software COMSOL Multiphysics è stato calcolato il campo delle temperature e pressioni nella matrice porosa. Attraverso una serie di simulazioni è stato studiato il comportamento del serbatoio, l'entità delle perdite di carico, il calore disperso in ambiente e l'estensione della zona a gradiente termico. La caduta di pressione rimane nel caso di massima portata inferiore al 5 % tra ingresso e uscita del fluido nel serbatoio; le perdite termiche sono rilevanti a causa dell'elevato rapporto superficie/volume e sono quantificabili con un abbassamento di circa 2°C/ora da serbatoio alla massima temperatura.

Simulazioni cicliche di carica e scarica mostrano che la zona a gradiente termico è in continua espansione fino ad occupare l'intera lunghezza del serbatoio. Questa dilatazione è principalmente dovuta alla differenza di temperatura che si crea tra il gas e il solido affinché il calore possa essere scambiato ed è tanto maggiore quanto più la portata per unità di area è elevata: il calore infatti ha sempre meno tempo per fluire da una fase all'altra. Diventa quindi indispensabile estrarre parte del termoclino sia nella fase di carica che in quella di scarica così da ridurre ad ogni ciclo la dimensione e avere nel serbatoio una maggiore quantità di calore ad alta temperatura. La velocità d'altro canto promuove lo scambio termico, in quanto aumenta la turbolenza del gas nella matrice solida: la dilatazione del termoclino risulta quindi meno che proporzionale alla portata, per cui conviene avere serbatoi più lunghi possibile in modo tale che la lunghezza relativa del termoclino sia minore e quindi minore il calore degradato.

La dilatazione causata dalla diffusione è invece trascurabile e l'uso di un materiale metallico con diffusibilità elevata non crea problemi.

Il comportamento reale di questo tipo di accumulo è stato introdotto nel precedente studio condotto da Robbiati [1] di un impianto CSP a fluido vettore gassoso. Sono state rispettate le geometrie e le portate in ingresso ai serbatoi, frutto di una ottimizzazione economica globale. Precedentemente era stata assunta una condizione di adiabaticità ed una lunghezza di stabilizzazione del termoclino senza la necessità di estrarre fluido a temperature intermedie. Grazie al calcolo fluidodinamico è stato possibile svincolarsi da queste ipotesi e trovare l'effettiva potenza introducibile ed estraibile sia in quantità che in qualità: parte del calore in uscita è infatti degradato a temperature inferiori.

Sono state prese come riferimento tre settimane tipiche variando la quan-

tità di termoclino estratto e sono stati introdotti un rendimento di carica e uno di scarica. In inverno, quando la portata dal campo specchi è sempre inferiore a quella nominale, l'accumulo è usato per concentrare il calore di più giorni in un unico momento così da produrre elettricità per più ore senza interruzioni. Si è notato che una tale strategia di accumulo è impraticabile a causa delle elevate perdite termiche che degradano troppo rapidamente il calore introdotto.

Durante l'estate e la primavera, quando il calore accumulato è utilizzato la sera dello stesso giorno, le perdite termiche si assestano tra il 5 e il 10 % del calore introdotto. Si nota che è conveniente variare la tolleranza della temperatura in uscita: in primavera fino a 100°C, in estate la massima possibile. In questo modo si estrae più o meno termoclino e si ottimizza la gestione del serbatoio. Così facendo aumenta la quantità di calore pregiato di alta temperatura e si evita un'inutile estrazione di fluido a temperatura intermedia.

Nel precedente studio la lunghezza del termoclino è stata sovrastimata e nella stagione estiva ciò ha comportato un eccessivo defocusing del campo solare. Secondo il nuovo modello le perdite per miscelamento rimangono di bassa entità rispetto al calore disperso in ambiente e ciò lo si apprezza anche dal confronto con un sistema a doppio serbatoio. Nonostante anche questo risenta di una degradazione del calore nello scambiatore gas-sali fusi, le ridotte perdite termiche rendono preferibile il doppio serbatoio sia nella settimana estiva che in quella primaverile.

L'accumulo è molto piccolo perciò la potenza netta prodotta è poco influenzata, ma gli andamenti rispecchiano quanto detto: in estate estraendo più termoclino il rendimento solar-to-electric passa dal 19,2 al 20,1 % mentre in primavera utilizzando meno serbatoio la differenza è molto lieve e il rendimento si assesta attorno al 18,8 %, ma si nota che la gestione ottimale è quella che prevede di estrarre fluido solo fino a 100°C di differenza rispetto alle temperature nominali.

6.1 Possibili sviluppi futuri

Il modello monodimensionale utilizzato è molto semplificato: essendo molto rilevanti le perdite termiche, la distribuzione radiale delle temperature è molto variabile e la degradazione del calore non è stata studiata approfonditamente. L'uso di un modello bidimensionale assialsimmetrico può risolvere il problema. Inoltre la posizione orizzontale dei serbatoi può far insorgere moti naturali che comprometterebbero la stratificazione dilatando la zona a gradiente termico. È necessario investigare questa ipotesi attraverso un'ana-

lisi adimensionale oppure attraverso un modello che tenga conto della forza di galleggiamento.

L'integrazione del modello del serbatoio con l'impianto è stata fatta dopo aver simulato il suo comportamento. Il funzionamento dell'impianto perciò non influenza la gestione del serbatoio. Una migliore analisi è quella che simula in parallelo accumulo e impianto ottimizzando istante per istante il sistema complessivo.

Da ultimo la precedente ottimizzazione economica condotta da Robbiati andrebbe corretta integrando il nuovo modello sviluppato in questa tesi. Le dimensioni e la capacità del serbatoio potrebbero variare tenendo conto del reale comportamento e considerando la possibilità di variare anche il multiplo solare per sfruttare maggiormente l'accumulo.

È necessario stabilire se il ridotto costo dei materiali di accumulo può compensare la spesa di un ulteriore isolamento termico, un maggiore diametro dei serbatoi oppure una minore pressione di esercizio con conseguente maggiore spesa energetica per la movimentazione del gas.

Bibliografia

- [1] A. Robbiati, G. Manzolini, and M. Binotti, “Sviluppo di un codice di calcolo per l’ottimizzazione di un impianto solare termodinamico con fluido termovettore gassoso,” Master’s thesis, Politecnico di Milano, 2013.
- [2] G. Angelini, G. Manzolini, A. Lucchini, and M. Kummert, “Numerical modelling of molten-salt thermocline storage systems: feasibility and criteria for performance improvement,” Master’s thesis, Politecnico di Milano, 2013.
- [3] BP, “Statistical review of world energy,” tech. rep., British Petroleum, June 2013.
- [4] ENEA, “Quanta energia solare arriva sulla terra?,” http://www.enea.it/it/enea_informa/le-parole-dellenergia/radiazione-solare/quanta-energia-solare-arriva-sulla-terra.
- [5] A. Giostri, M. Binotti, A. M., P. Silva, E. Macchi, and G. Manzolini, “Comparison of different solar plants based on parabolic trough technology,” *Solar Energy*, vol. 86, pp. 1208–1221, 2012.
- [6] IRENA, “Cost analysis of concentrating solar power,” *IRENA Working Paper*, June 2012.
- [7] C. Turchi, M. Mehos, C. Ho, and K. G.J., “Current and future costs for parabolic trough and power tower systems in the us market,” *National Renewable Energy Laboratory (NREL)*, 2010.
- [8] G. Manzolini and P. Silva, *Solar Energy Sciences and Engineering Applications*, ch. 14. CRC Press/Balkema, 2012.
- [9] Fichtner, “Technology assessment of csp technologies for a site specific project in south africa final report,” tech. rep., The World Bank and ESMAP, Washington D.C., 2010.

- [10] A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. Lázaro, P. Dolado, B. Zalba, and L. F. Cabeza, “State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, no. 1, pp. 31–55, 2010.
- [11] M. Passoni and M. Radice, “Analisi tecnico-economica di sistemi di accumulo termico per impianti solari termodinamici a concentrazione parabolico-lineale,” Master’s thesis, Politecnico di Milano, 2011.
- [12] D. Kearney, U. Herrmann, B. Kelly, R. Mahoney, R. Cable, D. Blake, H. Price, N. Potrovitza, and J. Pacheco, “Assessment of a molten salt heat transfer fluid in a parabolic trough solar field,” *Solar Energy Engineering*, vol. 125, pp. 170–176, May 2003.
- [13] C. T. Boura, J. Eckstein, J. Felinks, J. Götttsche, B. Hoffschmidt, and S. Schmitz, “3-d cfd simulation of an air-sand heat exchanger,” *SolarPACES*, 2011.
- [14] T. Schumann, “Heat transfer: a liquid flowing through a porous prism,” *Journal of the Franklin Institute*, vol. 208, pp. 405–416, 1929.
- [15] S. Ergun, “Fluid flow through packed coloums,” *Chemical Engineering Progress*, vol. 48, pp. 89–94, 1952.
- [16] F. Incropera, D. DeWitt, T. Bergman, and A. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley and Sons, 7th ed., 2011.
- [17] A. Meier, C. Winkler, and D. Wuillemin, “Experiment for modelling high temperature rock bed storage,” *Solar Energy Materials*, vol. 24, pp. 255–264, 1991.
- [18] M. Kaviany, *Principles of Heat Transfer in Porous Media*. Springer, 2 ed., 1995.
- [19] J. Coutier and E. Farber, “Two applications of a numerical approach of heat-transfer process within rock beds,” *Solar Energy*, vol. 29, pp. 451–462, 1982.
- [20] R. Pfeffer, “Heat and mass transport in multiparticle systems,” *IEC Fundamentals*, vol. 3, pp. 380–383, 1964.
- [21] N. Wakao and S. Kaguei, *Heat and Mass Transfer in Packed Beds*. Gordon and Breach Science, 1982.

- [22] C. Xu, Z. Wang, H. Yaling, L. Xin, and B. Fengwu, "Sensitivity analysis of the numerical study on the thermal performance of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system," *Applied Energy*, vol. 92, pp. 65–75, 2012.